

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS

GUSTAVO DOS SANTOS GIORIA

Influência da utilização do ABS na segurança veicular baseada
na eficiência de frenagem e na probabilidade de travamento de
roda

São Carlos

2008

GUSTAVO DOS SANTOS GIORIA

Influência da utilização do ABS na segurança veicular baseada na eficiência de frenagem e na probabilidade de travamento de roda

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

São Carlos

2008

Dedico este trabalho ao meus pais, Celso Gioria e Selme Maria dos Santos Gioria, pelo apoio e compreensão em todos os momentos. Ao meu irmão, Rafael dos Santos Gioria, pelo companheirismo e amizade. E à Camila Tancredo Iesca Rodrigues pelo carinho e companhia.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a todos que compartilharam desta dissertação, em especial:

Ao Prof. Dr. Antonio Carlos Canale pela oportunidade e orientação.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) pela bolsa de estudo concedida.

Ao Carlo Gibran e à Bosch pela parceria nesta dissertação.

À Silvia Faria Iombriller pela colaboração na pesquisa.

Aos funcionários da biblioteca da Escola de Engenharia de São Carlos pelo suporte.

À Universidade de São Paulo e ao Departamento de Engenharia de Materiais, Aeronáutica e Automobilística pela estrutura.

Ao Instituto Internacional de Ciência e Tecnologia (IICT).

“Se você acha a educação cara, experimente a ignorância.”

Derek Bok

RESUMO

O ABS (*Antilock Braking System*) é um sistema suplementar ao sistema de freio de serviço normal, que impede o travamento da roda em qualquer situação de frenagem, principalmente em frenagens de emergência, e com isto garante estabilidade e dirigibilidade ao veículo e reduz, na grande maioria de situações, a distância de parada em relação ao sistema de freio normal. Por sua vez, o travamento de roda na frenagem tem uma forte relação com acidentes de trânsito. Esta dissertação apresenta uma avaliação da eficiência do ABS na redução de acidentes de trânsito nas condições de uso cotidianas do veículo, baseando-se em uma característica da dinâmica do veículo: a eficiência de frenagem. Usualmente, esta avaliação da eficácia do ABS na prevenção de acidentes é feita através de estatísticas de dados de acidentes e de registros de veículos. O travamento da roda ocorre quando a demanda de aderência de veículo, que está diretamente relacionada com a desaceleração desejada, supera a aderência disponibilizada pelo conjunto pneu pavimento. Portanto através de curvas de probabilidade de disponibilidade de aderência, curvas de probabilidade de demanda de aderência e estatísticas sobre o uso do veículo, consegue-se estimar a probabilidade da ocorrência do travamento de roda. Este trabalho apresenta estimativas de acionamentos do freio para que ocorra um travamento, de distância percorrida para que ocorra um travamento e tempo decorrido para que ocorra um travamento. As estimativas são feitas para pistas de concreto seco e concreto molhado. Para esclarecer o funcionamento do sistema, simulou-se o sistema ABS em Matlab/Simulink. Para isto, desenvolveu-se um controlador de estados finitos, o qual foi implementado em um modelo de veículo completo. A simulação realizada foi uma frenagem em linha reta até a parada completa do veículo em uma pista homogênea de alta aderência. Neste estudo verificou-se que o ABS tem grande potencial para reduzir acidentes de trânsito, tanto em pista molhada quanto em pista seca. O ABS apresenta um ganho na segurança veicular mesmo em relação a um sistema de freio perfeitamente balanceado. Deve-se ressaltar que este resultado pode ser alterado pelo fator motorista, alteração esta causada pelo desconhecimento do funcionamento e utilização do sistema ou mesmo mau uso.

Palavras-chave: *ABS, acidente de trânsito, segurança veicular, simulação*

ABSTRACT

The ABS (Antilock Braking System) is a supplementary system to the regular service brake system, which prevents the wheel lock in any braking situation, mainly in emergency braking maneuvers, and it will guarantee stability and steerability of the vehicle and reduces, in most of the situations, the stopping distance in relation to the regular brake system. By the way, the wheel lock when braking has a strong relationship with traffic accidents. This thesis presents an assessment of the efficiency of the ABS in the reduction of traffic accidents in daily conditions of use of the vehicle, based on a dynamic feature of the vehicle: the braking efficiency. Usually, this evaluation of the effectiveness of the ABS in the prevention of accidents is done through database statistics of accidents and records of vehicles. The wheel lock occurs when the friction demand of the vehicle, which is directly related to the desired deceleration, is larger than the friction provided by the interaction between the tire and the road surface. So through probability curves of availability of friction, probability curves of friction demand and statistics on the use of the vehicle, it is possible to estimate the probability of occurrence of wheel lock-ups. This study presents estimations of brake applications to cause a lock-up, estimations of distance travelled to cause a lock-up and estimations of time so that a wheel locks. The estimations are made for dry and wet concrete roads. To clarify the operation of the system, it was simulated the ABS system in Matlab/Simulink. In order to do this, it was developed a finite state controller, which was implemented in a full vehicle model. The simulation carried out was a straight line brake until the complete stop of the vehicle in a homogeneous high friction road. This study found out that the ABS has a great potential to reduce traffic accidents, both on wet road and on dry road. The ABS presents a gain in vehicles safety even in relation to a perfectly balanced brake system. It should be noted that this result can be affected by the driver factor, this change is caused by ignorance of the operation and use of the system or even misuse.

Keywords: *ABS, traffic accidents, vehicular safety, simulation*

SUMÁRIO

Lista de Siglas	xi
Lista de Símbolos	xii
Lista de Figuras	xv
Lista de Tabelas	xx
1 Introdução	1
1.1 Organização da dissertação	2
1.2 Objetivos	3
2 Revisão bibliográfica	4
2.1 Dinâmica veicular	4
2.1.1 Introdução	4
2.1.2 Classificação	5
2.1.3 Posição do CG	5
2.1.4 Forças de resistência ao movimento	7
2.1.4.1 Força devido à inclinação da pista	7
2.1.4.2 Força de resistência ao rolamento	8
2.1.4.3 Força de resistência aerodinâmica	11

2.1.4.4	Forças de inércia	11
2.1.4.5	Força de resistência do sistema de transmissão	12
2.1.5	Pneu	13
2.2	Dinâmica de frenagem	18
2.2.1	Sistemas de freio	18
2.2.2	Geração do torque de frenagem	22
2.2.3	Balanceamento	24
2.2.4	Válvulas reguladoras de pressão	34
2.2.5	Eficiência de frenagem	35
2.3	Segurança veicular	36
2.3.1	Sistemas de segurança passiva	36
2.3.2	Sistemas de segurança ativa	38
2.4	ABS	39
2.4.1	Histórico	39
2.4.2	Situação atual	42
2.4.3	Princípio de funcionamento do ABS	45
2.4.4	Requisitos	47
2.4.5	Componentes do ABS	49
2.4.5.1	Sensor de velocidade da roda:	49
2.4.5.2	Unidade de Controle Eletrônico (ECU):	49
2.4.5.3	Modulador de pressão hidráulica:	50
2.4.6	Malha de controle do ABS	50

2.4.6.1	Sistema controlado	51
2.4.6.2	Variáveis controladas	53
2.4.7	Estratégias: <i>select-high</i> e <i>select-low</i>	57
2.4.8	Disposição dos canais de controle	57
2.4.8.1	Um canal, controle do eixo traseiro <i>select-low</i>	58
2.4.8.2	Dois canais, controle dividido diagonalmente	58
2.4.8.3	Dois canais, controle do eixo dianteiro e traseiro	59
2.4.8.4	Três canais com controle individual das rodas dianteiras e controle <i>select-low</i> no eixo traseiro	61
2.4.8.5	Quatro canais, controle individual da roda	62
2.4.9	Modos do controlador	62
2.4.9.1	Modo “não freando”	62
2.4.9.2	Modo normal	62
2.4.9.3	Modo reduzir	63
2.4.9.4	Modo manter	63
2.4.9.5	Modo aplicar	63
2.4.10	Ciclos de controle típicos	64
2.4.10.1	Controle de frenagem de malha fechada em superfícies de alta aderência	64
2.4.10.2	Controle de frenagem de malha fechada em superfícies de baixa aderência	66
2.4.10.3	Controle de frenagem com atraso na construção do momento de guinada (GMA)	68

2.4.11	Dificuldades no controle do ABS	69
2.4.12	Controles modernos	71
2.5	Acidentes de trânsito.....	73
2.5.1	Uso do ABS: redução de acidentes e comportamento do motorista ...	75
3	Metodologia.....	84
3.1	Fundamentação	84
3.2	Modelagem e Simulação	92
3.2.1	Transição entre os modos	94
3.2.1.1	Transição do modo NÃO FREANDO para o modo NORMAL ..	94
3.2.1.2	Transição do modo NORMAL para o modo REDUZIR	94
3.2.1.3	Transição do modo REDUZIR para o modo MANTER	95
3.2.1.4	Transição do modo MANTER para o modo REDUZIR	97
3.2.1.5	Transição do modo MANTER para o modo APLICAR	98
3.2.1.6	Transição do modo APLICAR para o modo MANTER	99
4	Resultados	100
4.1	Resultados da simulação.....	107
4.2	Sugestões para trabalhos futuros.....	113
5	Conclusão.....	114
	Referências.....	116
	Anexo A – Travamento das rodas dianteiras contra das rodas traseiras.....	122

Anexo B – Categorías de vehículos.....124

LISTA DE SIGLAS

ABS	Antilock Braking System
CAPS	Combined Active and Passive Safety
CG	Centro de Gravidade
CONTRAN	Conselho Nacional de Trânsito
EBD	Electronic Braking-force Distribution
ECU	Electronic Control Unit
ESP	Electronic Stability Program
GMA	Controle de frenagem com atraso na construção do momento de guinada
ICMS	Imposto sobre Circulação de Mercadorias e Serviços
IPI	Imposto sobre Produtos Industrializados
LCV	Laboratório Computacional de Veículos
PIB	Produto Interno Bruto
SAE	Society of Automotive Engineers
TCS	Traction Control System
VDM	Vehicle Dynamics Management

LISTA DE SÍMBOLOS

A	área frontal do veículo, força lateral externa
B	força de frenagem
D_x	desaceleração
F_c	força centrífuga
F_{xf}	força de frenagem no eixo dianteiro
F_{xmf}	força de frenagem máxima no eixo dianteiro
F_{xmr}	força de frenagem máxima no eixo traseiro
F_{xr}	força de frenagem no eixo traseiro
H	altura do CG
L	entre eixos
L_f	distância entre o eixo dianteiro e o CG
L_r	distância entre o eixo traseiro e o CG
R	força resultante
R_a	força de resistência aerodinâmica
R_i	força de inércia
R_g	força devido à inclinação da pista

R_r	força de resistência ao rolamento
R_{rf}	força de resistência ao rolamento do eixo dianteiro
R_{rr}	força de resistência ao rolamento do eixo traseiro
S	bitola, força lateral
V	velocidade longitudinal do veículo
V_s	velocidade relativa entre o veículo e o ar
V_t	velocidade tangencial
W	peso do veículo
W_d	transferência de carga dinâmica
W_f	peso no eixo dianteiro
W_{fs}	carregamento estático do eixo dianteiro
W_r	peso no eixo traseiro
W_{rs}	carregamento estático do eixo traseiro
a	aceleração do veículo, desaceleração expressa em g's, aceleração angular da roda
c_a	coeficiente de resistência do ar
f_r	coeficiente de resistência ao rolamento
g	aceleração da gravidade
m	massa do veículo

r	raio de rolagem efetivo do pneu
r_c	raio de curvatura
s	escorregamento
η_b	eficiência de frenagem
γ_b	fator relativo à inércia das partes rotativas
μ	coeficiente de atrito
μ_0	máximo coeficiente de atrito
μ_f	coeficiente de aderência do pneu dianteiro
μ_p	pico do coeficiente de aderência
μ_r	coeficiente de aderência do pneu traseiro
μ_s	coeficiente de atrito de escorregamento
ω	velocidade angular da roda
ψ	ângulo de escorregamento
ρ	densidade do ar
θ	ângulo de inclinação da pista

LISTA DE FIGURAS

Figura - 2.1	Convenção de eixos da SAE (CANALE, 2004).	4
Figura - 2.2	Posição do CG (CANALE, 1989).	6
Figura - 2.3	Passeio longitudinal do CG (CANALE, 2004).	7
Figura - 2.4	Força de resistência devido à inclinação da pista (CANALE, 1989).	8
Figura - 2.5	Variação do coeficiente de resistência ao rolamento.	10
Figura - 2.6	Coeficientes para a eq. (2.3) (GILLESPIE, 1992).	10
Figura - 2.7	Deformação na área de contato do pneu com o pavimento (CANALE, 1989).	14
Figura - 2.8	Coeficiente de aderência da pista em função do escorregamento do pneu (TABOREK, 1957).	15
Figura - 2.9	Forças laterais (CANALE, 1989).	15
Figura - 2.10	Comportamento das forças longitudinal e lateral (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995).	16
Figura - 2.11	Diagrama do círculo de aderência (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995).	17
Figura - 2.12	Freio a disco (BOSCH, 1995).	20
Figura - 2.13	Freio a tambor (BOSCH, 1995).	21
Figura - 2.14	Exemplo de sistema de freio (BOSCH, 1999).	23

Figura - 2.15 <i>Booster</i> a vácuo (BOSCH, 1999).	24
Figura - 2.16 Cilindro mestre tipo <i>tandem</i> (BOSCH, 1999).	25
Figura - 2.17 Configurações do circuito de freio (BOSCH, 2000).	26
Figura - 2.18 Forças de frenagem máximas em função da desaceleração.	27
Figura - 2.19 Forças de frenagem máximas nas eixos dianteiro e traseiro.	29
Figura - 2.20 Forças de frenagem dinâmicas.	30
Figura - 2.21 Forças de frenagem dinâmicas normalizadas.	31
Figura - 2.22 Parábola das forças de frenagem e de aceleração dinâmicas normalizadas.	33
Figura - 2.23 Válvulas reguladoras de pressão (BOSCH, 1999).	35
Figura - 2.24 Tendência dos sistemas de segurança veicular (BOSCH, 2007).	39
Figura - 2.25 Veículos com sistema ABS inteiramente mecânico.	40
Figura - 2.26 Primeiros veículos oferecidos no mercado com ABS eletrônico (BOSCH, 2007).	41
Figura - 2.27 Evolução do ABS (BOSCH, 2007).	42
Figura - 2.28 Taxa de instalação de ABS no mundo (BOSCH, 2007).	42
Figura - 2.29 Ilustração do ciclo de funcionamento do ABS (GILLESPIE, 1992).	45
Figura - 2.30 Características das forças entre pneu e pavimento (NIGAM, 1993).	46
Figura - 2.31 Sensor de velocidade da roda (BOSCH, 1999).	49
Figura - 2.32 Modulador de pressão hidráulica (BOSCH, 1999).	50

Figura - 2.33 Malha de controle do ABS (BOSCH, 1995).	51
Figura - 2.34 Curva idealizada de coeficiente de força de frenagem por escorregamento (BOSCH, 1995).	52
Figura - 2.35 Processo inicial de frenagem simplificado (BOSCH, 1995).	53
Figura - 2.36 Processo inicial de frenagem para uma roda não motora e uma roda motora acoplada com o motor (BOSCH, 1995).	56
Figura - 2.37 Variações do sistema ABS (BOSCH, 2000).	58
Figura - 2.38 Controle de frenagem para altos coeficientes de aderência (BOSCH, 1999).	65
Figura - 2.39 Controle de frenagem para baixos coeficientes de aderência (BOSCH, 1999).	67
Figura - 2.40 Construção do momento de guinada por aderência diferentes. $M_{Y_{aw}}$ Momento de guinada, F_B Força de frenagem, μ_{HF} Coeficiente de força de frenagem. 1 Roda “ <i>high</i> ”, 2 Roda “ <i>low</i> ” (BOSCH, 2000).	69
Figura - 2.41 Característica da pressão do freio e do ângulo de esterçamento do controle de frenagem com atraso na construção do momento de guinada (GMA) (BOSCH, 1999).	70
Figura - 2.42 Matriz de Haddon (WORLD HEALTH ORGANIZATION, 2004).	76
Figura - 2.43 Derrapagem em acidentes com danos pessoais em 1964 e 1965 (SMEED; GRIME, 1968-69).	76
Figura - 2.44 Derrapagem em acidentes com danos pessoais em 1966 (SABEY, 1968- 69).	76
Figura - 3.1 Relação entre eficiência de frenagem e o número de travamentos por ano	

em pista molhada (GILLESPIE, 1992).	85
Figura - 3.2 Densidade de probabilidade de desaceleração (ERVIN; WINKLER, 1988).	87
Figura - 3.3 Distribuição de probabilidade de demanda de aderência para diferentes valores de eficiência de frenagem.	87
Figura - 3.4 Densidade de probabilidade de aderência disponível em pista de concreto molhado.	88
Figura - 3.5 Densidade de probabilidade de aderência disponível em pista de concreto seco.	89
Figura - 3.6 Requisito da norma NBR 14354 para veículos da categoria M.	89
Figura - 3.7 Requisito da norma NBR 14354 para veículos da categoria M expresso em termos de aderência disponível e eficiência de frenagem.	90
Figura - 3.8 Ilustração do procedimento de cálculo.	91
Figura - 3.9 Ilustração do diagrama de estados.	93
Figura - 4.1 Estimativa de acionamentos por travamento em pista molhada.	100
Figura - 4.2 Estimativa de acionamentos por travamento em pista seca.	101
Figura - 4.3 Comparação entre as estimativas de acionamentos por travamento em pista molhada e em pista seca.	101
Figura - 4.4 Estimativa de quilômetros e milhas rodados por travamento em pista molhada.	102
Figura - 4.5 Estimativa de quilômetros e milhas rodados por travamento em pista seca.	102
Figura - 4.6 Comparação entre as estimativas de quilômetros e milhas rodados por travamento em pista molhada e em pista seca.	103

Figura - 4.7 Estimativa de anos por travamento em pista molhada.	103
Figura - 4.8 Estimativa de anos por travamento em pista seca.	104
Figura - 4.9 Comparação entre as estimativas de anos por travamento em pista molhada e em pista seca.	104
Figura - 4.10 Comparação de desempenho em pista molhada com a mínima eficiência exigida por norma e com 100% de eficiência.	105
Figura - 4.11 Comparação de desempenho em pista seca com a mínima eficiência exigida por norma e com 100% de eficiência.	105
Figura - 4.12 Probabilidade de travamento (independentemente de em qual pista se trafega).	106
Figura - 4.13 Mapeamento de acionamentos por travamento em pista molhada. ...	107
Figura - 4.14 Corte do mapeamento de acionamentos por travamento em pista molhada, referente às mínimas condições exigidas por norma.	107
Figura - 4.15 Gráficos do deslocamento e da desaceleração do veículo.	109
Figura - 4.16 Gráficos das velocidades do veículo e das rodas.	110
Figura - 4.17 Gráficos da aceleração angular, escorregamento, pressão e modo do ABS da roda dianteira.	111
Figura - 4.18 Gráficos da aceleração angular, escorregamento, pressão e modo do ABS da roda traseira.	112

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1	Coeficiente de resistência do ar (CANALE, 1989).	11
Tabela 2.2	Sistemas de segurança veicular (GARDINALLI, 2005a).	37
Tabela 2.3	Taxa de instalação do ABS em 2006 (BOSCH, 2007).	43
Tabela 2.4	Posição das válvulas nos diferentes modos (NIGAM, 1993).	64
Tabela 2.5	Taxas de mortes por 10 mil veículos (INSTITUTO DE PESQUISA ECONÔ- MICA APLICADA, 2003).	73
Tabela 2.6	Acidentes de trânsito no Brasil (INSTITUTO DE PESQUISA ECONÔMICA APLICADA, 2003).	74

1 INTRODUÇÃO

O ABS (do alemão *Antiblockiersystem*, ou como atualmente é mais conhecido, do inglês *Antilock Braking System*) é um sistema de freio cujo propósito é garantir a estabilidade direcional e a dirigibilidade do veículo em frenagens sob quaisquer condições operacionais, especialmente em frenagens de emergência¹, através da prevenção do travamento das rodas do veículo.

No mundo todo, acidentes de trânsito são uma das principais causas de mortes e neste cenário o Brasil se destaca devido ao seu alto índice de mortes por veículos. Além das fatalidades, os acidentes de trânsito têm como consequência um grande custo associado, que representa uma perda significativa para a economia de um país.

No Brasil a taxa de instalação do ABS ainda é muito baixa, isto pode ser atribuído a vários fatores, tais como valor do veículo equipado com ABS e o poder aquisitivo da população, a própria oferta do ABS no mercado brasileiro e o desconhecimento da tecnologia pelos potenciais consumidores.

Na Europa a adoção do ABS nos veículos de passeio foi feita por meio de um “acordo de cavalheiros”, onde as montadoras acordaram em introduzir o ABS como equipamento de série em toda a produção. Por isso não houve a necessidade de um estudo teórico preliminar sobre a real necessidade do ABS nas situações do trânsito. Este acordo teve respaldo em incontáveis testes em pista que demonstraram os benefícios do ABS, como a garantia de estabilidade e dirigibilidade na frenagem e, na maioria das situações, redução da distância de parada. Estes testes em condições específicas realizadas em pis-

¹Frenagens bruscas em situações de pânico ou acidente iminente

tas de testes induzem logicamente a se acreditar que tais benefícios se traduzam em bons resultados nas condições do trânsito.

Existem estudos sobre a eficiência do ABS na redução de acidentes, porém estes são baseados em estatísticas de ocorrências de acidentes. Onde, por exemplo, toma-se um modelo de veículo que incorporou o ABS como item de série e se calcula se houve uma redução no envolvimento em acidentes deste modelo com ABS de série em relação ao mesmo modelo, porém dos anos anteriores ao ABS ser um item de série.

Esta dissertação tem uma abordagem diferente desta questão. Baseado em dados estatísticos de características da interação entre pneu e pavimento e do comportamento de um veículo de passeio dirigido por um motorista comum em vias públicas, estima-se a probabilidade da ocorrência de travamento de rodas. Esta probabilidade de travamento tem uma relação interessante com a eficiência de frenagem e o travamento de roda também está relacionado com acidentes de trânsito. Portanto estas relações fundamentarão esta dissertação, principalmente a relação entre eficiência de frenagem e probabilidade de travamento de roda.

1.1 Organização da dissertação

A dissertação apresenta o capítulo 2 com uma revisão bibliográfica abrangente dividido em 5 seções.

A seção 2.1 introduz à dinâmica veicular para poder situar tema. Apresenta sua classificação e alguns conceitos e fundamentos básicos importantes a respeito do centro de gravidade, forças de resistência ao movimento e pneu.

A seção 2.2 apresenta a dinâmica de frenagem, abordando o sistema de freio, geração do torque de frenagem, balanceamento das forças de frenagem, válvulas reguladoras de pressão e eficiência de frenagem.

A seção 2.3 apresenta o tema segurança veicular e sua classificação. Apresenta os

dispositivos já desenvolvidos, os recentes desenvolvimentos e a tendência da engenharia de segurança automobilística.

A seção 2.4 disserta sobre o ABS. Apresenta seu histórico e situação atual, princípio de funcionamento, requisitos, componentes e aspectos do controle do ABS.

Por último, a seção 2.5 discorre sobre acidentes de trânsito e apresenta trabalhos já realizados sobre o impacto do uso do ABS na redução de acidentes e sobre o comportamento dos motorista e a adaptação ao ABS.

O capítulo 3 expõe o desenvolvimento do trabalho, a fundamentação na relação entre eficiência de frenagem e travamento de roda, a modelagem do veículo e do ABS em MatLab/Simulink e a simulação realizada.

O capítulo 4 organiza os resultados obtidos no método desenvolvido no capítulo anterior, apresenta os gráficos da simulação realizada e discute os resultados e propostas da dissertação. O capítulo 5 apresenta a conclusão e as considerações finais.

1.2 Objetivos

Esta dissertação tem como objetivo avaliar o potencial de redução de acidentes de trânsito através do uso do ABS. Para o seu desenvolvimento há questões intermediárias importantes, objetivos secundários, como esclarecer a função e funcionamento do ABS, verificar a influência da presença do ABS no comportamento do motorista e comparar a velocidade desenvolvida em pista molhada com a velocidade desenvolvida em pista seca.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Dinâmica veicular

2.1.1 Introdução

A dinâmica veicular estuda a origem e os efeitos das forças atuantes no movimento do veículo e de suas partes. As forças atuantes são transmitidas para o veículo principalmente através da área de contato entre pneu e o pavimento, por isso o pneu é um elemento extremamente importante e objeto de muito estudo. A dinâmica veicular não trata somente individualmente do desempenho, dirigibilidade, segurança e conforto do veículo, mas também do comprometimento entre eles.

Os movimentos do veículo são referenciados em um sistema de coordenadas ortogonal fixado no centro de gravidade do veículo, conforme a convenção de eixos da SAE (GILLESPIE, 1992).

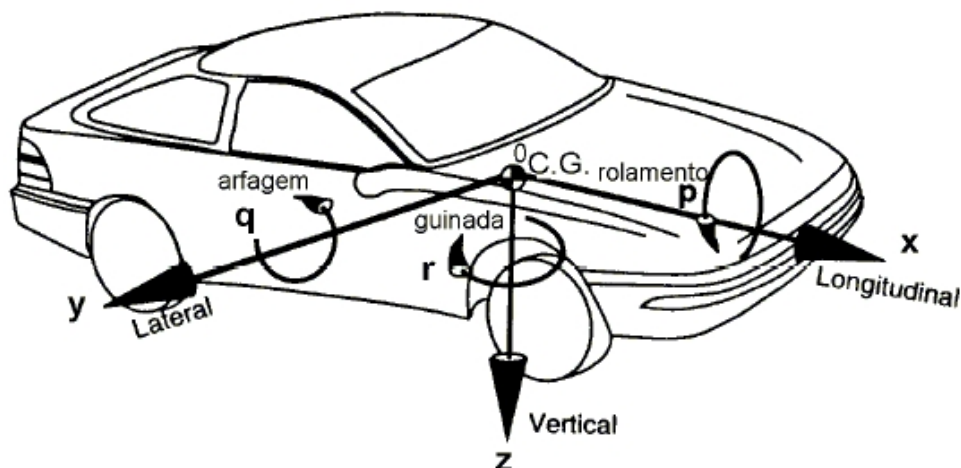


Figura 2.1: Convenção de eixos da SAE (CANALE, 2004).

2.1.2 Classificação

Didaticamente, a dinâmica veicular é dividida em três grandes áreas: dinâmica vertical, dinâmica lateral e dinâmica longitudinal (COSTA NETO, 2006).

A dinâmica vertical visa o conforto dos passageiros e a segurança veicular através da isolação de vibrações e da melhora da condição de contato do pneu com o pavimento, respectivamente. Para isto, as grandezas de interesse são: o movimento vertical na direção (z) e as rotações em torno dos eixos (x) e (y).

A dinâmica lateral estuda a dirigibilidade e a estabilidade lateral do veículo, onde os movimentos de interesse são: o movimento lateral na direção (y) e as rotações em torno dos eixos (z) e (x).

A dinâmica longitudinal estuda o desempenho do veículo na aceleração e frenagem, expresso através do movimento longitudinal na direção (x) e da rotação em torno do eixo (y).

Este trabalho disserta sobre a dinâmica de frenagem e o uso do ABS, que pertencem primordialmente à dinâmica longitudinal, porém se observa também implicações na dinâmica lateral.

2.1.3 Posição do CG

A localização do centro de gravidade (CG) do veículo tem grande influência nas características de desempenho, condições operacionais e estabilidade (CANALE, 1991). Usualmente a posição longitudinal e transversal do CG do veículo é dada em relação ao entre eixos L e à bitola S , respectivamente, e a posição vertical H é dada em relação ao solo (Fig. (2.2)).

Porém, quando se trata da determinação da posição do CG, a complexidade não surge somente de erros das medições experimentais ou de estimativas de cálculos computacionais. Devido às inúmeras possibilidades de carregamento do veículo, não só por causa da quantidade de massa acrescida ao veículo, mas também a localização dentro do veículo

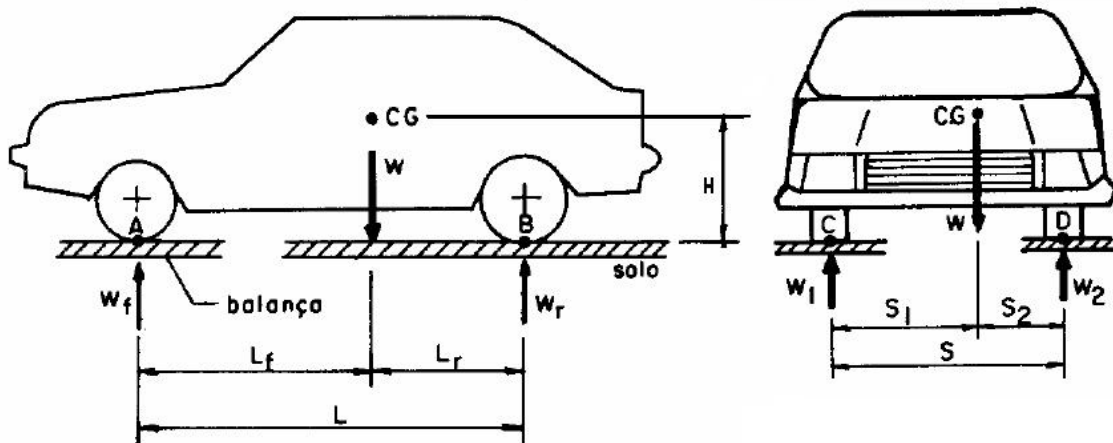


Figura 2.2: Posição do CG (CANALE, 1989).

onde a massa é acrescida, a posição do CG varia longitudinalmente, transversalmente e verticalmente. Para prever todas as posições no espaço possíveis do CG de um veículo, Canale (1991) utiliza um método do “passeio do centro de gravidade”, com o qual, a partir das dimensões geométricas do veículo e dos limites de carregamento dos eixos e rodas e também do limite de carga do veículo, determina-se o envelope de posições no espaço onde o CG pode se encontrar. Esta técnica é muito utilizada em projetos aeronáuticos para garantir a utilização segura do equipamento em qualquer das condições previstas pelo fabricante (CANALE, 1991).

Por exemplo, a Fig. (2.3) apresenta a aplicação do método do “passeio do centro de gravidade” em um veículo de passeio para se determinar o passeio longitudinal do CG. Com o peso em ordem de marcha¹ do veículo se traça a reta (I) e com o peso total máximo do veículo especificado se traça a reta (II). A curva (III) representa o carregamento do eixo dianteiro a partir do peso em ordem de marcha, ou seja, quando cargas são colocadas nos bancos dianteiros. A curva (IV) limita o peso máximo no eixo dianteiro. Da mesma forma, a curva (V) representa o carregamento do eixo traseiro a partir do peso em ordem de marcha, colocando-se cargas no porta-malas e a curva (VI) o limite máximo de peso no eixo traseiro. A área delimitada por estas curvas apresenta o passeio longitudinal do C.G. do veículo de acordo com o carregamento. O ponto destacado sobre a curva (III) é

¹Peso do veículo completo com todos os equipamentos e fluidos necessários para o funcionamento normal.

chamado de peso operacional, que é o peso em ordem de marcha mais um motorista de 75kgf.

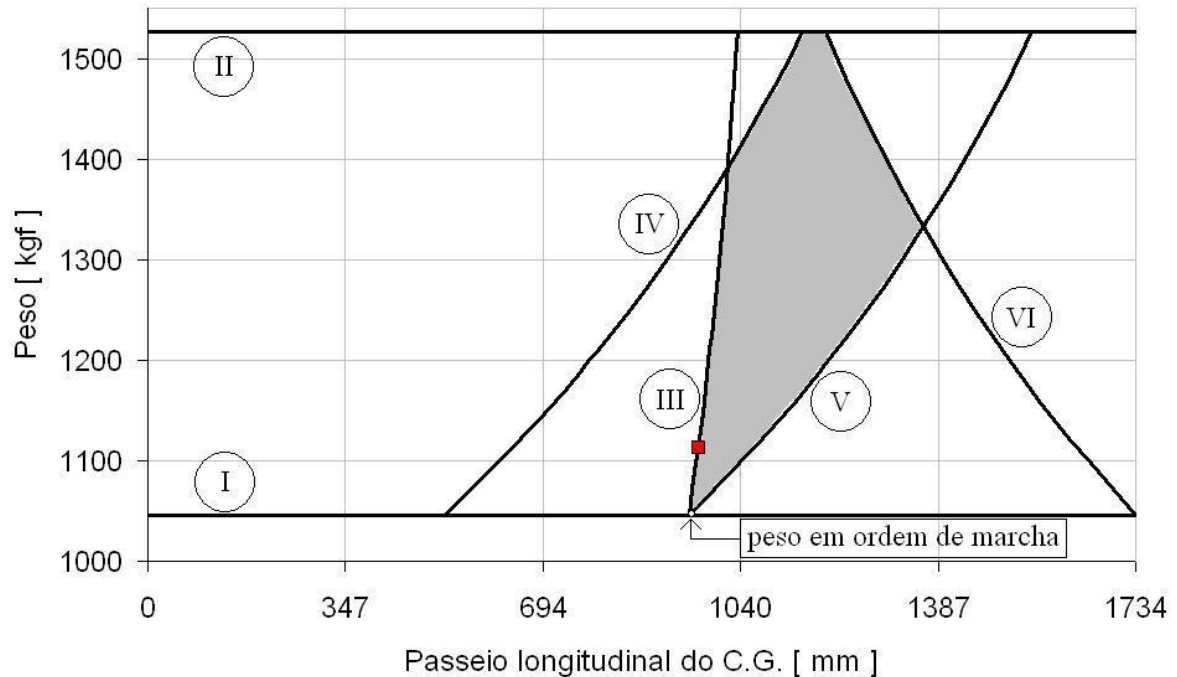


Figura 2.3: Passeio longitudinal do CG (CANALE, 2004).

2.1.4 Forças de resistência ao movimento

As forças de resistência atuantes em um veículo em movimento são: a força devido à inclinação da pista, a força de resistência ao rolamento, a força de resistência aerodinâmica, as forças de inércia, a força de resistência do sistema de transmissão. A compreensão destas forças é fundamental para o estudo do desempenho dinâmico de veículos.

2.1.4.1 Força devido à inclinação da pista

A força peso pode contribuir ou prejudicar o desempenho do veículo na frenagem dependendo da inclinação da pista (Fig. (2.4)). O efeito da inclinação da pista é considerado através da componente da força peso projetada na direção paralela ao solo.

Considerando o ângulo θ de inclinação da pista medido como a rotação do eixo y , pode-se escrever a contribuição da força peso no movimento longitudinal do veículo como:

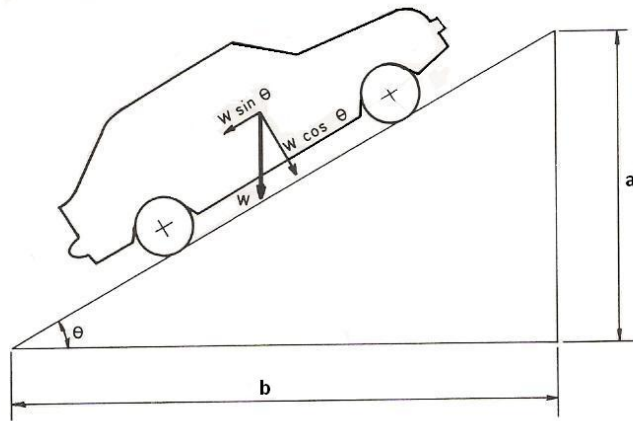


Figura 2.4: Força de resistência devido à inclinação da pista (CANALE, 1989).

$$R_g = -W \cdot \sin(\theta) \quad (2.1)$$

2.1.4.2 Força de resistência ao rolamento

A resistência ao rolamento de um pneu é composta de três partes (CLARK; DODGE, 1979):

- Atrito ou escorregamento entre pneu e pavimento;
- Arrasto do ar dentro e fora do pneu;
- Perdas por histerese dos materiais do pneu.

Considerando o veículo como um todo, a resistência ao rolamento é a soma das resistências de todas as rodas:

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

Para cálculos teoricamente mais exatos, o peso dinâmico do veículo, incluindo os efeitos da aceleração e a componente vertical da resistência do ar, é usado.

O coeficiente de resistência ao rolamento, f_r , é um fator adimensional que expressa os efeitos de complicadas e interdependentes propriedades físicas do pneu e do pavimento. Alguns dos fatores mais importantes são discutidos a seguir.

Fatores que afetam a resistência ao rolamento:

A temperatura do pneu pode ter um efeito significativo na resistência experimentada, porque boa parte da resistência ao rolamento em superfícies pavimentadas surge da deformação e da perda de energia no material do pneu (GILLESPIE, 1992). Os pneus têm resistência ao rolamento maior quando partem das condições de temperatura ambiente do que depois de aquecido até às temperaturas de equilíbrio em operação. Os pneus aquecidos fazem com que o ar dentro do pneu aumente a pressão, levando a uma redução da deformação do pneu e até a mais reduções na resistência ao rolamento. Para pneus de veículos de passeio esta redução é da ordem de um terço da resistência ao rolamento inicial (CLARK; DODGE, 1979).

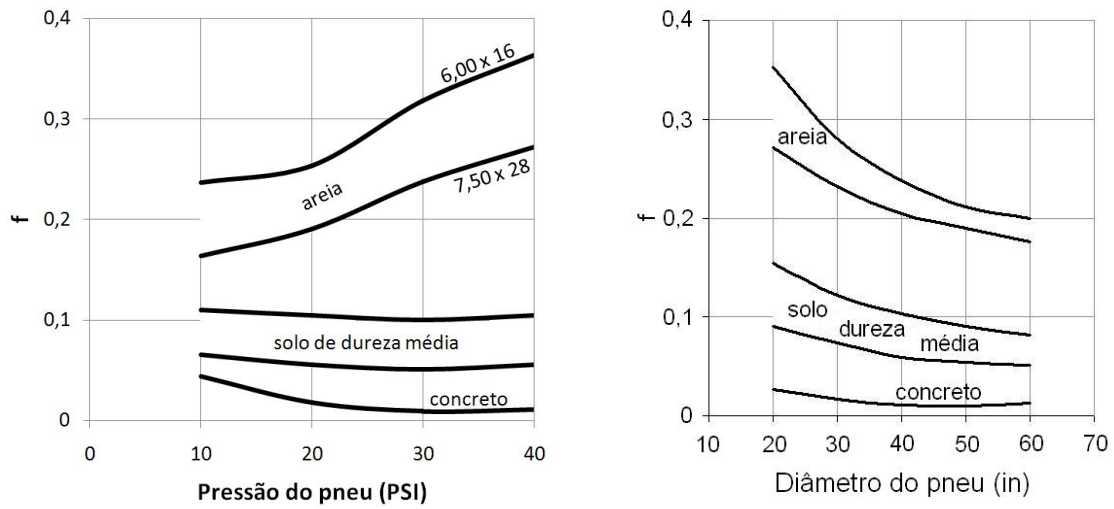
A pressão de insuflagem do pneu determina a elasticidade do pneu e, em combinação com o carregamento, determina a deflexão das paredes laterais e a área de contato. A resistência ao rolamento também depende da elasticidade do pavimento. Em superfícies macias como areia, pressões de insuflagem altas resultam em uma penetração no solo maior e, portanto, coeficientes maiores. Ao contrário, pressões de insuflagem menores, enquanto diminuem a penetração no solo, aumentam a flexão do pneu (Fig. (2.5(a))).

O coeficiente é diretamente proporcional à velocidade do veículo por causa do aumento do trabalho de flexão e da vibração do corpo do pneu. A influência da velocidade se torna mais evidente quando combinada com baixa pressão de insuflagem do pneu.

Rodas transferindo forças de tração ou de frenagem apresentam resistências ao rolamento maiores devido ao escorregamento parcial do pneu e do atrito dinâmico resultante. Forças laterais produzem o mesmo efeito.

Há ainda outros fatores como o material do pneu e seu projeto. Por exemplo, a Fig. (2.5(b)), apresenta a variação do coeficiente com o diâmetro do pneu (GILLESPIE, 1992).

Determinação do coeficiente de resistência ao rolamento:



(a) Com a pressão de insuflagem (GILLESPIE, 1992). (b) Com o diâmetro do pneu (CANALE, 1989).

Figura 2.5: Variação do coeficiente de resistência ao rolamento.

A quantidade de fatores que afetam a resistência ao rolamento e suas inter-relações fazem com que seja impossível criar uma fórmula que considere todas as variáveis. O Instituto de Tecnologia de Stuttgart desenvolveu a eq. (2.3) para rolamento em superfície de concreto.

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

Os dois coeficientes, f_o e f_s , dependem da pressão de insuflagem e são determinados a partir do gráfico da Fig. (2.6).

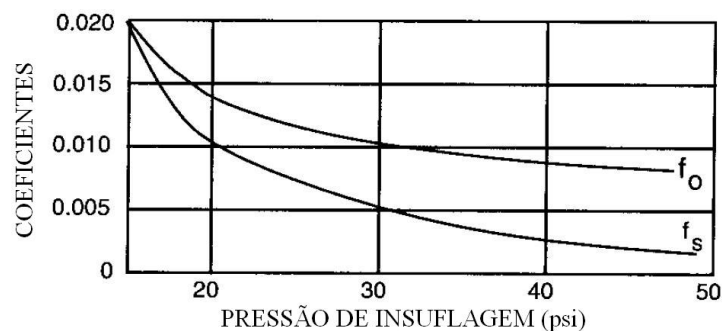


Figura 2.6: Coeficientes para a eq. (2.3) (GILLESPIE, 1992).

2.1.4.3 Força de resistência aerodinâmica

A força de resistência do ar nos veículos é originada basicamente de três componentes: o atrito do ar com as laterais do veículo, o fluxo de ar através do automóvel para refrigeração ou ventilação e a resistência de forma, que é a componente da resistência dependente da forma aerodinâmica do corpo. Estes três fatores devem ser considerados no coeficiente de resistência ao ar, c_a , o qual tem um valor particular para cada veículo (CANALE, 1989).

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

$$R_a = 0,5 \cdot c_a \cdot \rho \cdot A \cdot V_s^2 \quad (2.4)$$

Onde ρ é a densidade do ar, A é a área frontal do veículo e V_s é a velocidade relativa entre o veículo e o ar.

A faixa de valores do coeficiente de resistência do ar para a SAE, na condição “padrão atmosférica” (101325Pa) é apresentada na Tab. (2.1).

Tabela 2.1: Coeficiente de resistência do ar (CANALE, 1989).

Veículo	c_a
Carros passageiros	0,25 - 0,45
Conversíveis	0,60 - 0,70
Carros de corrida	0,20 - 0,30
Ônibus	0,60 - 0,70
Caminhão	0,80 - 1,00
Motocicleta	1,3

2.1.4.4 Forças de inércia

A força total de inércia na translação de um veículo é dada por uma parcela da própria translação da massa do veículo com uma aceleração a e uma parcela de todos os momentos de inércia das partes rotativas do veículo, desde o sistema de geração de torque até a transmissão ao solo. Para facilitar o estudo do desempenho do veículo, as inércias rota-

tivas são transformadas em uma inércia fictícia equivalente aplicada no C.G. do veículo (CANALE, 1989).

Pode-se definir um fator γ_b , que multiplicado pela massa do veículo, expresse o efeito das partes rotativas, conforme a eq. (2.5).

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

E γ_b é igual a:

$$\gamma_b = 1 + \frac{1}{m} \cdot \frac{I_d}{r^2} \quad (2.6)$$

Onde I_d é a transferência de todos os momentos de inércia, de todas as peças rotativas do veículo, para o eixo das rodas e r é o raio do pneumático.

Em movimentos curvilíneos do veículo, surge também a força centrífuga, a qual é sustentada no equilíbrio pelas forças laterais dos pneus. A força centrífuga é dada por:

$$F_c = m \cdot \frac{V_t^2}{r_c} \quad (2.7)$$

Onde r_c é o raio de curvatura do movimento curvilíneo e V_t é a velocidade tangencial.

2.1.4.5 Força de resistência do sistema de transmissão

A força de resistência do sistema de transmissão representa a parcela da potência perdida na transmissão do torque do eixo do motor até o eixo da roda, passando pela caixa de câmbio e diferencial. Usualmente esta perda é dada como uma eficiência η , freqüentemente medida experimentalmente.

2.1.5 Pneu

Nos veículos rodoviários o controle primário e as forças de distúrbios aplicadas nos veículos, com exceção das forças aerodinâmicas, são geradas na área de contato entre o pneu e o pavimento. O pneu tem essencialmente três funções (GILLESPIE, 1992):

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

Com um pneu rolando em um pavimento, ambas as forças de tração e lateral são desenvolvidas por um mecanismo de cisalhamento. Cada elemento da banda de rodagem do pneu que passa pela área de contato do pneu com o pavimento exerce uma tensão de cisalhamento, a qual, se integrada na área de contato, é igual às forças de tração e/ou lateral desenvolvidas pelo pneu.

Há dois mecanismos primários responsáveis pelo acoplamento de aderência entre o pneu e o pavimento: a adesão da superfície, que surge das ligações intermoleculares entre a borracha e a superfície do pavimento; e o mecanismo de histerese, que representa a perda de energia da borracha conforme ela deforma quando desliza sobre o pavimento. Ambos os mecanismos dependem de uma pequena quantidade de escorregamento que ocorre na interface do pneu com o pavimento (COSTA, 2007).

Sob aceleração ou frenagem, um escorregamento adicional é observado como resultado da deformação dos elementos de borracha na banda de rodagem conforme eles defletem para desenvolver e manter a força de atrito.

O escorregamento é definido adimensionalmente, como uma porcentagem da velocidade longitudinal:

$$s = \left(1 - \frac{rw}{V}\right) * 100 \quad (2.8)$$

onde:

r = raio de rolagem efetivo do pneu;

w = velocidade angular da roda;

V = velocidade longitudinal.

Quando as fibras comprimidas se expandem, elas escorregam sobre a superfície do solo, originando um escorregamento parcial (Fig. (2.7)) (CANALE, 1989).



Figura 2.7: Deformação na área de contato do pneu com o pavimento (CANALE, 1989).

O lado direito da Fig. (2.8) é uma vista superior esquemática de um pneu transferindo uma força de frenagem B na direção de rolagem e uma força lateral S , perpendicular à direção de rolagem. Estas condições podem existir, por exemplo, em um carro sendo desacelerado em uma curva. Os limites das forças de atrito são proporcionais aos valores de μ disponíveis.

As forças B e S formam um vetor resultante R . Enquanto R permanecer dentro do círculo μ_0 , ocorrerá rolamento. Caso B e/ou S aumente ao ponto de R não caber mais dentro do círculo de μ_0 , a aderência cairá rapidamente para o valor de μ_s e a roda começará a escorregar na direção de B . A força lateral S , a qual então não pode ser mais mantida, desaparece completamente; A força B perde sua direção anterior da rolagem e se opõe somente ao movimento instantâneo (TABOREK, 1957).

O rolamento das rodas é obviamente possível somente no seu plano longitudinal. Se sob a ação de forças externas, como mostra a Fig. (2.9), a direção do movimento de uma roda é forçada a desviar-se da direção de rolamento puro, o pneumático reage com

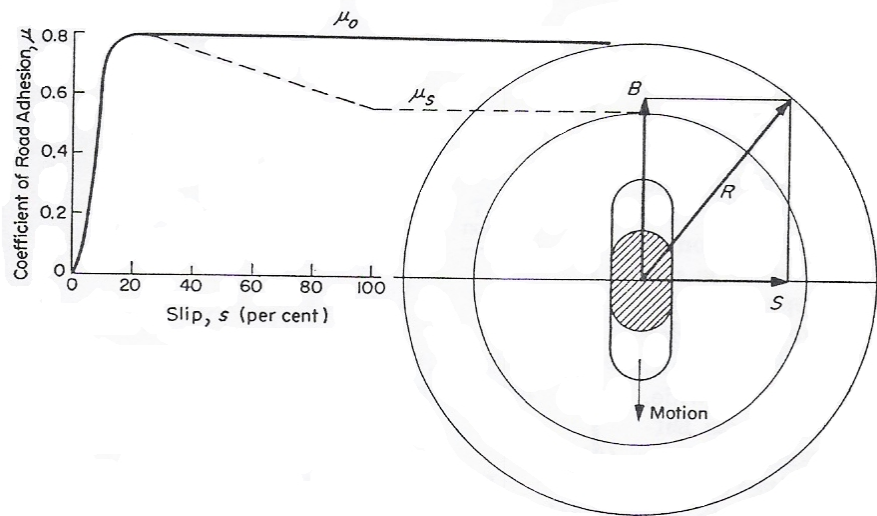


Figura 2.8: Coeficiente de aderência da pista em função do escorregamento do pneu (TABOREK, 1957).

uma força de reação lateral de atrito S (CANALE, 1989).

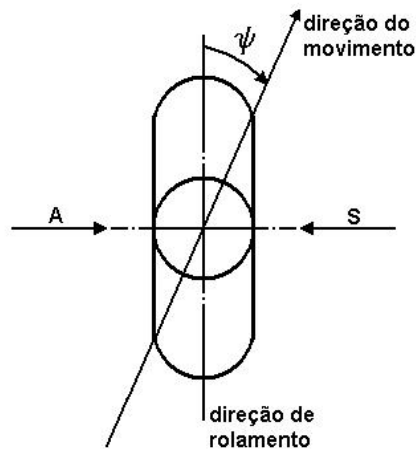


Figura 2.9: Forças laterais (CANALE, 1989).

Onde:

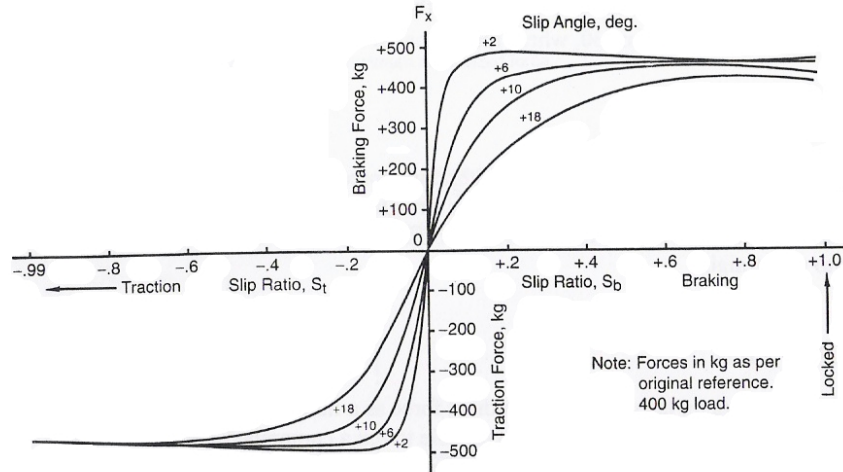
ψ = ângulo de escorregamento: ângulo entre a direção de rolamento e a direção de movimento

A = força lateral externa

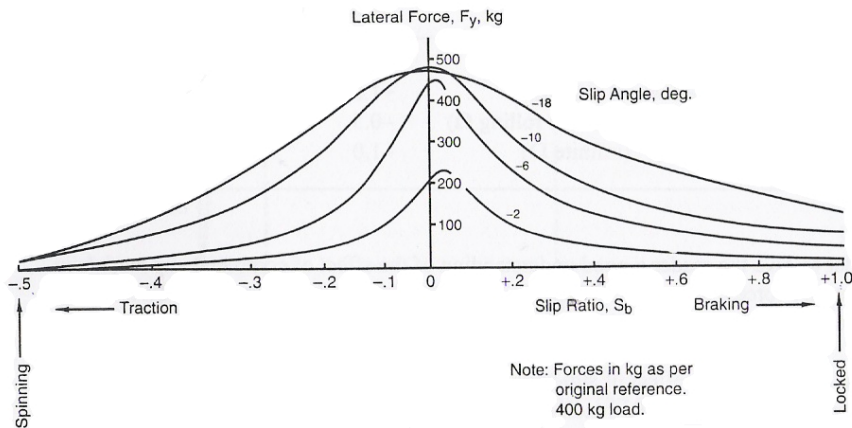
S = força de reação do pneumático

A aplicação de escorregamento parcial longitudinal geralmente tende a reduzir a força lateral de uma dada condição de ângulo de escorregamento, e inversamente, a

aplicação de ângulos de escorregamento reduz a força longitudinal desenvolvida em uma dada condição de frenagem. Este comportamento é mostrado na Fig. (2.10).



(a) Forças de frenagem e tração pela razão de escorregamento e ângulo de escorregamento.



(b) Força lateral pela razão de escorregamento e ângulo de escorregamento.

Figura 2.10: Comportamento das forças longitudinal e lateral (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995).

A Fig. (2.10) ilustra a força lateral F_y e a força longitudinal F_x em função do ângulo de escorregamento e do escorregamento longitudinal. Na Fig. (2.11), um único diagrama é desenvolvido, o qual combina as forças lateral e longitudinal. Este diagrama é composto das então chamadas elipses de aderência e círculo de aderência. O círculo de aderência representa o limite de geração de força do pneu dado o conjunto de dados operacionais (carregamento, pavimento, temperatura etc). Este diagrama para um único

pneu/roda é conceitualmente similar ao diagrama do círculo de aderência para todo o veículo.

A Fig. (2.11) é um gráfico da força lateral pela força longitudinal para uma série de ângulos de escorregamento e taxas de escorregamentos longitudinais. Somente a metade direita do diagrama do círculo completo é mostrada.

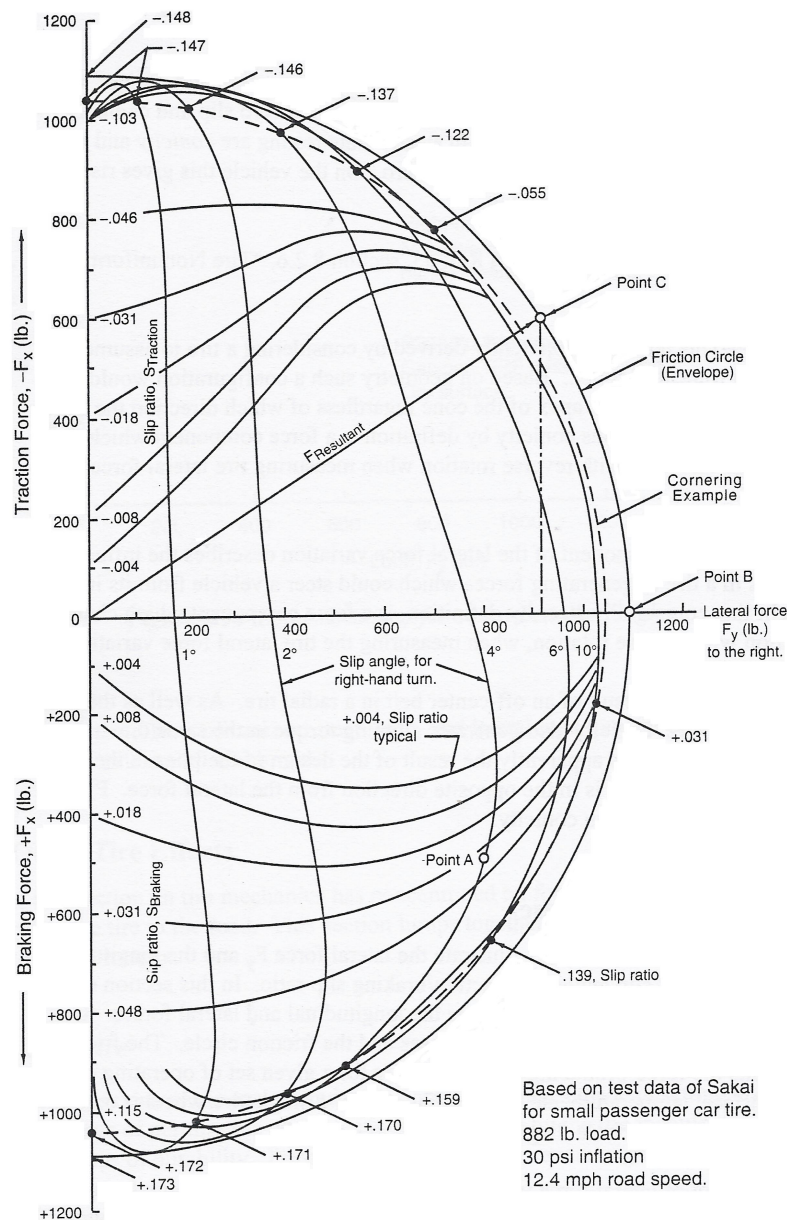


Figura 2.11: Diagrama do círculo de aderência (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995).

Na origem do diagrama, o pneu está rolando livremente em direção reta sem força longitudinal (além de uma pequena resistência ao rolamento). O ângulo de escorregamento

e a força lateral são nulos. Andando para a direita sobre o eixo horizontal aumenta-se a força lateral e nota-se as linhas de ângulo de escorregamento correspondentes. A curva convencional da força lateral pelo ângulo de escorregamento poderia ser tirada a partir dos dados do eixo horizontal.

O eixo vertical representa a força longitudinal e várias razões de escorregamento são marcadas ao longo da escala. Note que positivo (+) está para baixo e relacionado com a frenagem e tração está para cima negativo (-) (convenção usada por Sakai (1981)). Os pontos no eixo vertical podem ser usados para desenvolver as curvas de escorregamento longitudinal pela força longitudinal.

A parte interessante do diagrama é fora dos eixos, onde forças combinadas de tração/frenagem e lateral são representadas. Por exemplo, o ponto “A” na figura representa a força que é gerada por 4° de ângulo de escorregamento e um escorregamento longitudinal de aproximadamente 0,0036. Isto pode ser lido das escalas de força em ambos os eixos como $800lb$ de força lateral e $500lb$ de força longitudinal (freando).

Em geral, um círculo é representação bem próxima dos limites do diagrama. Este círculo de aderência representa a força máxima que o pneu pode gerar sob estas condições operacionais. Para alguns pneus, o envelope externo do diagrama pode ser levemente elíptico (MILLIKEN; MILLIKEN, 1995).

2.2 Dinâmica de frenagem

2.2.1 Sistemas de freio

A operação segura de um veículo requer ajuste contínuo da sua velocidade às condições variáveis do trânsito. O sistema de freio e o sistema de direção são os mais importantes na prevenção de acidentes.

A frenagem envolve a transformação das energias cinética e potencial do veículo em energia térmica. No projeto do freio, deve-se considerar, dentre outros fatores, esta-

bilidade de frenagem, distribuição da força de frenagem, utilização da aderência do pneu com o pavimento, frenagem na curva, distância de parada, desgaste do freio e análise térmica do sistema (LIMPERT, 1992; IOMBRILLER, 2003).

Atualmente são utilizados basicamente dois tipos de freios: freio a tambor e freio a disco. Os freios devem satisfazer severos requisitos como: distâncias de paradas curtas, mínimo atraso de resposta e mínimo tempo antes de atingir a eficiência máxima. Estes requisitos são satisfeitos por ambos tipos de freios (BOSCH, 1995).

FREIO A DISCO

As forças de frenagem em um freio a disco são geradas na superfície de um disco, o qual roda solidário à roda do veículo, enquanto uma pinça com formato de U é fixada por componentes estacionários do veículo.

Pinça fixa

Em cada lado da pinça fixa (Fig. (2.12(a))) há um pistão no qual se aplica pressão hidráulica durante a frenagem. Cada um dos pistões pressiona a pastilha de freio contra seu respectivo lado do disco de freio. Quando os freios são liberados, anéis de vedação especialmente desenhados retornam o pistão. Portanto, freios a disco não requerem ajustes. Este freio possui uma confiável sensibilidade térmica. Falha completa devido ao sobre-aquecimento do fluido de freio é mais comum no freio a disco com pinça fixa do que no com pinça flutuante (BOSCH, 1995).

Pinça flutuante

Freios a disco com pinça flutuante (Fig. (2.12(b))) usam somente um pistão para pressionar a pastilha de freio contra o disco. A força de reação desloca o alojamento da pinça flutuante, o qual então pressiona a pastilha oposta contra o outro lado do disco. Devido às suas dimensões de instalação mais modestas, estes freios são requisitados em todos os veículos com espaço limitado. Este desenho também é menos sensível à cargas térmicas; formação de bolhas de vapor no fluido de freio resultando na falha do freio é

extremamente rara. A substituição da pastilha também é simples. Estes freios também auto-ajustam de maneira similar aos de pinça fixa (BOSCH, 1995).

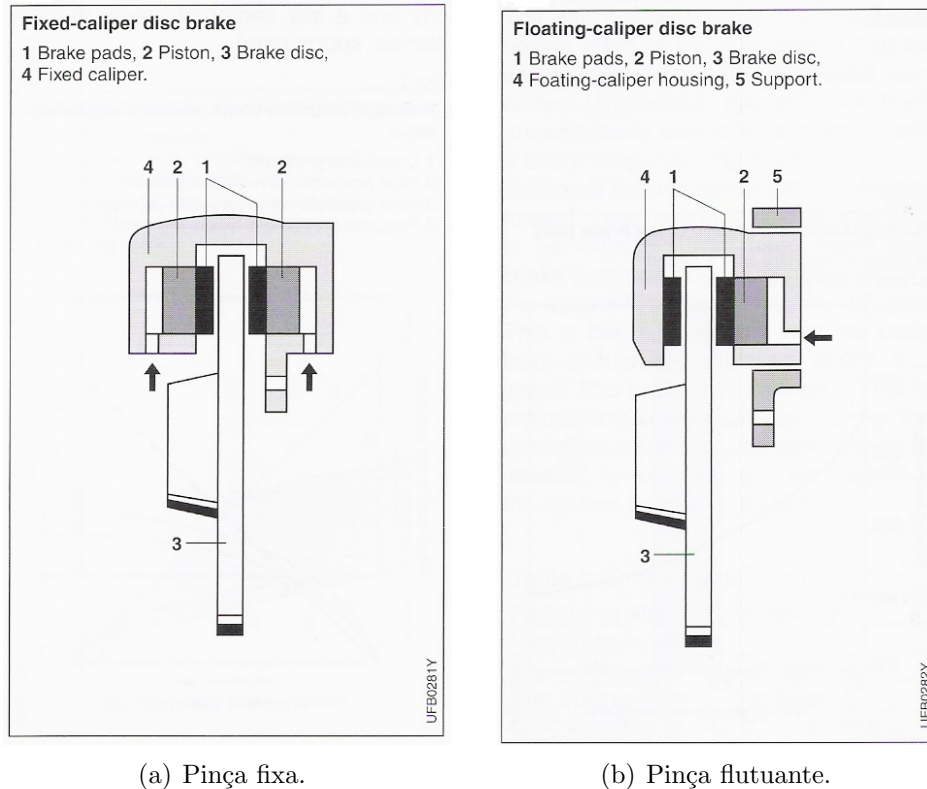


Figura 2.12: Freio a disco (BOSCH, 1995).

FREIO A TAMBOR

Freios a tambor em veículos de passeio geram força de frenagem na superfície interna do tambor. As aplicações em veículos de passeio atuais se limitam às rodas traseiras. Existem várias versões de freio a tambor, o “Simplex” (Fig. (2.13)) é a mais usada em veículos de passeio. Freios a tambor necessitam de ajustes periódicos. Isto pode ser feito manualmente/mecanicamente ou automaticamente. A operação do freio Simplex é controlada pela pressão bilateral exercida pelo cilindro de freio (5) contra as sapatas (6) e (7) para forçá-las contra o tambor. É uma questão simples equipar o Simplex com um freio de estacionamento mecanicamente controlado.

Historicamente, o freio a tambor foi muito utilizado por causa do seu alto fator de

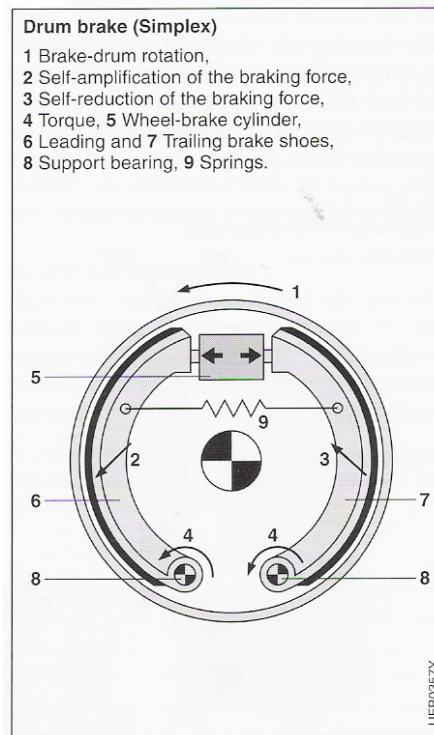


Figura 2.13: Freio a tambor (BOSCH, 1995).

freio² e a fácil incorporação do freio de estacionamento. Pelo outro lado, o freio a tambor pode não ser tão consistente no desempenho de torque quanto o freio a disco (GILLESPIE, 1992).

Como as taxas de desaceleração devem ser mantidas sob frenagem contínua e repetidas paradas a partir de altas velocidades, os freios devem ter as seguintes características: absorção e dissipação térmica adequada, escoamento de ar sobre os freios suficiente para dissipar o calor gerado durante a frenagem e as pastilhas ou lonas de freio devem manter suas propriedades de atrito por um faixa ampla de temperatura. O freio a disco é superior ao freio a tambor em todas estas três áreas, e portanto é a configuração mais aplicada (BOSCH, 1995).

A maior vantagem do freio a disco é sua capacidade de operar com pouco *fade*³ à altas temperaturas de 1073 a 1173K (800 a 900°C). O aquecimento do disco de freio aumenta sua espessura e, portanto, não causa perda no volume do fluido de freio, isto é,

²Fator de freio é o ganho mecânico para minimizar o esforço de acionamento requerido.

³*Fade* é a redução do coeficiente de atrito devido ao aumento de temperatura.

não aumenta o curso do pedal nem dá a sensação de pedal solto.

Outro benefício do freio a disco é sua relação linear entre o torque de frenagem e o coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco. Por exemplo, um aumento de 10% no coeficiente de atrito da pastilha aumenta 10% o torque de frenagem. Para um típico freio a tambor do tipo duo-servo, o mesmo aumento de coeficiente de atrito, aumenta de 30% a 35% o torque de frenagem.

O freio a tambor é altamente sensível a temperatura. Uma temperatura máxima de 673 a $700K$ (400 a $427^{\circ}C$) não deve ser excedida. Não somente o coeficiente de atrito é afetado, mas o diâmetro do tambor aumenta com o aumento da temperatura. A $648K$ ($375^{\circ}C$), o diâmetro do freio a tambor de um veículo de passeio típico pode aumentar de 1 a $1,5mm$, com um curso do cilindro de freio correspondentemente mais longo, suficiente para aumentar de 30 a 40% o valor normal do curso do pedal (LIMPERT, 1992).

2.2.2 Geração do torque de frenagem

Na maioria das situações a força de frenagem é controlada diretamente pelo motorista, através da força aplicada no pedal de freio (Fig. (2.14)). Esta força aplicada no pedal sofre uma primeira amplificação pelo ganho do pedal, que é um ganho mecânico devido a uma relação de alavanca do próprio pedal de freio.

Em seguida o *booster* amplifica novamente a pressão aplicada, e fazendo isto, reduz-se o esforço necessário para acionar o freio. Na maioria dos sistemas de freio automotivo, o *booster* é encontrado em uma montagem combinada com o cilindro mestre. É essencial que o *booster* não prejudique o controle preciso e sensível da força de frenagem. A grande maioria dos sistemas de freio dos veículos de passeio é equipada com um *booster* a vácuo (Fig. (2.15)). O *booster* a vácuo utiliza a pressão negativa gerada pela tomada de ar do motor de centelha ou pela bomba de vácuo em veículos com motor a diesel.

O processo de frenagem é iniciado e controlado através do cilindro mestre. As regulamentações oficiais, como a ECE 13R09 e a FMVSS 105, exigem que veículos de

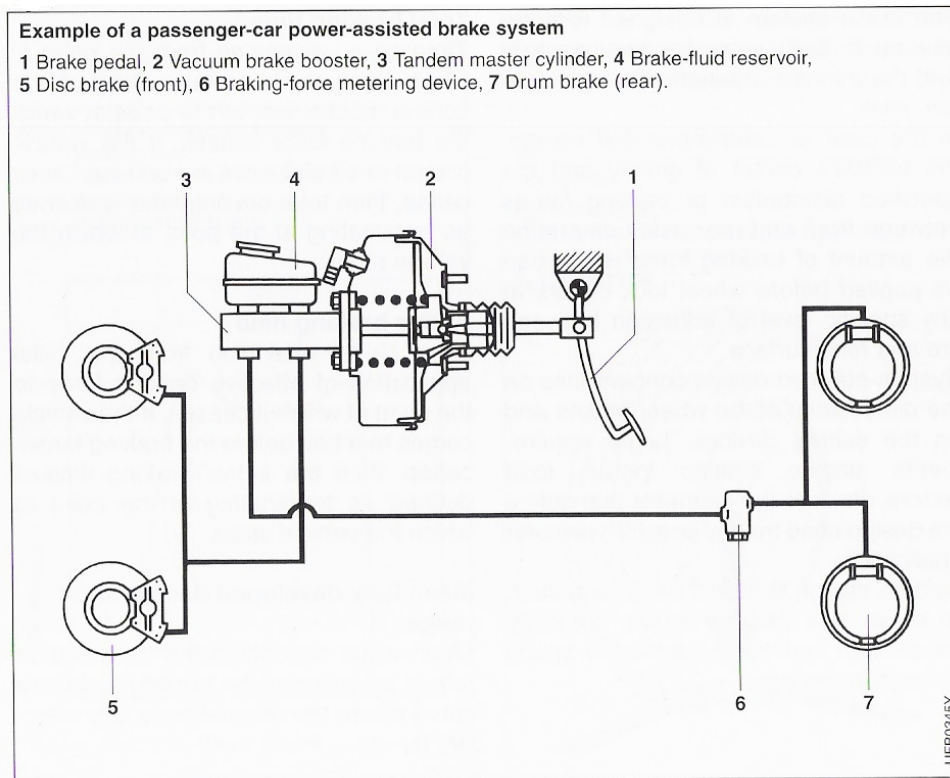


Figura 2.14: Exemplo de sistema de freio (BOSCH, 1999).

passageiro sejam equipados com dois circuitos de freio separados. Este requisito é satisfeito usando um cilindro mestre tipo *tandem* (Fig. (2.16)).

Há várias configurações possíveis do circuito de freio (Fig. (2.17)):

- Distribuição II: divisão eixo dianteiro / eixo traseiro. Um circuito freia o eixo dianteiro e o outro o eixo traseiro.
- Distribuição X: padrão de distribuição diagonal. Cada circuito freia uma dada roda dianteira e a roda traseira diagonalmente oposta.
- Distribuição HI: divisão eixo dianteiro e eixo traseiro / eixo dianteiro. Um circuito freia os eixos dianteiro e traseiro, e um circuito freia somente o eixo dianteiro.
- Distribuição LL: divisão eixo dianteiro e roda traseira / eixo dianteiro e roda traseira. Cada circuito freia o eixo dianteiro e uma roda traseira.
- Distribuição HH: divisão eixo dianteiro e eixo traseiro / eixo dianteiro e eixo traseiro.

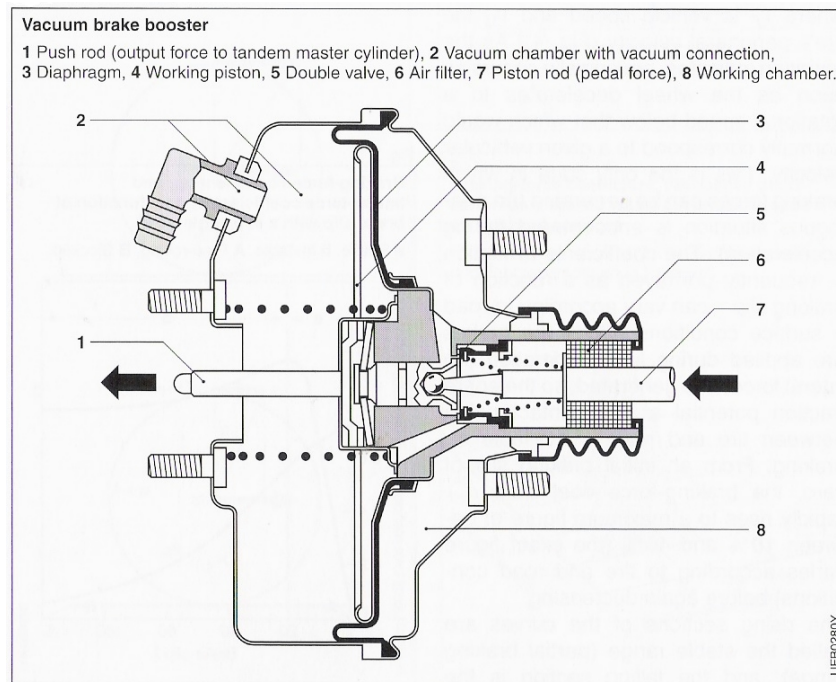


Figura 2.15: *Booster* a vácuo (BOSCH, 1999).

Cada circuito freia o eixo dianteiro e o eixo traseiro.

Veículos com o peso dinâmico maior no eixo dianteiro usam o padrão de distribuição X para cumprir os requisitos das normas. O padrão de distribuição II é uma excelente solução para veículos com peso tendendo ao eixo traseiro e veículos comerciais pesados.

A pressão distribuída pelo cilindro mestre aciona os freios de roda. A força de atrito devido a força normal de contato entre a pastilha (lona) e o disco (tambor) multiplicada pelo raio médio do disco de freio gera o torque de frenagem em cada uma das rodas.

2.2.3 Balanceamento

É bem reconhecido que o projeto ideal é levar os dois eixos ao travamento simultaneamente. Porém, isto não é geralmente possível em todas as condições operacionais às quais o veículo é exposto (Anexo A). O balanceamento do freio nos eixos dianteiro e traseiro é feito através da distribuição adequada da pressão para os freios instalados no veículo.

Os fatores determinantes de primeira ordem do pico da força de tração em um

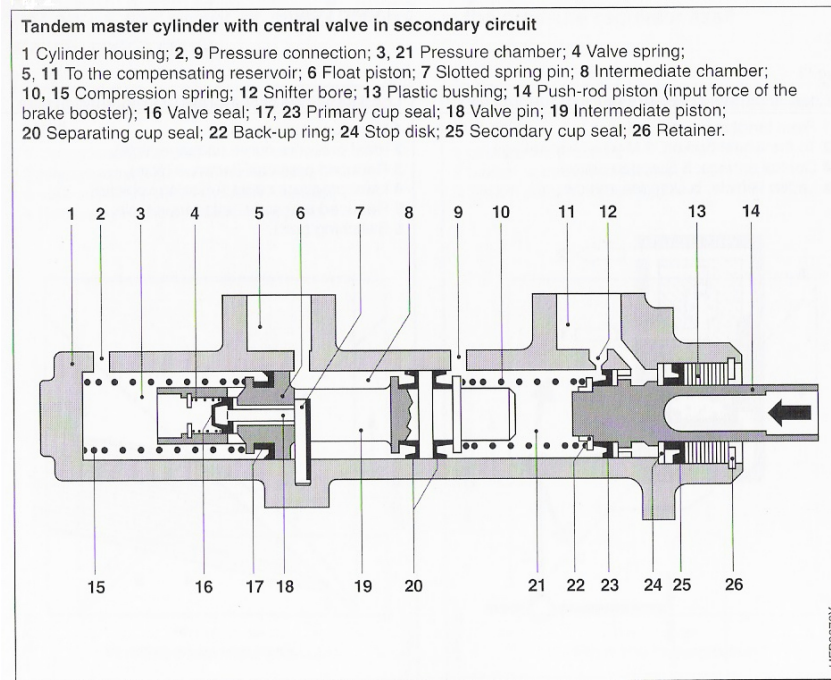


Figura 2.16: Cilindro mestre tipo *tandem* (BOSCH, 1999).

eixo são o carregamento instantâneo e o pico de coeficiente de aderência. Durante a frenagem, uma transferência dinâmica de força das rodas vertical ao solo ocorre do eixo traseiro para o eixo dianteiro, tal que o carregamento em um eixo é o estático mais a contribuição da transferência de carga dinâmica. Então para uma desaceleração D_x , tem-se o carregamento do eixo dianteiro (eq. (2.9)) e do eixo traseiro (eq. (2.10)).

$$W_f = \frac{L_r}{L}W + \frac{H}{L} \frac{W}{g} D_x = W_{fs} + W_d \quad (2.9)$$

$$W_r = \frac{L_f}{L}W - \frac{H}{L} \frac{W}{g} D_x = W_{rs} - W_d \quad (2.10)$$

onde:

W_{fs} = carregamento estático do eixo dianteiro

W_{rs} = carregamento estático do eixo traseiro

$W_d = (H/L)(W/g)D_x$ = transferência dinâmica de carga

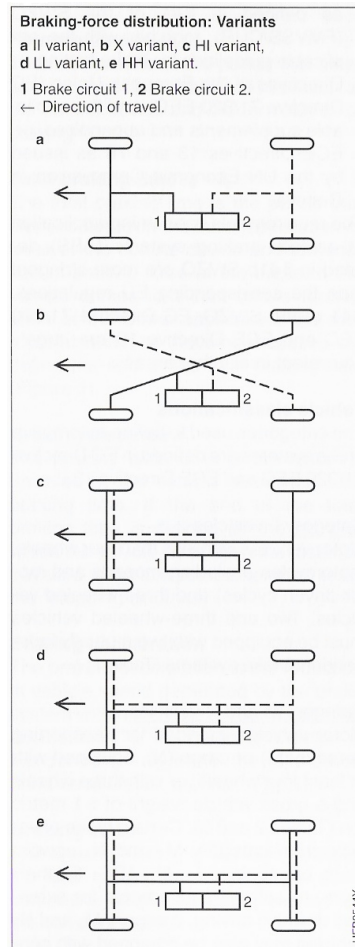


Figura 2.17: Configurações do circuito de freio (BOSCH, 2000).

Portanto, em cada eixo a força de frenagem máxima é dada por:

$$F_{xmf} = \mu_p W_f = \mu_p \left(W_{fs} + \frac{H}{L} \frac{W}{g} D_x \right) \quad (2.11)$$

$$F_{xmr} = \mu_p W_r = \mu_p \left(W_{rs} - \frac{H}{L} \frac{W}{g} D_x \right) \quad (2.12)$$

onde:

μ_p = pico do coeficiente de aderência

A força de frenagem máxima depende da desaceleração, variando diferentemente em cada eixo. A Fig. (2.18) ilustra as forças máximas de frenagem de acordo com as eq. (2.11) e eq. (2.12) para um veículo de passeio típico carregado e vazio em superfícies

de alta e baixa aderência. A desaceleração é apresentada em unidades de g 's, aceleração da gravidade (equivalente a D_x/g). Tentativas de frear um eixo acima do valor limite resultam no travamento dos pneumáticos do eixo.

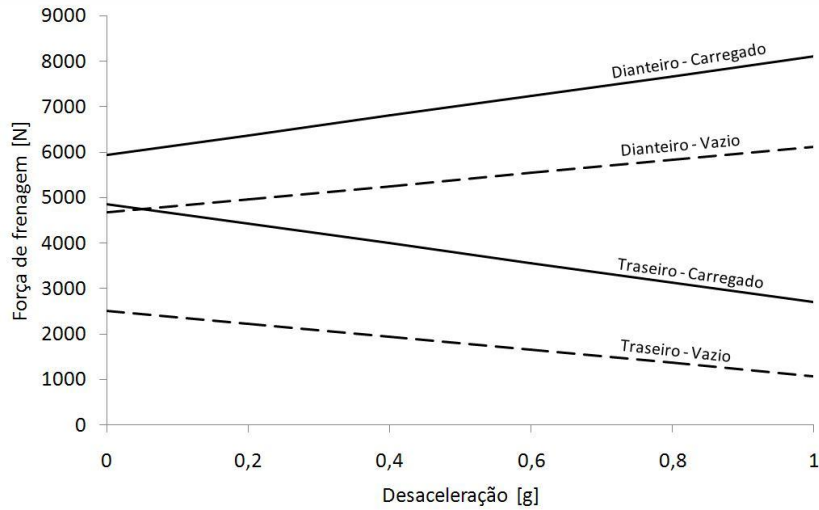
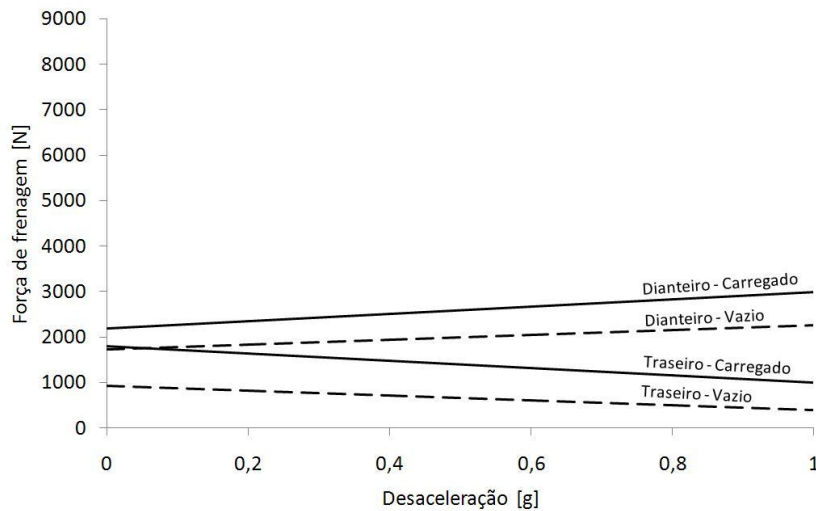
(a) $\mu = 0,81$.(b) $\mu = 0,3$.

Figura 2.18: Forças de frenagem máximas em função da desaceleração.

Visto que as equações eq. (2.11) e eq. (2.12) contêm a desaceleração como variável, elas não fornecem uma solução explícita para as forças de frenagem máximas em um eixo. Isto pode ser obtido, admitindo que a desaceleração seja uma função da força de frenagem total imposta no veículo (desconsiderando, para simplificar, as outras forças que estão presentes). Para resolver para F_{xmf} , utiliza-se a eq. (2.13) e para F_{xmr} a eq. (2.14).

$$D_x = \frac{(F_{xmf} + F_{xr})}{m} \quad (2.13)$$

$$D_x = \frac{(F_{xmr} + F_{xf})}{m} \quad (2.14)$$

Substituindo nas equações eq. (2.11) e eq. (2.12) surgem as equações para a força de frenagem máxima em cada eixo (eq. (2.15) e eq. (2.16)).

$$F_{xmf} = \frac{\mu_p(W_{fs} + \frac{H}{L}F_{xr})}{1 - \mu_p\frac{H}{L}} \quad (2.15)$$

$$F_{xmr} = \frac{\mu_p(W_{rs} - \frac{H}{L}F_{xf})}{1 + \mu_p\frac{H}{L}} \quad (2.16)$$

Então a força de frenagem máxima no eixo dianteiro depende da força de frenagem do eixo traseiro através da desaceleração e associada a transferência de carga resultante da ação do freio traseiro. Reciprocamente, o mesmo efeito ocorre no eixo traseiro. Estas relações podem ser melhor visualizadas em um gráfico da força de frenagem traseira pela força de frenagem dianteira (Fig. (2.19)).

Uma tentativa de frear o veículo em um nível acima do limite da força de frenagem dianteira travará o eixo dianteiro e o controle da direção será perdido. Da mesma forma, uma frenagem a direita do limite da força de frenagem traseira travará o eixo traseiro, o que coloca o veículo em uma condição instável.

Aumentando a aderência do pavimento ou a altura do CG, aumenta-se a inclinação das linhas de força de frenagem máxima. Variando as condições de carregamento do veículo, translada-se a origem de cada linha. O ponto de intersecção dos limites do freio dianteiro e traseiro, pode ser determinado a partir das equações eq. (2.15) e eq. (2.16) com $F_{xr} = F_{xmr}$ e $F_{xf} = F_{xmf}$.

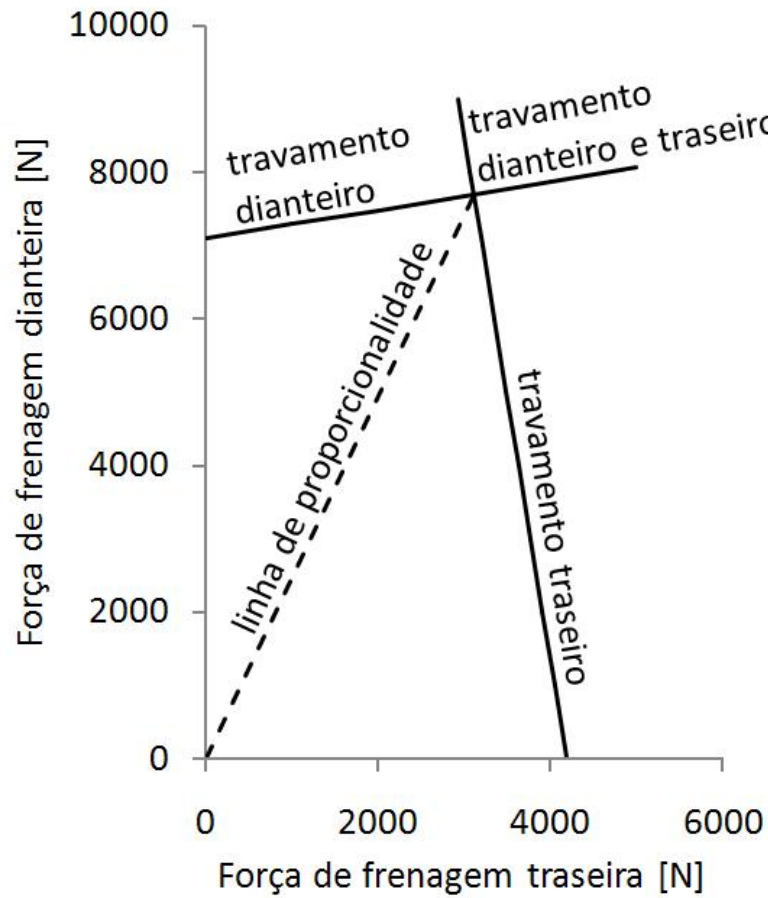


Figura 2.19: Forças de frenagem máximas nas eixos dianteiro e traseiro.

$$F_{xfi} = \mu_p(W_{fs} + \mu W \frac{H}{L}) \quad (2.17)$$

$$F_{xri} = \mu_p(W_{rs} - \mu W \frac{H}{L}) \quad (2.18)$$

Quando ambos eixo são frenados com intensidades suficientes para que as rodas dianteiras e traseiras operem nas condições do pico de aderência, então a capacidade máxima de frenagem entre o pneu e o pavimento é utilizada. Nestas condições, a desaceleração do veículo será máxima (LIMPert, 1992).

Para frenagens em linha reta em uma superfície plana e desconsiderando efeitos

aerodinâmicos, a frenagem ótima, em termos de máxima desaceleração, é definida por:

$$\mu_f = \mu_r = a = \mu_p \quad (2.19)$$

onde

a = é a desaceleração D_x expressa em g 's

$\mu_f = \frac{F_{xf}}{W_f}$ é o coeficiente de aderência do pneu dianteiro

$\mu_r = \frac{F_{xr}}{W_r}$ é o coeficiente de aderência do pneu traseiro

Dada a condição eq. (2.19), as equações eq. (2.17) eq. (2.18) indicam portanto uma relação quadrática com a aceleração a . A representação gráfica é uma parábola ilustrada na Fig. (2.20). Cada ponto da curva representa um ponto ótimo identificado pela desaceleração igual ao coeficiente de aderência.

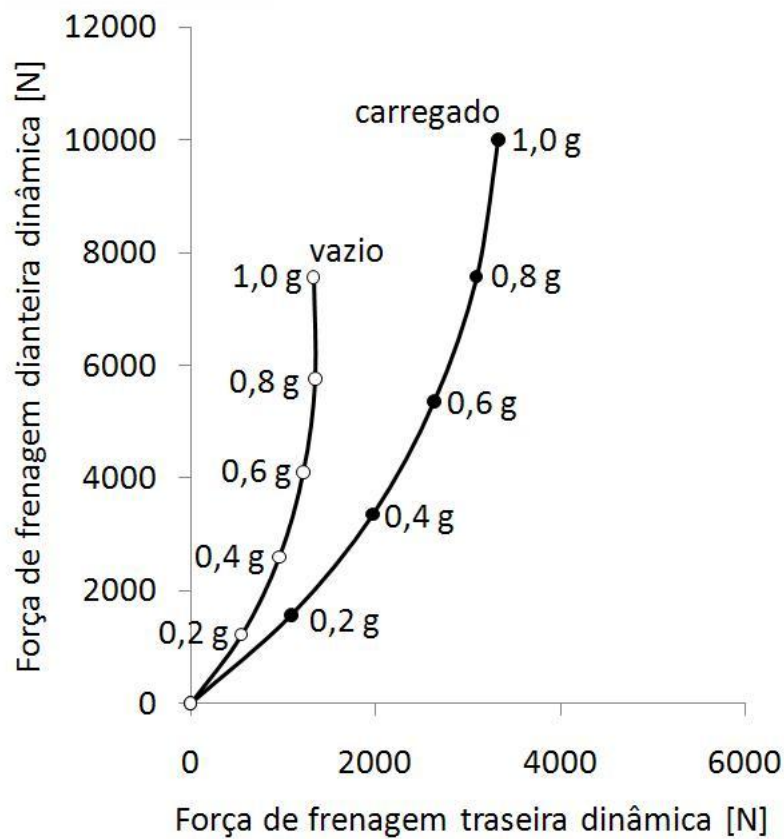


Figura 2.20: Forças de frenagem dinâmicas.

As escalas de desaceleração para o veículo vazio e carregado são diferentes. Uma simplificação pode ser obtida expressando as forças de frenagens ótimas relativas ao peso do veículo Fig. (2.21).

$$\frac{F_{xfi}}{W} = a\left(\frac{W_{fs}}{W} + a\frac{H}{L}\right) \quad (2.20)$$

$$\frac{F_{xri}}{W} = a\left(\frac{W_{rs}}{W} - a\frac{H}{L}\right) \quad (2.21)$$

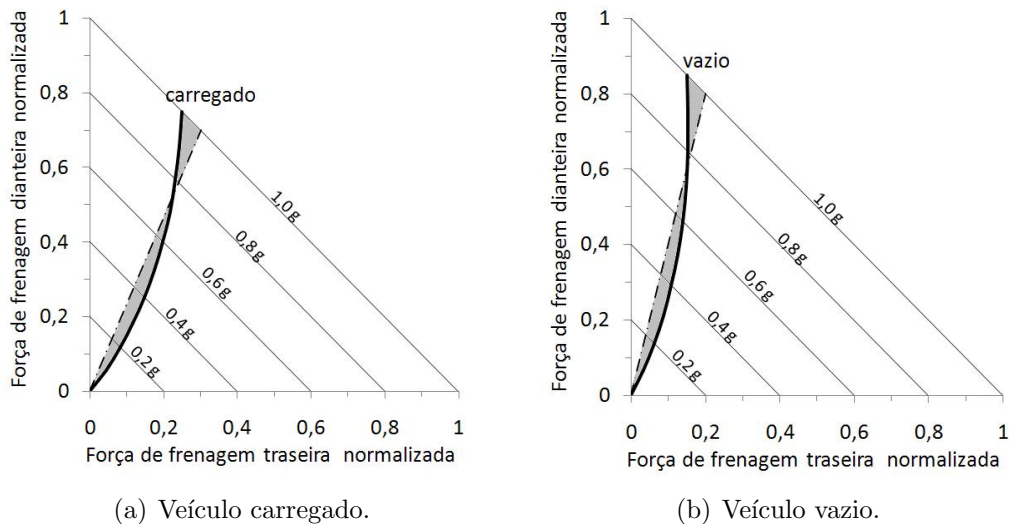


Figura 2.21: Forças de frenagem dinâmicas normalizadas.

Se o balanceamento do torque de frenagem real entre o eixo dianteiro e o eixo traseiro fosse de acordo com as relações ideais indicadas na Fig. (2.21), ocorreria o travamento simultâneo dos eixos, conseguindo a mínima distância de parada.

As linhas de desaceleração constante têm inclinação de 45° , desde que escalas iguais sejam usadas para as forças de frenagem dianteira e traseira. O motivo para o ângulo de 45° surge da Segunda Lei de Newton, expressa pelas forças de frenagem ótimas:

$$\frac{F_{xf}}{W} + \frac{F_{xr}}{W} = a \quad (2.22)$$

A proporcionalidade do freio descreve a relação entre as forças de frenagem dianteira e traseira. Proporcionalidade esta determinada pela pressão aplicada em cada freio e pelo ganho de cada um. O primeiro desafio no desenvolvimento do sistema de freio é selecionar uma relação de proporcionalidade que satisfará todas as metas de projeto apesar das variabilidades da aderência do pavimento, distribuição longitudinal do peso, altura do CG e condição de frenagem (GILLESPIE, 1992).

As linha tracejadas da Fig. (2.21) representam relações de proporção constantes de distribuição de pressão entre os eixos. Nota-se que na primeira região ocorre uma sobre-frenagem do eixo dianteiro e depois do cruzamento das curvas ocorre uma sobre-frenagem do eixo traseiro.

As eq. (2.20) e eq. (2.21) mostram que as forças de frenagem ideais são uma função de dados da geometria e peso do veículo e da desaceleração do mesmo. Não são uma função do sistema de freio instalado.

Para equiparar melhor as forças de frenagem reais com as ideais, é conveniente eliminar a desaceleração do veículo das eq. (2.20) e eq. (2.21). O resultado é a equação geral das forças de frenagem ótimas eq. (2.23).

$$\frac{F_{xri}}{W} = \sqrt{\frac{(W_{fs}/W)^2}{4(H/L)^2} + \frac{1}{(H/L)} \frac{F_{xfi}}{W} - \frac{W_{fs}/W}{2(H/L)} - \frac{F_{xfi}}{W}} \quad (2.23)$$

A equação eq. (2.23) permite o cálculo da força de frenagem traseira ótima associada com uma força de frenagem dianteira especificada (ótima). A representação gráfica é de uma parábola ilustrada na Fig. (2.22). A curva localizada no quadrante superior direito representa a frenagem e o inferior esquerdo a aceleração.

Para valores crescentes de desaceleração, assumindo que a aderência entre o pneu e o pavimento seja suficiente, a força de frenagem ótima do eixo traseiro começa a diminuir e atinge zero onde intercepta o eixo de força de frenagem dianteira. Neste ponto a desaceleração do veículo é suficientemente alta para que o eixo traseiro comece a levantar

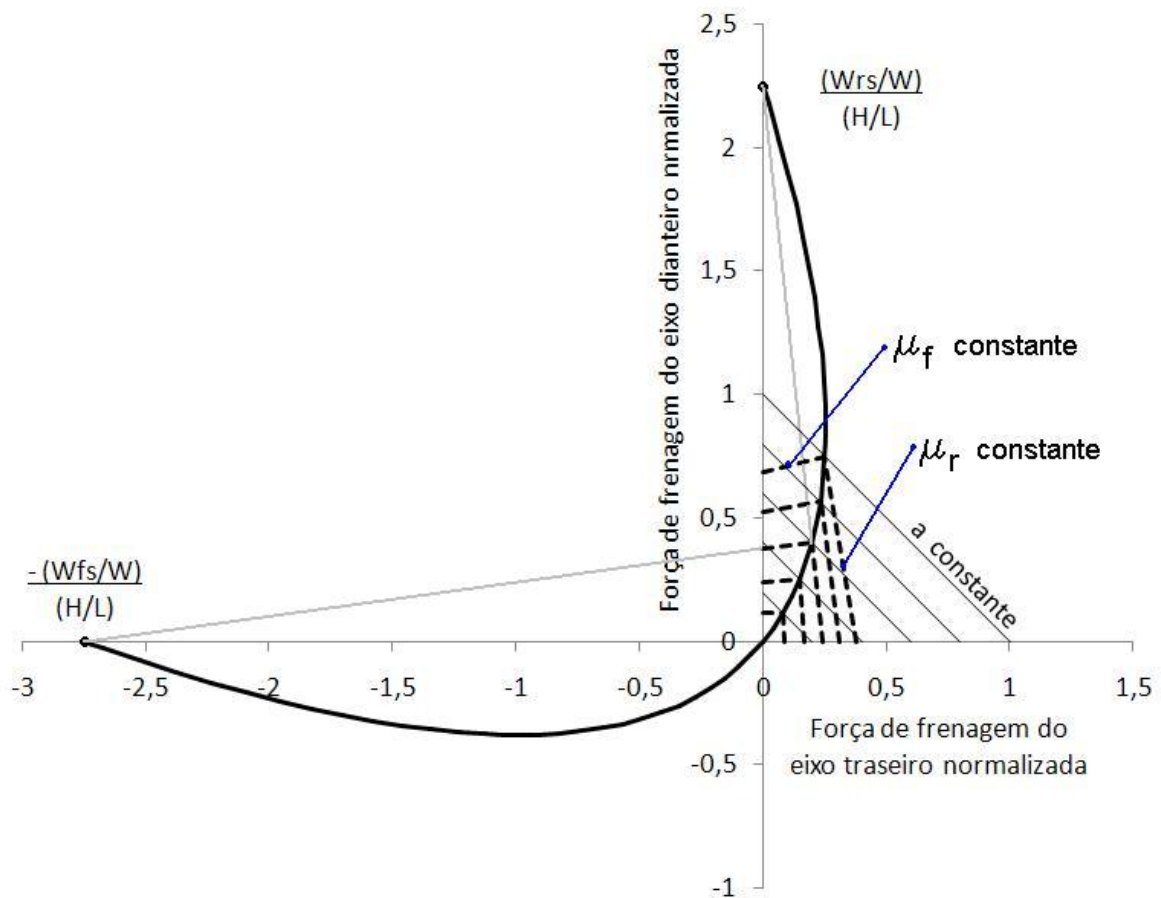


Figura 2.22: Parábola das forças de frenagem e de aceleração dinâmicas normalizadas.

do chão devido à excessiva transferência de carga.

Cada ponto da curva representa a condição onde os coeficientes de aderência dianteiro e traseiro são iguais e também são iguais à desaceleração do veículo. Nestas condições toda aderência disponível é usada para desacelerar o veículo em g 's. Uma linha reta conectando o ponto $[-\frac{(W_{fs}/W)}{(H/L)}, 0]$ a um ponto da curva de força de frenagem ótima representa uma condição de coeficiente de aderência constante entre o pneu dianteiro e o pavimento. Similarmente, conectando o ponto $[0, \frac{(W_{rs}/W)}{(H/L)}]$ a um ponto da curva, obtém-se linhas de coeficiente de aderência constante entre o pneu traseiro e o pavimento.

2.2.4 Válvulas reguladoras de pressão

Devido à transferência de carga do eixo traseiro para o eixo dianteiro que ocorre durante a frenagem, as forças de frenagem aplicadas nas rodas dianteiras dos automóveis devem ser maiores do que nas rodas traseiras. Contudo, esta transferência de carga da traseira para a dianteira não é um processo linear. Sua magnitude aumenta em função da desaceleração. Por esse motivo há necessidade de meios suplementares de reduzir a pressão nas rodas traseiras em relação à pressão nas rodas dianteiras. Dependendo do tipo de veículo e dos sistemas empregados pelo fabricante, a válvula reguladora de pressão seguirá normalmente uma das três opções (BOSCH, 1995):

Válvula reguladora de pressão sensível à carga

As válvulas reguladoras de pressão sensíveis à carga são requeridas em veículos (tais como *station wagons*) nos quais altos valores de carregamento levam a uma transferência de carga entre eixos pronunciada durante a frenagem (Fig. (2.23(a))). O regulador de pressão é fixado ao chassi do veículo e conectado à suspensão traseira mecanicamente. O deslocamento relativo entre suspensão e o chassi é transmitido a um pistão localizado dentro alojamento da válvula, que contrai uma mola ajustando o sistema. Este sistema adapta a pressão dos freios traseiros para compensar variações nas condições de carregamento do veículo.

Válvula reguladora de pressão sensível à pressão

As válvulas reguladoras de pressão sensíveis à pressão, também conhecidas como limitadoras de pressão (Fig. (2.23(b))), são empregadas em veículos nos quais o potencial de transferência de carga entre eixos é restringido por uma capacidade de carga limitada e um baixo centro de gravidade (por exemplo, carros esportivos).

Válvula reguladora de pressão sensível à desaceleração

As válvulas reguladoras de pressão sensíveis à desaceleração (Fig. (2.23(c))) são usadas em uma grande variedade de aplicações. Estas válvulas incorporam propriedades

de compensação efetivas. Já que a pressão de frenagem requerida para manter qualquer taxa de desaceleração dependerá do carregamento do veículo, esta válvula oferece uma operação sensível à carga.

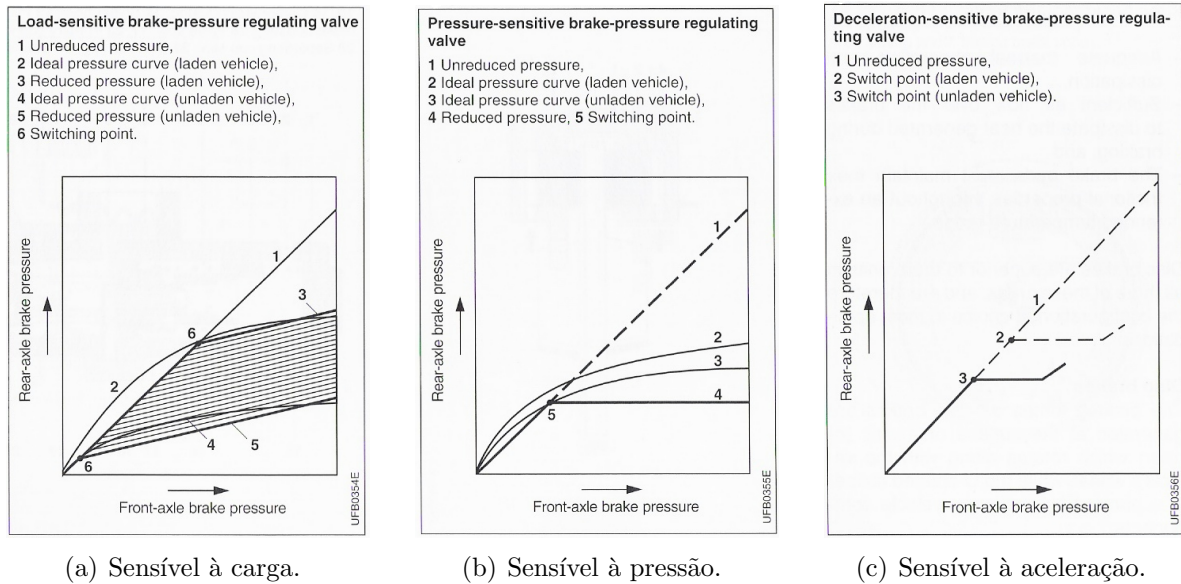


Figura 2.23: Válvulas reguladoras de pressão (BOSCH, 1999).

Existem ainda outros fatores que influenciam na disponibilidade de força de frenagem em cada roda além da transferência longitudinal de carga. Por exemplo, a transferência lateral de carga, semelhante à transferência longitudinal de carga, porém gerada pela aceleração lateral que causa a rolagem do veículo. Outro fator é o carregamento dos pneus devido às diferentes possíveis distribuições de peso no veículo (seção 2.1.3). E ainda variações na aderência na área de contato de cada pneu com o pavimento. Portanto surge a necessidade de controles mais refinados da distribuição de pressão como o EBD (*Electronic Braking-force Distribution*) e o controle individual de frenagem das rodas com o ABS.

2.2.5 Eficiência de frenagem

Visto que o desempenho na frenagem de qualquer veículo varia de acordo com a aderência do pavimento pelo qual trafega, desenvolveu-se o conceito de eficiência de frenagem como

uma medida de desempenho. A eficiência de frenagem (η_b) pode ser definida como a razão da máxima desaceleração real alcançada sem o travamento de rodas que leva o veículo à parada com estabilidade e dirigibilidade pelo melhor desempenho possível em um dado pavimento (GILLESPIE, 1992; LIMPERT, 1992).

$$\eta_b = \frac{a_{real}}{\mu_p g} \quad (2.24)$$

2.3 Segurança veicular

A segurança do veículo é afetada por diversos fatores, os quais podem ser atribuídos basicamente a três grupos de acordo com a sua origem: ambiente (condição do tempo, da rodovia e do tráfego), veículo (qualidade do equipamento, condições do pneu, desgaste dos componentes) e homem (nível de qualificação e condições físicas e psicológicas do motorista) (BOSCH, 1999).

Com a evolução da engenharia automobilística e o desenvolvimento de novas tecnologias foram desenvolvidos diversos sistemas que proveram melhorias significativas à segurança veicular. A Tab. (2.2) apresenta um histórico dos principais dispositivos de segurança veicular.

Os sistemas de segurança veicular buscam oferecer maior segurança não somente para os ocupantes dos veículos, mas para todos que compartilham das mesmas vias públicas, como ciclistas e pedestres.

2.3.1 Sistemas de segurança passiva

Os sistemas de segurança veicular projetados para proteger os ocupantes do veículo e demais envolvidos quando o acidente é inevitável são comumente classificados com sistemas de segurança passiva. Estes sistemas atuam com o objetivo de reduzir os riscos de lesionamento e/ou de amenizar a severidade das conseqüências do acidente, ou seja, estes

Tabela 2.2: Sistemas de segurança veicular (GARDINALLI, 2005a).

Ano de introdução	Sistema
1899	Freio por cintas externas
1902	Freio a tambor com sapatas internas
1919	Freio hidráulico servo-assistido
1955	Freio a disco
1968	Cinto de segurança de três pontos
1978	ABS (<i>Antilock Braking System</i>)
1979	Tensionador do cinto de segurança pirotécnico
1979	<i>Airbag</i>
1987	TCS (<i>Traction Control System</i>)
1989	Barra de proteção de capotamento automática para conversíveis
1995	ESP (<i>Electronic Stability Program</i>)
1995	Limitador de força no cinto de segurança
1995	<i>Airbag</i> lateral
2001	ACC (<i>Adaptive Cruise Control</i>)
2001	SBC (<i>Sensotronic Brake Control</i>)

sistemas têm atuação de caráter remediativo (BOSCH, 1999).

A segurança passiva envolve dois aspectos: a segurança exterior e a segurança interior. O termo “segurança externa” abrange todas as medidas relacionadas ao veículo que são tomadas para minimizar os efeitos de um acidente sobre pedestres, ciclistas e motociclistas. O objetivo primordial é projetar um veículo de tal forma que seu exterior minimize as conseqüências da colisão primária⁴. E o termo “segurança interna” abrange as medidas relacionadas ao veículo tomadas com o propósito de minimizar as acelerações e forças agindo nos ocupantes do veículo na ocorrência de um acidente, para fornecer espaço suficiente para sobrevivência, e para garantir a funcionalidade dos componentes veiculares críticos para a remoção dos passageiros do veículo depois da ocorrência do acidente (BOSCH, 2000).

Como exemplo de sistemas de segurança passiva se pode citar o cinto de segurança retrátil, o *Airbag* e a carroceria deformável, que absorve a energia cinética do impacto e dissipa-a na deformação da carroceria ao invés de transferir para os ocupantes.

⁴Colisão entre pessoas no exterior do veículo e o veículo propriamente dito.

2.3.2 Sistemas de segurança ativa

Complementarmente aos sistemas de segurança passiva, os sistemas de segurança veicular classificados como sistemas de segurança ativa contribuem de maneira preventiva. Estes sistemas intervêm de forma pró-ativa na operação do veículo para evitar a ocorrência do acidente (BOSCH, 1999). Há quatro aspectos dos sistemas de segurança ativa, os quais são esclarecidos a seguir (BOSCH, 2000).

A “segurança de circulação” é o resultado de um projeto harmonioso do chassi em relação ao alinhamento das rodas, à suspensão, e ao sistema de direção e de freio, e se reflete no comportamento dinâmico veicular.

Segurança condicional resulta da manutenção do estresse fisiológico que os ocupantes do veículo estão sujeitos por meio de vibrações, ruídos e condições climáticas, em níveis tão baixos quanto possíveis. Este é um fator significativo na redução da possibilidade de se distrair no trânsito.

Segurança perceptiva: equipamentos de iluminação, dispositivos de aviso sonoro e de visibilidade são medidas que aumentam a segurança perceptiva.

Segurança operacional: baixo estresse do motorista, e portanto um alto grau de “segurança de circulação”, requer um projeto otimizado de tudo a cerca do motorista com relação a facilidade de acesso e operação dos elementos de controle do veículo.

Como exemplos de sistemas de segurança veicular ativa se pode citar sistemas como o ABS (*Antilock Braking System*), o TCS (*Traction Control System*) e o ESP (*Electronic Stability Program*). A tendência (Fig. (2.24)) é a integração dos sistemas de segurança ativa com o VDM (*Vehicle Dynamics Management*) e a integração dos sistema de segurança ativa e passiva com o CAPS (*Combined Active and Passive Safety*).

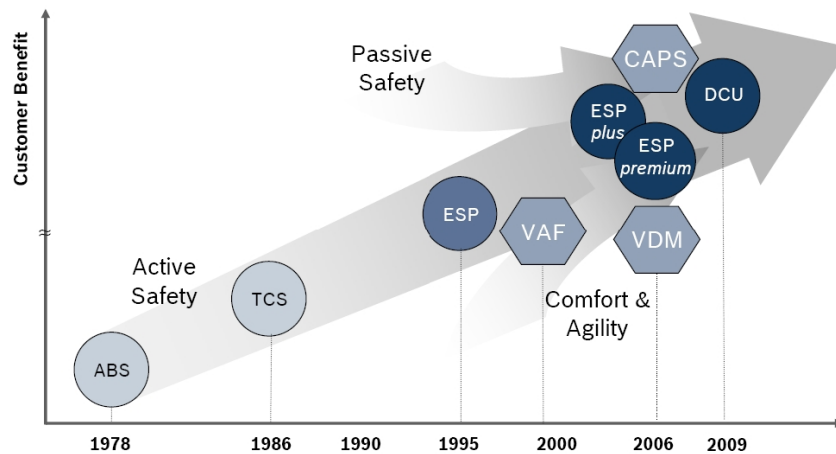


Figura 2.24: Tendência dos sistemas de segurança veicular (BOSCH, 2007).

2.4 ABS

2.4.1 Histórico

Segundo Bosch (2003b), a história do ABS começa em 1908, com a apresentação do dispositivo conhecido como “*slip-prevention regulator*” do britânico J. E. Francis para veículos ferroviários, para evitar o escorregamento das rodas na frenagem.

Em 1928, o alemão Kerl Wessel patenteou um invento chamado “*brake-power regulator*”, um controlador de força de frenagem para veículos motorizados, porém este dispositivo nunca foi construído. Surgiram outras tentativas com o “*safety device for hydraulic brakes*” do Werner Möhl e o “*brake-blocking preventer*” do Richard Trappe, porém todos se mostraram ineficientes.

Em 1929, o francês pioneiro em automobilística e aviação, Gabriel Voisin, usava um sistema hidráulico para impedir o travamento da roda do avião para que ele não derrapasse durante o pouso.

Em 1936, a Bosch patenteou um mecanismo para impedir o travamento das rodas de um veículo quando os freios são aplicados. Este invento pretendia evitar três conseqüências do travamento de roda: o aumento da distância de frenagem, o escorregamento descontrolado e a perda de dirigibilidade (BOSCH, 2003b).

O desenvolvimento do ABS, impulsionado pela Segunda Guerra Mundial, resultou em 1952, na criação do sistema Dunlop-Maxaret com aplicações aeronáuticas, um sistema ABS inteiramente mecânico (GAO, 2001).

Em 1961, um sistema mecânico atuante no diferencial central, derivado do sistema Dunlop-Maxaret, foi instalado no Ferguson P99 (Fig. (2.25(a))), um carro de competição. E em 1966, o sistema Dunlop-Maxaret foi aplicado em um carro normal de produção, o Jensen FF (Fig. (2.25(b))) (WOLFGANG, 1998).



(a) Ferguson P99 (FERGUSON..., 2002).



(b) Jensen FF (JENSEN..., 1999).

Figura 2.25: Veículos com sistema ABS inteiramente mecânico.

Com a introdução da tecnologia de semicondutores, em 1964 se tornou possível a construção dos primeiros protótipos de ABS eletronicamente controlados para automóveis, ano em que Heinz Lieber⁵ desenvolveu o primeiro ABS para automóveis para a Daimler-Benz (BOSCH, 2003a; WOLFGANG, 1998).

Em 1970, a Teldix, em colaboração com a Daimler-Benz, apresentou a primeira tentativa de veículos equipados com o sistema batizado de “ABS 1” mas a confiabilidade da eletrônica do controle ainda deixava muito a desejar. Com uma unidade de controle que tinha mais de 1000 componentes, o número de potenciais fontes de erros era muito grande (BOSCH, 2003b).

Levou quase 8 anos para aperfeiçoar utilizando circuitos integrados digitais ao

⁵Heinz Lieber trabalhou na Teldix e depois na Daimler-Benz como chefe de desenvolvimento do ABS e é considerado o pai do ABS (WOLFGANG, 1998).

invés de componentes analógicos e então em 1978 surgiu o ABS 2, que foi oferecido no mercado pela primeira vez no Mercedes Classe S (Fig. (2.26(a))) em outubro de 1978 e em novembro do mesmo ano no BMW Série 700 (Fig. (2.26(b))). Graças à microeletrônica, o ABS 2 era composto por apenas 140 componentes, com isto a Bosch conseguiu um sistema confiável para aplicação em automóveis (BOSCH, 2003a).



(a) Mercedes Classe S.



(b) BMW Série 700.

Figura 2.26: Primeiros veículos oferecidos no mercado com ABS eletrônico (BOSCH, 2007).

Com o aperfeiçoamento do sistema, em 1983, chegou-se ao “ABS 2S”, com a massa reduzida para $4,3kg$. A integração de componentes na unidade de controle eletrônica reduziu o número de componentes do “ABS 2” pela metade, esta versão continha 70 componentes.

Em 1989, ao invés de um circuito digital, o “ABS 2E” adotou uma memória programável com capacidade de $8kByte$. No Salão de Frankfurt de 1993, a Bosch apresentou a nova geração de ABS: o “ABS 5.0”. Comparando com o “ABS 2E”, a capacidade do computador dobrou para $16kByte$. Em 1998, o novo “ABS 5.7” facilitou extensão da funcionalidade para incluir o ESP. E, ao mesmo tempo, reduziu a massa para $2,5kg$ e a capacidade do computador aumentou para $48kByte$. Em 2001, a Bosch introduziu o “ABS 8” com capacidade de $128kByte$ do computador da unidade de controle, enquanto que a massa total reduziu para $1,7kg$ (BOSCH, 2003a).

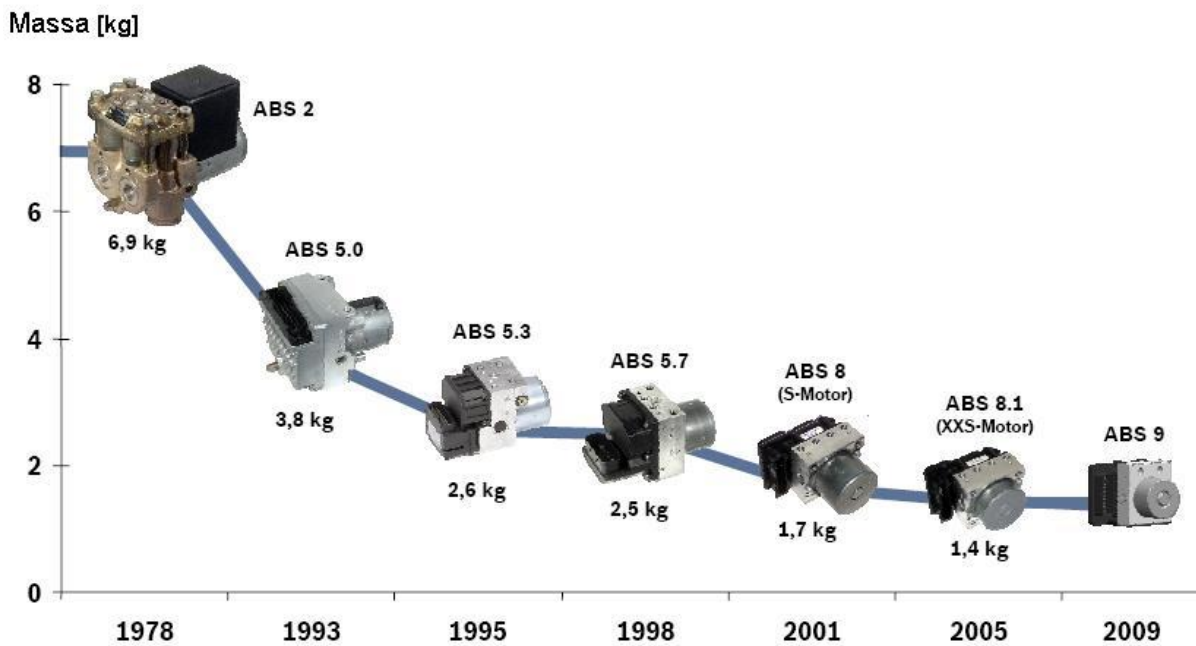


Figura 2.27: Evolução do ABS (BOSCH, 2007).

2.4.2 Situação atual

A taxa de instalação no mundo de ABS evoluiu conforme a Fig. (2.28) (BOSCH, 2007).

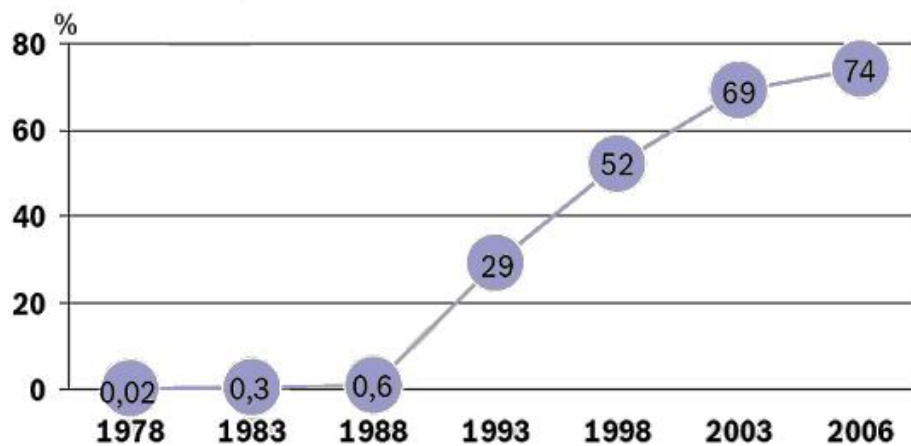


Figura 2.28: Taxa de instalação de ABS no mundo (BOSCH, 2007).

A Tab. (2.3) apresenta a taxa de instalação de ABS em automóveis de alguns países em 2006.

Na Europa, o ABS não é uma exigência legal, o ABS foi introduzido como um simples “acordo de cavalheiros” entre as montadoras, as quais concordaram que todos os veículos fabricados na Europa seriam equipados com ABS.

Tabela 2.3: Taxa de instalação do ABS em 2006 (BOSCH, 2007).

País	Taxa
EUA	91%
Europa	88%
Índia	8%
Japão	85%
México	75%
Coréia	64%
China	57%
Brasil	10%

No Brasil, há tentativas de se regulamentar a instalação do ABS através de leis (CÂMARA DOS DEPUTADOS,). Em novembro de 1992 foi apresentado o Projeto de Lei 3375/92, o qual propunha a obrigatoriedade da instalação em todos os veículos fabricados no Brasil. Este projeto foi arquivado em fevereiro de 1995.

Em 1995, o Projeto de Lei 1326/95 propôs a obrigatoriedade de alguns itens de segurança, dentre os quais está o ABS. E para viabilizar o projeto, isentaria do IPI (Imposto sobre Produtos Industrializados) e do ICMS (Imposto sobre Circulação de Mercadorias e Serviços) estes itens de segurança. Este projeto, o qual havia sido arquivado, foi desarquivado em março de 2007, porém até 22 de novembro de 2007 não foi votado.

O Projeto de Lei 6987/2006 foi apresentado em maio de 2006 e arquivado em janeiro de 2007. Este propunha a inclusão de equipamentos obrigatórios de segurança para veículos automotores novos comercializados no território nacional, onde, após um ano de vigência, o ABS é incluído em 10% do total de veículos fabricados ou importados por cada empresa e a cada ano esta porcentagem é ampliada até que atinja a totalidade dos veículos. E como forma de minimizar o acréscimo no preço final do veículo devido à inclusão dos itens envolvidos nesta lei, propõe-se a isenção do IPI (Imposto sobre Produtos Industrializados), que em geral, para tais equipamentos de segurança, está em torno de 15%. Em agosto de 2007, o PL-6987/2006 foi reapresentado como um novo projeto, o Projeto de Lei 1806/2007 e este até 22 de novembro de 2007 tramita na Câmara dos Deputados.

Gibran (2007) pesquisou diversos fatores que poderiam contribuir para o baixo percentual de veículos com ABS no Brasil, cerca de 13% dos veículos licenciados em 2006. Nesta pesquisa, foram entrevistados 510 motoristas de São Paulo, Rio de Janeiro, Porto Alegre, Belo Horizonte e Salvador. Apesar do percentual de instalação de ABS ser baixo, a segurança aparece como o item mais importante na compra de um carro e 75% dos entrevistados declararam que o ABS é um item importante na sua próxima compra. A pesquisa conclui que os motivos da baixa taxa de instalação de ABS no Brasil são disponibilidade e preço:

- Possibilidade de se comprar o ABS como item de série ou opcional (CENTRO DE EXPERIMENTAÇÃO E SEGURANÇA VIÁRIA (2007) apresenta um levantamento da disponibilidade do ABS nos veículos comercializados no Brasil).
- Disponibilidade de veículos com ABS nas concessionárias. O momento da compra é muito especial para o consumidor, o qual abre mão de alguns itens que deseja no seu veículo para retirá-lo imediatamente após a compra.
- Possibilidade de comprar o ABS isoladamente e não dentro de um pacote. Costuma-se oferecer o ABS em pacotes de luxo, onde o comprador é obrigado a pagar por diversos acessórios para conseguir comprar o ABS (BOSCH, 2007).
- Preço acessível. Até meados de 2007, todos os sistemas ABS instalados no Brasil eram importados, o que eleva o seu custo. Há estudos sobre outras maneiras de se reduzir o custo do ABS. Gardinalli et al. (2007) apresentam dois caminhos, um deles é reduzir o *hardware* do ABS, dando origem a um sistema mais barato e inferior ao ABS, porém melhor do que válvulas reguladoras de pressão sensíveis a carga. O sistema é batizado de “*pumpless system*”. Neste caminho a redução de custo é conseguida pela não necessidade do motor e da bomba do sistema ABS convencional. Testes preliminares mostraram que o sistema *pumpless* oferece um benefício à segurança significativo na maioria das situações cotidianas, porém apresenta uma série de limitações funcionais se comparado ao sistema convencional. O outro caminho

proposto é a redução dos gastos de desenvolvimento e de tempo de teste através de simulações computacionais.

2.4.3 Princípio de funcionamento do ABS

O ABS impede que as rodas sejam travadas durante uma frenagem. Em condições normais, o motorista opera o freio normalmente. No entanto, em condições especiais ou em frenagens de emergência, em que o motorista aciona o freio e as rodas tendem a travar, o ABS é acionado e modula a pressão da linha de freio e portanto modula a força de frenagem independentemente da força excessiva aplicada no pedal (LIMPERT, 1992).

Quando os freios são inicialmente acionados, as velocidades das rodas diminuem mais ou diminuem menos de acordo com a velocidade do veículo na região 1 da Fig. (2.29). Se os freios forem aplicados mais intensamente ou se o pavimento for escorregadio, a velocidade de uma ou mais rodas começa a cair rapidamente (região 2), indicando que o pneu passou pelo pico da curva de aderência por escorregamento e está caminhando para o travamento. Neste ponto o ABS intervém e alivia o freio nestas rodas antes que o travamento ocorra (região 3). Uma vez que a roda retoma a velocidade, os freios são reaplicados (GILLESPIE, 1992).

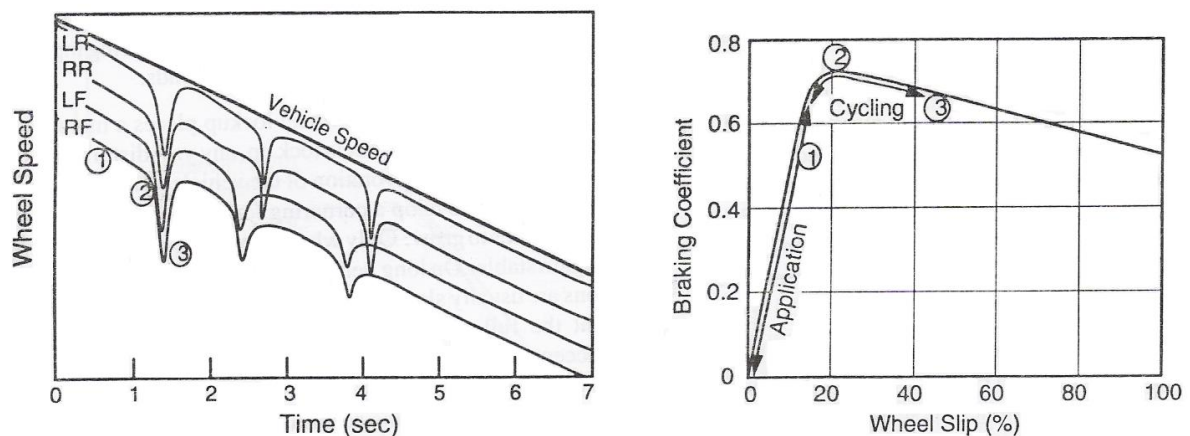


Figura 2.29: Ilustração do ciclo de funcionamento do ABS (GILLESPIE, 1992).

A habilidade do ABS conseguir manter a estabilidade do veículo, dirigibilidade e encurtar distância em relação à frenagem com roda travada na maioria das pistas (em

pista de cascalho, a distância de parada é menor com a roda travada do que com ABS (MACNABB et al., 1998)) é resultado do formato das curvas de força de frenagem e força lateral pelo escorregamento para a interface de pneu com o pavimento conforme Fig. (2.30). O coeficiente de aderência entre o pneu e o pavimento tem seu pico entre 10% e 20% de escorregamento e cai para 70% a 80% do valor de pico com 100% de escorregamento (travamento da roda). A força lateral do pneu é máxima com zero de escorregamento e cai para praticamente zero com o travamento da roda. O ABS tenta manter a roda no pico da força de frenagem para encurtar a distância de parada, enquanto ainda mantém capacidade suficiente de gerar força lateral. A estabilidade e dirigibilidade do veículo são mantidas como consequência da força lateral disponível. Conforme se nota na curva da Fig. (2.30), a máxima força de frenagem e a máxima estabilidade lateral não podem ser alcançadas simultaneamente. A frenagem ideal é sempre um compromisso entre a máxima estabilidade lateral e a máxima força de frenagem, geralmente requerendo o controle do escorregamento da roda entre 10% e 20% (NIGAM, 1993).

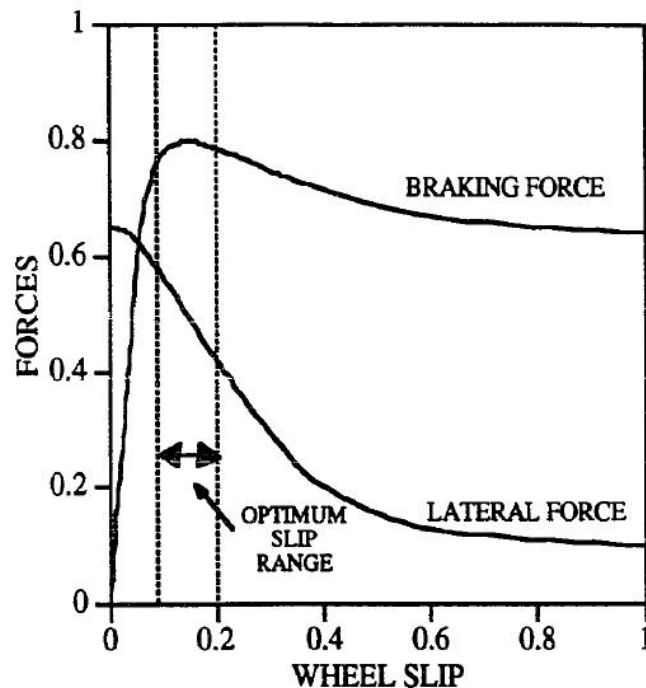


Figura 2.30: Características das forças entre pneu e pavimento (NIGAM, 1993).

2.4.4 Requisitos

O ABS tem que satisfazer uma vasta gama de requisitos, com ênfase na segurança relativa à resposta dinâmica de frenagem:

- O sistema de controle de frenagem de malha fechada deve ser capaz de manter a resposta da direção e a estabilidade do veículo em todos os momentos, independentemente das condições da pista, desde superfícies secas de alta aderência até gelo compactado.
- O ABS deve ser capaz de explorar a aderência entre os pneus e o pavimento ao máximo, com a ressalva de que a estabilidade do veículo e a manutenção da resposta da direção têm uma prioridade maior do que minimizar as distâncias de parada. Estes requisitos devem ser cumpridos independentemente do motorista aplicar imediatamente toda força no pedal ou aumentar gradualmente a pressão no pedal até o limite de travamento da roda.
- O sistema de controle do freio deve permanecer operacional em toda a faixa de velocidades do veículo. Deve ser efetivo até a velocidade de caminhar, abaixo da qual o travamento da roda não é mais um fator crítico na distância final até o veículo parar.
- O sistema de controle do freio deve ser capaz de se adaptar rapidamente a mudanças de aderência. Por exemplo, em pistas secas com eventuais pontos de gelo, qualquer travamento de roda deve ser restrito a uma brevidade que a estabilidade do veículo ou a resposta da direção não sejam prejudicadas. A aderência nas seções de pista seca deve, simultaneamente, ser completamente explorada para se obter máxima eficiência.
- Quando os freios são aplicados em superfícies de pista que fornecem diferentes níveis de aderência para cada lado do veículo (por exemplo, pneus da direita no gelo e pneus da esquerda no asfalto seco, denominado como “ μ -split”), o inevitável efeito

de guinada deve ser reduzido ao ponto onde não será problema para um motorista comum iniciar o contra-esterço compensatório.

- Durante uma curva, o veículo deve manter a estabilidade e a resposta da direção enquanto também freia na menor distância possível. A ressalva aqui é que a velocidade do veículo permaneça suficientemente abaixo do limite de velocidade para a curva (o limite de velocidade para a curva é definido como a maior velocidade na qual o veículo pode contornar a curva de um raio definido sem deixar o círculo definido).
- A demanda de estabilidade do veículo, resposta da direção e frenagem ótima, também se aplica a pistas acidentadas, independentemente da intensidade da frenagem.
- O sistema de controle de frenagem de malha fechada deve ser capaz de reconhecer e responder a aquaplanagem (os pneus estão sustentados por uma camada de água entre eles e a pista). A estabilidade do veículo e a trajetória devem ser mantidas.
- Operações para adaptar à histerese do freio (continuação da frenagem quando o freio é liberado) e influências do motor (frenagem com a embreagem acoplada) devem ser completadas o mais rápido possível.
- O veículo não deve responder às oscilações e começar a arfar.
- O circuito deve ser provido de um sistema que monitore continuamente o status de operação do ABS. Quando este sistema reconhecer um defeito ou mau funcionamento o qual pode afetar a resposta de frenagem, ele reage desligando o ABS. Uma lâmpada de indicação alerta o motorista ao fato de que somente o sistema convencional de freio, sem o ABS, está disponível.

2.4.5 Componentes do ABS

2.4.5.1 Sensor de velocidade da roda:

Os sensores utilizados no ABS são sensores eletromagnéticos de efeito Hall (BONNICK, 2001) ou de relutância magnética variável (HEISLER, 2002). Os sensores de velocidade da roda (Fig. (2.31)) são normalmente excitados por uma roda dentada fixada ao cubo da roda, porém em algumas aplicações os sensores/excitadores são instalados no diferencial. Os sinais gerados nos sensores são enviados à ECU, a qual os utiliza como base para determinar a velocidade angular das rodas (BOSCH, 1999).

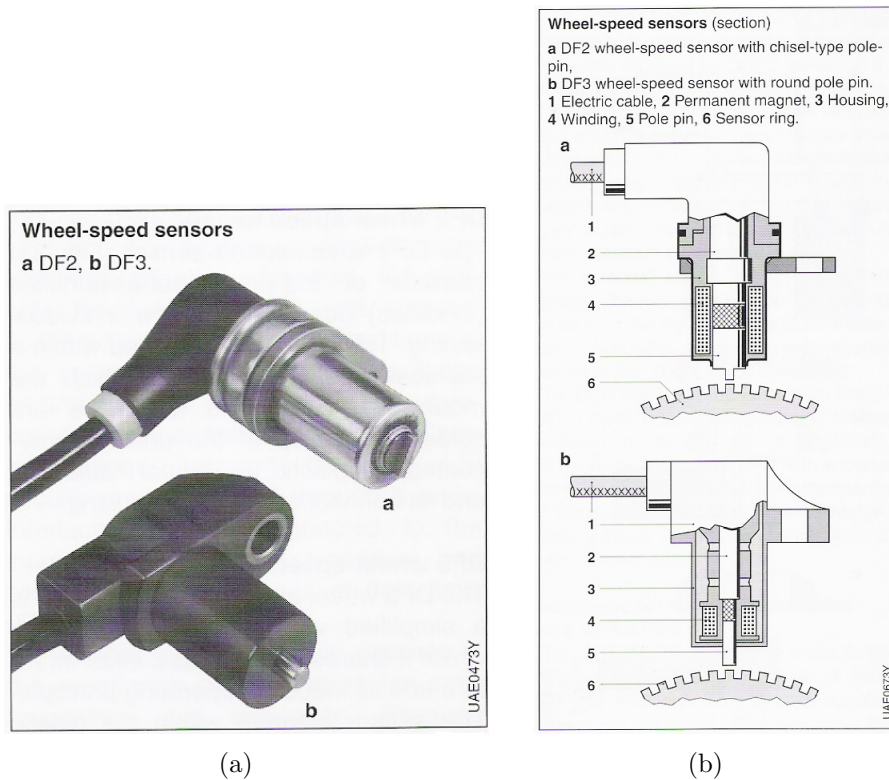


Figura 2.31: Sensor de velocidade da roda (BOSCH, 1999).

2.4.5.2 Unidade de Controle Eletrônico (ECU):

A ECU recebe, amplifica e filtra os sinais dos sensores para determinar velocidades que servem de base para cálculos da velocidade de referência, escorregamento e aceleração angular das rodas (BOSCH, 1999).

2.4.5.3 Modulador de pressão hidráulica:

Esta unidade é composta pelas válvulas solenóides, pelos acumuladores e pela bomba de retorno acionada por um motor elétrico (HEISLER, 2002). O modulador de pressão implementa os comandos determinados pela ECU através das válvulas solenóides para controlar automaticamente os níveis de pressão nos freios de roda. Ele faz a ligação hidráulica entre o cilindro mestre e os cilindros do freio de roda (BOSCH, 1999).

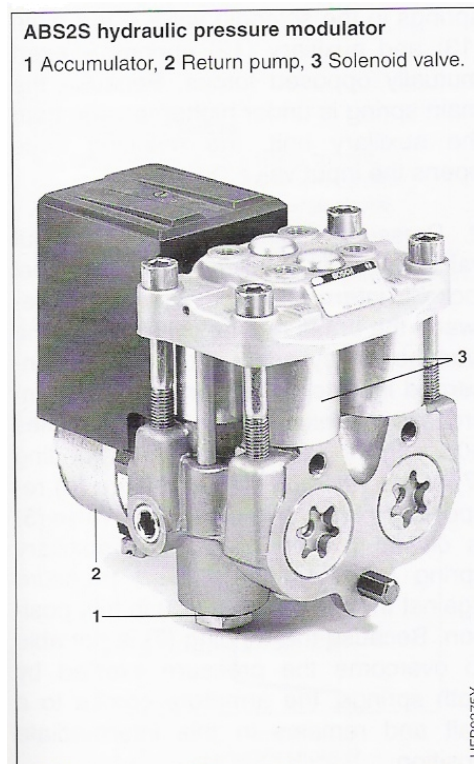


Figura 2.32: Modulador de pressão hidráulica (BOSCH, 1999).

Para cada circuito, o modulador possui duas válvulas: a válvula de isolamento (*isolation valve*) e a válvula de descarregamento (*dump valve*). Com a devida manipulação destas válvulas, a pressão do circuito pode ser mantida, reduzida ou incrementada (NIGAM, 1993).

2.4.6 Malha de controle do ABS

A malha de controle do ABS consiste em (Fig. (2.33)):

- Sistema controlado: veículo com sistema de freio, rodas e aderência entre pneus e superfície da via.
- Distúrbios: condições da superfície da via, condição do freio, carregamento do veículo e pneus.
- Controlador: sensores de velocidade da roda e unidade de controle do ABS.
- Variáveis controladas: velocidade da roda, aceleração da roda e escorregamento.
- Variável de entrada de referência: pressão aplicada no pedal de freio.
- Variável manipulada: pressão do freio.

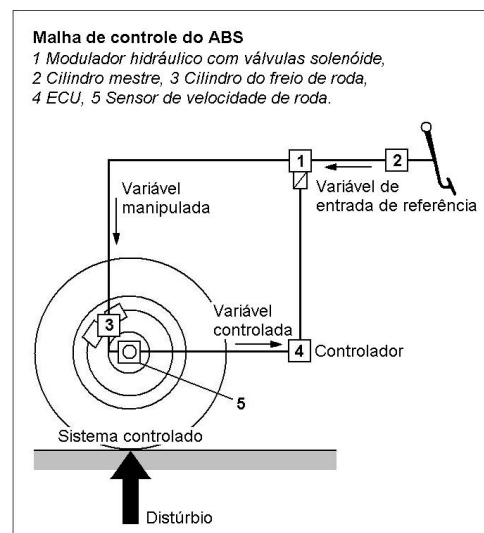


Figura 2.33: Malha de controle do ABS (BOSCH, 1995).

2.4.6.1 Sistema controlado

O processamento de dados na unidade de controle do ABS é baseado no sistema controlado simplificado seguinte: uma roda não motora, um quarto da massa total do veículo atribuída a esta roda, o freio e, representando a interação entre o pneu e a superfície da via, uma curva teórica de coeficiente de aderência por escorregamento (Fig. (2.34)). Esta curva é dividida em uma região estável, caracterizada por um crescimento linear, e uma

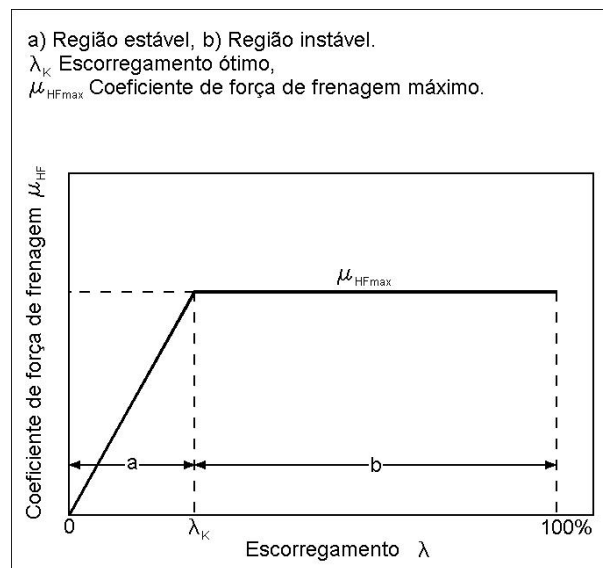


Figura 2.34: Curva idealizada de coeficiente de força de frenagem por escorregamento (BOSCH, 1995).

região instável com uma linha de resposta constante (μ_{HFmax}). Ainda outro processo simplificado é a frenagem em linha reta, correspondente à frenagem de pânico.

Fig. (2.35) ilustra a relação entre o torque de frenagem M_B (a força que o freio pode aplicar através do pneu), ou o torque de atrito com o pavimento M_R (a força que retorna à roda da interação entre o pneu e o pavimento), e o tempo t . A relação entre a desaceleração periférica da roda ($-a$) e o tempo (t) também é mostrada. O torque de frenagem apresenta um crescimento linear com o tempo. O torque de atrito com o pavimento segue o torque de frenagem com um leve atraso T enquanto o processo de frenagem permanece na região estável da curva de aderência por escorregamento. A curva atinge seu nível máximo (μ_{HFmax}) depois de aproximadamente $130ms$. Neste ponto, entra-se na região instável da curva de aderência por escorregamento.

O torque de frenagem M_B continua a aumentar, enquanto o torque de atrito com o pavimento M_R não pode mais aumentar, mas permanece constante, como indicado na curva de aderência por escorregamento. No período entre 130 e $240ms$ (no qual a roda trava) a diferença $M_B - M_R$, a qual permanece mínima na região estável, rapidamente assume proporções muito maiores. Esta diferença de torque fornece um índice preciso de desaceleração periférica da roda ($-a$) na roda frenada. A desaceleração periférica,

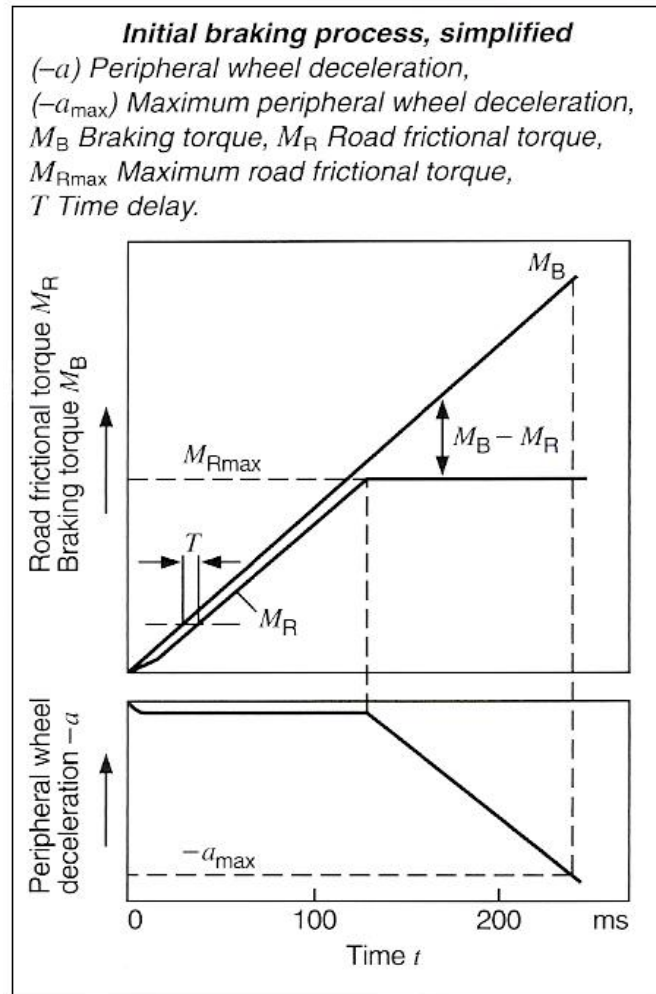


Figura 2.35: Processo inicial de frenagem simplificado (BOSCH, 1995).

limitada à baixos níveis na região estável, aumenta rapidamente depois da transição para a região instável. O resultado é uma inversão no padrão de resposta para as regiões estável e instável da curva de aderência por escorregamento. O ABS explora esta resposta oposta.

2.4.6.2 Variáveis controladas

A seleção de variáveis de controle apropriadas é um fator preponderante na eficiência do controle do ABS. A base é fornecida pelos sinais dos sensores de velocidade das rodas, os quais a unidade de controle (ECU) utiliza para calcular a desaceleração/aceleração periférica das rodas, escorregamento, velocidade de referência e desaceleração do veículo. Nem a desaceleração/aceleração periférica da roda, nem o escorregamento são apropriados para usar como variável controlada, pois a reação que uma roda motora apresenta na

frenagem difere da reação de uma roda não motora. No entanto, estas variáveis podem ser usadas para se obter resultados satisfatórios quando combinadas em relações lógicas definidas.

O escorregamento não pode ser medido diretamente. Portanto a ECU calcula um valor representativo baseado na velocidade de referência, que corresponde à velocidade característica para condições ótimas de frenagem (escorregamento ótimo). A ECU determina isto baseada no fluxo constante dos sinais da velocidade da roda que recebe dos sensores. Ela seleciona uma “diagonal” (por exemplo, roda dianteira direita e roda traseira esquerda) e usa-a como base para a velocidade de referência. Em frenagens moderadas, a velocidade de referência geralmente será baseada na diagonal cujas rodas estão mais rápidas. Durante paradas de pânico com controle de ABS ativo, as velocidades das rodas divergem da velocidade do veículo, e a não ser que um fator de correção seja usado, as velocidades das rodas são inapropriadas para se calcular a velocidade de referência. Durante a fase de controle, a ECU gera esta velocidade baseada em uma extrapolação com formato de rampa da velocidade no início do ciclo. A unidade processa sinais lógicos e avalia relações para calcular o ângulo de inclinação preciso da rampa. O controle de malha fechada ideal da frenagem é possível quando as informações dos escorregamentos e das taxas de aceleração/desaceleração das rodas são suplementadas por uma informação secundária da desaceleração do veículo, a qual pode ser empregada para ajustar os processos lógicos na ECU. Este conceito tem sido implementado no ABS da Bosch.

Variáveis controladas para rodas não motoras

As taxas de aceleração e desaceleração na circunferência da roda podem geralmente servir como variáveis controladas confiáveis para rodas não motoras, tanto quanto para rodas motoras, desde que o motorista desacople a embreagem enquanto frear. A razão tem a ver com os padrões de resposta opostos apresentados pelo sistema controlado nas regiões estável e instável da curva de escorregamento.

A taxa de desaceleração periférica disponível na região estável é limitada. Nesta

região, quanto mais o motorista força no pedal de freio, o veículo responde com uma desaceleração maior, sem travar as rodas.

A região instável apresenta um padrão diferente. Neste caso, um acréscimo mínimo na pressão do pedal será suficiente para induzir o travamento imediato da roda. Este padrão de resposta pode frequentemente ser empregado em usar as taxas de desaceleração e aceleração periférica da roda para determinar a taxa de escorregamento correspondente à frenagem ótima.

Qualquer limite fixo definindo a desaceleração periférica além da qual o ABS assume o controle ativo, não deve exceder a desaceleração máxima potencial do veículo. Isto é especialmente importante quando leves aplicações do pedal de freio são seguidas por uma frenagem progressiva brusca. Um limite excessivamente alto permitiria que as rodas mudassem para a região instável da curva de escorregamento antes do ABS responder a instabilidade incipiente. Quando a roda primeiramente atinge o limite fixado para desaceleração periférica durante uma parada de pânico, o sistema não deve responder reduzindo automaticamente a pressão do freio desta roda. Se modernos pneus estão sendo usados em uma superfície de alta tração, isto poderia sacrificar a distância de frenagem. Este fator é de grande importância principalmente em frenagens iniciadas em altas velocidades.

Variáveis controladas para rodas motoras

Se o veículo é freado com a primeira ou segunda marcha engatada, o motor atuará nas rodas motoras. Isto refletirá em um aumento substancial no momento de inércia das rodas. Elas reagirão como se fossem muito mais pesadas do que realmente são. O resultado final é uma perda proporcional na reação das taxas de desaceleração periférica às variações do torque de frenagem dentro da região instável da curva de escorregamento.

As rodas não motoras apresentam padrões de resposta opostos dependendo se estão na região estável ou instável da curva de escorregamento. O efeito descrito acima nega estas diferenças com as quais a desaceleração periférica da roda (como variável controlada)

freqüentemente deixa de fornecer um índice adequado para determinar o escorregamento com a maior aderência possível. Torna-se necessário consultar uma variável suplementar, similar ao escorregamento.

A Fig. (2.36) compara o processo de frenagem para uma roda não motora e uma roda motora que permanece acoplada ao motor. Neste exemplo a inércia do motor quadruplica o momento de inércia efetivo da roda. A roda não motora excede o limite definido de desaceleração periférica $(-a)_1$ logo depois de deixar a região estável da curva de escorregamento. Por causa do momento de inércia da roda motora ser multiplicado por 4, quatro vezes a diferença do momento de inércia deve ser alcançado antes do limite $(-a)_2$ ser excedido. Neste ponto a roda motora pode já estar na região instável da curva de escorregamento, com comprometimento da estabilidade do veículo.

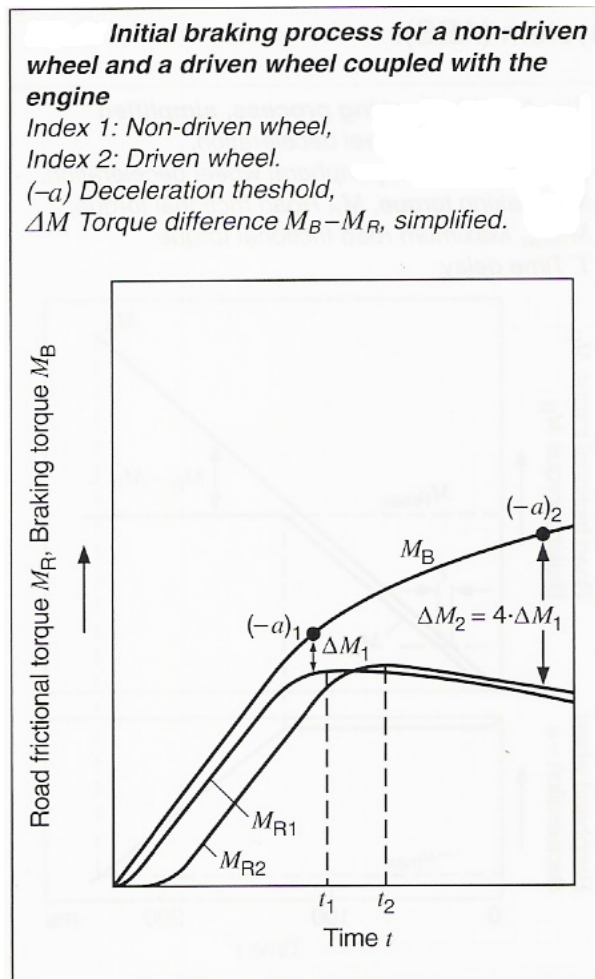


Figura 2.36: Processo inicial de frenagem para uma roda não motora e uma roda motora acoplada com o motor (BOSCH, 1995).

2.4.7 Estratégias: *select-high* e *select-low*

Select-high e *select-low* se referem à estratégia usada pelo controlador para decidir qual sinal da velocidade da roda será usado para a modulação do freio em sistemas onde um único canal controla mais de uma roda. *Select-low* significa que a resposta do canal será ditada pela roda mais devagar das duas (a roda com o maior escorregamento), e *select-high* significa que será determinado pela roda mais rápida das duas.

A estratégia *select-low* garante que nenhuma das rodas travará, mesmo em superfícies com diferentes coeficientes de aderência sob cada roda. Isto resulta em uma estabilidade veicular maximizada, mas um pouco da distância de parada é comprometida por causa da força de frenagem ser menor do que a ótima no lado de aderência mais alta. A estratégia *select-high* reduz a pressão quando ambas as rodas do canal atravessam os valores limites para condições de travamento e portanto permite que a roda na superfície de baixa aderência trave. Em uma pista reta homogênea, o desempenho o sistema *select-low* ou *select-high* é quase tão bom quanto um sistema de controle individual de cada uma das quatro rodas. No entanto, diferenças consideráveis no desempenho são observadas durante curva combinada com frenagem e frenagem em caso de μ -split (NIGAM, 1993).

2.4.8 Disposição dos canais de controle

Com quatro rodas, muitas combinações são possíveis para agrupar as rodas em canais. Isto pode ser feito por questões de custo, desempenho ou complexidade do sistema. O número de canais pode variar de um a quatro. A disposição refere-se ao par de rodas que é agrupado. As variações do número de canais e suas disposições são discutidas a seguir (NIGAM, 1993).

A Fig. (2.37) apresenta seis variações do sistema, de acordo com o número de canais e sensores (BOSCH, 2000).

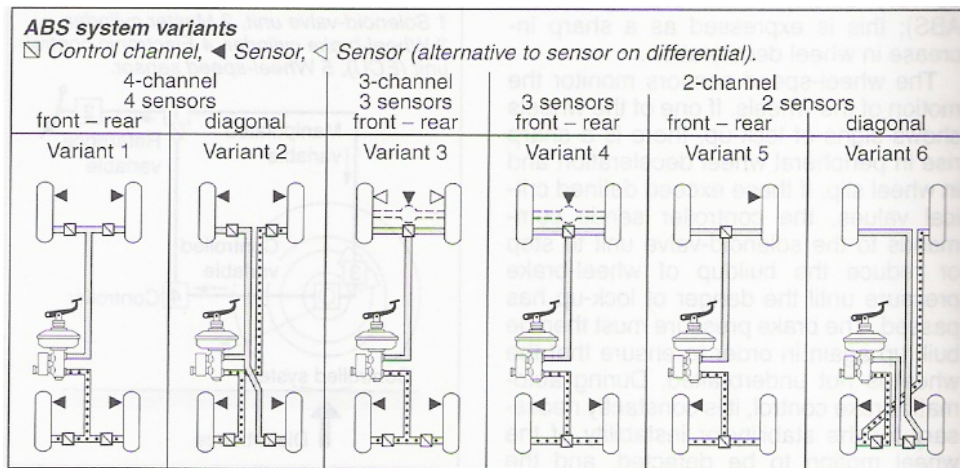


Figura 2.37: Variações do sistema ABS (BOSCH, 2000).

2.4.8.1 Um canal, controle do eixo traseiro select-low

Sistemas de um canal tem sido usados exclusivamente para controlar somente rodas traseiras, porque a estabilidade do veículo é mais dependente das forças nas rodas traseiras. A lógica *select-low* é freqüentemente usada para prevenir o travamento de qualquer uma das rodas. Tais sistemas certamente previnem que o veículo desvie da trajetória em várias situações, mas as deficiências desses sistemas é a falta de esterçabilidade durante uma parada de pânico devido às rodas dianteiras descontroladas. Conseqüentemente, frenagens completas durante curva ou manobras evasivas podem resultar em perda de controle. Esta configuração de sistema de forma alguma cumpre os requisitos do trânsito atual (NIGAM, 1993).

2.4.8.2 Dois canais, controle dividido diagonalmente

Os sistemas de 2 canais por um lado precisam de menos componentes do que as versões de 3 e 4 canais, e isto os faz menos custosos para manufaturar. Por outro lado, estes sistemas são acompanhados de algumas limitações funcionais (BOSCH, 2000).

No sistema dividido diagonalmente há dois circuitos: um conectando a roda dianteira esquerda e a roda traseira direita e o outro conectando a roda dianteira direita e a roda traseira esquerda. Controle dividido diagonalmente modula independentemente a

pressão do freio em cada um dos circuitos diagonais baseado nas informações dos sensores das quatro rodas. A relação de frenagem entre a dianteira e a traseira é controlada por uma válvula proporcional para cada canal. O controle do ABS é baseado em uma das quatro possíveis lógicas (NIGAM, 1993):

Diagonal select-low: o ABS será ativado em qualquer um dos circuitos diagonais, sempre que qualquer uma das rodas, dianteira ou traseira, controlada por este circuito tender a travar.

Rear override: o ABS será ativado em qualquer um dos circuitos diagonais sempre que a roda dianteira controlada por este circuito tender a travar. Nenhuma ação será tomada se uma roda traseira travar, mas se a segunda roda traseira travar, o ABS será ativado no segundo circuito diagonal correspondente.

Front override: o ABS será ativado em qualquer um dos circuitos diagonais sempre que a roda traseira controlada por este circuito tender a travar. Nenhuma ação será tomada se uma roda dianteira travar, mas se a segunda roda dianteira travar, o ABS será ativado no segundo circuito diagonal correspondente.

Double override: nenhuma ação será tomada se uma roda dianteira travar, mas se a segunda roda dianteira travar, o ABS será ativado no segundo circuito diagonal correspondente. Similarmente, nenhuma ação será tomada se uma roda traseira travar, mas se a segunda roda traseira travar, o ABS será ativado no circuito diagonal correspondente.

2.4.8.3 Dois canais, controle do eixo dianteiro e traseiro

Neste caso os torques de frenagem são controlados por eixos. Quatro combinações são possíveis (NIGAM, 1993):

A - Dianteiro *select-low* e traseiro *select-low*

B - Dianteiro *select-low* e traseiro *select-high*

C - Dianteiro *select-high* e traseiro *select-low*

D - Dianteiro *select-high* e traseiro *select-high*

O comportamento na frenagem do sistema (A) em uma curva é caracterizado pelo fato de que as forças de frenagem nas rodas de fora (rodas do carro do lado externo da curva) têm que ser adaptadas às baixíssimas forças de frenagem das rodas de dentro. Próximo da velocidade limite em uma curva, somente cerca de um terço da força de frenagem é disponível se comparada com aquela de um sistema de controle individual das quatro rodas. Isto leva a um aumento considerável na distância de parada. Tal veículo não pode ser dominado quando dirigido em uma curva com raio decrescente. Também no caso de μ -split, as forças no lado de alta aderência são reduzidas às forças de frenagem do lado de baixa aderência, portanto aumenta-se consideravelmente a distância de parada.

Frenando em uma curva com o sistema *select-high*, isto é, com o sistema (D), os torques de frenagem são controlados por eixo de acordo com a forças das rodas de fora. Isto leva a um travamento imediato das rodas dianteiras e à perda de força lateral. Como resultado, a força lateral total é reduzida por cerca de um terço. A perda repentina da força lateral é seguida por instabilidade do veículo e perigoso desvio da trajetória. Por causa deste perigo este sistema é raramente considerado.

Como no sistema (C), devido à grande transferência de peso dinâmico, os veículos dependem mais das rodas dianteiras do que das rodas traseiras para suas capacidades de parar. Usando *select-high* nas rodas dianteiras, forças de frenagem maiores podem ser alcançadas especialmente em pistas ásperas onde os coeficientes de aderência são maiores para uma roda travada. Isto encurta a distância de parada. Também, já que o travamento de roda ocorre no lado que produz força lateral menor do que o outro, e portanto, afeta menos a esterçabilidade e estabilidade do sistema. Também, por causa do *select-low* nas rodas traseiras, a estabilidade veicular é mantida. O sistema (B) resultaria em distâncias de parada maiores e perda de estabilidade por causa da perda da capacidade de gerar forças laterais na roda traseira e portanto não é de interesse.

2.4.8.4 Três canais com controle individual das rodas dianteiras e controle *select-low* no eixo traseiro

Quatro configurações do sistema são possíveis com sistemas de três canais (NIGAM, 1993):

A - Dianteiro independente e traseiro *select-low*

B - Dianteiro independente e traseiro *select-high*

C - Dianteiro *select-low* e traseiro independente

D - Dianteiro *select-high* e traseiro independente

Das quatro configurações, somente a configuração (A) é de interesse. Esta configuração de sistema garante esterçabilidade e estabilidade completa do veículo com frenagem em curva ou manobra evasiva. Devido à distribuição de peso dinâmico nas rodas durante a frenagem na curva, as maiores forças de frenagem disponíveis nas rodas dianteiras são completamente utilizadas. Somente a menor força de frenagem da roda traseira de fora é ajustada à roda traseira de dentro. Também se minimiza as diferenças da força de frenagem no eixo traseiro em pistas com diferentes coeficientes de aderência ou durante uma curva. Apesar deste sistema não oferecer todas as vantagens de um sistema de controle individual das quatro rodas, seu desempenho é considerado satisfatório.

O momento de guinada no caso de μ -split é reduzido (devido ao princípio operacional do sistema) a um tanto que veículos de passeio com um entre-eixos grande e um alto momento de inércia em torno do eixo (z), são capazes de controlar esta situação de frenagem. No caso dos sistemas de 3 e 4 canais, veículos de passeio com entre-eixos pequeno e baixo momento de inércia precisam de um atraso eletrônico da construção do momento de guinada. Quando se freia no caso de μ -split, tem-se uma construção atrasada do torque de frenagem da roda dianteira com o maior coeficiente de aderência. Como resultado, o motorista tem tempo suficiente para corrigir a guinada com um ajuste apropriado do esterço do volante (BOSCH, 2000).

2.4.8.5 Quatro canais, controle individual da roda

Todas as rodas são controladas independentemente uma das outras. Portanto as forças de frenagem em cada roda podem ser otimizadas. A distância de parada, esterçabilidade e estabilidade dependerão então da filosofia de controle utilizada. O sistema é mais caro por causa dos controles extras que são necessários. Este sistema é o único com potencial de passar nos requisitos dos testes rigorosos do futuro (NIGAM, 1993).

2.4.9 Modos do controlador

O controlador do ABS tem 4 modos operacionais: normal, reduzir, manter e aplicar. Um quinto modo, além dos modos de frenagem, refere-se justamente à “não frenagem” (NIGAM, 1993).

2.4.9.1 Modo “não freando”

Neste modo, o sistema está no seu estado padrão. A válvula *iso* está aberta e a válvula *dump* está fechada (válvulas descritas no ítem 2.4.5.3). Nenhum esforço é aplicado no freio, portanto a pressão do cilindro mestre está em equilíbrio com o resto do sistema hidráulico à pressão atmosférica. Não há escoamento de fluido para as rodas e portanto não há frenagem.

2.4.9.2 Modo normal

O modo normal corresponde à situação onde os freios são aplicados, mas o ABS ainda não foi ativado. Durante este modo as válvulas permanecem no seu estado padrão, ou seja, a válvula *iso* está aberta e a válvula *dump* está fechada. O reservatório de fluido de freio é cortado do cilindro mestre e a quantidade de fluido no sistema é confinada. Um movimento adicional do pedal provoca o escoamento do fluido através da válvula *iso* e das linhas de freio até os cilindros das rodas criando a pressão de frenagem. A bomba está desligada neste modo, mas é ligada assim que qualquer dos modos do ABS é ativado

para garantir que o acumulador de alta pressão tenha um suprimento pronto de fluido a alta pressão.

2.4.9.3 Modo reduzir

Durante o modo reduzir a pressão nos freios é reduzida. O modo reduzir pode ser alcançado a partir do modo normal, manter ou aplicar. Durante este modo a válvula *iso* está fechada e a válvula *dump* está aberta. Quando se passa a partir do modo normal ou do modo aplicar, a válvula *iso* é fechada primeiro. Depois da válvula *iso* estar fechada, a válvula *dump* começa a abrir e então a descarregar o fluido dos freios no acumulador de baixa pressão, portanto se reduz a pressão de frenagem. Para alcançar o modo reduzir a partir do modo manter, somente a válvula *dump* tem que ser aberta.

2.4.9.4 Modo manter

A pressão é mantida em um valor constante enquanto estiver neste modo. Ambas as válvulas *iso* e *dump* estão fechadas neste modo e portanto o fluido nem entra nem sai dos freios, mantendo assim uma pressão constante. Para alcançar o modo manter a partir do modo reduzir, a válvula *dump* precisa ser fechada. Para alcançar a partir do modo normal, a válvula *iso* deve ser fechada.

2.4.9.5 Modo aplicar

Durante o modo aplicar a pressão da linha é aumentada. Neste modo a válvula *iso* está aberta e a válvula *dump* está fechada. O modo aplicar pode ser alcançado somente a partir do modo manter. Já que durante o modo manter ambas as válvulas *iso* e *dump* estão fechadas, somente a válvula *iso* tem que ser aberta para passar para este modo. No caso das rodas dianteiras, o fluido é fornecido pelo acumulador de alta pressão, o qual mantém a alta pressão com a ajuda da bomba. Para as rodas traseiras, o fluido é fornecido pelo cilindro mestre, o qual tem uma pressão conforme demandada pelo motorista. O escoamento do fluido do cilindro mestre para os freios traseiros causa uma pequena

depressão no pedal de freio. A diferença entre o modo normal e o modo aplicar é que no modo normal o fluido vem do cilindro mestre para os freios dianteiros, enquanto que no modo aplicar o fluido vem do acumulador de alta pressão.

As válvulas *iso* e *dump* nunca devem estar abertas ao mesmo tempo, pois neste caso o fluido do cilindro mestre escoaria para o acumulador de baixa pressão e causaria a perda total do força de frenagem. A Tab. (2.4) sintetiza o posicionamento das válvulas nos diferentes modos, onde:

0 = válvula não energizada

1 = válvula energizada

Tabela 2.4: Posição das válvulas nos diferentes modos (NIGAM, 1993).

Modo	Válvula <i>iso</i>	Válvula <i>dump</i>
Normal	aberta 0	fechada 0
Reduzir	fechada 1	aberta 1
Manter	fechada 1	fechada 0
Aplicar	aberta 0	fechada 0

2.4.10 Ciclos de controle típicos

2.4.10.1 Controle de frenagem de malha fechada em superfícies de alta aderência

Quando o controle de malha fechada do ABS do processo de frenagem é disparado em uma pista de alta aderência, para se evitar ressonâncias da suspensão e do trem de potência, o crescimento subsequente da pressão deve ser prolongado (tornado mais devagar por um fator 5...10) comparado com a fase inicial de frenagem. As curvas da Fig. (2.38) representam este estado no qual o controle de frenagem opera sob condições de altos coeficientes de frenagem.

A desaceleração periférica da roda vai além do limite definido ($-a$) no final da

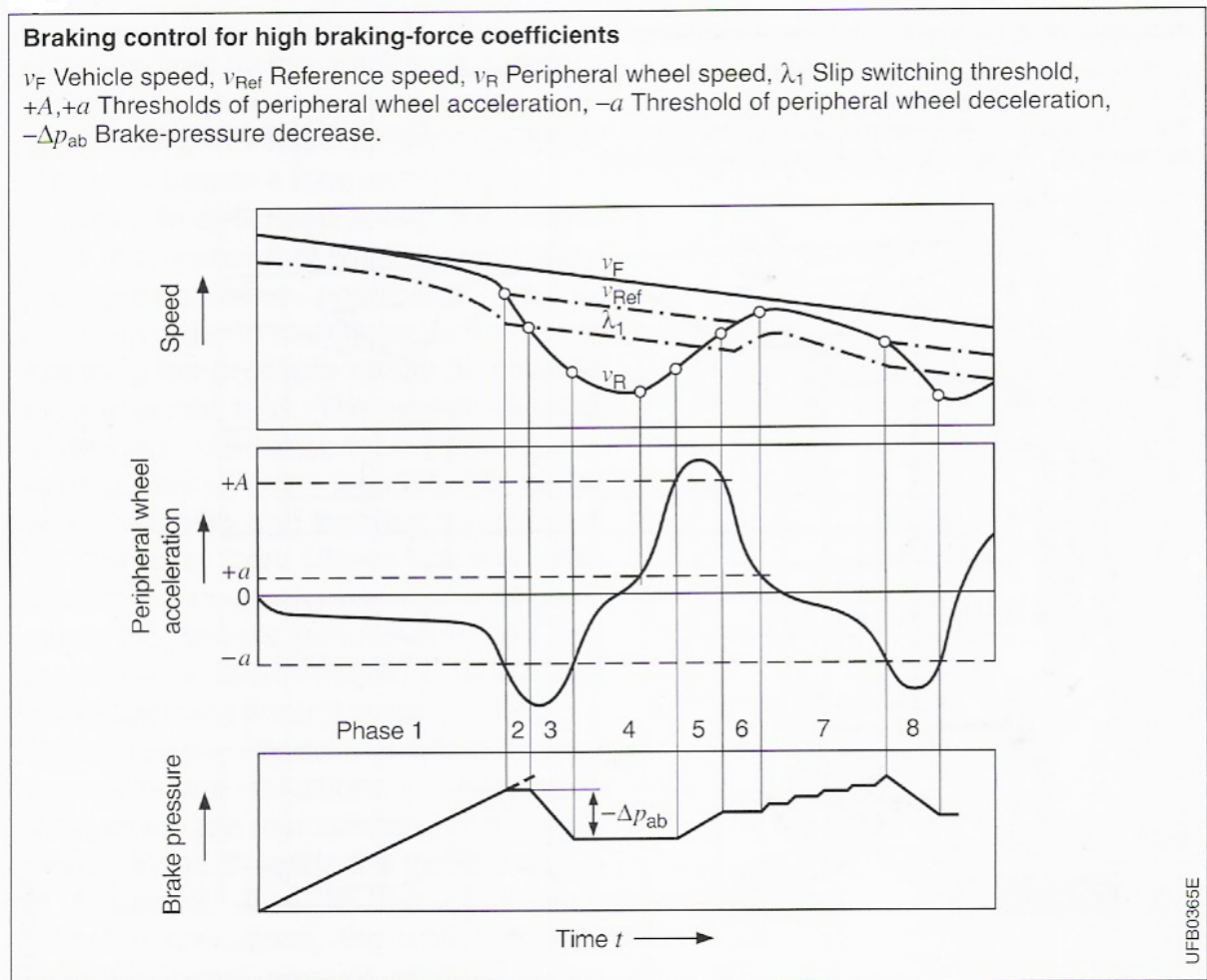


Figura 2.38: Controle de frenagem para altos coeficientes de aderência (BOSCH, 1999).

Fase 1 e a válvula solenóide muda para a sua posição de “manter pressão”. Ainda é muito cedo para começar a reduzir a pressão do freio, pois o limite ($-a$) pode ser excedido dentro da região estável da curva de escorregamento e uma valiosa distância de frenagem seria sacrificada. A velocidade de referência v_{Ref} é reduzida ao mesmo tempo de acordo com uma rampa definida. A velocidade de referência serve de base para determinar o limite de mudança do escorregamento λ_1 . No final da Fase 2, a velocidade periférica da roda v_R cai abaixo do limite λ_1 . A válvula solenóide reage mudando para sua posição de “liberar pressão”. A pressão do freio então continua a cair até a desaceleração periférica da roda exceder o limite ($-a$) novamente no final da Fase 3, isto é seguido por uma fase de manter a pressão com uma duração definida. Durante esta fase, a aceleração periférica da roda aumentou o suficiente para exceder o limite ($+a$). A pressão permanece constante.

No final da Fase 4 a aceleração periférica da roda excede o limite relativamente pronunciado ($+A$). A pressão do freio então continua a aumentar por tanto quanto a aceleração permanecer acima do limite ($+A$).

Na Fase 6, a pressão é mantida constante em resposta ao fato de que o limite ($+a$) está excedido. Este estado indica que a roda entrou na região estável da curva de escorregamento, e está ligeiramente sub-frenando.

A pressão do freio é agora incrementada em estágios (Fase 7) em um processo que continua até a desaceleração periférica da roda novamente exceder o limite ($-a$) (fim da Fase 7). Neste momento a pressão é reduzida imediatamente, sem a geração de um sinal λ_1 .

2.4.10.2 Controle de frenagem de malha fechada em superfícies de baixa aderência

Ao contrário dos padrões de comportamento em superfícies de alta aderência, em pistas escorregadias, mesmo leves pressões no pedal de freio freqüentemente são suficientes para induzir o travamento de roda. As rodas também precisam mais tempo para emergir de um período com grande escorregamento e para acelerar de novo.

Os circuitos lógicos na ECU reconhecem as condições da pista corrente e adapta as características da resposta do ABS de acordo.

A Fig. (2.39) um padrão típico de controle de frenagem para baixos coeficientes de aderência.

Nas Fases 1 e 2 o processo de controle de frenagem é o mesmo aplicado em superfícies de alta aderência.

A Fase 3 começa com um breve período de sustentação de pressão, seguido por uma comparação bem rápida entre a velocidade da roda e o limite de escorregamento de mudança λ_1 . A velocidade periférica da roda é menor do que valor limite de escorregamento de mudança, então a pressão do freio é reduzida por um período curto e definido.

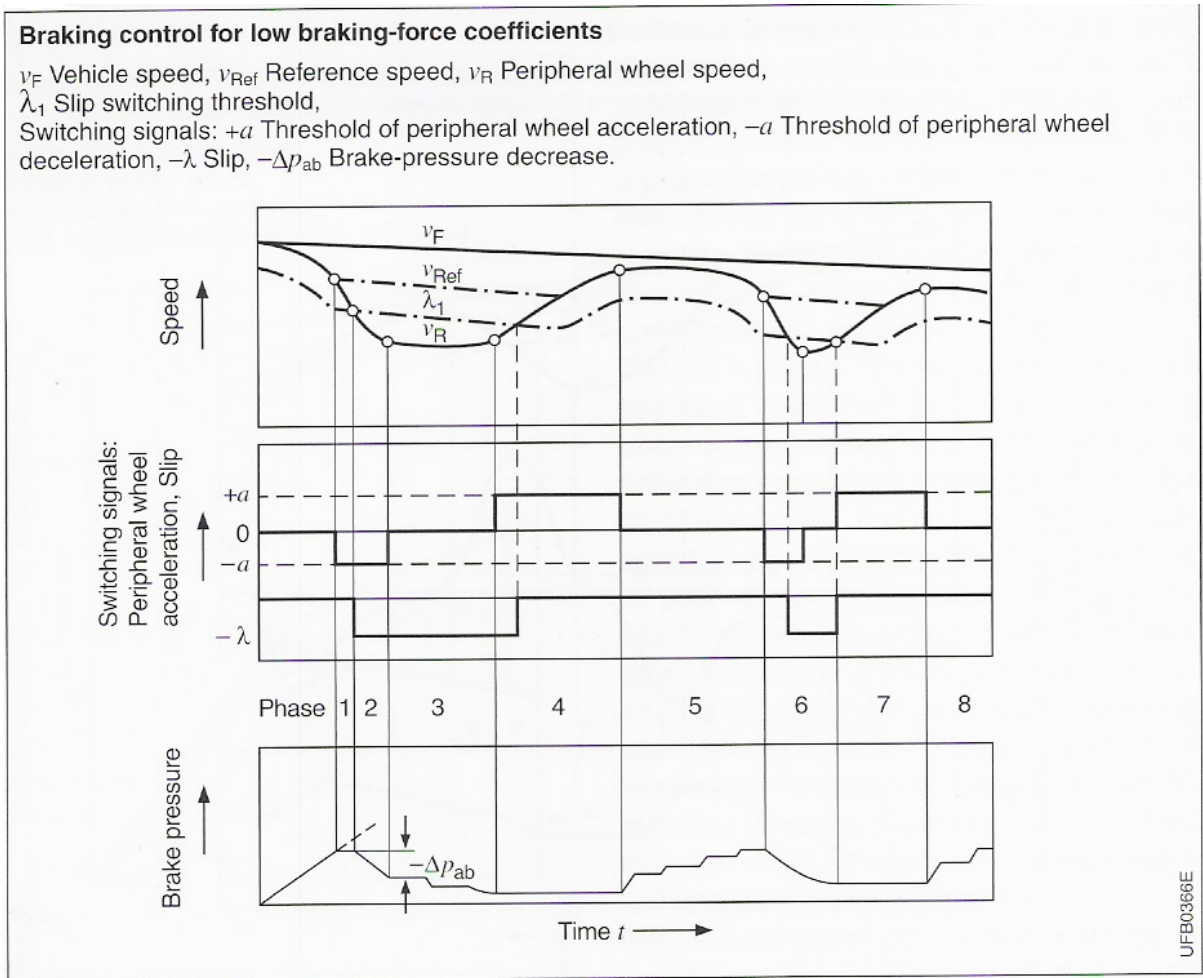


Figura 2.39: Controle de frenagem para baixos coeficientes de aderência (BOSCH, 1999).

O próximo passo é uma segunda fase curta de sustentação de pressão. O sistema então novamente compara a velocidade periférica e o limite de escorregamento de mudança λ_1 , o que resulta em um período curto e definido de alívio de pressão. Na fase de sustentação de pressão seguinte, a roda re-acelera até o ponto onde sua aceleração periférica excede o limite ($+a$). Isto inicia um novo período de sustentação de pressão, estendendo até a aceleração periférica cair abaixo do limite ($+a$) outra vez (final da Fase 4). A Fase 5 é caracterizada pelo incremento gradual da pressão similar ao da seção anterior. Finalmente, na Fase 6, a pressão é liberada para iniciar um novo ciclo de controle.

No ciclo descrito acima, a lógica do controle reconhece que duas operações suplementares de redução de pressão são exigidas para re-acelerar a roda seguindo a redução de pressão iniciada pelo sinal ($-a$). A roda permanece na região de alto escorregamento

por um período relativamente extenso, com efeitos negativos para a estabilidade veicular e controle da direção.

Para aprimorar ambos estes fatores, o sistema continuamente monitora e compara a velocidade periférica da roda e o limite de escorregamento de mudança λ_1 neste e nos ciclos de controle seguintes.

Conseqüentemente, a Fase 6 é caracterizada por reduções contínuas da pressão do freio, as quais são mantidas até a aceleração periférica exceder o limite ($+a$) na Fase 7. Devido às reduções de pressão contínuas, a roda gasta apenas uma quantidade mínima de tempo na região de alto escorregamento, o resultado final é estabilidade e resposta da direção melhorada relativa àquela obtida no primeiro ciclo de controle.

2.4.10.3 Controle de frenagem com atraso na construção do momento de guinada (GMA)

Quando o freio é aplicado em uma superfície assimétrica, ou seja, com diferentes condições em cada lado, por exemplo, com as rodas da esquerda em asfalto seco e as rodas da direita em gelo, o resultado é uma diferença severa nas forças de frenagem das rodas dianteiras. Isto induz uma força rotacional em torno do eixo vertical do veículo (momento de guinada) (Fig. (2.40)).

Veículos de passeio mais pesados, com entre-eixos maiores, apresentam um momento de inércia em torno do eixo vertical relativamente maior. Nestes veículos, a transição para a guinada é relativamente devagar e o motorista tem tempo suficiente para iniciar correções efetivas na direção durante a frenagem com ABS. Veículos menores, com um entre-eixos curto e um baixo momento de inércia, apresentam um cenário diferente. Neste, o ABS precisa ser suplementado por um sistema com atraso na construção do momento de guinada (GMA) para garantir que estes veículos permaneçam estáveis e respondam aos comandos do motorista em uma frenagem de emergência em faixas com diferentes níveis de tração. Este atraso na construção do momento de guinada faz com que a construção da pressão no cilindro de freio da roda, na roda dianteira que apresenta o maior coeficiente

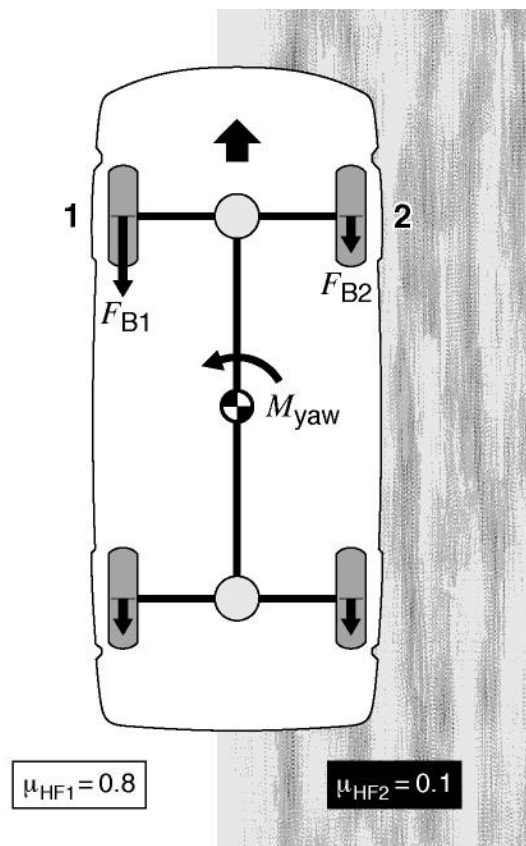


Figura 2.40: Construção do momento de guinada por aderência diferentes. M_{Yaw} Momento de guinada, F_B Força de frenagem, μ_{HF} Coeficiente de força de frenagem. **1** Roda “high”, **2** Roda “low” (BOSCH, 2000).

de frenagem (roda “high”), seja mais devagar.

A Fig. (2.41) ilustra o conceito do GMA: A Curva 1 apresenta a pressão do cilindro mestre p_{HZ} . Sem o GMA, a roda no asfalto atinge a pressão p_{high} (Curva 2), e a roda no gelo atinge a pressão p_{low} (Curva 5) dentro de um período breve; cada freio de roda fornece a máxima desaceleração disponível (controle individual). A Figura também ilustra duas progressões de ângulo de esterçamento de volante na frenagem, com GMA (Curva 6) e sem GMA (Curva 7).

2.4.11 Dificuldades no controle do ABS

As principais dificuldades no desenvolvimento do ABS são variações na aderência da pista e determinação da velocidade real do veículo para se calcular o escorregamento de cada pneu. As condições da pista variam continuamente e seria necessário um sensor capaz

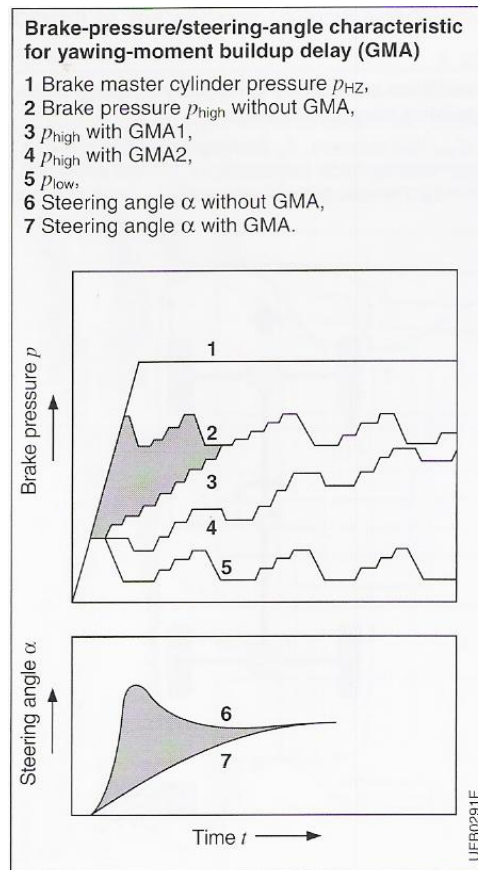


Figura 2.41: Característica da pressão do freio e do ângulo de esterçamento do controle de frenagem com atraso na construção do momento de guinada (GMA) (BOSCH, 1999).

de ler estas informações e determinar a aderência em cada pneu em tempo real para que pudesse ser utilizada no controlador do ABS. No caso da velocidade real do veículo, utiliza-se uma velocidade de referência. Grande parte do segredo do desenvolvimento do ABS está neste cálculo, portanto há outras teorias de como se calcula a velocidade de referência além da apresentada no item 2.4.6.

Segundo Orthwein (2004), quando todas as rodas apresentam a mesma velocidade, dentro de um certo limite de erro, esta velocidade comum é tomada como a velocidade do veículo, ou velocidade de referência. Quando todas as rodas não apresentam a mesma velocidade, assume-se escorregamento. E então o problema é decidir qual roda está escorregando.

Com base no sinal que se recebe dos sensores de velocidade da roda montados em ambas as rodas motoras e não motoras, a unidade de controle eletrônico calcula uma

série de velocidades de referência (V_{ref}), em cada uma das quais é baseado o próximo estágio da sucessão de manutenções, reduções e aplicações de pressão. Assumindo-se que a embreagem está desacoplada quando os freios são acionados, esta velocidade de referência é baseada, a velocidades moderadas, nos sinais da roda mais rápida. Contudo quando o ABS está operando durante frenagens de emergência a velocidades maiores, as velocidades de referência são extrapoladas diretamente da velocidade do início do ciclo do ABS.

As taxas de aceleração e desaceleração na periferia das rodas são suplementadas pela informação da desaceleração real do veículo. Isto porque uma vez que o veículo entra na região instável de frenagem, os sinais dos sensores das rodas não motoras não são mais confiáveis como variáveis de controle: nesta região o menor aumento na pressão do pedal pode ser suficiente para induzir instantaneamente ao travamento de roda.

O limite que define a desaceleração periférica da roda além da qual o ABS é ativado não deve exceder significativamente a desaceleração potencial máxima do veículo. Se assim fosse, as rodas entrariam muito dentro da região instável antes do ABS entrar em operação. Por outro lado, o sistema de controle não deve responder muito cedo, pois uma valiosa distância de frenagem seria perdida. Por isto o controle eletrônico calcula continuamente diferentes velocidades de referência como base para a determinação do limite (λ_1 das Fig. (2.38) e Fig. (2.39)), no qual a válvula solenóide é mudada para o seu estado de redução de pressão (GARRETT; NEWTON; STEEDS, 2001)

2.4.12 Controles modernos

A dinâmica do ABS apresenta características fortemente não-lineares e a maioria das regras de controle que têm sido desenvolvidas para os sistemas não-lineares do ABS são baseadas em três abordagens: controle adaptativo, controle de estrutura variável e controle de lógica fuzzy (FU, 2000; GAO, 2001).

Estratégia de controle adaptativo é um dos métodos de controle robusto que tem

sido usado para sistemas de controle de ABS. Atualmente não há sensores viáveis disponíveis que possam identificar precisamente a superfície da pista e disponibilizar esta informação para o controlador do ABS. Contudo, as condições da superfície da pista podem ser deduzidas da pressão de frenagem do veículo, das medições indiretas do escorregamento e comparação das taxas de desaceleração, como em Mazumdar e Lim (1995a), Mazumdar e Lim (1995b), Vickery (1996), Lin e Hsu (2003a). Tenta-se adaptar parâmetros desconhecidos da aderência da pista em uma estrutura conhecida do sistema de freio. Apesar disto trazer uma melhora sobre os projetos de controladores, o método adaptativo precisa coletar um conjunto suficiente de novos dados depois de cada mudança nos parâmetros do sistema. Esta necessidade introduz um atraso adicional significativo cada vez que uma nova regra de controle é computada.

Controladores com lógica *fuzzy* têm uma estrutura paralela inerente, a qual permite que o controlador responda imediatamente uma vez que uma nova situação tenha sido identificada. Algoritmos de controle convencionais de ABS devem considerar não-linearidades no torque de frenagem devido à variação de temperatura e à dinâmica da viscosidade do fluido de freio. Contudo, devido à natureza da lógica *fuzzy*, os fatores dinâmicos influentes são considerados em uma descrição baseada em regras do ABS. Este tipo de controle inteligente permite um desenvolvimento mais rápido dos códigos do sistema. Cabrera et al. (2005) desenvolveram um método de controle *fuzzy* para ABS que obtém informação sobre a pista, a partir desta informação estabelece o escorregamento de referência para tal situação e então regula a pressão do freio. Mauer (1995) apresentou um controlador de lógica *fuzzy* e uma rede de decisão lógica para ABS que identificam a condição corrente da pista baseados nas leituras instantâneas e passadas do escorregamento e da pressão do freio. Layne, Passino e Yurkovich (1993) apresentaram um controlador *fuzzy* com um mecanismo de aprendizagem, o qual ajusta as regras do controlador *fuzzy* para que se comporte como um sistema de referência desejado. Mirzaei et al. (2006), Mirzaei, Moallem e Mirzaeian (2005), Lee e Zak (2001) propuseram controladores *fuzzy* otimizados por algoritmos genéticos.

Estratégias de controle de estrutura variável também são empregadas para sistemas ABS. Estes controladores podem ser implementados para computar o escorregamento ideal “*on-line*” usando informações obtidas de acelerômetros longitudinais e sensores de velocidade da roda disponíveis comumente. Lee e Sin (2000) propuseram um controle do escorregamento do ABS utilizando controle por modos deslizantes. Wang et al. (2003) desenvolveram um controlador por modos deslizantes com lógica *fuzzy* para ABS. E Lin e Hsu (2003b) propuseram um método de projeto de um controle por modos deslizantes com aprendizagem por lógica *fuzzy*.

2.5 Acidentes de trânsito

Estima-se que em 2002 morreram 1,18 milhões de pessoas em todo o mundo em acidentes de trânsito, uma média de 3242 mortes por dia. Acidentes de trânsito são responsáveis por 2,1% do total de mortes, o que os coloca como a 11^a causa de mortes do mundo. Além das mortes, estima-se que de 20 a 50 milhões de pessoas são feridas em acidentes de trânsito a cada ano (WORLD HEALTH ORGANIZATION, 2004).

Segundo o Ministério da Saúde (2005), a mortalidade por acidentes de trânsito se configura como a segunda causa de morte no conjunto das causas externas no Brasil. Foram 33437 óbitos por acidente de trânsito em 2003 e 35460 em 2004.

Tabela 2.5: Taxas de mortes por 10 mil veículos (INSTITUTO DE PESQUISA ECONÔMICA APLICADA, 2003).

País	Ano	Mortes por 10 mil veículos para países selecionados
Japão	2000	1,32
Alemanha	2000	1,46
Estados Unidos	2000	1,93
França	2000	2,35
Turquia	2000	5,36
Brasil	2000	6,80
Chile	1993	14,80
Índia	1996	21,00
China	1994	26,20
Zâmbia	1992	85,00

Nos países em desenvolvimento, como no caso do Brasil, embora o número de acidentes por veículo tenda a diminuir com o aumento da frota, em geral os índices permanecem elevados e o número absoluto de vítimas no trânsito continua crescendo (Tab. (2.6)). Durante os anos 90, medidas como a obrigatoriedade do uso do cinto de segurança e o controle eletrônico de velocidade nas vias urbanas, assim como a entrada em vigor do Código de Trânsito Brasileiro, ajudaram na redução do número de mortes e na melhoria dos indicadores de segurança (INSTITUTO DE PESQUISA ECONÔMICA APLICADA, 2003).

Tabela 2.6: Acidentes de trânsito no Brasil (INSTITUTO DE PESQUISA ECONÔMICA APLICADA, 2003).

Ano	Feridos	Mortos	Mortos / 100 mil pessoas	Mortos / 10 mil veículos
1961	23358	3356	4,6	53,6
1971	124283	10692	11,1	34,4
1981	243001	19782	15,9	17,0
1991	248885	23332	15,1	11,3
2000	358762	20049	11,8	6,8

O custo econômico dos acidentes de trânsito é estimado como 1% do produto interno bruto (PIB) da países de terceiro mundo e 2% do PIB de países de primeiro mundo. O custo global estimado é de US\$ 518 bilhões por ano (WORLD HEALTH ORGANIZATION, 2004).

O Instituto de Pesquisa Econômica Aplicada (2003) chegou à uma estimativa de um custo anual dos acidentes de trânsito nas aglomerações urbanas brasileiras de R\$ 5,3 bilhões, isto representa cerca de 0,4% do PIB do país. Os custos associados aos acidentes de trânsito nas aglomerações urbanas foram os custos do atendimento médico-hospitalar e reabilitação, do atendimento policial e de agentes de trânsito, de congestionamento, dos danos ao equipamento urbano, dos danos à propriedade de terceiros, dos danos à sinalização de trânsito, dos danos aos veículos, do impacto familiar, de outro meio de transporte, da perda de produção, previdenciário, de processos judiciais, de remoção de veículos e do resgate de vítimas.

O Instituto de Pesquisa Econômica Aplicada (2006) estimou um custo anual dos acidentes de trânsito nas rodovias brasileiras de R\$ 22 bilhões, 1,2% do PIB brasileiro. A função de custos definida para estimar do impactos econômicos dos acidentes nas rodovias brasileiras foi composta de quatro grupos:

- Custo associado às pessoas: custo do atendimento pré-hospitalar, custo do atendimento hospitalar, custo pós-hospitalar, custo da perda de produção, custo da remoção/translado e gasto previdenciário;
- Custos associados aos veículos: custo de danos materiais aos veículos, custo de perda de carga, custo de remoção/pátio e custo de reposição;
- Custos institucionais: custo de processos judiciais e custo do atendimento policial;
- Custos associados à via e ao meio ambiente do local de acidente: custo dos danos à propriedade pública e custo dos danos à propriedade privada.

Somando-se os custos associados a acidentes nas aglomerações urbanas com os custos associados a acidentes nas rodovias, chega-se ao valor de R\$ 22,3 bilhões, do qual a maior parte se refere à perda de produção associada à morte das pessoas ou à interrupção temporária de suas atividades.

A matriz de Haddon ilustra a interação de três fatores (homem, veículo e ambiente) durante três fases da ocorrência de um acidente (pré-impacto, impacto e pós-impacto). Cada célula da matriz resultante mostra as oportunidades de intervenção para reduzir os danos do acidente de trânsito (WORLD HEALTH ORGANIZATION, 2004).

2.5.1 Uso do ABS: redução de acidentes e comportamento do motorista

De acordo com uma pesquisa da *Association of German Insurance Business* citada em (BOSCH, 2007; GARDINALLI; PARUCCI, 2003; GARDINALLI, 2005b), 25% de todos acidentes

		FACTORS		
PHASE		HUMAN	VEHICLES AND EQUIPMENT	ENVIRONMENT
Pre-crash	Crash prevention	Information Attitudes Impairment Police enforcement	Roadworthiness Lighting Braking Handling Speed management	Road design and road layout Speed limits Pedestrian facilities
Crash	Injury prevention during the crash	Use of restraints Impairment	Occupant restraints Other safety devices Crash-protective design	Crash-protective roadside objects
Post-crash	Life sustaining	First-aid skill Access to medics	Ease of access Fire risk	Rescue facilities Congestion

Figura 2.42: Matriz de Haddon (WORLD HEALTH ORGANIZATION, 2004).

nas estradas alemãs apresentam rodas bloqueadas e 40% do total de acidentes com vítimas fatais nas estradas alemãs apresentam rodas bloqueadas.

Smeed e Grime (1968-69) apresentam as porções de acidentes com derrapagem na Grã-Bretanha nos anos de 1964 e 1965, conforme a Fig. (2.43). Sabey (1968-69) apresenta os mesmos dados, porém do ano de 1966, conforme a Fig. (2.44).

Estado da pista	Acidentes em 1964 e 1965						Porcentagem envolvendo derrapagem em 1963
	Número envolvendo derrapagem		Número total		Porcentagem envolvendo derrapagem		
	1964	1965	1964	1965	1964	1965	
Seco	34550	32650	205460	191500	17	17	16
Molhado	27420	30830	77980	93510	35	33	33
Gelo	4940	8690	6350	11220	78	77	72
Todas as condições	66910	72170	289790	296230	23	24	25

Figura 2.43: Derrapagem em acidentes com danos pessoais em 1964 e 1965 (SMEED; GRIME, 1968-69).

Estado da pista	Acidentes com danos pessoais		
	Número de derrapagens	Número total	Porcentagem de derrapagens
Seco	31770	183690	17
Molhado	32070	98700	32
Gelo	5060	6660	76
Todas as condições	68900	289050	24

Figura 2.44: Derrapagem em acidentes com danos pessoais em 1966 (SABEY, 1968-69).

Estes são bons indícios de que o ABS reduz os acidentes de trânsito, visto que o ABS impede o travamento das rodas. Há na literatura internacional pesquisas sobre a eficiência do ABS na redução de acidentes e comportamento dos motoristas com o uso do

ABS, as quais estão descritas a seguir.

Gibson, College e Crooks (1938) afirmam que sistemas de freio mais eficientes não tornarão, por si próprios, o dirigir mais seguro. Freios melhores reduzirão sim o tamanho absoluto da mínima distância de parada, mas o motorista logo aprende esta nova distância e, como a zona de conforto⁶ permanece constante, o risco de acidente é mantido.

Kahane (1994) comparou a taxa de envolvimento em acidentes de veículos de passeio equipados com ABS com a taxa de envolvimento em acidentes de veículos de passeio não equipados com ABS. Levantou-se a questão da influência nos resultados apresentados, das respostas dos motoristas com o uso do ABS. Como o ABS garante a dirigibilidade do veículo em frenagens severas, o veículo pode ser direcionado para fora da pista pelo motorista. No geral, o efeito líquido do ABS nos acidentes registrados pela polícia, incluindo múltiplos veículos, pedestres e saídas de pista, foi perto de zero, assim como o efeito líquido em acidentes fatais. Mas isto não quer dizer que o ABS é ineficaz, o resultado líquido é perto de zero, porque as reduções dos acidentes com pedestres e acidentes de múltiplos veículos em pista molhada são anuladas pelo aumento de saídas de pista.

Williams e Wells (1994) avaliaram motoristas com respeito às suas experiências com ABS. A pesquisa indicou que mais de 50% dos motoristas questionados na Carolina do Norte e mais de 40% em Wisconsin indicaram incorretamente como frear um carro em uma situação de emergência de forma que ative efetivamente o ABS.

Hertz, Hilton e Johnson (1995) estudaram o impacto do ABS em tipos específicos de acidentes envolvendo veículos de passeio, nos quais o ABS foi considerado relevante, ou seja, que o ABS poderia ser benéfico evitando o acidente e/ou amenizando as conseqüências. Os quatro tipos de acidentes em que consideraram ABS relevante são os capotamentos, impactos laterais com veículos estacionados ou objetos fixos, impactos frontais com veículos estacionados ou objetos fixos e impactos frontais com outro veículo moto-

⁶Relação entre o campo de possíveis caminhos que o carro pode seguir sem impedimentos e a mínima distância de parada para a dada situação, relação esta definida pelo sentimento de segurança experimentado pelo motorista.

rizado em movimento. Segundo a análise, houve uma redução significativa em impactos frontais fatais com outro veículo em movimento associada à presença do ABS, mas houve também um aumento significativo em impactos laterais e frontais não fatais com veículos estacionados ou objetos fixos associado à presença do ABS. Também foram encontrados aumentos significativos em capotamentos e impactos laterais com veículos estacionados ou objetos fixos com fatalidades.

É importante salientar que o ABS não provoca capotamento. O que pode acontecer em uma mesma frenagem de emergência sem ABS e com ABS é o seguinte:

- Sem ABS: o motorista aplica um movimento na direção durante a frenagem, porém este não surte efeito, pois não há o controle direcional do veículo com as rodas travadas e portanto ocorre um impacto.
- Com ABS: o motorista aplica o mesmo movimento na direção durante a frenagem, o veículo é desviado do impacto. O motorista não preparado para esta situação pode exagerar na manobra provocando o capotamento. Portanto o ABS não provoca o capotamento, mas permite que o motorista saia da situação de impacto e que, devido à reação do próprio motorista, pode ser causado um capotamento.

Evans (1995) examinou como o ABS afeta o risco relativo de acidente em diferentes condições de pista e ambiente. O estudo conclui que, assumindo que o ABS é associado a nenhuma diferença no risco de acidentes em pistas secas, o ABS reduz o risco de acidentes no total em $3 \pm 1\%$, porém adverte que se considerar que os motoristas utilizam a melhora do freio devido a presença do ABS para outros benefícios diferentes da segurança, tais como velocidades maiores, então não se pode estimar o efeito total no risco de acidente.

Evans e Gerrish (1996) esclareceram a associação entre ABS e o risco de envolvimento em uma classe particular de acidentes, os acidentes entre dois veículos cujo impacto se dava entre a frente de um e a traseira de outro. O estudo conclui que quando dirigindo

em pista molhada, o ABS reduz o risco de um veículo equipado com ABS bater em um veículo que está a frente em $32 \pm 8\%$, mas aumenta o risco de ser atingido na traseira em $30 \pm 14\%$, o que resulta em uma redução líquida de $3 \pm 8\%$.

Farmer et al. (1997) compararam as taxas de acidentes fatais de veículos do modelo do último ano antes do ABS ser introduzido e do modelo do primeiro ano em que o ABS nas quatro rodas era um item de série. A análise dos veículos indicou que a incidência de acidentes fatais para ocupantes de veículos com ABS aumentou significativamente, o maior aumento se deu na incidência de acidentes fatais para ocupantes de veículos com ABS em acidentes envolvendo um único veículo, houve uma diminuição significativa no risco de acidentes fatais para ocupantes de outros veículos e uma diminuição não significante no risco de acidentes fatais para não ocupantes. O risco de colidir e matar ciclistas, pedestres ou outros motoristas é menor para veículos equipados com ABS do que para veículos sem ABS. Isto está de acordo com a habilidade do motorista de um veículo equipado com ABS desviar de obstáculos na pista durante frenagens severas. No entanto há um aumento no risco de envolvimento em acidentes fatais para os ocupantes dos veículos com ABS, principalmente em capotamentos e saídas de pista. Este aumento pode ser devido à tendência de motoristas não profissionais reagirem com exagero às situações de emergência, esterçando abruptamente as rodas, ou pode ser que os motoristas de veículos equipados com ABS se exponham a situações mais perigosas ou dirijam rápido demais para reagirem a uma emergência.

Mollenhauer et al. (1997) examinaram a eficiência de se implementar métodos de treinamento de baixo custo para alertar os motoristas sobre a técnica correta de ativação do ABS. Os resultados indicaram que os motoristas que receberam o treinamento foram capazes de parar em distâncias menores em frenagens em linha reta do que os motoristas que não fizeram o treinamento. O estudo não foi feito em curvas nem com eventos surpresa.

Sagberg, Fosser e Saetermo (1997) estudaram a relação entre o ABS e o comportamento de motoristas de taxi em Oslo. Descobriu-se que motoristas de veículos equipados

com ABS faziam o mesmo percurso para o aeroporto de Oslo em menos tempo, o que indica que a velocidade praticada pelos motoristas é maior com veículos equipados com ABS.

Evans (1998) descobriu que, em pista molhada, o ABS reduz o risco de bater em um veículo que trafega a frente em 32% e aumenta o risco de ser atingido na traseira em 30%, aumenta em $39 \pm 16\%$ o risco de capotamento, reduz em $22 \pm 11\%$ o risco de acidentes com pedestres. Neste trabalho também foram avaliadas as velocidades desenvolvidas com veículos equipados e não equipados com ABS e descobriu-se que motoristas de veículos equipados com ABS desenvolviam velocidades maiores.

Hertz, Hilton e Johnson (1998a), Hertz, Hilton e Johnson (1998b) atualizaram seu estudo anterior (HERTZ; HILTON; JOHNSON, 1995) sobre a influência do ABS em tipos específicos de acidentes, nos quais o ABS foi considerado relevante. Para este estudo, considerou-se relevante também a presença do ABS nos acidentes envolvendo pedestres. As conclusões deste estudo para veículos de passeio foram similares às do estudo anterior. A influência geral do ABS no total dos acidentes e fatalidades não foi estimado neste estudo. Criou-se a hipótese de que o aparente crescimento de acidentes com perda de controle (capotamentos e impactos laterais) resulta de tentativas intencionais bem sucedidas de desviar da pista para evitar alvos piores, que agora se tornaram possíveis por causa do ABS.

Collard e Mortimer (1998) analisaram o conhecimento de motoristas canadenses sobre ABS. Cerca de 18% dos usuários de ABS questionados pensavam que bombear os freios era a forma correta de operar, enquanto perto de 40% pensavam que o propósito do ABS era parar mais rápido e/ou impedir todas as derrapagens, omitindo a habilidade de esterçar.

Mazzae et al. (1999) e Mazzae, Baldwin e McGehee (1999) investigaram o efeito do ABS no comportamento do motorista de evitar acidente em uma situação de interseção utilizando pista de testes e simulador de teste de veículos. O objetivo era entender o

comportamento do motorista em situações de emergência. Descobriu-se que os motoristas tendem a frear e esterçar simultaneamente e fazer movimentos maiores e mais rápidos no volante. No entanto, estes movimentos não eram suficientes para causar saídas de pista significantes. Um número similar de acidentes foi evitado em ambos veículos equipados e não equipados com ABS em pista seca e uma proporção significativamente maior de acidentes foi evitada em pista molhada com ABS. Concluiu-se que não há relação entre o comportamento do motorista de evitar acidentes e a interação do motorista com o ABS, a qual contribuiria para o aparente aumento nas fatalidades de acidentes com um único veículo que tinham sido associadas com o ABS. Mazzae, Baldwin e McGehee (1999) também notaram que os testes foram realizados com sujeitos avisados e sóbrios e sugeriram que a fadiga do motorista ou o álcool pode afetar o comportamento destes sujeitos em uma manobra de emergência.

Garrott e Mazzae (1999) resumem o desempenho geral do ABS. O ABS tem sido associado consistentemente com uma diminuição de acidentes de múltiplos veículos e com pedestres e um aumento de acidentes de saída de pista de um único veículo. O ABS tem mostrado um aumento de risco para os ocupantes do veículo equipado com ABS. No entanto, o ABS oferece um benefício na segurança significativa aos outros usuários das vias. No balanço final não há um benefício ou malefício aparente com o uso do ABS.

Hertz (2000) atualizou o estudo anterior (HERTZ; HILTON; JOHNSON, 1998a). O ABS continua a ter um efeito benéfico em prevenir cada um dos tipos de acidentes, exceto para impactos laterais. Contudo, aparenta ser benéfico na prevenção de acidentes com pedestres, capotamentos, saídas de pista e impactos frontais com outro veículo em movimento.

Farmer (2001) achou um aumento de 10% no risco de qualquer fatalidade em acidentes de um único veículo associado com o ABS e uma redução correspondente a 7% em acidentes com múltiplos veículos. Atualizando as informações do estudo anterior (FARMER et al., 1997), encontrou uma mudança significativa nos resultados de capotamentos.

No primeiro estudo encontrou um aumento de 37% no risco de capotamento com o uso do ABS e na atualização do estudo chegou também a um aumento no risco, porém bem menor (3%). Chegou-se também a uma redução de 5% no risco de impactos fatais com pedestres. Farmer (2001) mostrou uma atenuação da associação do ABS com o aumento de acidentes com um único veículo, isto sugere que conforme os motoristas se familiarizam com o ABS, eles sofrem menos acidentes. Portanto, a falta de conhecimento sobre a operação do ABS pode justificar o aumento de acidentes com um único veículo.

Perron, Kassaagi e Brissart (2001) descobriram em um simulador de veículo e em testes de pista que apenas 50% dos motoristas pressionavam o pedal de freio com força suficiente para ativar o ABS.

Broughton e Baughan (2002) avaliaram a eficiência do ABS na Grã-Bretanha. Uma pesquisa por correspondência foi elaborada com respeito a ocorrência de acidente e o conhecimento do motorista sobre o ABS. Chegou-se a uma pequena diminuição (3%) no risco de acidente associado com a presença do ABS. No entanto, devido ao baixo número de acidentes, o nível de confiança deste resultado é baixo. Outros resultados relevantes foram a diminuição do risco de acidentes para homens abaixo de 55 anos e o aumento na ocorrência de acidentes para homens acima de 55 anos e para todas as mulheres. Segundo os autores, este aumento pode indicar a falta de conhecimento deste grupo de pessoas sobre o ABS e esta seria a razão pela qual o ABS não atingiu a redução esperada de acidentes.

Harless e Hoffer (2002) analisaram as informações utilizadas por Farmer (2001) com relação a direção e bebidas. Descobriu-se que o aumento das fatalidades em veículos equipados com ABS estava amplamente ligado a motoristas que bebem. O envolvimento entre motoristas que bebem era 64% maior do que esperado baseado na exposição dos veículos e no número de motoristas que bebem envolvidos em acidentes fatais nas versões dos veículos antes do ABS.

Delaney e Newstead (2004) analisaram a eficiência do ABS na Austrália. Veículos

equipados com ABS tiveram menor risco de se acidentarem com outros veículos, porém um risco maior de acidentes com saída de pista para carros equipados com ABS resultou em uma mudança líquida no risco de acidentes igual a zero, considerando todos os tipos de acidentes.

3 METODOLOGIA

Este trabalho propõe uma abordagem alternativa para ratificar o potencial de redução de acidentes do ABS no trânsito cotidiano. Busca-se através de características de desempenho do veículo estimar o potencial de redução de acidentes com o uso do ABS.

3.1 Fundamentação

Ervin e Winkler (1987), Ervin e Winkler (1988) apresentam uma relação interessante entre a eficiência de frenagem e a probabilidade de ocorrência do travamento de roda, onde se nota um decréscimo exponencial da ocorrência de travamentos por ano conforme se aumenta a eficiência de frenagem (Fig. (3.1)).

Ervin e Winkler (1987), Ervin e Winkler (1988) utilizam um método de cálculo para prever a frequência de incidentes de travamento que ocorreriam com veículos de passeio nas mãos de motoristas típicos dirigindo no sistema de vias públicas em geral. O método é construído em cima das seguintes observações:

- Cada aplicação do freio resulta em um determinado pico do nível de desaceleração.
- Dados o nível de desaceleração e as propriedades do balanceamento do freio do veículo, um determinado nível de utilização de aderência é estabelecido.
- O nível de utilização de aderência determina o nível de demanda de aderência, o qual deve ser satisfeito para que o nível de desaceleração seja atendido sem o travamento de roda.

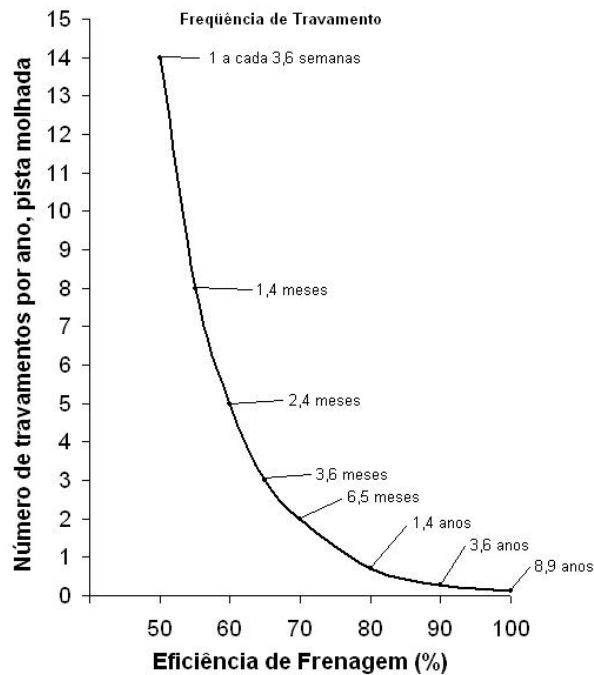


Figura 3.1: Relação entre eficiência de frenagem e o número de travamentos por ano em pista molhada (GILLESPIE, 1992).

- Todo segmento de pista apresenta um determinado nível de aderência potencial em contato com um pneu típico de carro de passeio.
- Quando a demanda de aderência excede a aderência potencial, ocorre o travamento.
- Há uma relação probabilística que determina, em média, quão freqüente a demanda de aderência do sistema motorista/veículo excederá a aderência potencial do binário pneu/pavimento.

A análise assume que somente a desaceleração longitudinal precisa ser considerada e ignora a influência potencial da aceleração lateral. Para facilitar a análise, assume-se que a eficiência de frenagem do veículo é constante em relação ao nível de desaceleração.

Para tal análise são necessários a distribuição de probabilidade dos níveis de desaceleração na frenagem, o nível de utilização da aderência ou eficiência de frenagem de veículos de passeio e a distribuição de probabilidade dos níveis de aderência do pavimento.

Foram identificadas algumas fontes de informações (CARPENTER, 1956; GILES,

1957; KRUMMER; MEYER, 1968; MORTIMER et al., 1970) que apresentam a distribuição dos níveis de desaceleração de veículos instrumentados dirigidos em vias públicas.

Dentre estes estudos, foram obtidas médias de aplicações do freio por milha rodada: Carpenter (1956) 2 aplicações por milha, Krummer e Meyer (1968) 1 aplicação por milha, Mortimer et al. (1970) 1,4 aplicações por milha. Com base nestas medições, adotou-se 1,5 aplicações do freio por milha rodada para relacionar a probabilidade de travamento de roda com uma frequência temporal, dado que se roda em média 10000 milhas por ano, aproximadamente 16000 quilômetros por ano.

A análise dos dados dos trabalhos de Carpenter (1956), Giles (1957), Krummer e Meyer (1968), Mortimer et al. (1970) revela uma convergência de resultados. O padrão básico destas informações mostra que 90% de todas as frenagens é feita em níveis de desaceleração menores do que 0,25g. Menos de aproximadamente 1% de todas as aplicações do freio excedem 0,4g. Mortimer et al. (1970) apresenta um volume maior de informações do que os demais trabalhos citados, portanto este foi utilizado como base. Os dados experimentais apresentados por Mortimer et al. (1970) são na realidade medições dos níveis de desaceleração do veículo trafegando em vias públicas, que Ervin e Winkler (1987) interpretaram como a demanda de aderência de um veículo que possui 100% de eficiência de frenagem tanto para o caso de pista molhada quanto para seca. A demanda de aderência de um veículo de passeio trafegando em vias públicas com eficiência de frenagem menor do que 100% pode ser obtida a partir da apresentada por Mortimer et al. (1970) (Fig. (3.2)).

Por exemplo, um veículo com 100% de eficiência frenando a 0,2g demanda um pico de aderência de 0,2 em cada um dos pneus, já que em um veículo perfeitamente balanceado, os freios em todas as quatro rodas produzem torques e forças de frenagem iguais a 0,2 vezes o carregamento dos pneus. Para veículos com eficiências de frenagem menores, a mesma distribuição de desaceleração se converte na curva de densidade de probabilidade para demanda de aderência, a qual é “esticada” para a direita. Supondo

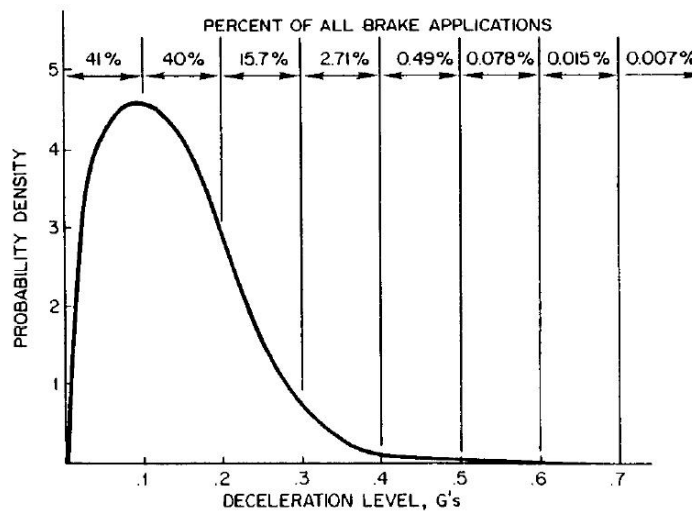


Figura 3.2: Densidade de probabilidade de desaceleração (ERVIN; WINKLER, 1988).

a condição de frenagem de $0,2g$ para um veículo com 50% de eficiência, então, para tal veículo satisfazer a condição de frenagem, demanda uma aderência de $0,4$. A Fig. (3.3) apresenta curvas de densidade de probabilidade de demanda de aderência calculada para 100% de eficiência e eficiências menores (90%, 80%, 70%, 60% e 50%).

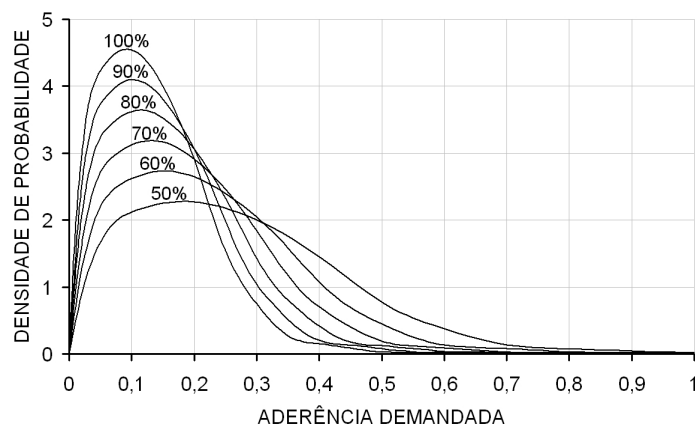


Figura 3.3: Distribuição de probabilidade de demanda de aderência para diferentes valores de eficiência de frenagem.

Uma informação adicional relacionada à distribuição de desaceleração diz respeito à questão dos motoristas desenvolverem uma distribuição de níveis de desaceleração diferente quando trafegam em pista molhada em relação a pista seca. Olson et al. (1984), citado por Ervin e Winkler (1987), estudaram a velocidade de veículos de passeio em tempos molhado e seco e concluíram que não há diferenças práticas nas velocidades escolhidas

pelos motoristas dirigindo nas mesmas pistas em condição molhada ou seca durante o dia. Portanto, assume-se que velocidades de operação equivalentes em pistas molhada e seca implicam em necessidades equivalentes de desaceleração de frenagem e julgou-se razoável usar as informações de distribuição de desaceleração disponíveis para se examinar a probabilidade de travamentos em pista molhada.

Ervin e Winkler (1987) também revisaram trabalhos que tratavam da disponibilidade de aderência entre pneus e pavimentos de asfalto e concreto seco e molhado. Dentre os trabalhos revisados, somente o Missouri State Highway Department (1973), citado por Ervin e Winkler (1987), mediu diretamente os picos de aderência longitudinal que resultava em gráficos da densidade de probabilidade de disponibilidade de aderência. As Fig. (3.4) e Fig. (3.5) apresentam as curvas de densidade de probabilidade de aderência disponível em pista de concreto molhado e em concreto seco, respectivamente.

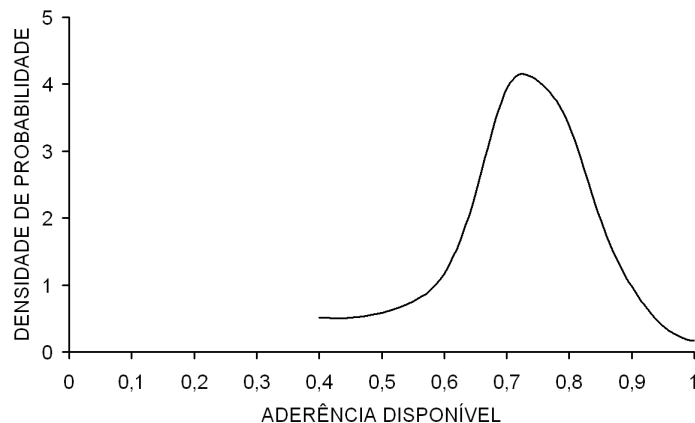


Figura 3.4: Densidade de probabilidade de aderência disponível em pista de concreto molhado.

A informação que falta para a análise, a eficiência de frenagem, será baseada em uma norma, para que o resultado seja relacionado com a realidade dos veículos que circulam nas vias públicas e então se possa fazer uma análise qualitativa da necessidade do ABS na prevenção de acidentes de trânsito, conforme o objetivo desta dissertação.

A norma utilizada é a NBR 14354 (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 1999b), a qual é baseada no Anexo 10 da norma europeia ECE R13. Esta norma

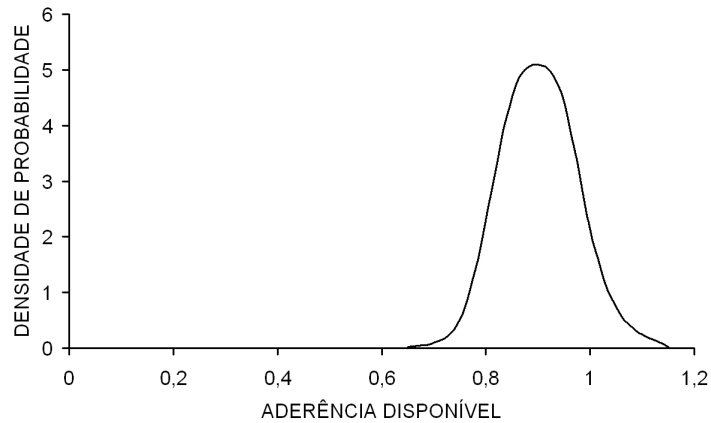


Figura 3.5: Densidade de probabilidade de aderência disponível em pista de concreto seco.

determina que veículos da categoria M (Anexo B) devem apresentar uma desaceleração normalizada¹ mínima para um determinado coeficiente de aderência entre pneu e pavimento (eq. (3.1)). Este requisito é apresentado como a curva contínua azul da Fig. (3.6), onde K é a aderência utilizada e Z a desaceleração normalizada.

$$Z \geq 0,1 + 0,85(K - 0,2) \quad (3.1)$$

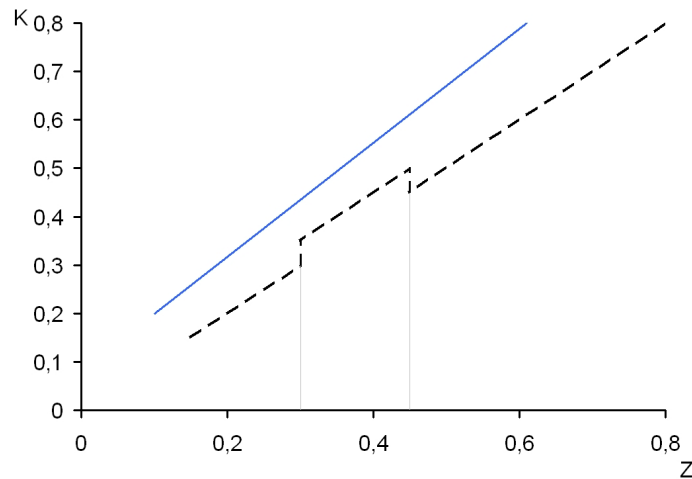


Figura 3.6: Requisito da norma NBR 14354 para veículos da categoria M.

Para usar o requisito da norma NBR 14354 como base para a análise proposta, deve-se transformá-lo em termos de eficiência de frenagem e é exatamente isto o que foi feito em Canale, Polito e Gutierrez (2005).

¹Desaceleração normalizada é a desaceleração expressa em g 's

Canale, Polito e Gutierrez (2005) interpretam o que o requisito da norma significa com relação à segurança e ao uso do ABS, expressando-o em termos da eficiência de frenagem e aderência disponível, ou seja, a norma exige uma eficiência de frenagem mínima para uma determinada aderência disponível (Fig. (3.7)).

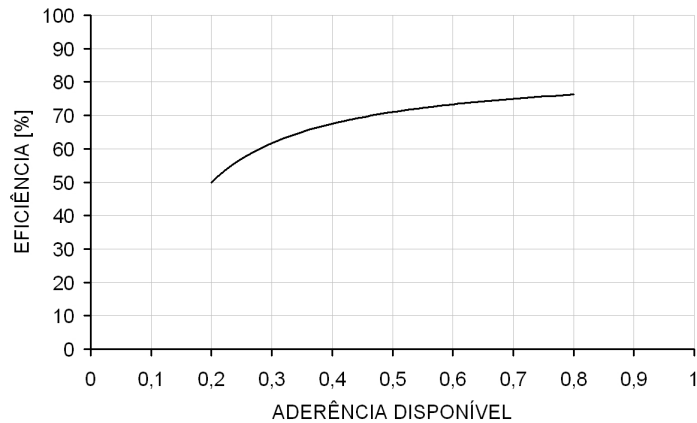


Figura 3.7: Requisito da norma NBR 14354 para veículos da categoria M expresso em termos de aderência disponível e eficiência de frenagem.

Nota-se que a norma NBR 14354 não é rigorosa em aderências baixas, na faixa de 0,2 a 0,4, permitindo eficiências tão baixas quanto 50% com uma aderência disponível de 0,2. O próprio trabalho de Canale, Polito e Gutierrez (2005) indica que o uso do ABS deve contribuir para o aumento da segurança veicular principalmente na faixa de aderência baixa (abaixo de 0,4).

O travamento da roda ocorre quando é aplicado um torque de frenagem na roda maior do que se pode transmitir no contato do pneu com o pavimento com a roda rolando, ou em termos das grandezas que são utilizadas nesta análise, demanda-se uma aderência entre o pneu e o pavimento maior do que o binário tem capacidade de fornecer.

O procedimento de cálculo da probabilidade de ocorrer travamento de roda (Fig. (3.8)) é mais facilmente entendido tomando um ponto como exemplo. Toma-se um ponto da Fig. (3.7), no caso (0,4; 67,5%). Para este valor de eficiência de frenagem, 67,5%, calcula-se a densidade de probabilidade de demanda de aderência, que é uma curva entre a de 60% e 70% da Fig. (3.3). Desta curva se calcula a probabilidade de se

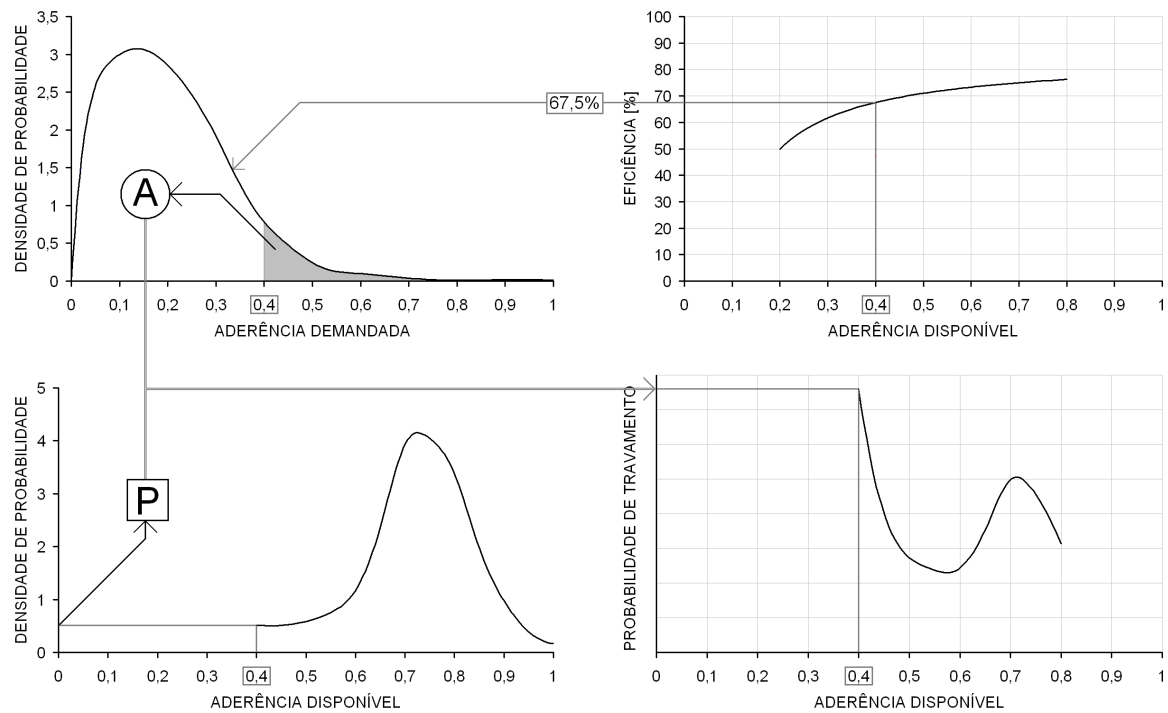


Figura 3.8: Ilustração do procedimento de cálculo.

demandar uma aderência maior do que 0,4, denominada como A na (Fig. (3.8)).

Para cada caso, pista molhada e pista seca, obtém-se, dos respectivos gráficos de probabilidade de disponibilidade de aderência (Fig. (3.4) e Fig. (3.5)), a probabilidade de se encontrar na dada aderência com o veículo trafegando em vias públicas, representado por P na Fig. (3.8).

Com os valores de A e P, calcula-se a probabilidade de travamento para a aderência 0,4. Este procedimento é então repetido para cada valor de aderência da Fig. (3.7). O resultado é uma curva de probabilidade de se encontrar em uma pista com uma determinada aderência e demandar, na frenagem, uma aderência maior do que se tem disponível, provocando o travamento da roda. Isto com o veículo equipado com um sistema de freio cuja eficiência de frenagem é a mínima exigida por norma para a aderência disponível entre pneus e pavimento.

3.2 Modelagem e Simulação

Para ratificar o desempenho do ABS, desenvolveu-se um modelo de ABS para realizar simulações e ilustrar o funcionamento do ABS. A simulação é uma ferramenta importante na pesquisa e desenvolvimento de produtos, pois acelera o desenvolvimento ao mesmo tempo que reduz o custo total, além de permitir a realização de uma gama maior de experimentos sem a necessidade da construção de protótipos físicos (THOMKE, 1998; BECKER; SALVATORE; ZIRPOLI, 2005). Por estes motivos, a simulação tem sido buscada por empresas para alcançar seus objetivos de redução no tempo de desenvolvimento de produtos e, principalmente, no custo de novos produtos (GARDINALLI et al., 2007).

Para a simulação foi utilizado o software Matlab/Simulink, disponível no Laboratório Computacional de Veículos (LCV) do Departamento de Engenharia de Materiais, Aeronáutica e Automobilismo. No LCV já foram feitas simulações de ABS em caminhões (CANALE et al., 1995; FERNANDES; CANALE; ADAS, 1995) e em veículos de passeio (GARDINALLI, 2005a), porém ainda não havia sido simulado com uma lógica de controle.

O modelo utilizado é um modelo de um veículo de passeio completo com ABS, validado por Gardinalli (2005a), onde há comparações dos resultados simulados com resultados de testes em pista comprovando a fidelidade do modelo à realidade. Este modelo considera toda a dinâmica veicular, longitudinal, lateral e vertical (seção 2.1.2) e também calcula as forças de resistência ao movimento do (seção 2.1.4). Utiliza-se nesta modelagem um modelo não-linear do pneu (seção 2.1.5). O sistema de freio do modelo do veículo descreve matematicamente todo o sistema de geração do torque de frenagem (seção 2.2), desde a aplicação da força no pedal de freio, passando por válvula reguladora de pressão, até o torque de frenagem na roda, considerando também a variação do fator de freio com a temperatura.

O ABS implementado no modelo do veículo representa um sistema ABS independente nas quatro rodas. Para a simulação realizada nesta dissertação, modificou-se o sistema ABS do modelo de Gardinalli (2005a). Acrescentou-se a este modelo o atraso na

pressão hidráulica do freio em função do tempo de abertura da válvula e da diferença de pressão entre os acumuladores e a pinça de freio. Porém o sistema de sensoramento do ABS não foi modelado, utiliza-se uma leitura direta e absoluta das velocidades das rodas. Com isto se tem o valor real do escorregamento parcial de cada pneu, o que não ocorre na realidade (seção 2.4). A este modelo também foi incorporado um controlador de estados finitos, conforme apresentado por Nigam (1993).

A lógica consiste de uma série de condições que determinam o acionamento do ABS e a transição entre seus modos (reduzir, manter e aplicar). A Fig. (3.9) apresenta os possíveis estados dentro da lógica desenvolvida. A simulação inicia com o veículo NÃO FREANDO, quando o freio é acionado, entra na condição FREANDO NORMAL. Se a frenagem for brusca e a roda tender ao travamento, entra-se na condição ABS, dentro da qual é realizado o ciclo de controle da pressão da roda passando pelos modos REDUZIR, MANTER e APLICAR.

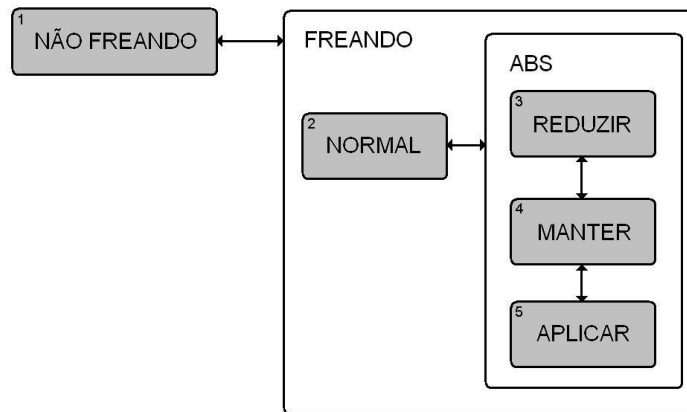


Figura 3.9: Ilustração do diagrama de estados.

Este controlador foi implementado com o auxílio da ferramenta Stateflow do Matlab e incorporado no modelo do veículo no Simulink. As condições para as transições entre os estados do controlador são descritas a seguir.

3.2.1 Transição entre os modos

O ABS aqui descrito é uma reprodução da lógica apresentada por Nigam (1993). Neste modelo as informações da roda e do veículo são processadas pelo controlador a cada 2 milissegundos. As abreviações e unidades para as variáveis usadas nesta subseção são:

Velocidade angular da roda = ω [rad/s]

Aceleração angular da roda = a [rad/s^2]

Jerk da roda = $jerk$ [rad/s^3]

Velocidade do veículo = V [m/s]

Tempo = t [ms]

Escorregamento = $slip$

3.2.1.1 Transição do modo NÃO FREANDO para o modo NORMAL

A simulação começa com o veículo no modo não freando ($modo = 1$). O modo muda para o modo normal ($modo = 2$) assim que a força aplicada no pedal supera $4,45N$. Isto reproduz o sinal que acende a luz de freio.

3.2.1.2 Transição do modo NORMAL para o modo REDUZIR

A transição ocorre sempre que o controlador detectar a tendência ao travamento da roda. Esta tendência é detectada pelas seguintes condições:

Se ($a < -300$) e ($slip > 0,12$) então $modo = 3$

Se ($a < -200$) e ($slip > 0,15$) então $modo = 3$

Se ($slip > 0,18$) então $modo = 3$

Se ($a < -400$) então $modo = 3$

Em uma superfície de baixa aderência, durante uma frenagem brusca, as rodas

desaceleram muito rápido enquanto que os escorregamentos das rodas continuam muito baixos. Por exemplo, a desaceleração da roda atingiu $400rad/s^2$ enquanto o escorregamento aumentou somente até 10%. Então para tal caso o modo reduzir é ativado sempre que a desaceleração superar $400rad/s^2$ independentemente do escorregamento da roda. Em uma pista de alta aderência com uma frenagem lenta, as desacelerações das rodas são muito baixas, mas o escorregamento continua a crescer com o tempo. Nesta situação, as rodas entram no modo reduzir assim que o escorregamento superar 18% independentemente da desaceleração da roda. Para a maioria das outras situações, ambos o escorregamento e a desaceleração da roda aumentam. Nestes casos, descobriu-se que com desaceleração mais alta o modo deve ser mudado a um escorregamento mais baixo e vice-versa.

3.2.1.3 Transição do modo REDUZIR para o modo MANTER

A transição do modo reduzir para o modo manter é baseada em várias condições. Estas condições cobrem toda a gama de pistas. Em diferentes situações, diferentes condições são ativadas.

Se ($ciclo > 1$) e ($t_{decorrido} > 16$) então $modo = 4$

Durante o primeiro ciclo de redução de pressão, a pressão é reduzida sem nenhuma restrição de tempo. Mas para todos os outros ciclos, descobriu-se ser necessário limitar a duração do modo reduzir. Por causa dos efeitos da pressão nas rodas serem sentidos muito depois das válvulas serem ativadas, portanto mais pressão será retirada do que necessário se esperar que uma condição seja ativada. Um modo reduzir com duração de $16ms$ causa uma queda de pressão significativa. Fazendo isto, a pressão não é reduzida demasiadamente.

Se ($t_{decorrido} > t_{decorrido-anterior} - 2$) e ($slip < 0,22$) e ($a > -50$) então $modo = 4$

Se ($t_{decorrido} > t_{decorrido-anterior} - 2$) e ($slip < 0,22$) e ($a < -150$) e ($jerk > 20000$)
então $modo = 4$

O tempo total gasto no modo reduzir durante todos os ciclos de redução anteri-

ores entre dois ciclos de aplicação é armazenado. Este tempo é subseqüentemente usado durante o próximo ciclo de redução para rematar a queda de pressão. Se a pressão foi reduzida por somente um passo de tempo ($2ms$), então no próximo ciclo a pressão é reduzida por pelo menos um passo de tempo. A mudança para o modo manter é imposta somente se os escorregamentos das rodas estiverem abaixo de 22% e se as rodas não estiverem desacelerando muito rápido ($a > -50$). Mas se as rodas tiverem uma desaceleração alta ($a < -150$) então a mudança é feita se esta desaceleração está diminuindo a uma taxa alta ($jerk > 20000$), senão continua-se o modo reduzir.

Se ($a > -50$) e ($slip < 0,22$) e ($jerk > 0$) então $modo = 4$

Se o escorregamento da roda for menor do que 22%, as rodas não estiverem desacelerando muito rapidamente ($a > -50$) e esta desaceleração estiver reduzindo ($jerk > 0$) então vai para o modo manter. Isto é particularmente útil quando a transição tiver sido reduzir-manter-reduzir. Quer dizer que a pressão não foi suficientemente reduzida no ciclo de redução anterior.

Se ($a > 0$) e ($jerk > 5000$) então $modo = 4$

Se ($a > 50$) então $modo = 4$

Se as rodas estão acelerando e a aceleração da roda está aumentando ($jerk > 5000$) então o modo manter é ativado. Em qualquer caso, se as rodas estiverem acelerando a mais de ($50rad/s^2$) então o modo manter é ativado.

Se ($a > -300$) e ($jerk > -100 * a$) então $modo = 4$

Se a desaceleração for menor do que 300 e a taxa que a desaceleração está diminuindo for maior do que 100 vezes a desaceleração ($jerk > -100 * a$) então vai para o modo manter.

3.2.1.4 Transição do modo MANTER para o modo REDUZIR

Descobriu-se ser necessário permanecer por pelo menos um certo tempo no modo manter. Isto permite que a pressão convirja para um estado de equilíbrio. Isto também permite uma melhor estimativa do estado da roda. $10ms$ é um tempo ideal. Se o tempo for muito curto então o estado da roda ainda é transiente e qualquer referência a este estado resultará em um controle não ideal. Se este tempo for muito longo então há um atraso em alcançar a pressão ideal. Depois de decorrido este tempo, as seguintes condições são checadas. A filosofia é permanecer no modo manter tanto quanto possível. Isto resulta em uma convergência mais rápida e menos flutuações nas pressões do freio.

Se $(a < -200)$ e $(slip > 0,16)$ então $(modo = 3)$

Se $(a < -150)$ e $(slip > 0,17)$ então $(modo = 3)$

Se $(a < -100)$ e $(slip > 0,18)$ então $(modo = 3)$

Se $(a < -50)$ e $(slip > 0,19)$ então $(modo = 3)$

Se $(a < -25)$ e $(slip > 0,20)$ então $(modo = 3)$

As condições acima implicam que quanto maior a desaceleração da roda, mais cedo se muda para o modo reduzir.

Se $(a < 0)$ e $(slip > 0,20)$ e $(jerk < 1000)$ então $(modo = 3)$

Se $(a < 25)$ e $(slip > 0,22)$ e $(jerk < 1000)$ então $(modo = 3)$

Se $(a < 25)$ e $(slip > 0,24)$ e $(jerk < 4000)$ então $(modo = 3)$

Para conseguir menos ciclos de pressão, é desejável permanecer no modo manter e não mudar para o modo reduzir e deixar o escorregamento ultrapassar o limite de 20%. Mas nestas situações é necessário garantir que as rodas estejam acelerando rápido o suficiente para que os escorregamentos estejam diminuindo e que não permaneça muito tempo com estes escorregamentos altos.

3.2.1.5 Transição do modo MANTER para o modo APLICAR

Como no caso da transição do modo manter para o modo reduzir, é conveniente permanecer no modo manter por pelo menos $10ms$ antes de verificar as condições para transição do modo manter para o modo aplicar. Novamente a filosofia é permanecer no modo manter o máximo possível sem que se tenha um sub-aproveitamento do freio.

Se $(a > 200)$ e $(slip < 0,14)$ então $(modo = 5)$

Se $(a > 150)$ e $(slip < 0,13)$ então $(modo = 5)$

Se $(a > 100)$ e $(slip < 0,12)$ então $(modo = 5)$

Se $(a > 50)$ e $(slip < 0,11)$ então $(modo = 5)$

Se $(a > 25)$ e $(slip < 0,10)$ então $(modo = 5)$

Similarmente ao caso da transição de manter para reduzir, as condições acima dizem que quanto maior a aceleração, mais cedo se deve mudar para o modo aplicar.

Se $(a > 0)$ e $(slip < 0,09)$ e $(jerk > -1000)$ então $(modo = 5)$

Se $(slip < 0,07)$ então $(modo = 5)$

Se a roda continuar a acelerar e o escorregamento for menor do que 9% e esta aceleração não está diminuindo muito rapidamente ($jerk > -1000$), então se muda para o modo aplicar. Sempre que o escorregamento for menor que 7%, muda-se para o modo aplicar.

Se $(a > -35)$ e $(slip < 0,09)$ e $(jerk > 0)$ então $(modo = 5)$

Se $(a > -35)$ e $(slip < 0,08)$ e $(jerk > -5000)$ então $(modo = 5)$

Uma desaceleração de aproximadamente $25rad/s^2$ corresponde a desaceleração do veículo. Se as rodas estão desacelerando a uma taxa baixa (cerca de $25rad/s^2$), ao invés dos escorregamentos aumentarem, podem continuar a diminuir. Isto é crítico a valores baixos de escorregamento, onde os escorregamentos podem cair abaixo do mínimo desejado.

3.2.1.6 Transição do modo APLICAR para o modo MANTER

As transições do modo aplicar são feitas sempre para o modo manter. As seguintes condições regulam esta transição.

Se ($t_{decorrido} > 12$) então ($modo = 4$)

Por razões similares às explicadas para a transição do modo reduzir para o modo manter, o tempo de aplicação foi limitado a $12ms$, pois este tempo promove um aumento significativo na pressão.

Se ($t_{decorrido} > t_{decorrido-anterior} - 2$) e ($a < 150$) e ($slip > 0,07$) então ($modo = 4$)

Se ($t_{decorrido} > t_{decorrido-anterior} - 2$) e ($a > 150$) e ($slip > 0,07$) e ($jerk < -10000$) então ($modo = 4$)

O tempo gasto no modo aplicar entre dois ciclos de redução de pressão é armazenado como " $t_{decorrido-anterior}$ ". Se o tempo no modo aplicar ultrapassar o tempo decorrido anterior, então as duas regras acima são verificadas. Garante-se também que não haja efeitos de sub-frenagem, isto é, os escorregamentos são maiores do que 7%.

Se ($a_{inicial} < 50$) e ($slip > 0,08$) e ($jerk < 0$) então ($modo = 4$)

Se ($a_{inicial} > 50$) e ($a < 50$) então ($modo = 4$)

Se ($a < 0$) e ($jerk < -5000$) então ($modo = 4$)

Se ($a < -50$) então ($modo = 4$)

Se a roda estiver desacelerando e se o " $jerk$ " for menor do que -5000 , então se muda para o modo manter. Em qualquer caso, se a roda estiver desacelerando a mais de $50rad/s^2$, muda-se para o modo manter incondicionalmente.

Se ($a < 300$) e ($jerk < -100 * a$) e ($slip > 0,07$) então ($modo = 4$)

Se a aceleração é menor do que 300 e a taxa a qual esta desaceleração está diminuindo for menor do que -30000 , então vai para o modo manter.

4 RESULTADOS

Com a estimativa da probabilidade de travamento calculada, conforme descrito na seção 3.1, obtém-se a Fig. (4.1), que mostra a estimativa do número de acionamentos do freio de serviço, com o veículo em uso normal em vias públicas, para que ocorra um travamento em pista molhada.

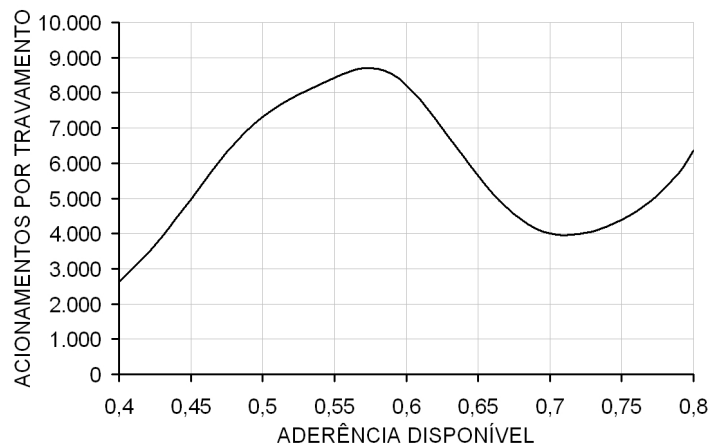


Figura 4.1: Estimativa de acionamentos por travamento em pista molhada.

Observa-se que quanto menor a aderência disponível (a partir de aproximadamente 0,6), menor é o número de acionamentos para se ter um travamento. Para aderências maiores do que 0,6, nota-se o efeito da probabilidade de se encontrar em uma dada aderência na pista molhada (Fig. (3.4)). A maior probabilidade é de encontrar uma aderência de 0,7 a 0,8, isto faz com que o número de acionamentos estimado diminua nesta faixa de aderência disponível.

A Fig. (4.2) é semelhante à Fig. (4.1), porém para pista seca.

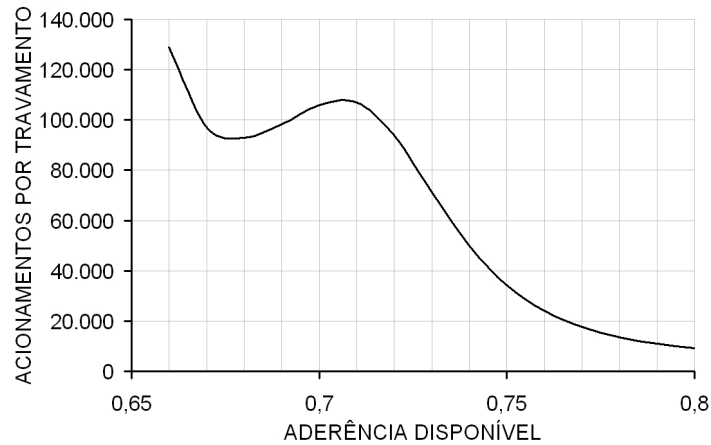


Figura 4.2: Estimativa de acionamentos por travamento em pista seca.

A Fig. (4.3) compara as estimativas de acionamentos por travamento em pista molhada com as de pista seca. Observa-se que a estimativa de acionamentos por travamento em pista seca é maior do que em pista molhada, o que induz a concluir que o ABS é utilizado mais freqüentemente em pista molhada do que em pista seca.

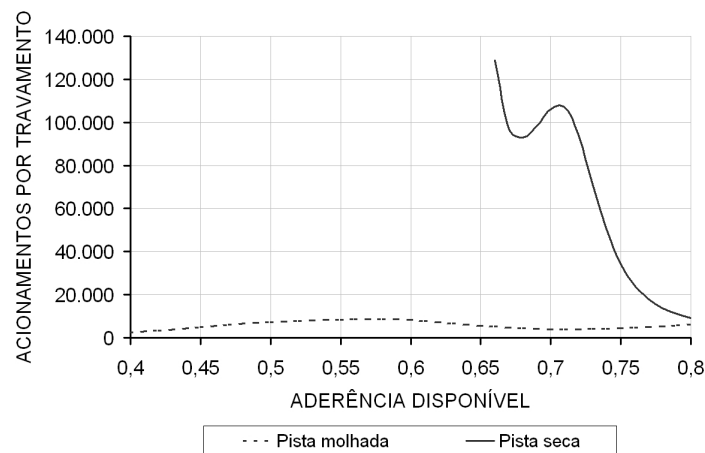


Figura 4.3: Comparação entre as estimativas de acionamentos por travamento em pista molhada e em pista seca.

Utilizando a estimativa de números de acionamentos do freio por milha apresentada na seção 3.1 (1,5 acionamentos por milha), pode-se transformar a estimativa de acionamentos por travamento em uma estimativa de milhas rodadas por travamento. As Fig. (4.4) e Fig. (4.5) apresentam os valores estimados de quilômetros e milhas rodados para se ter um travamento em pista molhada e em pista seca, respectivamente. A

Fig. (4.6) mostra a comparação entre os dois casos.

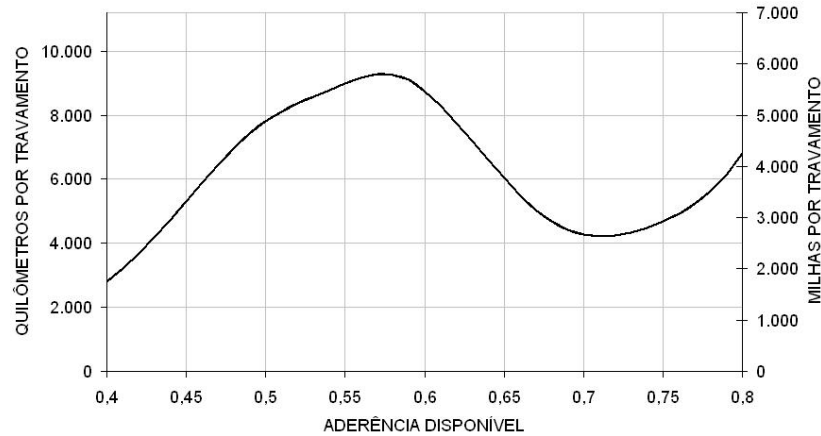


Figura 4.4: Estimativa de quilômetros e milhas rodados por travamento em pista molhada.

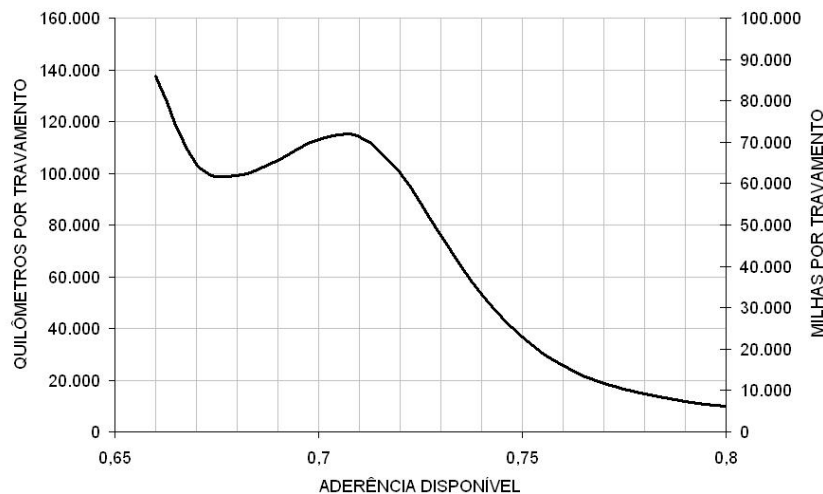


Figura 4.5: Estimativa de quilômetros e milhas rodados por travamento em pista seca.

Pode-se obter uma estimativa temporal dos travamentos de rodas, apresentada nas Fig. (4.7) e Fig. (4.8), utilizando a estimativa de que os veículos de passeio rodam em média 10.000 milhas por ano (aproximadamente 16.000 quilômetros por ano), conforme dito na seção 3.1. Além disto, estas estimativas consideram que os veículos trafegam em vias públicas 95% das milhas rodadas em pista seca e 5% em pista molhada (HOLBROOK, 1976). Esta estimativa pode variar dependendo do país e região, o que pode alterar algumas estimativas e conclusões que ainda serão apresentadas.

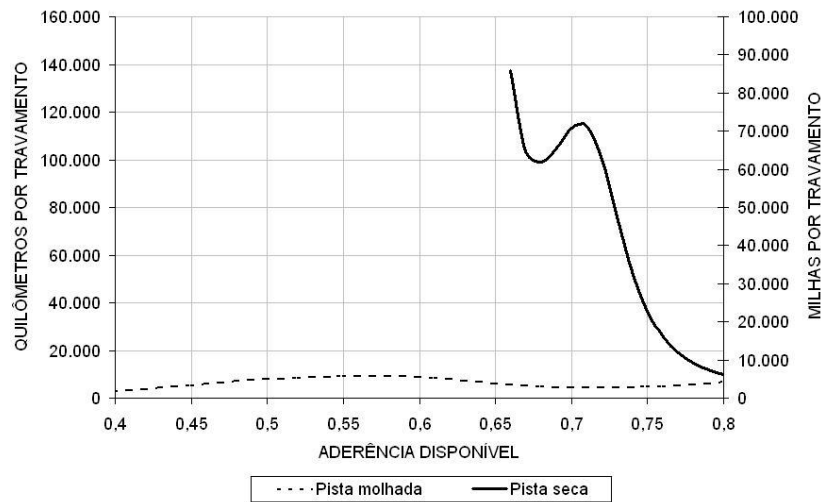


Figura 4.6: Comparação entre as estimativas de quilômetros e milhas rodados por travamento em pista molhada e em pista seca.

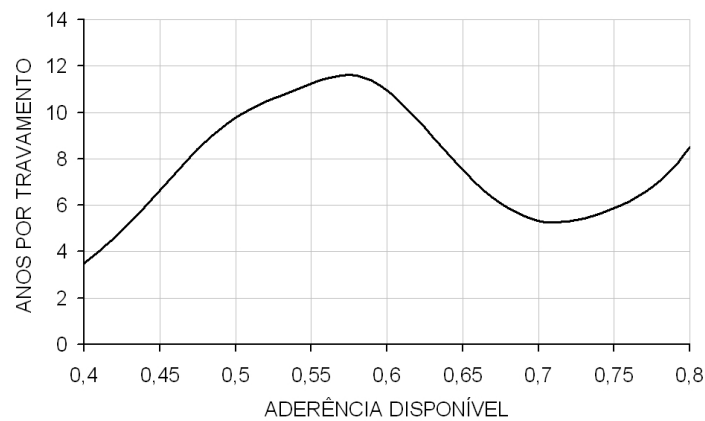


Figura 4.7: Estimativa de anos por travamento em pista molhada.

A Fig. (4.9) compara as estimativas de anos por travamento em pistas molhada e seca. Nota-se que o travamento de roda na condição de pista seca e molhada mais provável é mais freqüente em pista seca do que em pista molhada. Isto está coerente com o que mostra a Fig. (4.3) por considerar a proporção de milhas rodadas entre pista molhada e seca.

Caso o veículo rode 20.000 milhas por ano (aproximadamente 32.000 quilômetros por ano), o dobro da estimativa utilizada, o número de anos esperado para que ocorra um travamento é dividido pela metade.

Todos os resultados apresentados até o momento foram baseados no requisito mí-

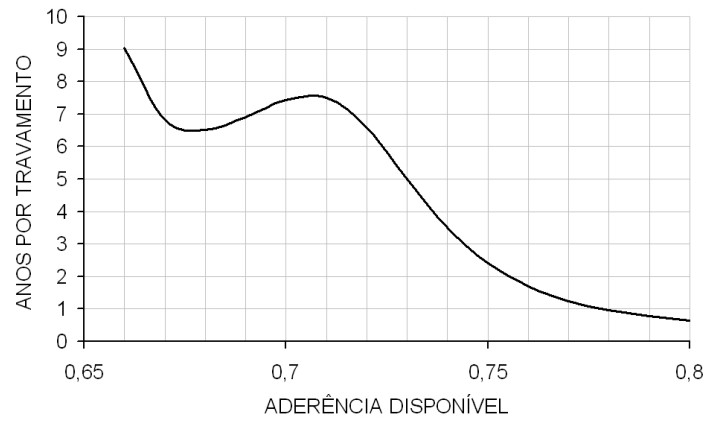


Figura 4.8: Estimativa de anos por travamento em pista seca.

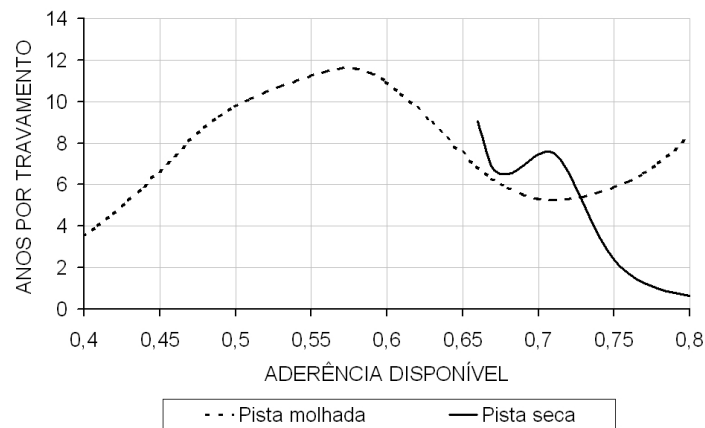


Figura 4.9: Comparação entre as estimativas de anos por travamento em pista molhada e em pista seca.

nimo de eficiência do freio de serviço exigido pela NBR 14354. No entanto, os veículos produzidos normalmente possuem uma eficiência maior, entre esta e 100%. Para se ratificar a necessidade do ABS, fez-se também um estudo do benefício obtido com a melhora da eficiência de frenagem com veículos usando um EBD (*Electronic Braking-force Distribution*), 100% eficiente, que consiga levar todas as rodas do veículo ao limite de aderência ao mesmo tempo.

As Fig. (4.10) e Fig. (4.11) apresentam o intervalo em que os veículos certificados se encontram. A curva de linha contínua é a mesma anteriormente apresentada, refere-se à mínima eficiência exigida por norma para cada valor de aderência disponível, e a curva de linha intermitente apresenta o desempenho do veículo com 100% de eficiência em todas

as condições de aderência. Por isso se conclui que os veículos fabricados de acordo com a norma possuem uma curva de desempenho situada entre as duas curvas dos gráficos.

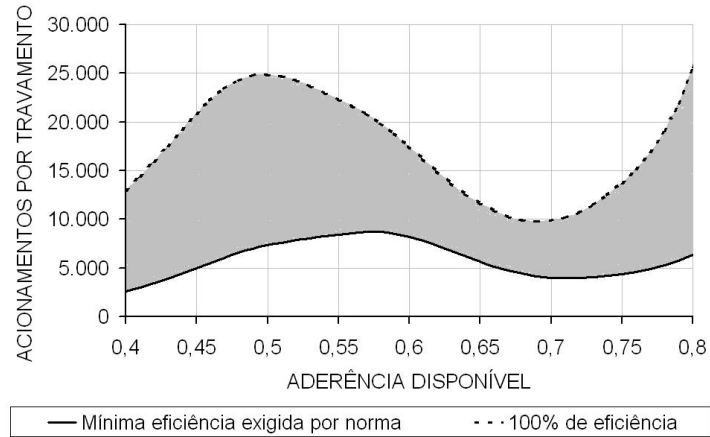


Figura 4.10: Comparação de desempenho em pista molhada com a mínima eficiência exigida por norma e com 100% de eficiência.

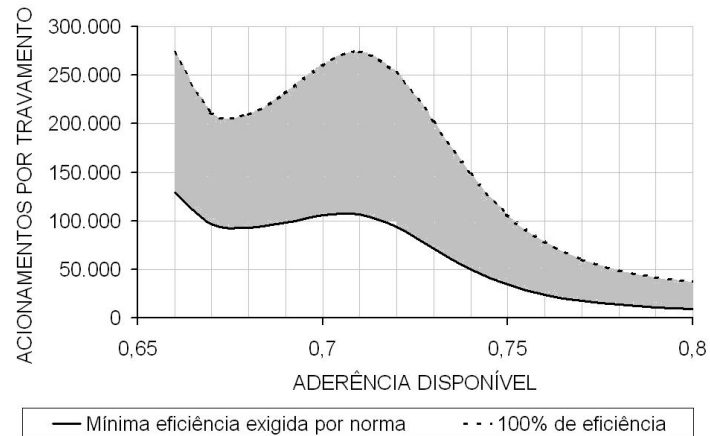


Figura 4.11: Comparação de desempenho em pista seca com a mínima eficiência exigida por norma e com 100% de eficiência.

Das Fig. (4.10) e Fig. (4.11), pode-se também prever quando o ABS entraria em ação caso o veículo esteja equipado com um EBD ideal. O ABS entraria em funcionamento acima das curvas de linha intermitente. As figuras mostram que mesmo um veículo com a eficiência de 100% pode ter suas rodas travadas em uma frenagem e perder a estabilidade e a dirigibilidade, sofrendo possivelmente um acidente.

A Fig. (4.12) apresenta faixas de nível de probabilidade de travamento em função da aderência disponível e da eficiência de frenagem, considera-se somente a demanda de aderência, ou seja, não se considera a disponibilidade de aderência. Para cada valor de

eficiência de frenagem, modifica-se a curva de probabilidade de demanda de aderência (Fig. (3.3)) e calcula-se, para cada valor de aderência disponível, a probabilidade de se demandar uma aderência maior do que a dada aderência (similar ao valor A da Fig. (3.8)). Observa-se uma grande redução na probabilidade de travamento com o aumento da eficiência de frenagem, principalmente em baixas aderências.

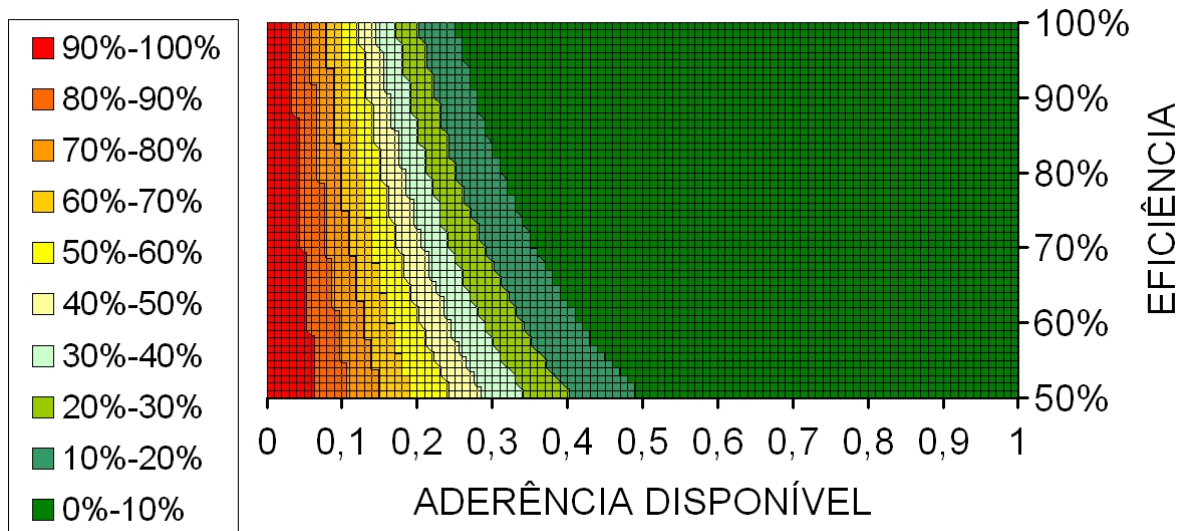


Figura 4.12: Probabilidade de travamento (independentemente de em qual pista se trafega).

Para melhor visualização, apresenta-se também o mapeamento da probabilidade de travamento em função da aderência disponível e da eficiência de frenagem em pista molhada (Fig. (4.13)), portanto agora se considera o efeito da disponibilidade de aderência. É importante notar que o eixo da eficiência não é linear como na Fig. (4.12). O eixo está deformado de forma que a diagonal do gráfico de curvas de nível seja uma reta, cujos pontos (aderência disponível, eficiência) sejam os requisitos mínimos exigidos por norma. Isto facilita a enxergar a origem das curvas anteriormente apresentadas. Por exemplo, a Fig. (4.1) é o corte diagonal da superfície da Fig. (4.13), como apresentado na Fig. (4.14).

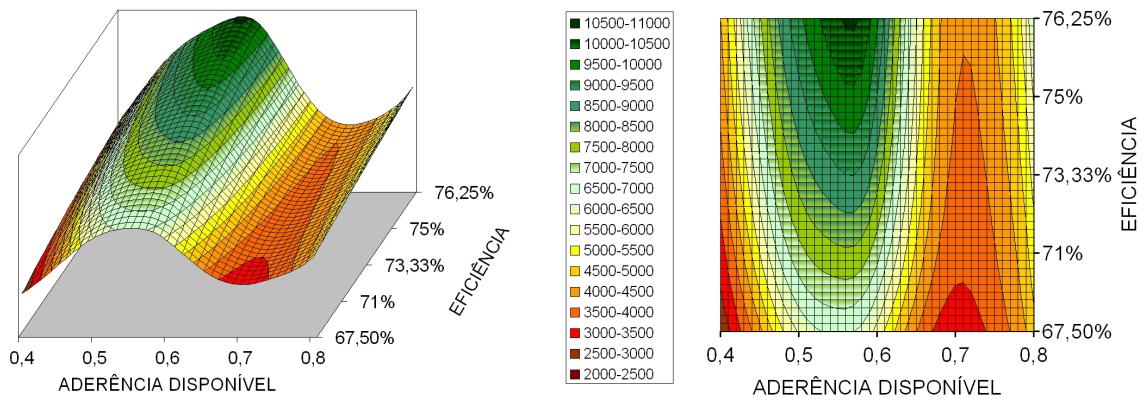


Figura 4.13: Mapeamento de acionamentos por travamento em pista molhada.

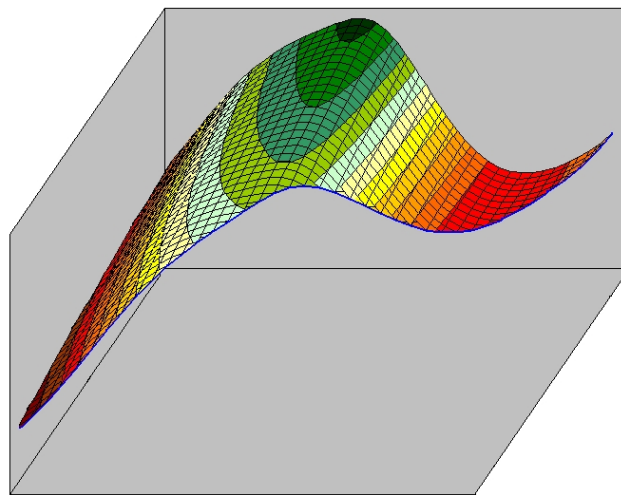


Figura 4.14: Corte do mapeamento de acionamentos por travamento em pista molhada, referente às mínimas condições exigidas por norma.

4.1 Resultados da simulação

Como descrito na seção 3.2, implementou-se no modelo de veículo de passeio já validado um controlador de ABS independente para as quatro rodas baseado na lógica desenvolvida por Nigam (1993).

Simulou-se uma frenagem completa, ou seja, até a parada do veículo, a partir de 96km/h , em linha reta e em uma pista homogênea, isto é, não há variações nas aderências. A curva de aderência longitudinal utilizada representa uma pista de alta aderência, com o pico do coeficiente de aderência de 0,85 com 15% de escorregamento e no travamento

completo apresenta 0,75 de coeficiente de escorregamento.

O controle implementado não possui atraso na construção do momento de guinada (GMA) (seção 2.4.10.3), o que não interfere nos resultados, pois a frenagem não foi feita em curva ou com μ -split.

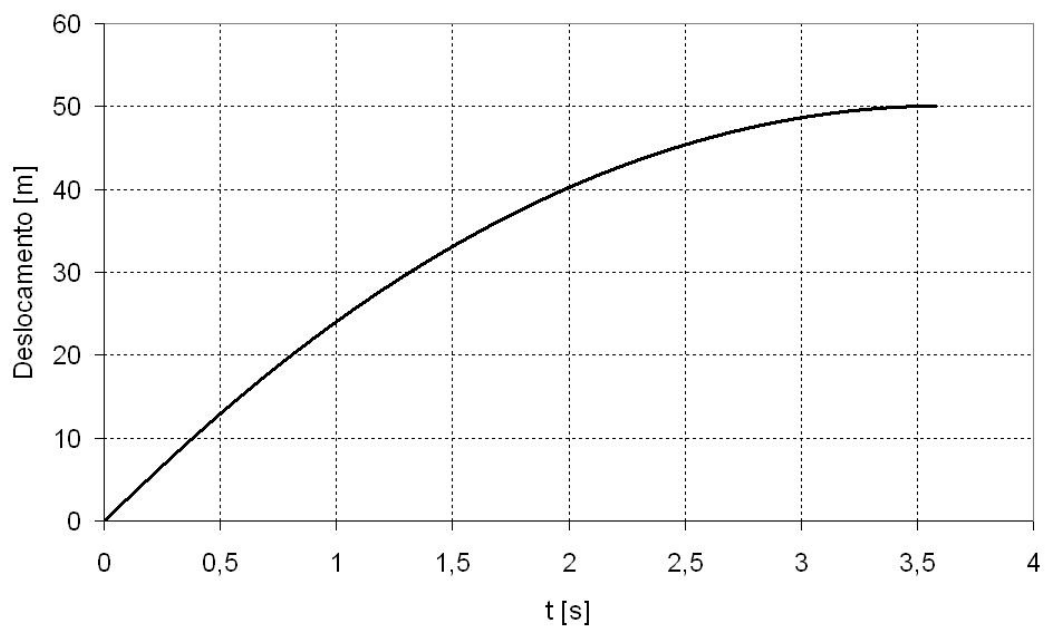
Outra simplificação adotada foi em relação à velocidade de referência. Utilizou-se a velocidade real do veículo ao invés de se desenvolver um algoritmo de cálculo da velocidade de referência (seção 2.4.11).

As Fig. (4.15(a)) e Fig. (4.15(b)) apresentam os gráficos do deslocamento do veículo (distância de parada) e da desaceleração. As Fig. (4.16(a)) e Fig. (4.16(b)) apresentam as velocidades periféricas das rodas dianteira e traseira, respectivamente, comparadas com a velocidade do veículo. As Fig. (4.17) e Fig. (4.18) apresentam as variáveis do sistema de controle, a aceleração angular da roda, o escorregamento da roda e pressão no freio. Apresenta também a variação dos modos do ABS. Apresenta-se somente os gráficos de uma roda dianteira e de uma roda traseira devido à simetria da simulação.

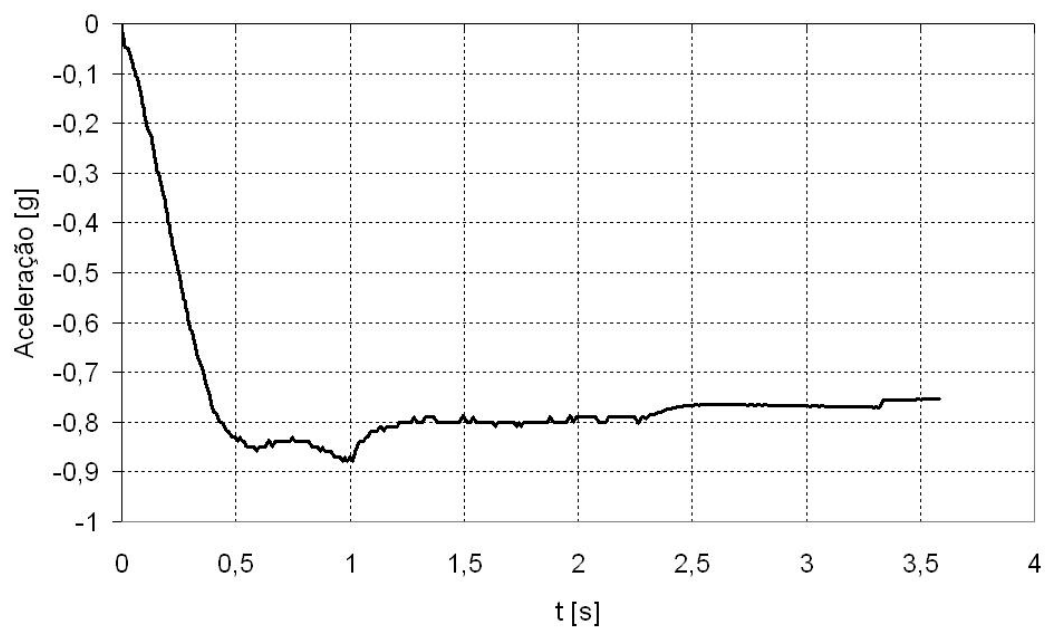
Observa-se que o ABS é desativado quando o veículo tem sua velocidade reduzida a 8km/h e então ocorre o travamento. A partir desta velocidade se admite o travamento da roda, pois não prejudica o desempenho e estabilidade do veículo.

Nota-se também que o controlador conseguiu manter o escorregamento dianteiro em 11% e o traseiro oscilou em torno de 15% chegando até a valores superiores a 20% e mais baixos como 11%, portanto ambos os eixos mantiveram escorregamentos próximos do pico de aderência.

Quando o ABS conseguiu estabilizar a frenagem, desenvolveu-se uma desaceleração de $0,8g$, o que se traduz em uma eficiência de frenagem de aproximadamente 94%. A norma NBR 14353 exige uma eficiência mínima de frenagem de 75% para veículos equipados com ABS em qualquer situação (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 1999a). Porém pra se validar um ABS, deve-se verificar o desempenho em diversas outras situações (seção 2.4.4), como diferentes carregamentos do veículo que deslocam a posição

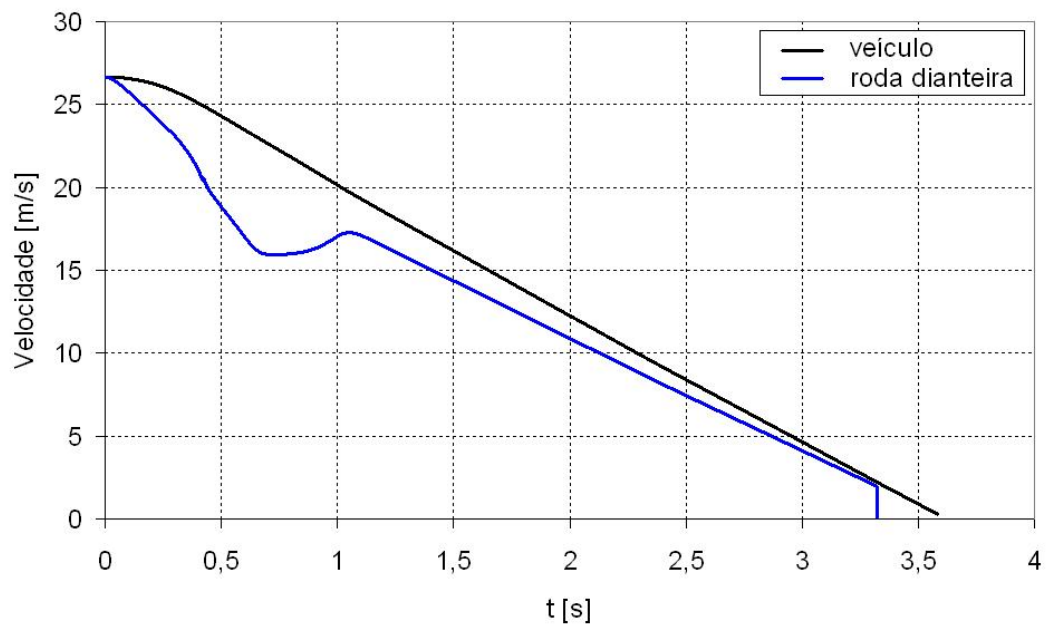


(a) Deslocamento do veículo.

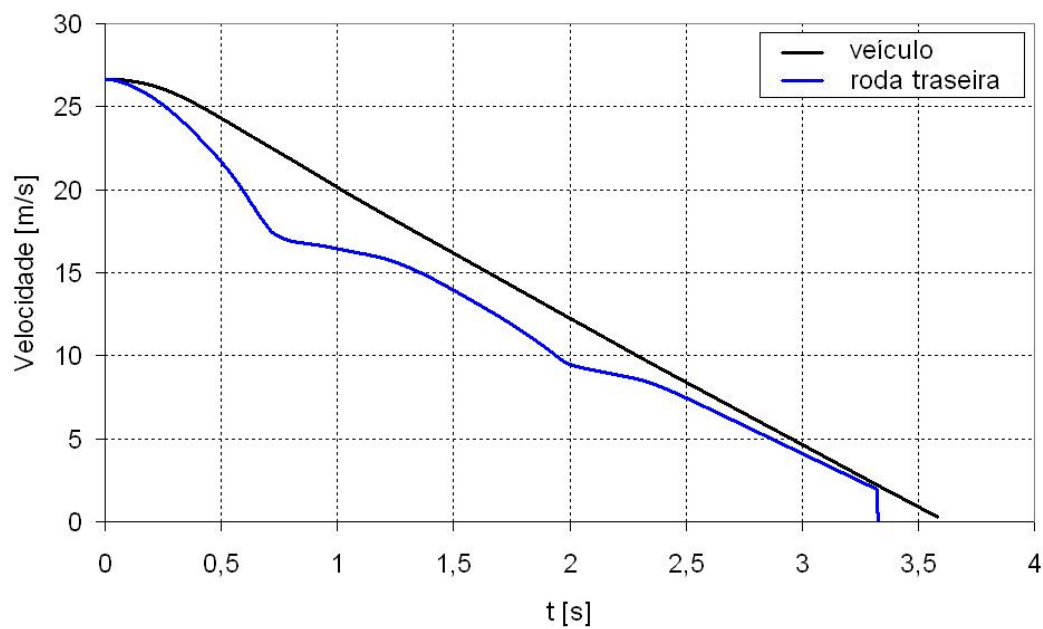


(b) Desaceleração do veículo.

Figura 4.15: Gráficos do deslocamento e da desaceleração do veículo.



(a) Roda dianteira.



(b) Roda traseira.

Figura 4.16: Gráficos das velocidades do veículo e das rodas.

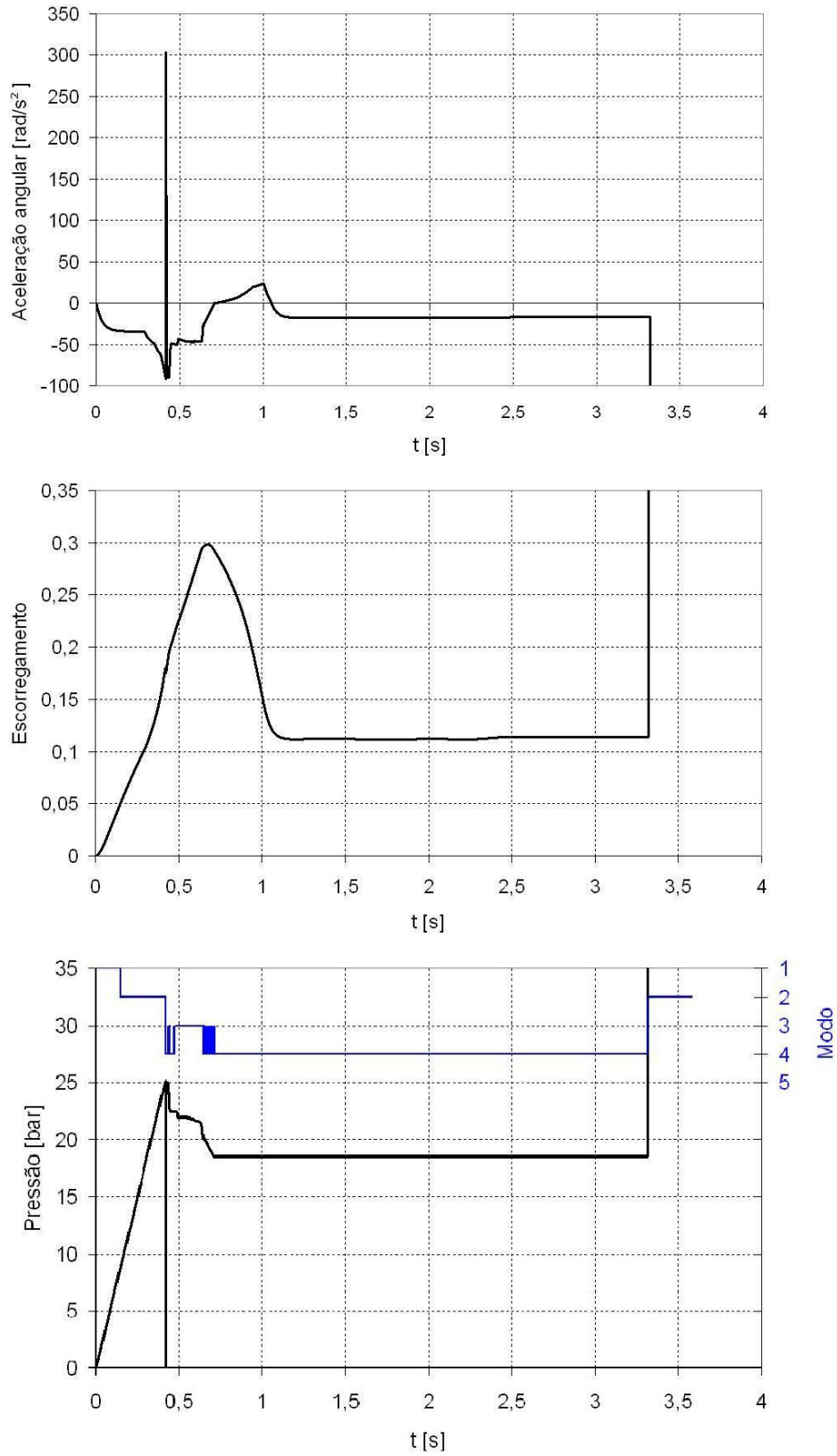


Figura 4.17: Gráficos da aceleração angular, escorregamento, pressão e modo do ABS da roda dianteira.

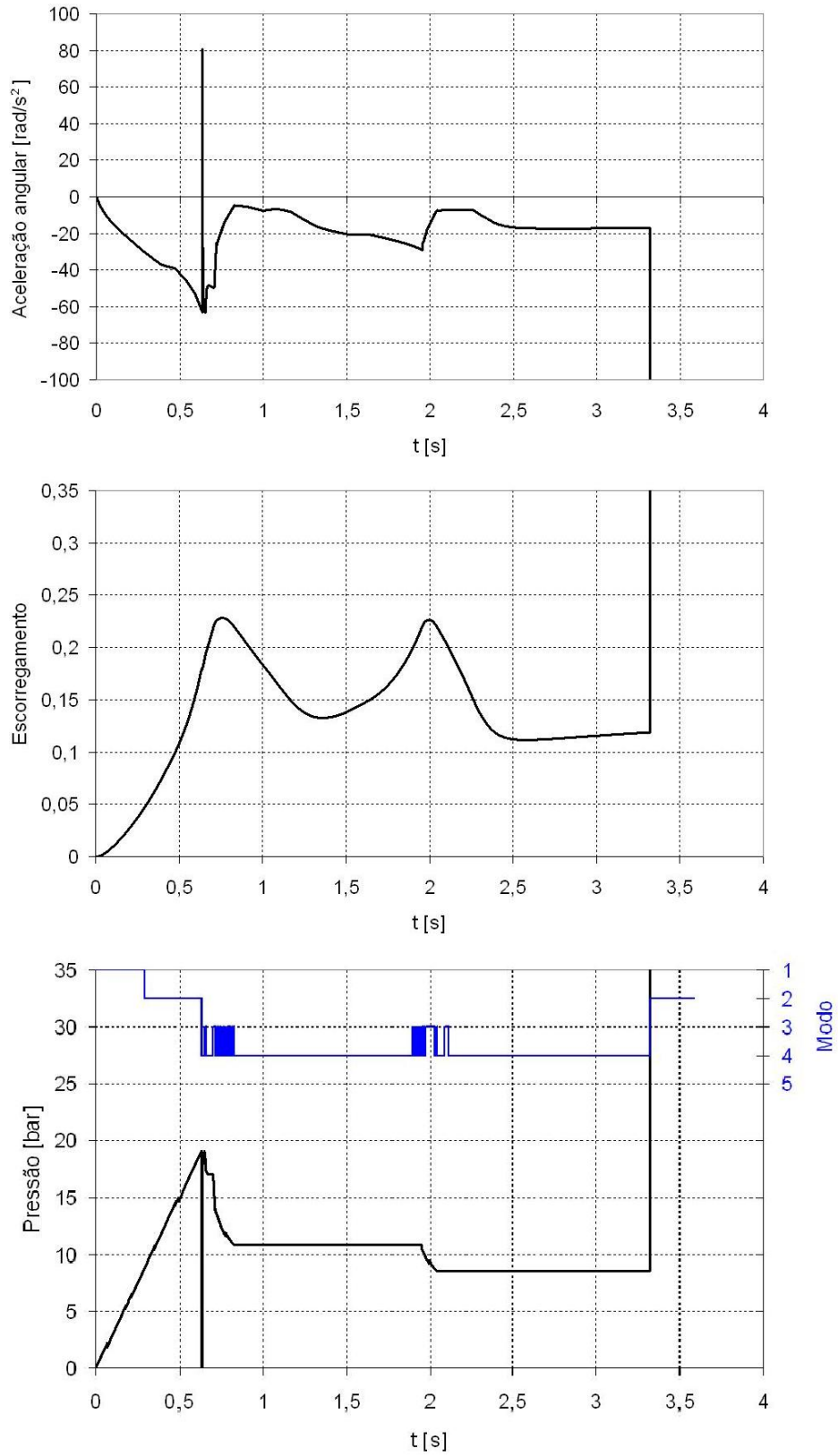


Figura 4.18: Gráficos da aceleração angular, escorregamento, pressão e modo do ABS da roda traseira.

do C.G. (seção 2.1.3) e influenciam diretamente no balanceamento do sistema de freio (seção 2.2.3). Contudo, esta simulação inicia o processo que permite desenvolver e testar lógicas de ABS e portanto melhor entendê-lo.

4.2 Sugestões para trabalhos futuros

Há diversas possibilidades para a continuidade desta linha de pesquisa e a abaixo estão algumas sugestões:

- Refinar o modelo do veículo, modelando o sistema hidráulico de freio.
- Implementar o EBD no modelo.
- Simular frenagens em pistas de média e baixa aderência.
- Simular frenagens com transição de aderência, de alta para baixa aderência e de baixa para alta aderência, por exemplo.
- Implementar o atraso na construção do momento de guinada (GMA).
- Simular frenagens em curvas.
- Simular frenagens com μ -split.
- Aplicar o método de *hardware-in-the-loop*. O Matlab/Simulink permite a transferência da lógica desenvolvida para microprocessadores e então se conecta este microprocessador ao veículo real para realizar testes em pista para um ajuste fino do controlador.

5 CONCLUSÃO

A eficiência de frenagem tem uma relação exponencial com a probabilidade de travamento de roda. Quanto maior a eficiência de frenagem, menor a probabilidade de ocorrer um travamento.

O requisito da norma NBR 14354 permite, indiretamente, o travamento de roda durante a vida do veículo. Mesmo um sistema de freio perfeitamente balanceado não consegue garantir que não ocorra nenhum travamento de roda. O travamento de roda na frenagem coloca o veículo em uma situação potencial de acidente.

O uso do ABS é a solução para garantir que o veículo mantenha a estabilidade e dirigibilidade em qualquer situação de frenagem, em particular em frenagens de emergência, e na grande maioria das situações reduz a distância de parada.

O ABS tem o seu desempenho comprovado em pistas de testes e, como apresentado, possui um grande potencial de redução de acidentes de trânsito. Porém este potencial pode não ter sido completamente alcançado na prática devido ao desconhecimento do funcionamento e do acionamento do sistema pelo motorista ou pelo mau uso do mesmo, como para desenvolver velocidades maiores ou compensação de risco incitada pela sensação de segurança.

Os motoristas desenvolvem velocidades equivalentes para condições similares de trânsito em pista seca e pista molhada, mesmo havendo disponibilidades de aderência diferentes entre pista seca e pista molhada.

Como a aderência disponível em pista molhada é menor do que em pista seca,

espera-se que ocorram mais travamentos em pista molhada do que em pista seca, o que analisado a partir do número de acionamentos por travamento se confirma. Porém quando analisado pela frequência de travamentos, ou seja, número de travamentos em um período de tempo, esta relação pode ser invertida, caso se trafegue mais em pista seca do que em pista molhada, o que é bastante comum.

No Brasil ainda não há nenhuma regulamentação referente ao ABS. A norma NBR 14353, baseada no Anexo 13 da ECE 13R09, a qual se refere a veículos motorizados equipados com sistema antibloqueio de frenagem, não está inclusa na resolução N°777/93 do CONTRAN (Conselho Nacional de Trânsito). Esta resolução dispõe sobre os procedimentos para avaliação dos sistemas de freios de veículos.

Os países desenvolvidos já discutem e implementam tecnologias mais avançadas de segurança veicular e diversos países em desenvolvimento já se conscientizaram da importância do ABS. É essencial que o Brasil siga esta tendência e regulamente o ABS, para que o país acompanhe o desenvolvimento mundial e, principalmente, reduza os impactos sociais e econômicos dos acidentes de trânsito.

O uso do ABS deve ser incentivado em todas as categorias de veículos, tanto em veículos de passeio quanto em veículos comerciais. Nestes últimos, o uso do ABS traria um enorme benefício, visto que o Brasil tem sua logística baseada no transporte rodoviário e portanto tem uma frota grande e ativa. Isto faz com que estes veículos sejam bastante expostos à acidentes, cujas conseqüências têm grandes impactos sociais e econômicos para o país.

REFERÊNCIAS

- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. *NBR 14353: Veículos rodoviários - Veículos motorizados equipados com sistema antibloqueio de frenagem - Medida do desempenho do freio*. Rio de Janeiro, Agosto 1999. 9 p.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. *NBR 14354: Veículos rodoviários - Distribuição de frenagem entre os eixos veiculares e requisitos para compatibilidade entre veículos rebocadores e reboques*. Rio de Janeiro, Agosto 1999. 14 p.
- BECKER, M. C.; SALVATORE, P.; ZIRPOLI, F. The impact of virtual simulation tools on problem-solving and new product development organization. *Research Policy*, v. 34, p. 1305–1321, 2005.
- BONNICK, A. W. M. *Automotive Computer Controlled Systems: Diagnostic tools and techniques*. [S.l.]: Butterworth Heinemann, 2001.
- BOSCH. *Automotive Brake Systems*. 1. ed. [S.l.]: SAE International, 1995.
- BOSCH. *Driving-safety systems*. 2. ed. [S.l.]: SAE International, 1999.
- BOSCH. *Automotive Handbook*. 5. ed. [S.l.]: SAE International, 2000.
- BOSCH. *25 years ABS from Bosch*. 2003. Disponível em: <http://rb-k.bosch.de/en/safety_comfort/drivingsafety/abs.html>. Acesso em: 26 set. 2007.
- BOSCH. *Bosch History Magazine*. 2003. 36p.
- BOSCH. *Active safety systems*. 2007. Disponível em: <C:/Gustavo/ABS/Kopie von 1501 Active Safety Day Introduction_Brasil.pdf>.
- BROUGHTON, J.; BAUGHAN, C. The effectiveness of antilock braking systems in reducing accidents in Great Britain. *Accident Analysis & Prevention*, v. 34, p. 347–355, 2002.
- CABRERA, J. A. et al. A fuzzy logic control for antilock braking system integrated in the imma tire test bench. *IEEE Transactions on vehicular technology*, v. 54, n. 6, p. 1937–1949, Novembro 2005.
- CÂMARA DOS DEPUTADOS. *Projetos de Leis e outras proposições*. Disponível em: <<http://www2.camara.gov.br/proposicoes>>. Acesso em: 22 nov. 2007.
- 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*. Tese (Doutorado) — Universidade de São Paulo, São Carlos, 1991. 290p.

- CANALE, A. C. *Desempenho de autoveículos rodoviários*. 2004.
- CANALE, A. C. et al. A description of a computer system for the study of brake performance of heavy trucks. *SAE Technical Papers*, n. 952214E, 1995.
- 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.
- CARPENTER, N. Some measurements of brake usage in a high-speed saloon car. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1956.
- CENTRO DE EXPERIMENTAÇÃO E SEGURANÇA VIÁRIA. *Segurança na frenagem: identificando veículos com ABS*. [S.l.], Julho 2007.
- CLARK, S. K.; DODGE, R. N. *A handbook for the rolling resistance of pneumatic tires*. Ann Arbor, 1979.
- COLLARD, D. A.; MORTIMER, N. L. A survey of canadian drivers' knowledge about and experience with anti-lock brakes. In: *16th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, p. 422–427, 1998. Paper Number 98-S2-O-09.
- COSTA, A. L. de Aragão. *Caracterização do comportamento vibracional do sistema pneu-suspensão e sua correlação com o desgaste irregular verificado em pneus dianteiros de veículos comerciais*. Tese (Doutorado) — Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2007. 170p.
- COSTA NETO, A. *Dinâmica veicular*. 2006.
- DELANEY, A.; NEWSTEAD, S. The effectiveness of anti-lock brake systems: a statistical analysis of australian data. *Road Safety Research, Policing and Education Conference*, 2004.
- ERVIN, R. D.; WINKLER, C. B. The influence of braking efficiency on the probability of wheel lockup. *SAE Technical Paper Series*, n. 870334, February 1987.
- ERVIN, R. D.; WINKLER, C. B. Estimation of the probability of wheel lockup. *International Journal of Vehicle Design*, v. 9, n. 4/5, p. 423–437, 1988.
- EVANS, L. ABS and relative crash risk under different roadway, weather and other conditions. *SAE Technical Paper Series*, n. 950353, 1995.
- EVANS, L. Antilock brake systems and risk of different types of crashes in traffic. In: *16th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, p. 445–461, 1998. Paper Number 98-S2-O-12.
- EVANS, L.; GERRISH, P. H. Antilock brakes and risk of front and rear impact in two-vehicle crashes. *Accident Analysis & Prevention*, v. 28, n. 3, p. 315–323, 1996.
- FARMER, C. M. New evidence concerning fatal crashes of passenger vehicles before and after adding antilock braking systems. *Accident Analysis & Prevention*, v. 33, p. 361–369, 2001.

- FARMER, C. M. et al. Fatal crashes of passenger vehicles before and after adding antilock braking systems. *Accident Analysis & Prevention*, v. 29, n. 6, p. 745–757, 1997.
- FERGUSON Family Museum. 2002. Disponível em: <<http://www.ferguson-museum.co.uk>>. Acesso em: 27 set. 2007.
- 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 Ingeniería Mecânica*. Belo Horizonte, 1995.
- FU, T. *Modeling and performance analysis of ABS systems with nonlinear control*. Dissertação (Mestrado) — Concordia University, Canadá, Setembro 2000. 199p.
- GAO, X. *Modeling and control of antilock braking systems utilizing dynamic friction tire model*. Dissertação (Mestrado) — Concordia University, Canadá, Novembro 2001. 175p.
- GARDINALLI, G. J. *Comparação do desempenho de frenagem simulada x experimental de um veículo de passeio com freios hidráulicos e ABS*. Dissertação (Mestrado) — Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005. 96p.
- GARDINALLI, G. J. Oitava geração do ABS/ESP: uma alternativa para o aumento da segurança veicular. In: *7º Colloquium Internacional de Freios & mostra de engenharia*. Gramado: [s.n.], 2005.
- GARDINALLI, G. J.; PARUCCI, G. Sistemas de segurança ativa na prevenção de acidentes de trânsito. In: *I Fórum Nacional de Acidentes e Medicina de Tráfego*. [S.l.: s.n.], 2003.
- GARDINALLI, G. J. et al. ABS for low price vehicles. *SAE Technical Paper Series*, n. 2007-01-2752, 2007.
- GARRETT, T. K.; NEWTON, K.; STEEDS, W. *The Motor Vehicle*. 13. ed. [S.l.]: Butterworth-Heinemann, 2001.
- GARROTT, W. R.; MAZZAE, E. N. An overview of the national highway traffic safety administration's light vehicle antilock brake systems research program. *SAE Technical Paper Series*, n. 1999-01-1286, 1999.
- GIBRAN, C. Segurança ativa no mercado brasileiro: um panorama do mercado de freios ABS no Brasil. In: *Simpósio Internacional de Engenharia Automotiva*. São Paulo: [s.n.], 2007.
- GIBSON, J. J.; COLLEGE, S.; CROOKS, L. E. A theoretical field-analysis of automobile-driving. *The American Journal of Psychology*, v. 51, n. 3, p. 453–471, Julho 1938.
- GILES, C. G. The skidding resistance of roads and the requirements of modern traffic. *Proceedings of the Institution of Civil Engineers*, v. 6, p. 216–242, February 1957.
- GILLESPIE, T. D. *Fundamentals of vehicle dynamics*. [S.l.]: Society of Automotive Engineers, 1992.

- HARLESS, D. W.; HOFFER, G. E. The antilock braking system anomaly: a drinking driver problem? *Accident Analysis & Prevention*, v. 34, p. 333–341, 2002.
- HEISLER, H. *Advanced Vehicle Technology*. 2. ed. [S.l.]: Butterworth Heinemann, 2002.
- HERTZ, E. Analysis of the crash experience of vehicles equipped with all wheel antilock braking systems (ABS) - a second update including vehicles with optional abs. *National Highway Traffic Safety Administration*, n. DOT HS 809 144, September 2000.
- HERTZ, E.; HILTON, J.; JOHNSON, D. M. An analysis of the crash experience of passenger cars equipped with antilock braking systems. *National Highway Traffic Safety Administration*, n. DOT HS 808 279, May 1995.
- HERTZ, E.; HILTON, J.; JOHNSON, D. M. Analysis of the crash experience of vehicles equipped with antilock braking systems - an update. *National Highway Traffic Safety Administration*, n. DOT HS 808 758, August 1998.
- HERTZ, E.; HILTON, J.; JOHNSON, D. M. Analysis of the crash experience of vehicles equipped with antilock braking systems (ABS) - an update. In: *16th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*. [S.l.: s.n.], 1998. p. 410–413. Paper Number 98-S2-O-07.
- HOLBROOK, L. F. Prediction of wet surface intersection accidents from weather and skid test data. *Transportation Research Record*, n. 623, p. 29–39, 1976.
- INSTITUTO DE PESQUISA ECONÔMICA APLICADA. *Impactos sociais e econômicos dos acidentes de trânsito nas aglomerações urbanas brasileiras*. Brasília, 2003.
- INSTITUTO DE PESQUISA ECONÔMICA APLICADA. *Impactos sociais e econômicos dos acidentes de trânsito nas rodovias brasileiras*. [S.l.], Dezembro 2006.
- IOMBRILLER, S. F. *Análise térmica e dinâmica do sistema de freio a disco de veículos comerciais pesados*. Tese (Doutorado) — Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2003. 178p.
- JENSEN Cars. 1999. Disponível em: <<http://www.british-steel.org/brochure/ff/ff.htm>>. Acesso em: 27 set. 2007.
- 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.
- KRUMMER, H. W.; MEYER, W. E. Tentative skid-resistance requirements for main rural highways. In: *International Colloquium on the Interrelation of Skidding Resistance and Traffic Safety on Wet Roads*. [S.l.: s.n.], 1968.
- LAYNE, J. R.; PASSINO, K. M.; YURKOVICH, S. Fuzzy learning control for antiskid braking systems. *IEEE Transactions on control systems technology*, v. 1, n. 2, p. 122–129, Junho 1993.
- LEE, B.-R.; SIN, K.-H. Slip-ratio control of abs using sliding mode control. *Proceedings of the 4th Korea-Russia International Symposium on Science and Technology*, v. 3, p. 72–77, 2000.

- LEE, Y.; ZAK, S. H. Genetic neural fuzzy control of anti-lock brake systems. *Proceedings of the American Control Conference*, Junho 2001.
- LIMPERT, R. *Brake Design and Safety*. [S.l.]: SAE International, 1992.
- LIN, C.-M.; HSU, C.-F. Neural-network hybrid control for antilock braking systems. *IEEE Transactions on neural networks*, v. 14, n. 2, p. 351–359, Março 2003.
- LIN, C.-M.; HSU, C.-F. Self-learning fuzzy sliding-mode control for antilock braking systems. *IEEE Transactions on control systems technology*, v. 11, n. 2, p. 273–278, Março 2003.
- MACNABB, M. J. et al. ABS performance on gravel roads. *In: 16th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles*, p. 422–427, 1998. Paper Number 98-S2-W-36.
- MAUER, G. F. A fuzzy logic controller for an ABS braking system. *IEEE Transactions on fuzzy systems*, v. 3, n. 4, p. 381–388, Novembro 1995.
- MAZUMDAR, S. K.; LIM, C. C. The application of neural networks to anti-skid brake system design. *Proceedings of the IEEE International Conference on Neural Networks*, v. 5, p. 2409–2414, 1995.
- MAZUMDAR, S. K.; LIM, C. C. Investigation of the use of neural networks for anti-skid brake system design. *Proceedings of the 1995 IEEE International Symposium on Intelligent Control*, p. 505–510, Agosto 1995.
- MAZZAE, E. N.; BALDWIN, G. H. S.; MCGEHEE, D. V. Driver crash avoidance behavior with ABS in an intersection incursion scenario on the iowa driving simulator. *SAE Technical Paper Series*, n. 1999-01-1290, 1999.
- MAZZAE, E. N. et al. Driver crash avoidance behavior with ABS in an intersection incursion scenario on dry versus wet pavement. *SAE Technical Paper Series*, n. 1999-01-1288, 1999.
- MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN, D. L. *Race car vehicle dynamics*. [S.l.]: Society of Automotive Engineers, 1995.
- MINISTÉRIO DA SAÚDE. *Evolução da mortalidade por violência no Brasil e regiões*. Disponível em: <http://portal.saude.gov.br/saude/visualizar_texto.cfm?idtxt=24448>, 2005. Acesso em: 7 nov. 2007.
- MIRZAEI, A. et al. Design of an optimal fuzzy controller for antilock braking systems. *IEEE Transactions on vehicular technology*, v. 55, n. 6, p. 1725–1730, Novembro 2006.
- MIRZAEI, A.; MOALLEM, M.; MIRZAEIAN, B. Optimal design of a hybrid controller for antilock braking systems. *Proceedings of the International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*, p. 905–910, Julho 2005.
- MISSOURI STATE HIGHWAY DEPARTMENT. *An investigation of skid resistance in Missouri*. [S.l.], 1973. National Cooperative Highway Research Program.

- MOLLENHAUER, M. A. et al. Anti-lock brake systems: an assessment of training on driver effectiveness. *Accident Analysis & Prevention*, v. 29, n. 1, p. 97–108, 1997.
- 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*. Tese (Doutorado) — West Virginia University, Morgantown, West Virginia, 1993.
- OLSON, P. L. et al. Parameters affecting stopping sight distance. *National Cooperative Highway Research Program*, n. HS-037 760, 1984. 169 p.
- ORTHWEIN, W. C. *Clutches and Brakes: design and selection*. 2. ed. [S.l.]: Marcel Dekker, 2004.
- PERRON, T.; KASSAAGI, M.; BRISSART, G. Active safety experiments with common drivers for the specification of active safety systems. *Proceedings of the 17th Enhanced Safety of Vehicles Conference*, 2001. Paper Number 427.
- SABEY, B. E. The road surface and safety of vehicles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, v. 183, 1968–69.
- SAGBERG, F.; FOSSER, S.; SAETERMO, I.-A. F. An investigation of behavioural adaptation to airbags and antilock brakes among taxi drivers. *Accident Analysis & Prevention*, v. 29, n. 3, p. 293–302, 1997.
- SAKAI, H. Theoretical and experimental studies on the dynamic properties of tires. *International Journal of Vehicle Design*, v. 2, n. 1, p. 78–110, 1981.
- SMEED, R. J.; GRIME, G. Road accidents and the interaction between vehicle and road. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, v. 183, 1968–69.
- TABOREK, J. J. Mechanics of vehicles: Motion of wheels. *Machine Design*, p. 60–65, May 1957.
- THOMKE, S. H. Simulation, learning and r&d performance: evidence from automotive development. *Research Policy*, v. 27, p. 55–74, 1998.
- VICKERY, J. L. *Improving anti-lock brake efficiency using neural networks*. Dissertação (Mestrado) — The University of South Alabama, Junho 1996.
- WANG, W.-Y. et al. Robust sliding mode-like fuzzy logic control for anti-lock braking systems with uncertainties and disturbances. *Proceedings of the Second International Conference on Machine Learning and Cybernetics*, p. 633–638, Novembro 2003.
- WILLIAMS, A. F.; WELLS, J. K. Driver experience with antilock brake systems. *Accident Analysis & Prevention*, v. 26, n. 6, p. 807–811, 1994.
- WOLFGANG. 1998. Disponível em: <<http://www.whnet.com/4x4/abs.html>>. Acesso em: 26 set. 2007.
- WORLD HEALTH ORGANIZATION. *World report on road traffic injury prevention: summary*. Geneva, 2004.

ANEXO A – TRAVAMENTO DAS RODAS DIANTEIRAS CONTRA DAS RODAS TRASEIRAS

A estabilidade do veículo é comprometida quando as rodas traseiras travam. A dirigibilidade é comprometida e, portanto, o controle do veículo pelo motorista é compromissado quando as rodas dianteiras travam. Ambas, a estabilidade e a dirigibilidade, são comprometidas quando todas as rodas travam, apesar de neste caso a estabilidade ser menos comprometida do que no caso de travamento das rodas traseiras somente. As três situações mencionadas podem ser classificadas em ordem decrescente de interesse: travamento das rodas dianteiras, travamento de todas as rodas e travamento das rodas traseiras. Parece haver uma concordância universal entre os projetistas de veículos de passeio que a propensão ao travamento das rodas traseiras de um veículo em uma ampla faixa de condições operacionais é indesejável.

O pneu escorregando completamente gera força somente no sentido oposto ao seu vetor de velocidade, independentemente da orientação do pneu. Isto responde pela perda de dirigibilidade, e conseqüente perda de controle, quando as rodas dianteiras estão travadas e pela perda da estabilidade veicular quando as rodas traseiras estão travadas. Por outro lado, o pneu rolando gera força lateral além da força de frenagem. Esta força lateral surge assim que o pneu desenvolve um ângulo de escorregamento e cresce rapidamente com o ângulo até um determinado valor máximo. As forças laterais nas rodas dianteiras sempre agem na direção que tende a aumentar o ângulo de escorregamento lateral do veículo, enquanto que o oposto é verdadeiro para as forças laterais nas rodas traseiras.

O ângulo de escorregamento lateral é definido como o ângulo entre o eixo longitudinal do veículo e a direção de deslocamento do C.G. do veículo. Portanto quando somente as rodas dianteiras estão travadas e o veículo por um motivo qualquer assume um ângulo de escorregamento lateral, haverá somente uma componente lateral relativamente pequena da força de atrito de escorregamento na dianteira, mas uma força de atrito muito maior na traseira devido ao ângulo de escorregamento do pneu. O efeito líquido destas forças é a produção de um momento, o qual se opõe ao crescimento do ângulo de escorregamento do veículo e eventualmente o reduz até zero. Há uma perda de controle de direção, porém não há tendência a guinada. Se o veículo começa a guinar, um momento é gerado que traz o veículo de volta a trajetória em linha reta.

Um motivo muito parecido responde pela instabilidade de um veículo com somente as rodas traseiras travadas. As rodas traseiras escorregando completamente não são capazes de gerar força lateral além de uma pequena componente devido ao deslizamento lateral. Se a força de inércia for colinear com a força de retardamento, o veículo não guinará. Contudo esta é uma situação altamente instável. As rodas dianteiras rolando, gerariam ao menor ângulo de escorregamento uma força lateral que aumentará o ângulo de escorregamento lateral do veículo, o qual em resposta aumentaria a força lateral na dianteira. Com o veículo desenvolvendo ângulo de escorregamento lateral as forças de inércia não são mais colineares com as forças de retardamento e surge um momento de guinada. Com o progresso da guinada, o braço de alavanca da força de inércia em torno do centro de guinada do eixo dianteiro aumentará, causando um aumento da aceleração de guinada. Apesar do veículo ainda ser tecnicamente possível esterçar, a instabilidade na maioria das condições torna o veículo incontrollável. Conforme a traseira dá a volta, o braço do momento gradualmente diminui e eventualmente a traseira guia a dianteira no trajeto. Quando ambos os eixos estão travados, todos os pneus estão escorregando completamente e nenhum é capaz de gerar forças laterais, isto é, forças perpendiculares ao vetor de velocidade do veículo. Esta não é uma condição muito instável, mas também não é estável (NIGAM, 1993).

ANEXO B – CATEGORIAS DE VEÍCULOS

ECE REGULATION N° 13 & EEC DIRECTIVE 71/320

	CARROS E ÔNIBUS			VANS E CAMINHÕES			TRAILERS			
Categoria do Veículo	M1	M2	M3	N1	N2	N3	O1	O2	O3	O4
N° de assentos de passageiros (excluindo o motorista)	≤ 8	> 8	> 8							
Peso máximo do veículo [toneladas]		≤ 5	> 5	≤ 3,5	3,5 a 12	> 12	≤ 0,75	0,75 a 3,5	3,5 a 10	>10