GERALDO JOSÉ GARDINALLI

COMPARAÇÃO DO DESEMPENHO DE FRENAGEM SIMULADA x EXPERIMENTAL DE UM VEÍCULO DE PASSEIO COM FREIOS HIDRÁULICOS E ABS

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado
à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Mestre em Engenharia Automotiva.
(Mestrado Profissionalizante)

São Paulo
2005

GERALDO JOSÉ GARDINALLI

COMPARAÇÃO DO DESEMPENHO DE FRENAGEM SIMULADA x EXPERIMENTAL DE UM VEÍCULO DE PASSEIO COM FREIOS HIDRÁULICOS E ABS

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado
à Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Mestre em Engenharia Automotiva.
(Mestrado Profissionalizante)

Área de Concentração:
Engenharia Automotiva

Orientador:
Prof. Dr. Antonio Carlos Canale

São Paulo
2005

AGRADECIMENTOS

Ao José Mauro Pelosi, amigo e modelo. Seu legado, exemplo e incentivo muito tem a ver com minha trajetória. Também ao Bernd Schemer, pelo apoio que tive.

Ao meu sobrinho Junior, por tantas idas e vindas transportando os livros da Unicamp para minha consulta em casa, nos finais de semana.

De maneira especial, ao meu orientador, o Professor Dr. Antonio Carlos Canale, da Escola de Engenharia de São Carlos – USP, por sua paciência e comprometimento durante nosso trabalho conjunto.

Afetuosamente, aos meus pais, Antonio e Irene, envio minha eterna gratidão, pelo exemplo de vida, por oferecerem todo o suporte para minha educação, semente deste trabalho. E principalmente, por vibrarem a cada conquista.

Finalmente, mas não menos atenciosamente, a Deus, por me mostrar sua sublime sabedoria, indicando-me o caminho e me acompanhando em todos os meus momentos: bons e ruins, sem jamais desistir de mim!

Dedico este trabalho aos meus amigos do grupo da Engenharia de Aplicação da Robert Bosch Ltda.: o Vantuil, eterno e fiel amigo, o Leimar e o Heldrey, de grandes discussões conceituais e filosóficas. Ao Fabiano e ao Dudu Takeiti, de tantas boas lembranças e de trabalhos conjuntos.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS ..... *vii*

LISTA DE TABELAS ..... *x*

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS ..... *xi*

LISTA DE SÍMBOLOS ..... *xii*

RESUMO ..... *xv*

ABSTRACT ..... *xvi*

1 – OBJETIVOS *1*

2 – INTRODUÇÃO *2*

3 – REVISÃO DA LITERATURA *7*

3.1 – Os sistemas de segurança veicular *7*

3.1.1 – Sistemas de segurança ativa *9*

3.1.2 – Sistemas de segurança passiva *10*

3.2 – Revisão teórica do sistema de freios *11*

3.2.1 – O conceito de aderência *11*

3.2.2 – Fundamentos da dinâmica da frenagem veicular *18*

3.2.3 – Curva de distribuição de frenagem *23*

3.3 – Revisão da tecnologia de freios *25*

3.3.1 – O sistema de freio *25*

3.3.2 – Alavanca do pedal de freio *26*

3.3.3 – Servo-freio *27*

3.3.4 – Cilindro mestre *29*

3.3.5 – Freio a tambor *30*

3.3.6 – Freio a disco *33*

3.3.7 – Válvula proporcionadora sensível à carga *39*

3.3.8 – O fluido de freio *43*

3.3.9 – Configurações hidráulicas típicas do sistema de freios *43*

3.3.10 – O ABS *45*
3.3.11 – Histórico do ABS *45*
3.3.12 – O sistema de freios com ABS *48*
3.3.13 – O ciclo de regulagem ABS *51*
3.3.14 – O EBD *53*
4.1 – Modelamento dinâmico da frenagem em linha reta *57*
4.1.1 – Parcela ($R_R.r_{dyn}$): torque devido à resistência ao rolamento *59*
4.1.2 – Parcela ($F_{SR}.r_{dyn}$): torque de frenagem imposto pelo solo à roda *59*
4.1.3 – Parcela ($R_G.r_{dyn}$): torque devido ao efeito da inclinação do solo *60*
4.1.4 – Parcela $R_a.(H_a-r_{dyn})$: torque devido à resistência aerodinâmica *61*
4.1.5 – Parcela (M_B): torque do freio *61*
4.1.6 – Parcela (M_{db}): resistência devido ao arraste do motor *64*
4.1.7 – Parcela (M_t): resistência da transmissão *64*
4.1.8 – Parcela (I.d /dt): aceleração resultante na inércia "I" *64*
4.2 – Descrição do módulo ABS em Simulink *66*

5 – RESULTADOS ***68***
5.1 – Resultado das provas experimentais *68*
5.1.1 – Curvas de frenagem em alta aderência *68*
5.1.2 – Curvas de frenagem em média aderência *75*
5.2 – Resultado das simulações *81*
5.2.1 – Curvas de frenagem em alta aderência *81*
5.2.2 – Curvas de frenagem em baixa aderência *86*

6 – DISCUSSÃO DOS RESULTADOS ***90***

7 – CONCLUSÕES ***93***

8 – LISTA DE REFERÊNCIAS ***94***

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Custo dos acidentes de trânsito no Brasil [3]. 5
Figura 3.1 – Veículo de passageiros e seus sistemas de segurança veicular [4]. 8
Figura 3.2 – Sistemas de segurança passiva [5]. 10
Figura 3.3 – Deformação da borracha e origem do escorregamento [7]. 12
Figura 3.4 – Mecanismo de contato entre pneu e pavimento [6]. 12
Figura 3.5 – Roda rolando livre (a); roda sob frenagem (b). Adaptado de [4]. 13
Figura 3.6 – Forças atuantes no pneu durante uma frenagem em curva [4]. 14
Figura 3.7 – Capacidade de transmissão de força nos sentidos longitudinal e lateral, em função do escorregamento longitudinal. Adaptado de [7]. 15
Figura 3.8 – Influência da velocidade na variação da aderência [4]. 17
Figura 3.9 – Sistema de coordenadas conforme SAE J670e. 18
Figura 3.10 – Sistema de forças atuantes numa frenagem em pavimento plano. 19
Figura 3.11 – Curva de distribuição da frenagem [9]. 23
Figura 3.12 – Efeito do bloqueio das rodas em simulação feita em computador. 24
Figura 3.13 – Sistema de freios convencional [4]. 26
Figura 3.14 – Alavanca do pedal de freio [4]. 27
Figura 3.15 – Servo-freio a vácuo de dupla câmara [4]. 28
Figura 3.16 – Cilindro mestre hidráulico com válvula central [4]. 30
Figura 3.17 – Freio a tambor [4]. 31
Figura 3.18 – Mecanismo de auto-ajuste do freio a tambor [4]. 32
Figura 3.19 – Freio a disco [4]. 34
Figura 3.20 – Caliper fixo [4]. 34
Figura 3.21 – Caliper flutuante [4]. 35
Figura 3.22 – Caliper deslizante [4]. 36
Figura 3.23 – Mecanismo de retorno dos freios a disco [4]. 37
Figura 3.24 – Discos de freio [4]. 38
Figura 3.25 – Pastilha de freio [4]. 38
Figura 3.26 – Distribuição de frenagem com válvula sensível à carga [4]. 40
Figura 3.27 – Esquema de uma válvula sensível à carga [4]. 41
Figura 3.28 – Válvula sensível à carga, fabricada pela Bosch. 42

Figura 3.29 – Configurações hidráulicas típicas do sistema de freio [4]. 44
Figura 3.30 – Módulos do ABS2 e ABS8, da Bosch. 47
Figura 3.31 – Sistema de freios com ABS [4]. 49
Figura 3.32 – Sensor de rotação do ABS, da Bosch [4]. 50
Figura 3.33 – Circuito hidráulico do ABS5.3, da Bosch. 51
Figura 3.34 – Ciclo de controle do ABS. 53
Figura 3.35 – Distribuição da força de frenagem com EBD. 54
Figura 4.1 – Veículo de teste na pista de provas de média aderência. 57
Figura 4.2 – Roda sob frenagem no plano e em linha reta. 58
Figura 4.3 – Variação da aderência com o escorregamento [8]. 60
Figura 4.4 – Dimensões de um freio a disco. Adaptado de [4]. 62
Figura 4.5 – Cálculo do torque de um freio a tambor [6]. 63
Figura 4.6 – Modelo em Simulink usado pelo aplicativo do LCV. 67
Figura 5.1 – Velocidades e escorregamentos em alta aderência. 68
Figura 5.2 – Velocidades e desaceleração em alta aderência. 69
Figura 5.3 – Pressões e velocidades no eixo dianteiro em alta aderência. 70
Figura 5.4 – Pressões e velocidades no eixo traseiro em alta aderência. 71
Figura 5.5 – Escorregamentos e desaceleração em alta aderência. 72
Figura 5.6 – Pressão e escorregamento no eixo traseiro em alta aderência. 73
Figura 5.7 – Pressão e escorregamento no eixo dianteiro em alta aderência. 73
Figura 5.8 – Pressões e desaceleração em alta aderência. 74
Figura 5.9 – Velocidades e escorregamentos em média aderência. 75
Figura 5.10 – Velocidades e desaceleração em média aderência. 76
Figura 5.11 – Pressões e velocidades no eixo dianteiro em média aderência. 76
Figura 5.12 – Pressões e velocidades no eixo traseiro em média aderência. 77
Figura 5.13 – Escorregamentos e desaceleração em média aderência. 78
Figura 5.14 – Pressão e escorregamento no eixo dianteiro em média aderência. 79
Figura 5.15 – Pressão e escorregamento no eixo traseiro em média aderência. 79
Figura 5.16 – Pressões e desaceleração em média aderência. 80
Figura 5.17 – Velocidades, escorregamentos e desaceleração em alta aderência. 81
Figura 5.18 – Escorregamento, pressão e torque de frenagem no eixo dianteiro em alta aderência. 82
Figura 5.19 – Velocidades e pressões no eixo dianteiro em alta aderência. 83
Figura 5.20 – Velocidades e pressões no eixo traseiro em alta aderência. 83

Figura 5.21 – Escorregamento, pressão e torque de frenagem no eixo traseiro em alta aderência. 84
Figura 5.22 – Desaceleração, pressão e torques de frenagem em alta aderência. 85
Figura 5.23 – Velocidades e escorregamentos em baixa aderência. 86
Figura 5.24 – Velocidades e pressões no eixo dianteiro em baixa aderência. 87
Figura 5.25 – Velocidades e pressões no eixo traseiro em baixa aderência. 87
Figura 5.26 – Velocidades, escorregamento, pressão e torque em baixa aderência, no eixo dianteiro. 88
Figura 5.27 – Velocidade, escorregamento, pressão e torque em baixa aderência, no eixo traseiro. 88
Figura 5.28 – Desaceleração, pressão e torques de frenagem em baixa aderência..... 89

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Sistemas de segurança veicular *7*
Tabela 3.2 – Valores típicos de aderência longitudinal [4]. *17*
Tabela 4.1 – Dados do veículo de teste..... *56*
Tabela 6.1 - Comparação em alta aderência...... *90*
Tabela 6.2 - Comparação em média aderência..... *91*
Tabela 6.3 - Comparação em baixa aderência. *91*

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABS	Antilock Braking System
ACC	Adaptive Cruise Control
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
BAS	Brake Assist System
BLS	Brake Light Switch
CG	Centro de Gravidade
CM	Cilindro Mestre
CP	Centro de Pressão
EBD	Electronic Braking-force Distribution
ECE	Economic Commission for Europe
ED	Eixo Dianteiro
EESC	Escola de Engenharia de São Carlos
Esc.	Escorregamento parcial
ESP	Electronic Stability Program
ET	Eixo Traseiro
IPEA	Instituto de Pesquisas Econômicas Aplicada
LCV	Laboratório Computacional Veicular
SAE	Society of Automotive Engineers
SBC	Sensotronic Brake Control
TCS	Traction Control System
Vel.	Velocidade

LISTA DE SÍMBOLOS

(A)	eixo de rotação da roda
(b)	aceleração
(B_{fd})	fator do freio a disco
(B_{ft})	fator do freio a tambor
(c)	bitola do veículo
(C_a)	coeficiente de resistência do ar
(f)	coeficiente de resistência ao rolamento
(F)	força de frenagem
(F_1)	força de frenagem dianteira
(F_2)	força de frenagem traseira
(F_f)	força imposta pelo freio dianteiro
(F_N)	peso dinâmico
(F_S)	força lateral
(F_t)	força imposta pelo freio traseiro
(F_U)	força de frenagem
(F_{RS})	força imposta ao solo pela roda durante a frenagem
(F_{SR})	força imposta à roda pelo solo durante a frenagem
(g)	aceleração da gravidade
(h)	altura do veículo
(H)	altura do CG em relação ao solo
(H_a)	altura do CP em relação ao solo
(I)	inércia do conjunto roda e partes rotativas que compõem seu eixo
(L)	distância entre eixos
(L_f)	distância do CG ao eixo dianteiro
(L_t)	distância do CG ao eixo traseiro
(m)	massa total do veículo
(M)	eixo de rotação da roda
(M_B)	torque do freio
(M_{Bdisco})	torque do freio a disco
($M_{Btambor}$)	torque do freio a tambor

(M_{db})	torque devido ao arraste do motor
(M_e)	torque medido experimentalmente no eixo do motor
(M_t)	torque devido às perdas da transmissão
(P_d)	pressão hidráulica de fluido que alimenta o freio a disco
(P_t)	pressão hidráulica de fluido que alimenta o freio a tambor
(P_a)	força de expansão das lonas de freio
(r_{dyn})	raio dinâmico do pneu
(r_{ef})	raio efetivo do disco
(r_t)	raio do tambor
(R_a)	resistência aerodinâmica
(R_i)	resultante de inércia do movimento acelerado de translação
(R_R)	resistência ao rolamento na roda
(R_G)	resistência devida ao efeito de inclinação do solo
(S_f)	área frontal do veículo
(S_{parada})	distância de parada
(υ_{ar})	velocidade relativa entre o ar e o veículo
(υ_F)	velocidade de translação da roda
(υ_U)	velocidade tangencial do pneu
(υ_x)	velocidade de translação do veículo, na direção “x”
(W)	força peso
(W_b)	peso dinâmico sobre o eixo
(W_{bf})	peso dinâmico sobre o eixo dianteiro
(W_{bt})	peso dinâmico sobre o eixo traseiro
(W_f)	peso estático sobre o eixo dianteiro
(W_t)	peso estático sobre o eixo traseiro
(z)	razão de frenagem
(γ_b)	fator de conversão da inércia das partes rotativas em massa
(δ)	densidade do ar
(η)	rendimento da transmissão do veículo
(η_{disco})	eficiência do freio a disco
(η_{tambor})	eficiência do freio a tambor
(θ)	ângulo de inclinação entre os planos de rolamento e horizontal
(λ)	escorregamento parcial
(μ)	aderência

(μ_0)	máxima aderência possível
(μ_s)	aderência sob escorregamento parcial
(μ_{Sf})	aderência na direção lateral, eixo dianteiro
(μ_{St})	aderência na direção lateral, eixo traseiro
(μ_{Uf})	aderência no sentido longitudinal, eixo dianteiro
(μ_{Ut})	aderência no sentido longitudinal, eixo traseiro
(ξ)	relação de transmissão desde a roda até o eixo do motor
($Ø_c$)	diâmetro do êmbolo do cilindro de roda
($Ø_e$)	diâmetro do êmbolo do caliper
(ω)	velocidade angular da roda

RESUMO

Este trabalho investiga a viabilidade de se utilizar um programa de computador para simular o desempenho dinâmico de um veículo de passeio com ABS.

Comprovadamente, o ABS pode auxiliar na redução nos índices de acidentes de trânsito e sua gravidade. Assim, a razão para esta investigação está na busca por uma alternativa capaz de reduzir o tempo e o custo de desenvolvimento de um sistema de freios com ABS, permitindo, com isso, um maior acesso da sociedade brasileira a esta tecnologia.

O programa testado pertence ao Laboratório Computacional Veicular da Escola de Engenharia de São Carlos, e vem sendo utilizado com sucesso em simulações veiculares há anos. Como base para a comparação, foi utilizado um veículo de passeio instrumentado para a aquisição de sinais, os quais foram depois comparados com os resultados previstos pela simulação.

Ao final do trabalho, o resultado foi bastante positivo e pode ser melhorado ainda mais, com a adoção de alguns critérios descritos no capítulo de conclusões, num futuro curso de doutorado. Não se pode afirmar que a totalidade dos testes experimentais pode ser substituída pela simulação, no entanto, o custo associado à quantidade de protótipos necessários para um desenvolvimento completo do sistema de freios com ABS pode, seguramente, ser reduzido.

ABSTRACT

This study investigates the feasibility of applying a software to simulate the dynamics performance of passenger cars with ABS and hydraulic brakes.

It is already proved that ABS represents an additional support for the mitigation of traffic accidents, and severity of personal injuries as well. Thus, the aim of this study is to investigate an alternative that enables reduction of time and costs of developing a braking systems with ABS, consequently, allowing major access of the Brazilian society to this technology benefits.

The software tested belongs to the *Laboratório Computacional Veicular da Escola de Engenharia de São Carlos*, and is being been used in several vehicular simulations for many years, successfully. On comparison basis, a passenger car was prepared with data acquisition system for collecting signals, which were compared with the results foreseen by the simulation.

The end of the study presented positive results, which can be even improved with the adoption of some criteria described in the conclusion chapter, for a future doctoral course. We cannot say that simulation may replace the total experimental tests yet, but the prototype quantities and their costs for an entire development of a brake system with ABS, may be reduced, surely.

1 – OBJETIVOS

Os sistemas de freios veiculares equipados com dispositivos que impedem o bloqueio das rodas durante frenagens bruscas, conhecidos como *ABS*[1], são há anos largamente aplicados nos veículos produzidos nos países do continente Europeu, nos Estados Unidos, e no Japão, entre outros. Naqueles países, estão disponíveis como itens de série, como na Europa, ou como equipamento opcional, porém com alto índice de instalação. No Brasil, a taxa de instalação do ABS é ainda bastante reduzida, não obstante o elevado padrão tecnológico alcançado pela indústria automobilística nacional e os elevados índices de acidentes de trânsito em rodovias e no tráfego urbano, muitos dos quais associados ao bloqueio das rodas durante eventos em pistas escorregadias, ou sob chuva.

A experiência acumulada ao longo de 10 anos de atuação na área de segurança veicular, nos permite formular algumas hipóteses capazes de explicar as razões da baixa taxa de instalação do ABS no Brasil. Dentre elas, o custo associado ao desenvolvimento das aplicações, o tempo necessário, a necessidade do envio de veículos protótipos para testes no exterior, talvez sejam alguns dos motivos que contribuem para o baixo volume de instalação de um sistema comprovadamente eficiente e já consagrado em outros países.

O objetivo deste trabalho é oferecer uma pequena contribuição à engenharia de segurança veicular nacional, ao avaliar comparativamente os resultados de uma simulação em computador contra o resultado real obtido em teste prático. Um aplicativo de computador, capaz de predizer o comportamento dinâmico de um veículo sob frenagem emergencial com ABS certamente seria de grande valia no suporte aos engenheiros de segurança. Uma simulação viável reduz os custos e prazos de desenvolvimento, e com isso facilitaria o acesso de maior parcela da sociedade brasileira às tecnologias que podem aumentar a segurança e proteger vidas humanas.

---

[1] *ABS: Anti-lock Braking System*

2 – INTRODUÇÃO

Todo automóvel é um corpo físico que produz forças internamente e é capaz de fazê-las interagir com o meio externo, sob o comando de um condutor, gerando acelerações e desacelerações com conseqüentes deslocamentos. O condutor tem autonomia para controlar a atuação dessas forças, seu grau de intensidade e o momento de sua aplicação, dependendo de uma grande quantidade de fatores, dentre os quais pode-se citar sua habilidade de dirigir, sua capacidade de decisão, experiência, acuidade visual, estado físico e emocional, etc. Juntamente com os demais ocupantes, o condutor experimenta as sensações causadas pela resposta dinâmica do próprio automóvel, na forma de acelerações ou desacelerações. Tais sensações podem ser agradáveis ou desconfortáveis. Podem causar ferimentos ou até mesmo vítimas fatais, dentro ou fora do veículo. Tudo vai depender do grau de intensidade das acelerações e desacelerações associadas ao movimento do veículo e sua trajetória.

A resposta dinâmica de um automóvel, entretanto, é algo complexo e não depende apenas da atitude de seu condutor, mas de uma variada gama de fatores, dentre os quais as características de projeto, tais como seu peso, forma, geometria, sua distribuição de massas, suspensão, pneus, tipo e estado do pavimento, condições meteorológicas e climáticas, além, é claro, do estado de conservação dos componentes dos seus vários sistemas mecânicos e as vias por onde ele se desloca.

Os acidentes de trânsito podem ter inúmeras causas, como fatalidades, defeitos nas vias, fenômenos da natureza, imprudências de outros motoristas ou mesmo de pedestres, etc. Analisando sob o ponto de vista físico, os eventos são, em última análise, sempre uma conseqüência da atitude do condutor no comando veículo, mesmo daqueles absolutamente responsáveis. Essa atitude, às vezes pode não passar de uma inocente reação a um fato inesperado, como um objeto que se desprende repentinamente de outro veículo, ou uma manobra aparentemente normal mas de forma imprecisa, como acessar uma curva com velocidade excessiva para a condição.

Em geral, por efeito da atitude e da imprecisão da manobra ocorre a desestabilização do veículo e, como conseqüência, a perda do controle do mesmo. Buscando centrar as

atenções na origem física das instabilidades veiculares causadas pela atitude do motorista, e não naquelas causadas por ações externas e decorrentes de fenômenos da natureza, é possível reunir em três grandes grupos as principais situações onde o veículo se torna instável durante uma viagem:

- instabilidade causada por arrancada ou retomada violentas;
- instabilidade causada por manobra imprópria no volante; e
- instabilidade causada por frenagem bruscas.

As instabilidades estão sempre associadas ao desbalanceamento do conjunto de forças dinâmicas que agem sobre o veículo. Dentre essas forças destacam-se a força de tração e a de frenagem, que atuam no sentido longitudinal do deslocamento; a lateral e a de *aderência*[2] entre o pneu e o pavimento. Em altas velocidades, também as forças aerodinâmicas passam a ser relevantes na manutenção da estabilidade do veículo e devem se consideradas.

Como a estabilidade de um automóvel depende decisivamente da força de aderência entre o pavimento e o pneu, numerosos desenvolvimentos têm consumido os esforços dos engenheiros automotivos no intuito de alcançar a máxima força de contato no acoplamento entre o pneu e o pavimento durante todo o tempo e com o máximo nível de conforto possível para seus ocupantes.

As condições climáticas e meteorológicas interferem profundamente na manutenção do equilíbrio das forças dinâmicas, na medida em que modificam profundamente os coeficientes de adesão entre pneu e pavimento, quando chove, neva ou faz sol.

É claro que não é esperado nem tampouco necessário que todos os motoristas possuam profundo embasamento físico para compreender que toda sua capacidade de controle do veículo só é efetiva quando há suficiente força lateral entre o pneu e pavimento para promover a necessária correção de trajetória, mas pode-se verificar uma relação de convergência entre os propósitos do projetista de veículos e o responsável.

---

[2] *Segundo a NBR 14353 [1] a aderência é o quociente entre a força máxima de frenagem no limite de travamento e o peso dinâmico da roda.*

Seja pelo esforço do projetista em elaborar um projeto cuidadoso dos sistemas de direção, freios e suspensão do veículo, ou mesmo de forma inconsciente por parte do motorista ao empregar uma condução precavida, o que se percebe de comum é que ambos, projetista e motorista responsável, estão buscando a todo instante a maximização da força de adesão entre o pneu e o pavimento, cada um através de sua área de atuação, seja por meio de bons projetos ou de boas condutas no trânsito.

Em resumo, a capacidade de controlar o veículo, conhecida como *dirigibilidade*, depende diretamente da adesão entre o pneu e o pavimento, e desta forma, deve-se evitar a todo custo que a utilização da aderência seja reduzida. Vários fatores e situações provocam a redução do uso da adesão, dentre os quais destacam-se:

- o bloqueio das rodas (durante as frenagens) ou patinação (durante arrancadas), quando o pneu ao invés de rolar passa a escorregar sobre o pavimento;
- as limitações da suspensão em manter o pneu perfeitamente assentado sobre o pavimento;
- a presença de filmes consideravelmente espessos de água, óleo, areia, gelo, etc. entre pneu e o pavimento.

Tema central deste trabalho, o ABS, é um dispositivo capaz de agir diretamente sobre os vetores causadores da primeira situação listada anteriormente, ou seja, o bloqueio das rodas durante a frenagem. Numa emergência, motoristas habilidosos ao perceberem que não há suficiente espaço de parada, tentam um desvio do obstáculo, para escapar da colisão. Entretanto, isso só é possível se houver suficiente força lateral para que seu comando seja obedecido pelas rodas dianteiras. Se durante uma frenagem brusca ocorrer o bloqueio das rodas dianteiras, a utilização da aderência decai rapidamente, reduzindo a capacidade de frear. Essa redução, sob trajetória retilínea, tem como conseqüência o aumento da distância de parada. Sob trajetória curvilínea, a situação se agrava, pois além do aumento na distância de parada, também a força lateral que é responsável por forçar o veículo a descrever a curva desejada, sofre uma profunda redução. Por ação da lei da inércia, o veículo acaba, então, escapando em linha reta pela tangente da curva, totalmente fora do controle do motorista.

Desde seu lançamento num automóvel de série[3] em 1978, o ABS tem servido como o alicerce tecnológico para outros sistemas, capazes de contornar também outras situações de instabilidade veicular. Dedicado a corrigir a instabilidade causada pelo excessivo torque durante a arrancada, o TCS, sigla do idioma inglês para *"Traction Control System"*, foi apresentado na Europa alguns anos após o desenvolvimento do ABS e tem como base a infraestrutura proporcionada por este, como módulos hidráulico, eletrônico e os sensores de velocidade das rodas. O TCS acrescenta à função do ABS a tarefa de evitar o deslizamento ou *patinação* das rodas motrizes durante arrancadas. O ESP, *"Electronic Stability Program"*, também surgiu embasado na experiência do ABS e do TCS e já tem larga aplicação na Europa, Estados Unidos e Japão. Outros sistemas têm sido derivados desta tecnologia, tais como o BAS eletrônico, *"Brake Assist"*, o freio eletro-hidráulico, o ACC, *"Adaptive Cruise Control"*, freio elétrico e etc.

No Brasil, o índice de aplicação de sistemas como o ABS ainda é bastante baixo, conforme Gardinalli [2], não chega a atingir os 10% nos veículos comercializados no mercado nacional, de acordo com dados de 2004. Essa taxa de instalação alcança os 100% em alguns modelos posicionados numa categoria mais luxuosa e, portanto, destinada a um público de maior poder aquisitivo.

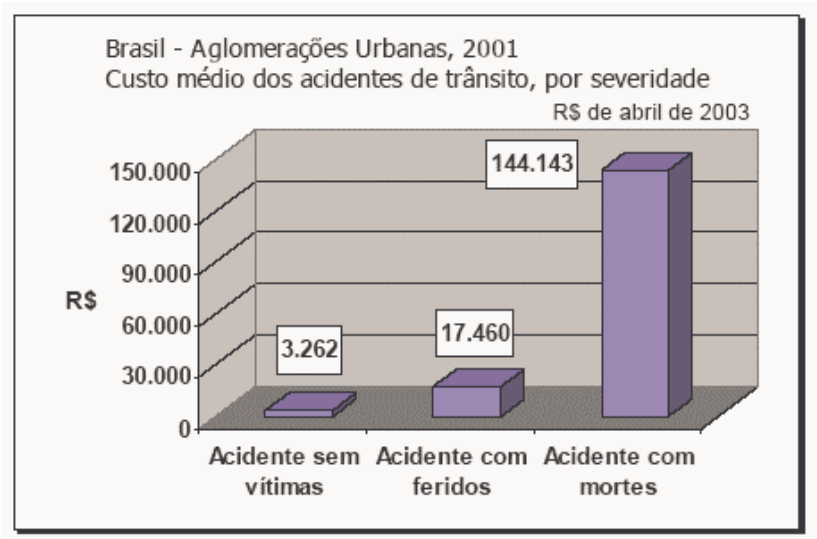

Figura 2.1 – Custo dos acidentes de trânsito no Brasil [3].

[3] *O primeiro automóvel produzido em série com ABS foi o Mercedes-Benz Classe S, em 1978, na Alemanha.*

Entretanto, nos segmentos A e B[4] este índice chega bem próximo de zero, o que explica uma taxa global média bastante reduzida. Segundo dados de um estudo do IPEA [3], concluído em 2003, os acidentes de trânsito geram custos elevadíssimos para a sociedade brasileira, como pode ser visto na figura 2.1. De certa forma, a competitividade do produto nacional no mercado globalizado acaba sendo influenciada por esta realidade, no chamado "Custo Brasil". Se postas em prática, políticas de estímulo à adoção de dispositivos de apoio à segurança veicular poderiam contribuir para a redução dos custos sociais com a recuperação das vítimas, das vias públicas e outros custos associados aos acidentes de trânsito.

---

[4] *Os segmentos "A" e "B" correspondem aos carros de baixa cilindrada, em geral 1.0 a 1.6l, com poucos itens acessórios e de conforto, com preço de mercado de no máximo R$ 30.000,00, em valores de Julho de 2005.*

3 – REVISÃO DA LITERATURA

3.1 – Os sistemas de segurança veicular

No início da história do automóvel, o condutor contava apenas com dois rudimentares sistemas para garantir sua segurança e dos ocupantes, que eram o sistema de freios e o de iluminação. Ambos são, até hoje, indiscutivelmente básicos em qualquer conjunto que se destine à segurança veicular.

Tabela 3.1 – Sistemas de segurança veicular

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 *"Antilock Braking System"*
1979	Tensionador do cinto de segurança pirotécnico
1979	*"Airbag"*
1987	TCS *"Traction Control System"*
1989	Barra de proteção de capotamento automática para conversíveis
1995	ESP *"Electronic Stability Program"*
1995	Limitador de força no cinto de segurança
1995	*"Airbag"* lateral
2001	ACC *"Adaptive Cruise Control"*
2001	SBC *"Sensotronic Brake Control"*

Com o passar dos anos, a contínua evolução experimentada pela engenharia de construção de automóveis foi sendo enriquecida com o advento de novas tecnologias, o que veio agregar significativas melhorias aos sistemas iniciais, bem como permitiu o

desenvolvimento de muitos outros dispositivos, os quais têm sido incorporados ao grupo inicial e que visam aumentar ainda mais a segurança dos ocupantes do veículo.

Os sistemas de segurança veicular buscam ainda oferecer maior proteção aos demais seres vivos que compartilham das mesmas vias públicas, sejam como condutores ou pedestres, além do próprio meio ambiente por onde o veículo circula. A tabela 3.1, publicada pela Bosch [4], apresenta um sumário cronológico dos principais dispositivos de segurança encontrados nos veículos modernos.

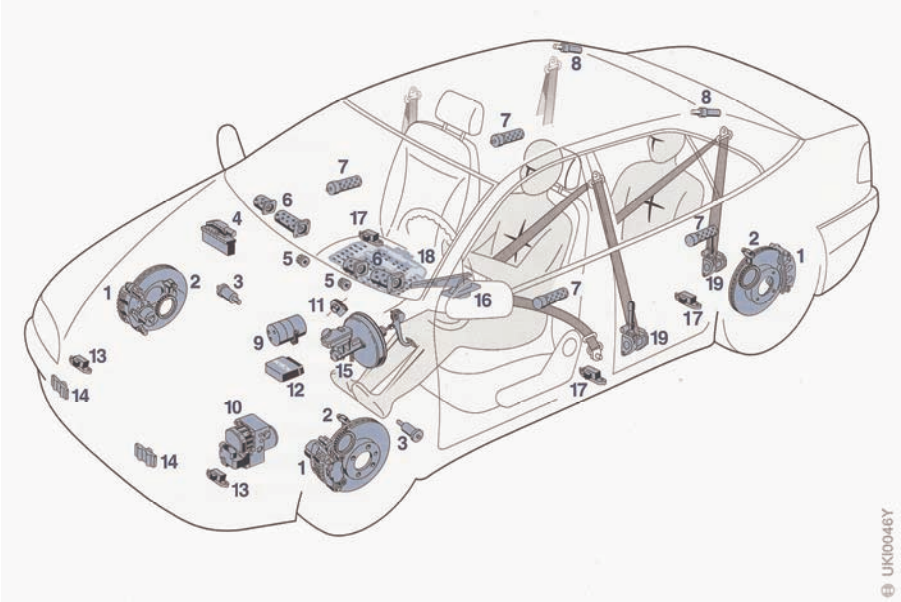

Figura 3.1 – Veículo de passageiros e seus sistemas de segurança veicular [4].

A figura 3.1 mostra um exemplo de um moderno veículo com seus sistemas de segurança e respectivos componentes: (1) freio a disco; (2) sensor de rotação da roda; (3) inflador a gás do *"airbag"* dos pés; (4) unidade eletrônica de gerenciamento do ESP; (5) inflador a gás do *"airbag"* dos joelhos; (6) inflador a gás do *"airbag"* para passageiros e motorista; (7) inflador a gás do *"airbag"* lateral; (8) inflador a gás do *"airbag"* para cabeça; (9) bomba de pré-carga do ESP; (10) modulador hidráulico do ESP; (11) sensor do ângulo do volante; (12) unidade eletrônica de comando do *"airbag"*; (13) detector frontal de obstáculos; (14) sensor de pré-impacto; (15) conjunto servo-freio cilindro mestre e pedal de freio; (16) alavanca do freio de estacionamento; (17) sensor de aceleração lateral e "YAW"; (18) detector de presença de passageiro e (19) cinto de segurança com tensionador.

Por sua autonomia em intervir de forma pró-ativa na operação do veículo, buscando evitar acidentes, alguns dos sistemas de segurança veicular daqueles apresentados na tabela 3.1 são comumente classificados como s*istemas de segurança ativa*. Outros, cujo propósito é o de proteger os ocupantes do veículo de lesões sérias, quando o impacto é inevitável, são denominados *sistemas de segurança passiva*. De maneira análoga ao que se observa em outras áreas da engenharia automotiva e, particularmente nos últimos anos, a demanda em termos de desempenho criada pelos modernos sistemas de segurança ativa e passiva só pôde ser satisfeita com o advento de componentes eletrônicos e processos de fabricação de elevada robustez, que ao mesmo tempo em que são capazes de integrar funções anteriormente só possíveis com a associação de inúmeros e instáveis circuitos discretos, o fazem agora com altíssimo grau de confiabilidade e imunidade às interferências e intempéries presentes no meio ambiente.

3.1.1 – Sistemas de segurança ativa

São dispositivos que se associam ao sistema de freios, gerenciamento do motor e transmissão, direção e suspensão do veículo, exercendo sobre estes um controle autônomo de sua operação. São exemplos de sistemas de segurança ativa:

- ABS *"Antilock Braking System"*
- TCS *"Traction Control System"*
- ESP *"Electronic Stability Program"*
- ACC *"Adaptive Cruise Control"*

Estes equipamentos são capazes de estabilizar o comportamento do veículo em situações críticas e manter sua dirigibilidade. Outro interessante dispositivo eletrônico, conhecido como ACC, destaca-se por oferecer um ganho adicional para o motorista e ocupantes, não apenas em termos de segurança, como também em conforto de dirigir.

O ACC age de forma independente no sistema de gerenciamento do motor e freios, sendo capaz de acelerar o veículo até a velocidade pré-estabelecida pelo seu condutor, ou, inversamente, desacelerar o automóvel aplicando os freios toda vez que a distância até o veículo da frente se tornar curta o bastante para comprometer a segurança. Neste

caso, a detecção do veículo à frente se dá por sensores de radar. Especialmente falando do trânsito nas estradas, o ACC garante uma espécie de sincronização entre os veículos que viajam numa mesma rodovia. Também veículos que ultrapassam aquele equipado com ACC e se posicionam à sua frente, numa distância pouco segura, são detectados e levam o ACC a promover uma redução de velocidade, resgatando uma distância adequada à velocidade de cruzeiro. Quando o motorista aplica o pedal do freio ou o acelerador, o sistema automaticamente se desabilita e o condutor recobra imediatamente o controle total do seu veículo.

3.1.2 – Sistemas de segurança passiva

São sistemas projetados para proteger os ocupantes de lesões corporais na ocorrência de um acidente. Como exemplos, o cinto de segurança retrátil, os *"airbags"*, como mostrado na figura 3.2, e que podem ser aplicados em diferentes posições do veículo, tais como frontal ou lateral.

Outro moderno conceito dedicado à segurança veicular do tipo passiva é representado pelas carroçarias deformáveis, que visam absorver parte da energia cinética durante uma colisão, e dissipam-na para deformar a carroçaria do veículo. Neste processo, parte da energia que seria transferida aos ocupantes causando lesões sérias é absorvida.

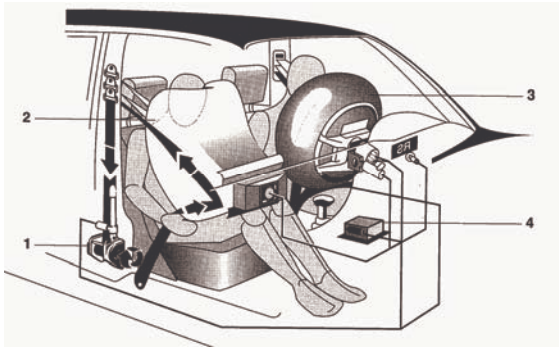

Figura 3.2 – Sistemas de segurança passiva [5].

Na figura 3.2, (1) é o tensionador do cinto de segurança; (2) o *"airbag"* frontal do passageiro; (3) o *"airbag"* frontal do motorista e (4) a unidade eletrônica de comando.

Embora de indiscutível utilidade e eficiência, tais sistemas e conceitos não visam evitar o acidente, mas sim reduzir a gravidade de suas conseqüências, uma vez que este já tenha ocorrido ou esteja prestes a ocorrer.

3.2 – Revisão teórica do sistema de freios

Ao revisar brevemente as inovações no campo da segurança veicular, é imediato perceber que todas as iniciativas passam necessariamente pela capacidade de interconexão ao sistema de freios do veículo, no mínimo. Assim, é oportuno repassar os conceitos associados à teoria dinâmica e da tecnologia de freios, antes de se concentrar na simulação de frenagens com ABS, a qual é o verdadeiro propósito deste trabalho.

3.2.1 – O conceito de aderência

Freqüentemente, quando se discute o mecanismo de contato pneu-pavimento, é costume estabelecer uma imediata comparação entre as forças que agem nesta fronteira com a formulação do atrito de *Coulomb*[4]. Na verdade, não é rigorosamente correto afirmar que as forças de contato entre o solo e o pneu, com destaque especial para as forças de tração e de frenagem, sejam simplesmente forças de atrito.

Lembrando que o atrito de Coulomb não depende da área de contato, se o mecanismo presente ali fosse puramente de atrito, pneus com diferentes bandas de rodagem não influenciariam no desempenho dinâmico do veículo. Além disso, os coeficientes de atrito são limitados a 1, enquanto que a aderência pode superar este limite. Segundo Gillespie [6], o complexo acoplamento entre o pneu e o pavimento se dá baseado em 2 componentes primários: as forças do tipo cisalhamento que são proporcionais à aderência superficial e a histerese da borracha. A primeira tem origem na interação molecular entre a borracha e as partículas que compõem o pavimento, dela decorre o desgaste do pneu. Já a segunda está associada à dissipação de calor pela deformação da

---

[4] *Segundo a formulação de Coulomb, a força de atrito é dada pelo produto entre a força normal e o coeficiente de atrito entre as superfícies.*

borracha ao adaptar-se através de sua flexibilidade à rugosidade do pavimento, o que gera calor e aquece o pneu. A figura 3.3, extraída de Mitschke [7], proporciona uma excelente visão da deformação da borracha durante o acoplamento pneu-pavimento.

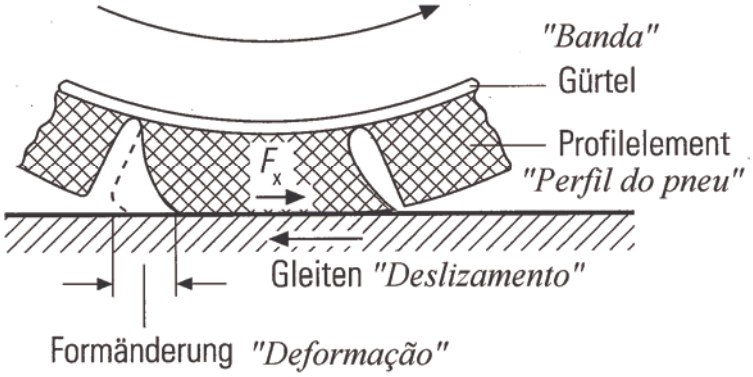

Figura 3.3 – Deformação da borracha e origem do escorregamento [7].

Pelo exposto, quando se estuda o acoplamento entre solo e pavimento, parece conveniente substituir o termo *"coeficiente de atrito"* por *"coeficiente de adesão"* ou simplesmente *"aderência"*, ainda que se utilize para a aderência a mesma simbologia universalmente utilizada para o coeficiente de atrito, ou seja, a letra grega " ".

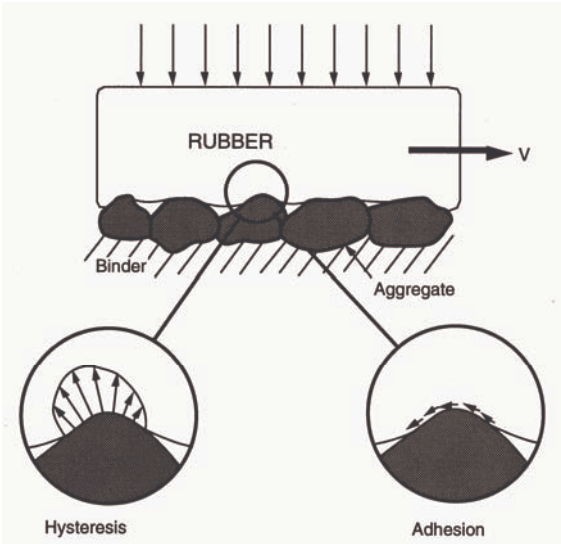

Figura 3.4 – Mecanismo de contato entre pneu e pavimento [6].

A histerese, ilustrada por Gillespie [6] na figura 3.4, é pouco influenciada pela presença de líquidos ou agentes que reduzem a adesão superficial, como a água da chuva ou óleo, por exemplo. Já a aderência é o maior dos componentes do mecanismo de contato e é substancialmente dependente da abrasão entre o pneu e o pavimento, daí a redução da aderência em estradas molhadas.

Como mostrou a figura 3.3, durante a rodagem do pneu sobre o pavimento, qualquer que seja ele, tanto a aderência como a histerese estão associadas a escorregamentos infinitesimais que ocorrem entre a borracha e os grãos do pavimento. Se ocorrer uma frenagem em linha reta, o mecanismo de contato agora se modifica pelo surgimento de uma nova força, a *força de frenagem* (F_U), mostrada na figura 3.6, e os escorregamentos deixam de ser infinitesimais para se tornarem quantificáveis, podendo ser inclusive modelados matematicamente, a partir da figura 3.5, onde (υ_F) representa a *velocidade de translação* do centro "M" da roda; e (υ_U) a *velocidade tangencial*.

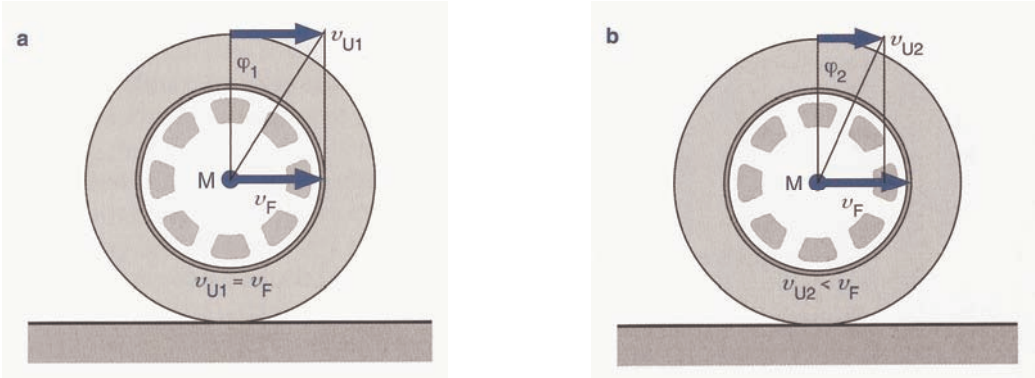

Figura 3.5 – Roda rolando livre (a); roda sob frenagem (b). Adaptado de [4].

Na frenagem, a velocidade tangencial da roda é menor, gerando o escorregamento parcial (λ), que é o afastamento percentual entre as velocidades tangencial e longitudinal, que é dada por:

$$\lambda = \frac{(v_F - v_U)}{v_F} \tag{3.1}$$

onde (υ_F) é a velocidade de translação da roda e (υ_U) a velocidade tangencial do pneu.

Se o veículo descreve uma trajetória curvilínea, com ou sem frenagem, uma outra importante componente vem se juntar ao sistema dinâmico de forças, que age sobre o veículo: a *força lateral* (F_S), mostrada na figura 3.6, e responsável pela descrição de trajetórias curvas, que por sua vez está relacionada à força centrípeta.

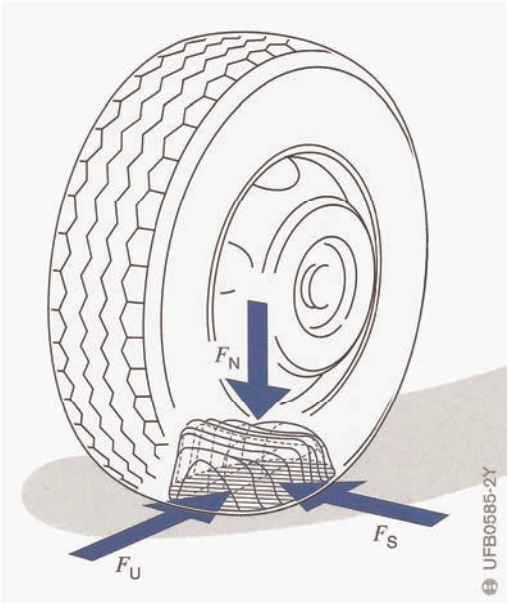

Figura 3.6 – Forças atuantes no pneu durante uma frenagem em curva [4].

Na figura 3.6, (F_N) é o *peso dinâmico*, que difere para os eixos dianteiro e traseiro. Os pesos dinâmicos são forças normais ao pavimento e serão descritas mais adiante. Na prática, devido ao mecanismo de contato e seus 2 componentes principais, a aderência e a histerese, observa-se que o escorregamento (λ), as forças de frenagem (F_U) e a força lateral (F_N) coexistem e se inter-relacionam, como será mostrado de forma gráfica adiante. As forças de frenagem (F_U) e a força lateral (F_S) são respostas do pavimento à ação do equipamento de freio (dianteiro e traseiro) e do mecanismo da direção, respectivamente. Ambas têm uma característica *responsiva*, ou seja, as de frenagem surgem *em resposta* ao torque que foi imposto pelo equipamento de freio da roda, e a lateral, à força centrífuga. Entretanto estas forças apresentam um limite máximo de resposta, o qual é dado pela aderência daquela condição de pneu e pavimento. Assim, tomando-se a simbologia adotada na figura 3.6, as seguintes relações expressam os limites máximos de aderência para cada uma delas:

$$F_{U_f} = \mu_{U_f} \cdot F_{N_f} \tag{3.2}$$

$$F_{S_f} = \mu_{S_f} \cdot F_{N_f} \tag{3.3}$$

$$F_{U_t} = \mu_{U_t} \cdot F_{N_t} \tag{3.4}$$

$$F_{S_t} = \mu_{S_t} \cdot F_{N_t} \tag{3.5}$$

onde (μ) corresponde à aderência, e os índices ($_f$) e ($_t$) indicam respectivamente as grandezas no contato dianteiro e traseiro. Sob certas condições particulares, é possível assumir que todas as aderências sejam iguais.

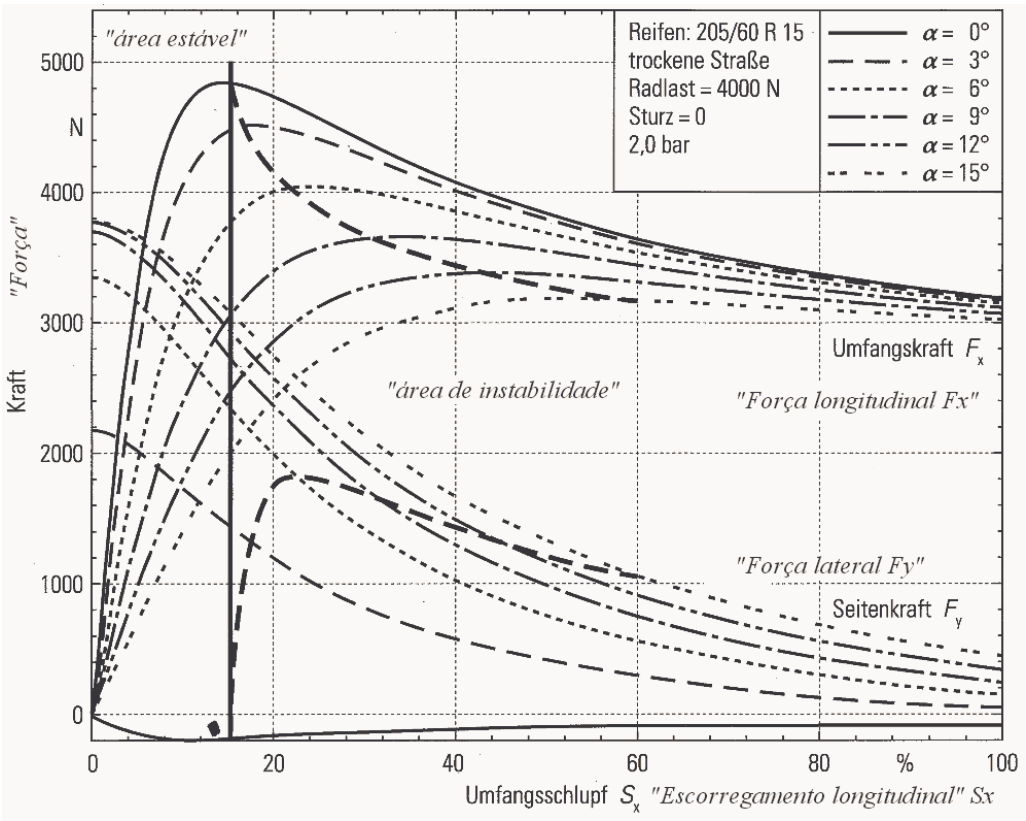

Figura 3.7 – Capacidade de transmissão de força nos sentidos longitudinal e lateral, em função do escorregamento longitudinal. Adaptado de [7].

Mitschke [7] ilustra na figura 3.7 a dependência da aderência longitudinal e lateral com o escorregamento. No caso, foi considerada a interação entre um pavimento seco com

um pneu radial 205/60 R15, inflado a 2 bar de pressão de ar, sob carga dinâmica de 4.000N, com câmber 0. São fatores que influenciam tais coeficientes:

- o material do pavimento
- o estado e desenho dos pneus
- a velocidade do veículo
- as condições climáticas
- peso dinâmico que atua no eixo.

A análise qualitativa da figura 3.7 permite concluir que com um certo grau de escorregamento, próximo de 20%, na linha fronteiriça entre a chamada *área estável* e a *área de instabilidade*, a capacidade de transmissão de força, e portanto a aderência longitudinal é máxima. Ou seja, nesta região, a capacidade de frenagem em linha reta é máxima. Da mesma forma, a força lateral, embora em decaimento, é ainda elevada na mesma região. Devido à conjunção de elevadas aderências longitudinal e lateral, a região à esquerda da linha vertical recebe a denominação de *área estável*, onde a frenagem é segura, pois é aí que o motorista pode obter o máximo do rendimento do freio do seu veículo e ainda exercer o controle direcional do mesmo. Esta é, portanto, a região alvo de um sistema de freios otimizado. Já na região ao lado direito da linha vertical, encontra-se a *área de instabilidade*, e, dependendo do *ângulo de deriva*[5] *(α)*, um rápido decremento da força lateral acompanhado de substancial decaimento da capacidade de frenagem é observado. Nesta região, o veículo demora a parar e o motorista fica praticamente sem o controle direcional do mesmo. Conclui-se que na área de instabilidade, em caso de pânico, onde o espaço de parada correspondente à velocidade e aderência não for suficiente, o motorista não poderá tampouco exercer sua capacidade de desviar do obstáculo atuando sobre o volante. A análise da figura 3.7 permite ainda concluir que sem escorregamento parcial do pneu não há frenagem, e que a máxima aderência longitudinal é um ponto de equilíbrio instável. Portanto, a utilização prolongada da máxima aderência só é possível com o emprego de um controle automático de pressão hidráulica no sistema de freios.

---

[5] *Alguns autores, como Canale [8], preferem o termo "ângulo de escorregamento" ao invés de "ângulo de deriva" para definir o ângulo formado entre o vetor velocidade instantânea (na direção do movimento) e o vetor velocidade longitudinal (na direção do rolamento) da roda.*

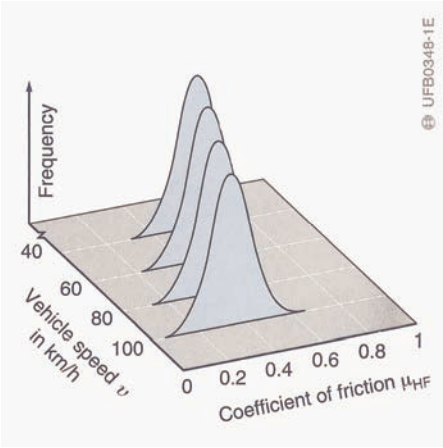

Figura 3.8 – Influência da velocidade na variação da aderência [4].

A figura 3.8 e a tabela 3.2, publicadas pela Bosch [4], ilustram que a variação da aderência em pavimento molhado, mostrando que esta também sofre a influência da velocidade do veículo. Nota-se que a distribuição de freqüências se desloca no sentido de menores aderências na medida que a velocidade aumenta.

Tabela 3.2 – Valores típicos de aderência longitudinal [4].

Vel. [km/h]	Estado dos pneus	Asfalto seco	Asfalto molhado (0,2 mm)	Asfalto sob chuva intensa (filme 1mm)	Lâmina d'água (2mm)	Gelo
		μ	μ	μ	μ	μ
50	novo	0,85	0,65	0,55	0,5	0,1
	desgastado	1	0,5	0,4	0,25	<0,1
90	novo	0,8	0,6	0,3	0,05	<0,1
	desgastado	0,95	0,2	0,1	0	<0,1
130	novo	0,75	0,55	0,2	0	<0,1
	desgastado	0,9	0,2	0,1	0	<0,1

3.2.2 – Fundamentos da dinâmica da frenagem veicular

A figura 3.9, extraída de Gillespie [6], apresenta o sistema de coordenadas padronizado pela SAE[6] para veículos automotivos.

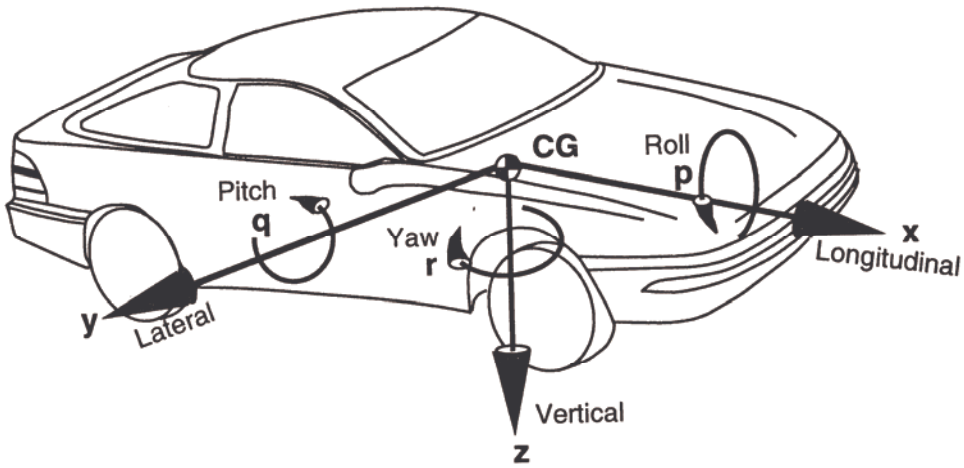

Figura 3.9 – Sistema de coordenadas conforme SAE J670e.

Durante a frenagem, não apenas a força gerada pela aplicação do pedal de freio age na variação da velocidade do veículo, mas também as forças de inércia das partes rotativas, perdas nos mecanismos da transmissão, força de resistência aerodinâmica e força de resistência ao rolamento, entre outras, além da própria ação da gravidade, quando o pavimento é inclinado. A figura 3.10 mostra as principais forças que agem no veículo sob frenagem num pavimento plano.

[6] *SAE: "Society of Automotive Engineers".*

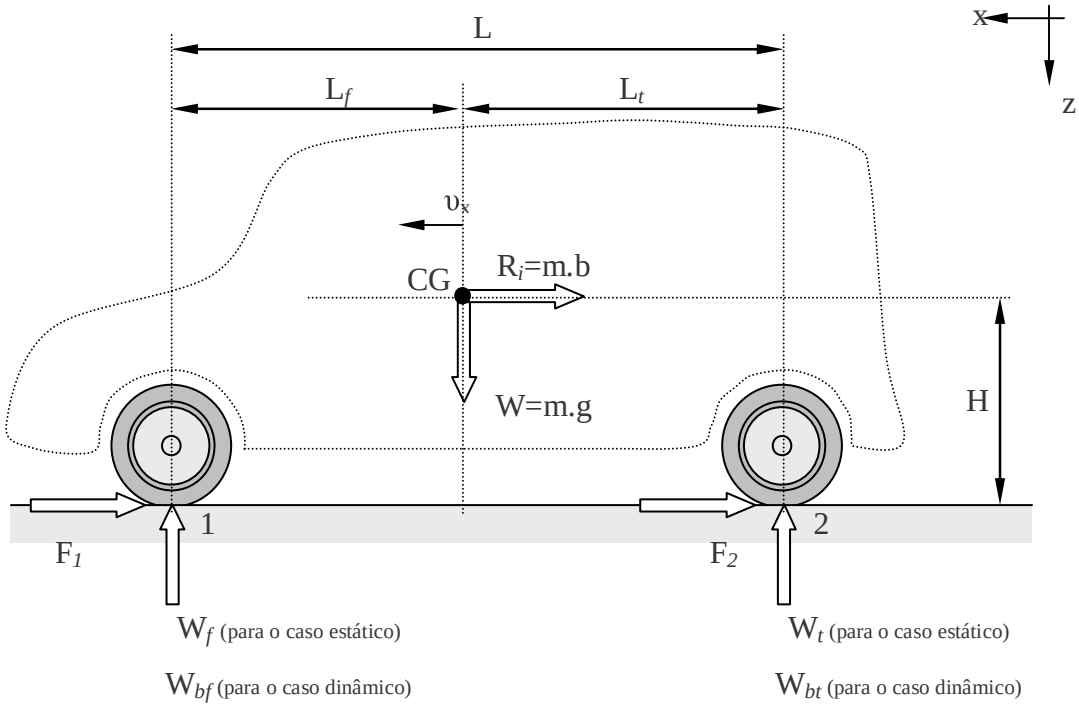

Figura 3.10 – Sistema de forças atuantes numa frenagem em pavimento plano.

No veículo hipotético da figura 3.10, (R_i) é a resultante de inércia do movimento acelerado de translação; (m) a massa total do veículo; (b) aceleração; (g) aceleração da gravidade; (W) força peso; (W_f) peso estático sobre o eixo dianteiro; (W_{bf}) o peso dinâmico sobre o eixo dianteiro; (W_t) peso estático sobre o eixo traseiro; (W_{bt}) o peso dinâmico sobre o eixo traseiro; (F_1) soma das forças de resistência impostas pelo solo à roda do eixo dianteiro; e (F_2) a soma das forças de resistência impostas pelo solo à roda do eixo traseiro.

Os pesos dinâmicos (W_{bf}) e (W_{bt}) diferem das respectivas reações normais estáticas (W_f) e (W_t), pois consideram o efeito da *transferência dinâmica de carga* que ocorre quando o veículo freia ou acelera. Esta transferência é o resultado do movimento de *"pitch"* em torno do eixo "y", o qual passa pelo *"pitch center"* da suspensão do veículo, conforme o sistema de coordenadas da figura 3.9. A transferência de carga alivia o peso sobre o eixo traseiro e majora o peso sobre o eixo dianteiro, quando o veículo se desloca para frente e freia.

Pela característica de se opor ao movimento de translação, as forças (F_1) e (F_2) são comumente denominadas de *forças de frenagem*. É conveniente enfatizar que a força de

frenagem não se resume apenas àquelas impostas pelo freio do veículo, que serão aqui denominadas de (F_f) para o eixo frontal e (F_t) para o traseiro, mas sim à *soma de todas resistências ao movimento*, cujas principais estão listadas a seguir:

- as forças devidas à aplicação do freio: (F_f) e (F_t);
- a resistência ao rolamento que surge entre pneu e o pavimento;
- a resistência oferecida pela ação da gravidade se o pavimento é inclinado;
- a resistência aerodinâmica, exercida pela ação dos ventos;
- a resistência devida às perdas e inércias dos componentes rotativos solidários à roda, tais como eixos, engrenagens, planetários, componentes do motor;
- o efeito do motor, que numa frenagem com a embreagem e transmissão acoplados, se comporta como um compressor de ar.

A norma brasileira NBR 14353 [1] define o coeficiente de adesão como o *"quociente das forças de frenagem máxima sem travamento das rodas e a carga dinâmica correspondente ao eixo que está sendo freado"*. Assim, é possível escrever:

$$\mu_f = \frac{F_f}{W_{bf}} \tag{3.6}$$

A NBR 14353 [1] apresenta a formulação matemática para cálculo da aderência, a partir de provas experimentais, assumindo implícita ou explicitamente algumas hipóteses simplificadoras porém bastante razoáveis, tais como:

- veículo freando em pavimento plano e em linha reta;
- veículo freando apenas com o eixo dianteiro e com a transmissão desacoplada, de forma que a resistência ao rolamento possa ser assumida como $F_t \approx 0{,}01.W_t$. Se o veículo tiver tração traseira: $F_t \approx 0{,}015.W_t$;
- freios aplicados até a iminência de ocorrer o travamento e sem dispositivo anti-bloqueio (ABS);
- pneus e pavimento com a mesma aderência em ambos os eixos;
- resistência aerodinâmica desprezível.

Assumindo-se as hipóteses anteriores, e com base na figura 3.10, desenvolve-se a seguir a equação para cálculo da aderência, apresentada pela NBR 14353. Efetuando-se a somatória de todos os momentos que agem no ponto “2” da figura 3.10, na condição estática obtém-se:

$$\sum M_{2\,estático} = 0$$

$$W_f \cdot L = m \cdot g \cdot L_t$$

$$L_t = \frac{W_f \cdot L}{m \cdot g} \qquad \textbf{(3.7)}$$

Na condição dinâmica, surge a inércia (R_i), e as somatórias de todas as forças que atuam na direção de “x” e dos momentos no ponto “2” são dadas por:

$$\sum F_{x\,dinâmico} = 0$$

$$F_f = m \cdot b - F_t \qquad \textbf{(3.8)}$$

$$\sum M_{2\,dinâmico} = 0$$

$$W_{bf} = \frac{m \cdot g \cdot L_t + m \cdot b \cdot H}{L} \qquad \textbf{(3.9)}$$

Substituindo-se em (3.9) o valor de (L_t) calculado por (3.7):

$$W_{bf} = W_f + m \cdot b \cdot \frac{H}{L} \qquad \textbf{(3.10)}$$

A Equação (3.6) pode agora ser reescrita com a introdução dos fatores definidos por (3.8) e (3.10) da seguinte forma:

$$= \frac{m \cdot b - F_t}{W_f + m \cdot b \cdot \frac{H}{L}} \qquad \textbf{(3.11)}$$

Pelas hipóteses formuladas, não há atuação do freio traseiro e, desta forma, a força de frenagem na traseira limita-se à resistência ao rolamento, de modo que:

$$F_t = 0{,}01 \cdot W_t \tag{3.12}$$

Para maior sensibilidade, é conveniente expressar a desaceleração como fração da aceleração da gravidade. Assim, define-se a razão de frenagem (z) como:

$$z = \frac{b}{g} \tag{3.13}$$

Reescrevendo a Equação (3.11) com a introdução dos fatores definidos por (3.12) e (3.13) obtém-se a equação para cálculo da aderência, conforme estabelecido pela NBR 14353 [1]:

$$_f = \frac{z \cdot g \cdot m - 0{,}01 \cdot W_t}{W_f + \frac{H}{L} \cdot z \cdot g \cdot m} \tag{3.14}$$

Além de fazer parte das exigências normativas da ABNT[7], e de outras entidades internacionais de normatização técnica (ECE[8] R13, anexo 13, por exemplo), a equação (3.14) é extremamente útil para o desenvolvimento de freios porque permite determinar a aderência utilizada por um veículo sob frenagem conhecendo-se apenas a razão de frenagem (z), o que pode ser facilmente determinado com instrumentos eletrônicos (quinta-roda, por exemplo), a massa (m) e os pesos estáticos por eixo (W_f e W_t), que são obtidos numa simples pesagem veículo.

---

[7] *ABNT: Associação Brasileira de Normas Técnicas.*

[8] *ECE: "Economic Commission for Europe".*

3.2.3 – Curva de distribuição de frenagem

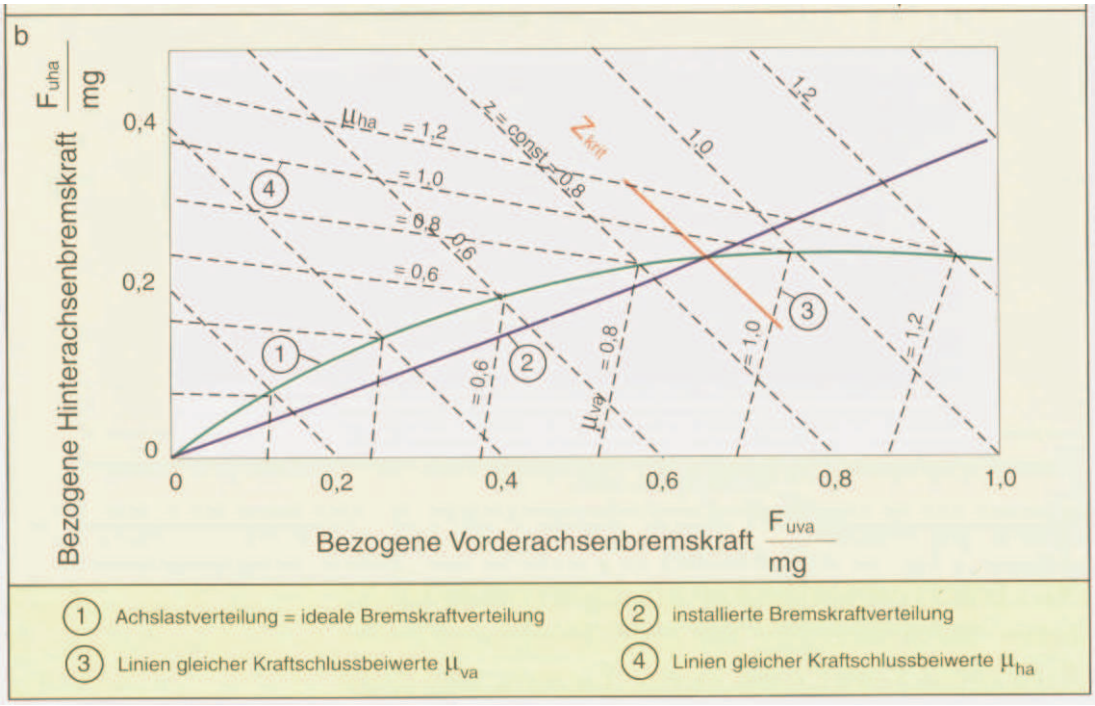

Figura 3.11 – Curva de distribuição da frenagem [9].

A curva de distribuição de frenagem mostrada na figura 3.11 ilustra nas ordenadas a *razão entre a força de frenagem do eixo traseiro e o peso do veículo* (F_{uha}/mg). Nas abscissas, a *razão entre a força de frenagem dianteira e o peso do veículo* (F_{uva}/mg). As linhas inclinadas que partem do eixo das ordenadas para a direita são linhas de *iso-aderência* para o eixo traseiro (4). Analogamente, as que partem das abscissas para cima são linhas de *iso-aderência* para o eixo dianteiro (3). No cruzamento das linhas de *iso-aderência* encontram-se os pontos que irão formar o lugar geométrico da *distribuição ideal de frenagem* (1). A reta inclinada que parte da origem é a linha da *distribuição instalada* (2). As retas inclinadas a 45°, *z = const*, que partem da origem e crescem em diagonal para o canto direito superior são *linhas de desaceleração constante*. O cruzamento da curva da distribuição ideal com a linha da distribuição instalada determina o ponto conhecido como $z_{crítico}$, e a reta de desaceleração que por ali passa representa a *máxima desaceleração que o sistema de freios pode proporcionar ao veículo sem que haja travamento do eixo traseiro antes do dianteiro*.

Concluindo, toda condição de projeto que leve o sistema de freios do veículo a operar em qualquer ponto acima da curva de distribuição ideal, conduz ao travamento do eixo traseiro antes do dianteiro. Inversamente, a operação abaixo da curva ideal leva ao travamento do freio dianteiro antes do traseiro, o que é preferível em nome da estabilidade. Se o bloqueio ocorrer no eixo traseiro, o veículo tende a girar sobre a pista em torno do seu próprio eixo vertical. Acerca deste fenômeno, uma interessante simulação computacional mostrada por Mitschke [7] e reproduzida na figura 3.12, compara os efeitos dos bloqueios traseiro (a) e dianteiro, em (b).

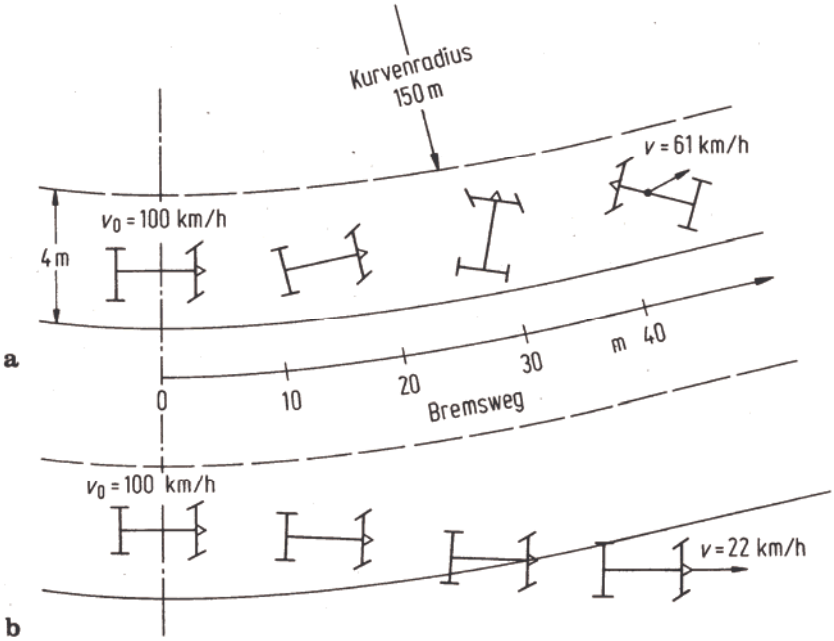

Figura 3.12 – Efeito do bloqueio das rodas em simulação feita em computador.

Na simulação, o veículo da figura 3.12, com velocidade inicial de 100 km/h, é freado bruscamente. Na situação (a), 85% da força de frenagem é aplicada sobre o eixo traseiro, enquanto 15% sobre o dianteiro. Sob bloqueio da traseira, o veículo gira em torno do seu próprio eixo vertical, fenômeno conhecido como *velocidade "YAW"*, ou simplesmente *"YAW"*, conforme Gillespie [6]. O veículo perde a *estabilidade* e segue desgovernado. Na situação (b), agora com a distribuição de frenagem invertida, o veículo segue numa trajetória quase retilínea, sem descrever a curva como pretendido pelo motorista. Diz-se que o veículo perde a *dirigibilidade*. A dissipação de energia cinética é muito mais rápida na condição (b): depois de 40 m percorridos, sua

velocidade já baixa para 22 km/h, enquanto que no caso (a) o veículo ainda desenvolve 61 km/h, cerca de 3 vezes mais.

A curva da distribuição instalada da figura 3.11 representa aquilo que é possível obter com os componentes convencionais de freio, pois seu traçado reproduz fielmente a conversão de pressão hidráulica em momento de frenagem, e depende apenas das dimensões dos componentes. Para um melhor aproveitamento da capacidade de frenagem conferida pelo nível de aderência disponível num dado pavimento, é extremamente útil o emprego de dispositivos que alterem adequadamente a inclinação da curva instalada, tais como válvulas de corte, preferencialmente as sensíveis à carga. Entretanto, uma aproximação mais precisa só pode ser obtida quando se empregam dispositivos de controle eletrônico, tais como o ABS e o EBD[9], que serão discutidos mais adiante.

3.3 – Revisão da tecnologia de freios

3.3.1 – O sistema de freio

Assim como todo veículo automotor necessita de um sistema de tração composto por motor e transmissão, também um sistema capaz de reduzir a velocidade e parar o veículo é indispensável. Dada sua importância, diversas normas técnicas e regulamentações legais estabelecem critérios para seu dimensionamento. A norma brasileira NBR 10966 [10] apresenta a seguinte definição para o sistema de freios de veículos rodoviários: *"Combinação de peças cuja função é reduzir progressivamente a velocidade de um veículo em movimento, ou fazê-lo parar, ou conservá-lo imóvel se já estiver parado"*. Nos modernos carros de passeio, os sistemas de freios podem ser identificados como sistemas de freios convencionais e sistemas de freios eletrônicos. Nos sistemas convencionais, a energia muscular do condutor é amplificada e transferida para os elementos fundamentais de frenagem por meio puramente mecânico e hidráulico, como pode ser visto na figura 3.13.

---

[9] *EBD: "Electronic Brake-force Distribution".*

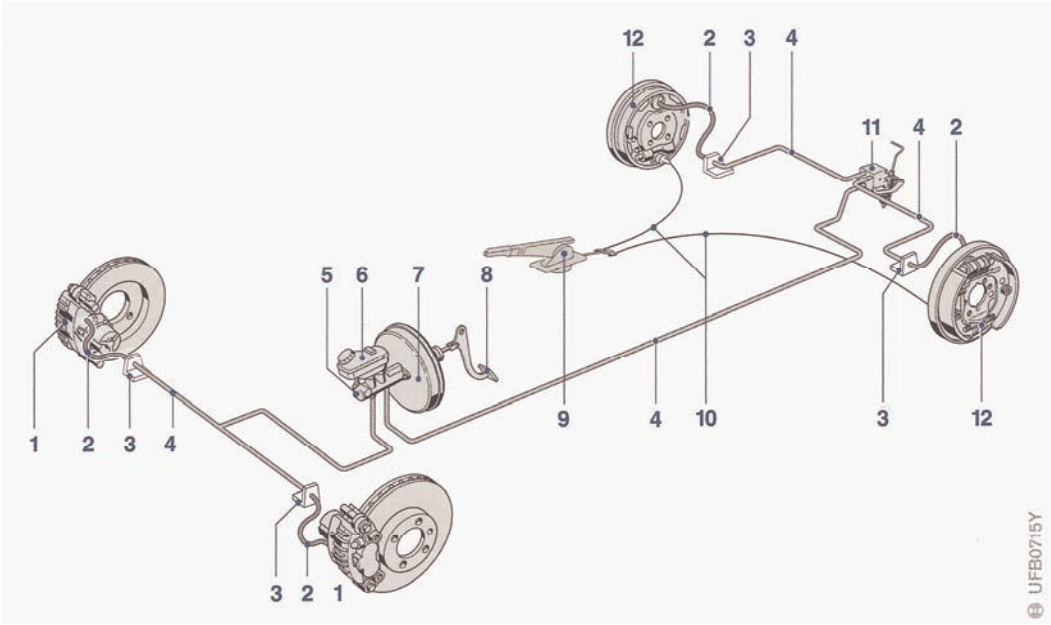

Figura 3.13 – Sistema de freios convencional [4].

Na figura 3.13, (1) representa o freio a disco dianteiro; (2) o flexível de freio; (3) uma conexão hidráulica; (4) tubo; (5) o cilindro mestre; (6) o reservatório; (7) o servo-freio; (8) o pedal de acionamento; (9) a alavanca do freio de estacionamento; (10) o cabo de acionamento do freio de estacionamento; (11) a válvula proporcionadora sensível à carga; e (12) o freio a tambor traseiro. Neste sistema, o motorista é quem determina a intensidade da frenagem e sua duração. O sistema tem um custo menor do que um sistema eletrônico, porém não atinge o mesmo grau de desempenho daquele. Os principais componentes são descritos a seguir.

3.3.2 – Alavanca do pedal de freio

O pedal de freio é uma alavanca do tipo inter-resistente, podendo ser suspensa, como mostra a figura 3.14, ou modular. O tipo mais freqüentemente encontrado em veículos de passeio é o primeiro. Já o segundo tem uma concepção combinada com o servo-freio, segundo a qual o módulo todo é montado por baixo do assoalho do veículo. Na configuração suspensa, o motorista aciona o pedal com o pé, e a alavanca simplesmente transmite a força muscular para o servo-freio e cilindro mestre, onde é convertida em pressão hidráulica. O desenho da alavanca irá determinar a *relação de pedal*, que é um dos fatores que influenciam a sensação que o motorista experimenta ao acionar o freio

do veículo, podendo assumir um padrão mais agressivo ou mais confortável. Cada fabricante de veículo utiliza um padrão próprio para satisfazer seus critérios e conceitos voltados para o conforto do motorista.

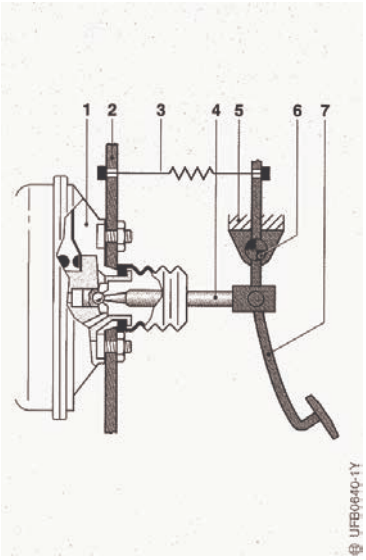

Figura 3.14 – Alavanca do pedal de freio [4].

Os componentes mostrados na figura 3.14 são: (1) o servo-freio; (2) painel do compartimento do motor; (3) a mola de retorno; (4) a haste de acionamento; (5) fixação; (6) pino de articulação; e (7) o pedal.

3.3.3 – Servo-freio

O servo-freio é um dispositivo que amplifica a força muscular do condutor, visando aumentar a eficiência do freio e melhorar o conforto do motorista. Normalmente é fornecido em conjunto com o cilindro mestre formando um módulo, o que facilita o processo de montagem na linha de produção da montadora, e reduz a possibilidade de danos ou falhas decorrentes do manuseio inadequado de componentes que são de vital importância para a segurança.

O tipo mais freqüente nos automóveis de passeio é aquele cuja assistência se dá a vácuo, figura 3.15, que aproveita a pressão negativa gerada no coletor de admissão, num motor ciclo Otto. O nível desta pressão varia entre 500 a 900 mbar abaixo da atmosférica, de

acordo com as características construtivas do motor. Para motores com baixo nível de vácuo ou diesel, costuma-se adicionar ao sistema uma bomba exclusiva para a geração de vácuo, normalmente acoplada ao alternador. Existe também o servo-freio hidráulico, mais comum em utilitários, veículos grandes e de carga, cuja assistência provém de uma bomba hidráulica acionada pelo motor do veículo. No servo-freio a vácuo, uma membrana de borracha, ilustrada pelo item (4) da figura 3.15, está fixada a um disco metálico e separa as câmaras de vácuo (3) e de trabalho (12). Quando o freio não está aplicado, as duas câmaras estão conectadas através de condutos pelo interior do corpo da válvula (8). Estabelece-se, então, vácuo em ambas as câmaras. Ao iniciar o acionamento do pedal de freio, a haste de conexão (10) se move afastando o êmbolo sensor (6), que abre a passagem do ar atmosférico via filtro (9) para a câmara de trabalho (12). Ao mesmo tempo, o movimento da haste de conexão (10) força o isolamento entre as duas câmaras, pela ação da válvula dupla (7) e seu assento (11), para que o ar atmosférico não atinja a câmara de vácuo.

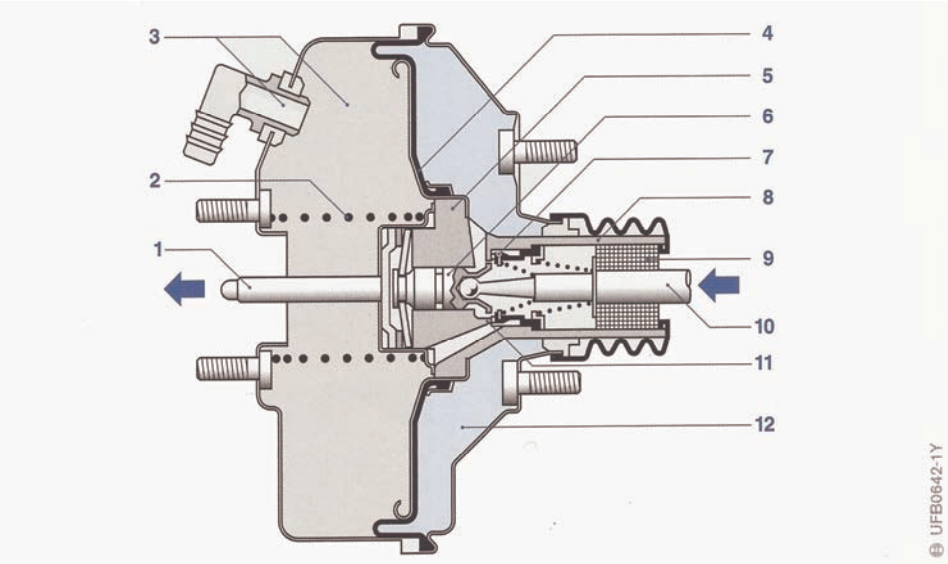

Figura 3.15 – Servo-freio a vácuo de dupla câmara [4].

A diferença de pressão entre as duas câmaras gera uma força resultante no disco (5) que atua sobre a haste do cilindro mestre (1), assistindo o condutor na atuação do freio. Quando o pedal de freio é liberado, a frenagem cessa, a membrana retorna por ação da mola (2) e as câmaras de vácuo (3) e de trabalho (12) são novamente conectadas, preparando o dispositivo para uma nova frenagem assistida.

O conceito empregado no servo-freio garante a atuação sobre o cilindro mestre mesmo que ocorra uma ruptura na membrana, porém naturalmente sem a assistência promovida pelo auxílio à vácuo. Esta atuação se dá, em caso de danos na membrana, de forma puramente mecânica. A válvula de retenção (3) permanece aberta enquanto houver vácuo no coletor de admissão. Quando o motor do veículo é desligado, a válvula de retenção assegura uma certa quantidade de vácuo no servo-freio, e evita que vapores de combustível contaminem a câmara de vácuo, danificando sua membrana de borracha.

3.3.4 – Cilindro mestre

O cilindro mestre, mostrado na figura 3.16, é responsável pela conversão da força muscular do motorista, já devidamente amplificada pelo servo-freio, em pressão hidráulica no fluido, para acionamento dos freios das rodas. O desenho exibido é freqüentemente adotado para veículos equipados com ABS, que requerem a presença da válvula central (16). Sem esta, danos ao copo principal (17) durante as reduções de pressão promovidas pelo módulo hidráulico ocorreriam. Nos carros sem ABS, uma execução muito parecida, mas sem a válvula, é encontrada. A regulamentação técnica internacional estabelece que, por medida de segurança, os veículos devem ser equipados com dois circuitos de freios independentes, e por isso, este componente deve conter duas câmaras hidráulicas separadas.

Quando o pedal de freio é acionado, o movimento é transmitido para o êmbolo primário (14) através da haste do cilindro mestre, via servo-freio. Ao ultrapassar o furo de compensação (11), o êmbolo primário (14) começa a gerar pressão no fluido, que irá movimentar os êmbolos intermediário (8) e secundário (6). Como conseqüência deste movimento, o pino (18) se afasta do batente (7) e o selo (16) fecha o retorno do fluido, iniciando a geração de pressão na câmara secundária também. Os freios de ambos os circuitos, primário e secundário, são assim acionados pelo deslocamento de fluido gerado nas respectivas câmaras. Quando o pedal é desaplicado, o fluido retorna para o reservatório via câmara intermediária (9) e furo de retorno (12), por ação das molas (10) e (15).

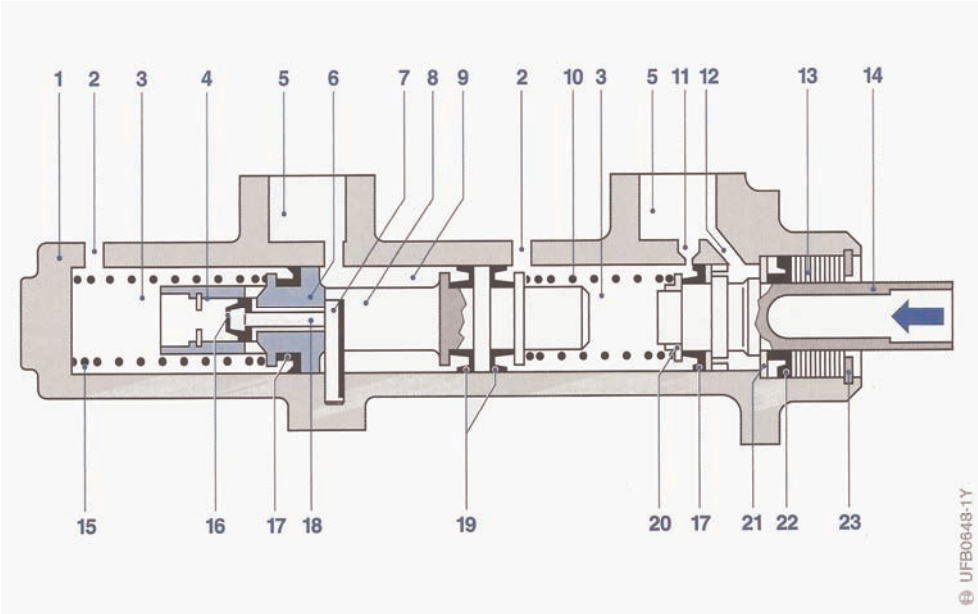

Figura 3.16 – Cilindro mestre hidráulico com válvula central [4].

Na figura 3.16, (1) representa o corpo do cilindro mestre; (2) saída para o circuito secundário de freio; (3) câmara secundária; (4) mola da válvula central; (5) conexão com o reservatório de fluido; (6) êmbolo flutuante; (7) batente da válvula central; (8) êmbolo intermediário; (9) câmara intermediária; (10) mola da câmara primária; (11) furo de compensação; (12) furo de retorno; (13) bucha; (14) êmbolo primário; (15) mola da câmara secundária; (16) selo da válvula central; (17) copo principal; (18) pino da válvula central; (19) copos de isolamento; (20) anel suporte; (21) disco de encosto; (22) copo secundário; e (23) o anel elástico.

3.3.5 – Freio a tambor

Os freios a tambor são largamente utilizados nas rodas traseiras dos principais veículos de passageiros produzidos no Brasil, devido ao seu baixo custo, quando comparado com os freios a disco. Uma vez que apresentam menor rendimento e menor estabilidade térmica do que a versão a disco, não são hoje adequados para aplicação no eixo dianteiro, para o qual se necessita de um equipamento mais eficiente.

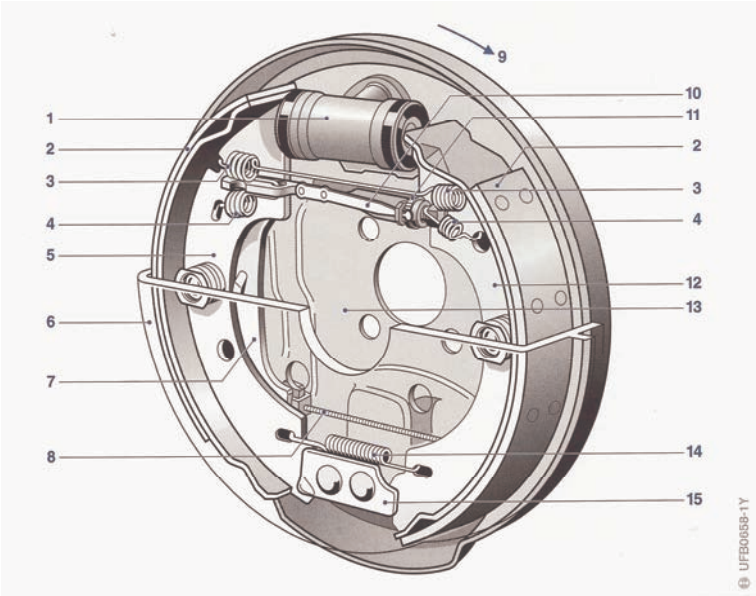

Figura 3.17 – Freio a tambor [4].

No freio a tambor mostrado na figura 3.17, (1) é o cilindro de roda; (2) a sapata ou lona de freio; (3) a mola de retorno da sapata; (4) a mola de retorno do auto-ajuste; (5) o patim de freio; (6) o tambor de freio; (7) a alavanca do freio de estacionamento; (8) o cabo do freio de estacionamento; (9) é o sentido de rotação do tambor; (10) a lâmina bimetálica do auto-ajuste; (11) a porca do auto-ajuste; (12) o patim de freio; (13) prato; e (14) a mola de retorno; e (15) o pino de articulação.

O fluido de freio pressurizado pelo cilindro mestre adentra a câmara interior do cilindro de roda de dupla ação (1). A expansão dos dois êmbolos longitudinalmente opostos afasta os patins (5 e 12), que giram em torno dos pinos de articulação (15), o que provoca a compressão das sapatas (2) contra o interior do tambor (6). O contato das sapatas com o tambor gera, naturalmente, o torque de frenagem que reduz a velocidade do veículo. Com o uso, as sapatas (2), assim como da área interna de contato do tambor (6), sofrem desgaste e a folga aumenta, gerando um aumento do chamado *curso morto* do pedal de freio.

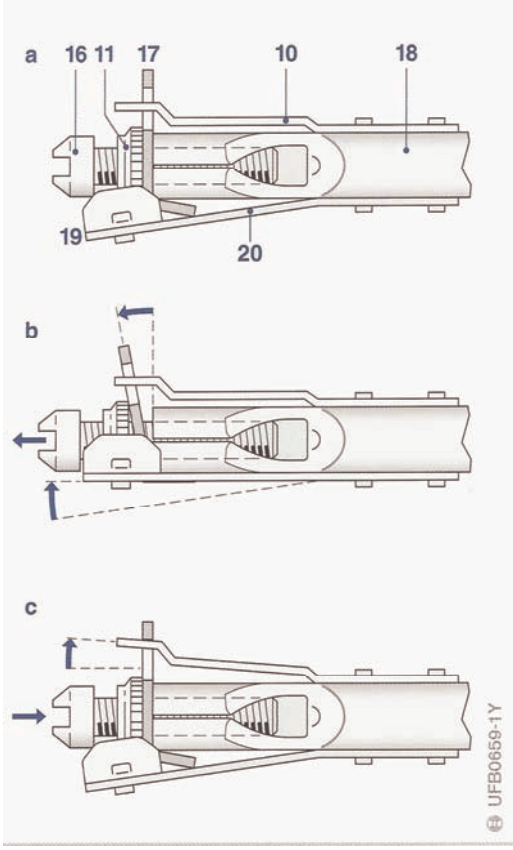

Figura 3.18 – Mecanismo de auto-ajuste do freio a tambor [4].

Na figura 3.18, (a) mostra a condição do mecanismo com o freio desaplicado; (b) freio aplicado com temperatura <80ºC; (c) freio aplicado com temperatura >80ºC; (10) a lâmina bimetálica; (11) a porca do auto-ajuste; (16) o parafuso de ajuste; (17) o cotovelo; (18) o corpo do auto-ajuste; (19) a extremidade de ajuste; e (20) a alavanca de ajuste.

O curso morto corresponde ao trajeto descrito pelo pedal do motorista sem que força efetiva de frenagem seja gerada. Para compensar este desgaste e evitar o aumento do curso morto, faz-se necessário o emprego de algum tipo de mecanismo de auto-ajuste do freio a tambor. A seguir, descreve-se o mecanismo patenteado pela Bosch/Bendix, aplicado com freqüência nos veículos produzidos no Brasil. Quando o freio está desaplicado, a porca do auto-ajuste (11) da figura 3.18, o parafuso (16) e o cotovelo (17) estão todos comprimidos pela mola de retorno (3) da figura 3.17 contra o corpo do auto-ajuste (18), da figura 3.18. Nesta posição, o cotovelo (17) afasta a alavanca de ajuste (20) de tal forma que sua extremidade (19) não toca a porca do auto-ajuste (11). Esta

porca possui a superfície dentada, sendo que cada dente proporciona um incremento de aproximadamente 0,02 mm no afastamento dos patins. Quando o freio é acionado, a mola (4) da figura 3.17 arrasta o conjunto formado pela porca (11), parafuso (16) e cotovelo (17), liberando o movimento para cima da alavanca (20). Se o desgaste se torna significativo, movimento será maior e acabará causando o engrenamento da extremidade de ajuste (19) no próximo dente da porca (11), o que avança o parafuso de ajuste (16). Se a temperatura se eleva em decorrência de frenagens prolongadas (longos trechos de declive, por exemplo) acima dos 80ºC, o tambor dilata e as lonas ficam mais afastadas. Como este afastamento se deve a uma situação eventual, o auto-ajuste não deve compensar o afastamento, sob pena do freio ficar travado quando a temperatura voltar aos níveis normais. Nesta situação, a lâmina bimetálica (10) mostrada na figura 3.18, se movimenta por ação da temperatura, atua sobre o cotovelo (17) que impede que a alavanca de ajuste (20) aja sobre a porca (11). Assim, o freio não será regulado nesta condição e não haverá risco de super ajuste.

3.3.6 – Freio a disco

Apresentado em 1955[10], o freio a disco apresenta maior eficiência e melhor linearidade do que o freio a tambor. Disponível tanto para o eixo dianteiro como traseiro, se bem que neste com menor freqüência no Brasil, por razões de custo, o freio a disco é composto basicamente pelo disco, que gira solidário à roda, pela pinça de freio, ou "*caliper*"[11], que sustenta as pastilhas e por anéis de vedação hidráulica e guarda-pós de proteção. A figura 3.19 mostra os tipos construtivos mais comuns.

---

[10] *O primeiro veículo produzido em série a utilizar o freio a disco foi o Citroën DS-19.*

[11] *Originário do idioma inglês, o termo "caliper" (pinça) é amplamente utilizado no meio automotivo brasileiro.*

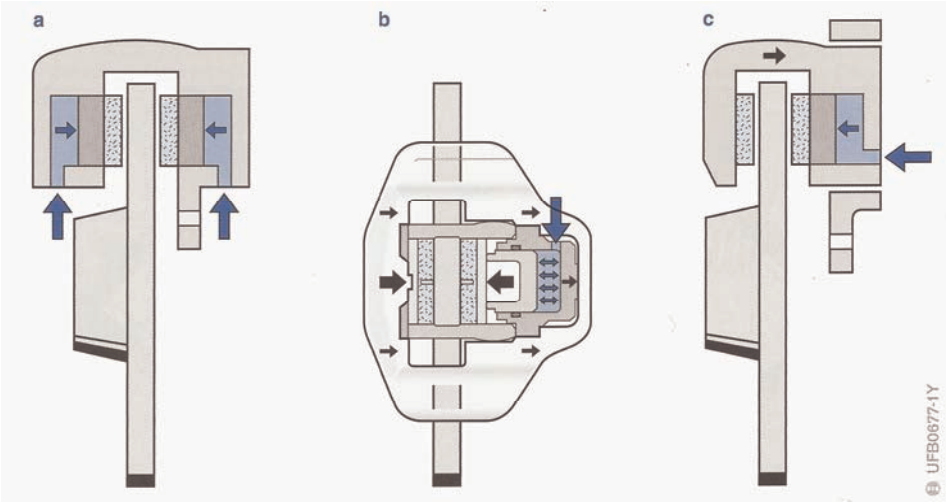

Figura 3.19 – Freio a disco [4].

Na figura 3.19, (a) mostra um caliper fixo; (b) um caliper flutuante; e (c) um caliper do tipo deslizante. O caliper fixo apresenta como principal vantagem a robustez, que o torna mais indicado para veículos pesados e esportivos.

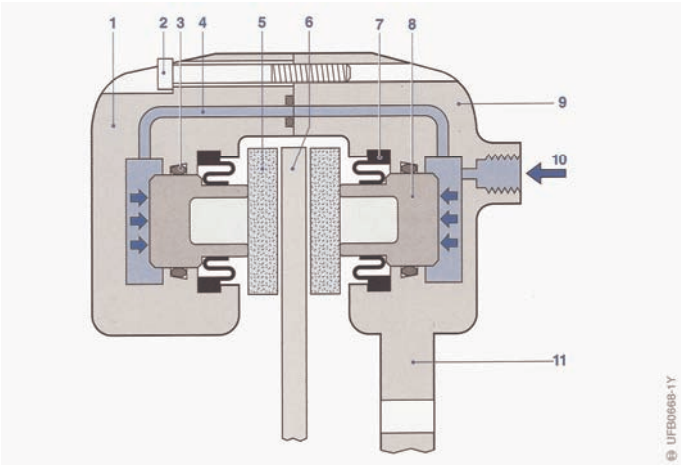

Figura 3.20 – Caliper fixo [4].

Os seguintes componentes constituem o caliper fixo mostrado na figura 3.20: (1) a capa; (2) o parafuso de junção; (3) o anel de vedação; (4) o canal de fluido; (5) a pastilha de freio; (6) o disco de freio; (7) o guarda-pó de borracha; (8) o êmbolo; (9) o corpo flangeado; (10) o orifício de entrada de fluido; e (11) flange.

Ao adentrar a câmara através do orifício (10), figura 3.20, o fluido causa o deslocamento dos êmbolos (8), que por sua vez provocam o contato da pastilha (5) com o disco de freio solidário à roda (6). A energia cinética do veículo começa a ser dissipada na forma de calor e a velocidade se reduz. A grande quantidade de calor gerada, eleva a temperatura do fluido através de trocas condutivas e convectivas. Este tipo de freio particularmente, é bastante sensível ao calor, pois o fluido circula pelo canal (4), muito próximo às áreas de geração de calor e onde há baixa circulação de ar para arrefecimento. Ali também fica retido, elevando sua temperatura. Este efeito pode ser minimizado com a adoção de tubos externos de comunicação entre as duas metades do caliper, como é feito em freios de alto desempenho, porém, em prejuízo do custo.

O freio a disco com caliper flutuante funciona de forma parecida, porém é mais simples porque possui apenas um êmbolo, como pode ser visto na figura 3.21. Na figura, (1) é o disco de freio; (2) o caliper; (3) o suporte; (4) a pastilha de freio externa; (5) a pastilha de freio interna; (6) o orifício de entrada de fluido; (7) o êmbolo; (8) o cilindro; e (9) o anel de vedação. Ao entrar no cilindro, o fluido causa o deslocamento do êmbolo, que provoca a aproximação da pastilha interna ao disco. Ao mesmo tempo, o movimento do êmbolo desloca o suporte que carrega consigo a pastilha externa.

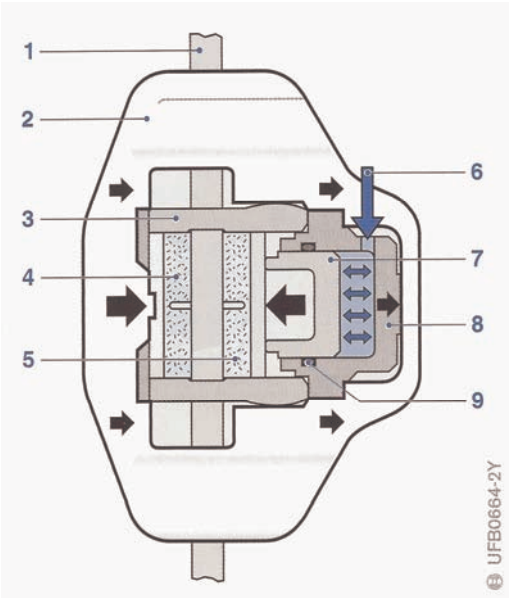

Figura 3.21 – Caliper flutuante [4].

Assim, as duas pastilhas se aproximam do disco e exercem sobre este o torque de frenagem. O deslocamento da caliper acontece sobre guias localizadas no corpo fundido deste e do suporte.

De manutenção mais fácil que o caliper flutuante, o tipo deslizante é comumente encontrado nos veículos de passeio produzidos no Brasil. Conforme mostra a figura 3.22, este caliper funciona de maneira similar ao flutuante, porém desliza sobre pinos-guia ao invés de se mover por sobre as guias do suporte.

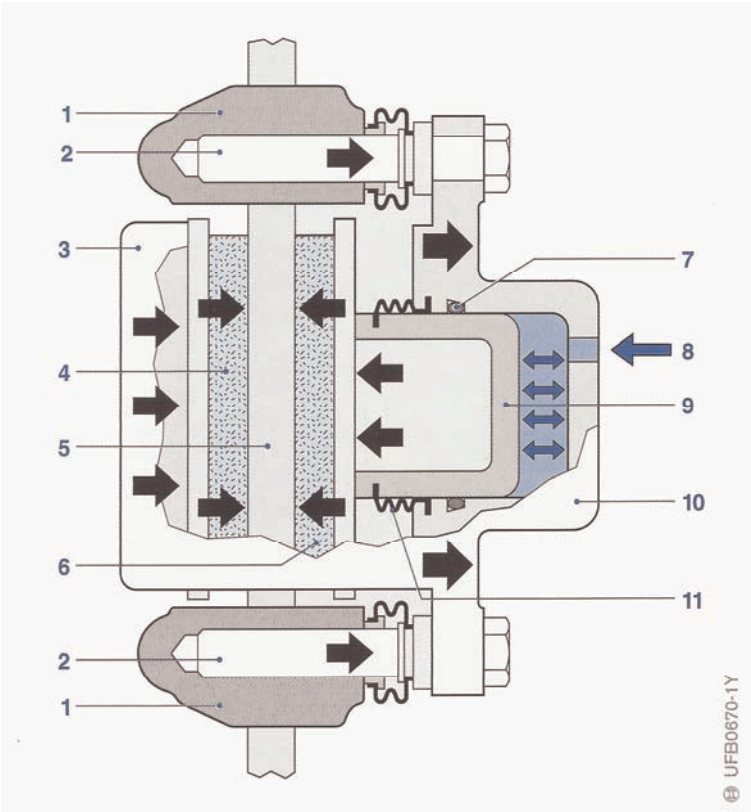

Figura 3.22 – Caliper deslizante [4].

Na figura 3.22, (1) é o suporte do caliper deslizante; (2) o pino-guia; (3) o corpo do caliper; (4) pastilha de freio externa; (5) disco de freio; (6) pastilha de freio interna; (7) anel de vedação; (8) orifício de entrada de fluido; (9) êmbolo; (10) corpo do êmbolo; e (11) o guarda-pó de borracha.

O mecanismo de retorno dos freios a disco aqui apresentados é bastante interessante, e pode ser visto na figura 3.23. Assim que o pedal é desaplicado, a pressão hidráulica se

reduz, pela evasão do fluido através do orifício (3). O anel de vedação (1), alojado no corpo do êmbolo (2), que se encontrava sob tensão elástica (vista b), arrasta agora o êmbolo (4) de volta até a posição de repouso (vista a), onde a folga entre o disco e a pastilha é de aproximadamente 0,15 mm. O disco fica, então, completamente livre novamente. Este conceito de projeto, comum aos 3 tipos construtivos de freios a disco aqui mostrados, faz com que os freios a disco sejam permanentemente auto-ajustáveis, estando sempre na condição ótima de utilização.

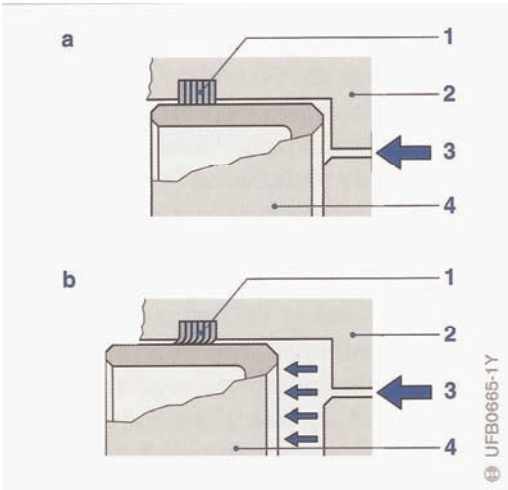

Figura 3.23 – Mecanismo de retorno dos freios a disco [4].

Os discos e as pastilhas completam a descrição deste conceito de freio. São comumente fabricados em ferro ou aço fundido, e podem ser do tipo sólido ou ventilado, como mostrado na figura 3.24. Quando comparado com os freios a tambor, os a disco apresentam maior força de contato entre a pastilha e o disco do que entre a lona e a superfície do tambor. Inversamente, a área de contato é bem menor do que aquela entre lona e tambor. Disso resulta que a geração de calor é muito maior no freio a disco, razão pela qual estes aquecem mais. Assim, a capacidade de dissipação convectiva de calor do disco é fundamental para um bom desempenho. Os discos do tipo sólido, figura 3.24 (a) são mais leves e portanto mais baratos, enquanto que os discos ventilados (b, c) apresentam maior capacidade de dissipação de calor, pois têm mais massa e as aletas internas além de aumentarem a área de troca convectiva também funcionam como aletas de um rotor de ventilador centrífugo, proporcionando uma circulação forçada de ar pelo seu próprio interior.

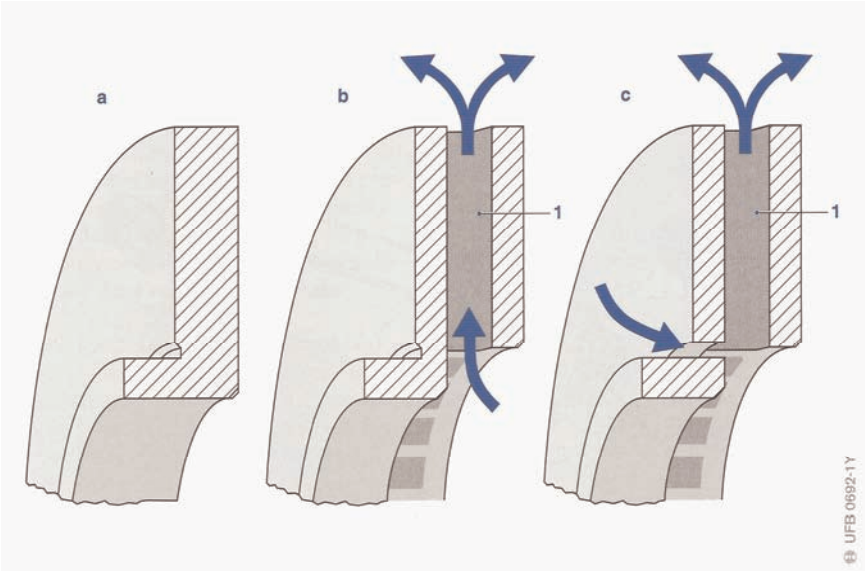

Figura 3.24 – Discos de freio [4].

Na figura 3.24, (a) mostra um disco sólido; (b) um disco ventilado pela face interna; e (c) um disco ventilado pela face externa.

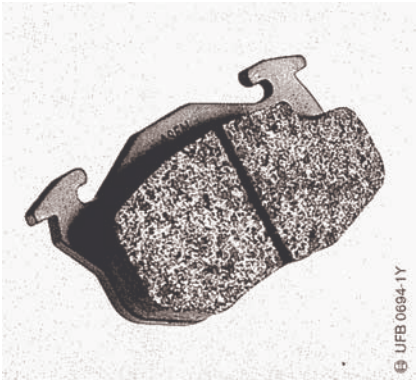

Figura 3.25 – Pastilha de freio [4].

Em contato com cada face do disco atua uma *pastilha de freio*, como mostrado na figura 3.25. As pastilhas são constituídas por uma placa metálica, sobre a qual se deposita numa das faces o *material de atrito*. A outra face recebe a ação do êmbolo do caliper, que comprime o material depositado contra o disco, gerando o torque de atrito do freio. O material de atrito é diretamente responsável pelo desempenho do freio e sua composição varia de acordo com a demanda de torque requerida pelo projetista. Em geral, esta composição se baseia em partículas como limalha, cobre em pó, óxido de alumínio, resinas, grafite, antimônio, além de aglutinantes e redutores de ruído.

3.3.7 – Válvula proporcionadora sensível à carga

Como foi explicado durante a análise da figura 3.11, se a frenagem se der acima do arco da parábola *curva de distribuição ideal* ocorre o travamento do eixo traseiro antes do dianteiro, e a frenagem é considerada *instável*. Analogamente, se ocorrer abaixo da parábola, o eixo dianteiro travará antes do traseiro, a frenagem será *estável* mas com prejuízo da *dirigibilidade*. A energia cinética do veículo se dissipará mais rápido no segundo caso, como foi mostrado por Mitschke [7] na figura 3.12, ainda que o veículo não obedeça aos comandos do condutor ao volante. O projeto do sistema de freios deve perseguir a distribuição ideal, para que o travamento dos eixos ocorra simultaneamente. Há algum tempo atrás, isso representaria o emprego de dispositivos excessivamente caros.

Conclui-se que um dispositivo capaz de efetuar adequadamente a distribuição da força de frenagem, prevenindo ao menos o bloqueio das rodas do eixo traseiro, é indispensável *para todos os veículos*. Existem no mercado vários conceitos mecânicos empregados para esta finalidade, dentre os quais destacam-se:

- válvula de corte fixo;
- válvula sensível à carga;
- válvula dependente da desaceleração;
- válvula de regulagem integral;
- válvula limitadora da pressão;
- EBD.

No mercado brasileiro, as soluções mecânicas mais conhecidas são as *válvulas de corte fixo*, e as *válvulas sensíveis à carga*. As de corte fixo são válvulas de baixo custo que permitem o acréscimo da pressão no eixo traseiro até um determinado ponto, o chamado *ponto de corte*. A partir daí, ainda que o motorista incremente a força aplicada no pedal, a pressão nos freios traseiros não se eleva mais. A aplicação deste tipo de redutor de pressão pode implicar na sobrecarga do freio dianteiro, pela baixa utilização do dispositivo traseiro, com conseqüente necessidade de elevação de suas dimensões e custos.

É crescente no Brasil a aplicação de dispositivos mais elaborados, como as *válvulas sensíveis à carga* não só em veículos de carga, como nas *"pick-ups"* leves, mas também em *"station wagon"*, sedãs de três volumes. Recentemente, também nos automóveis compactos a taxa de instalação das válvulas sensíveis à carga tem se elevado.

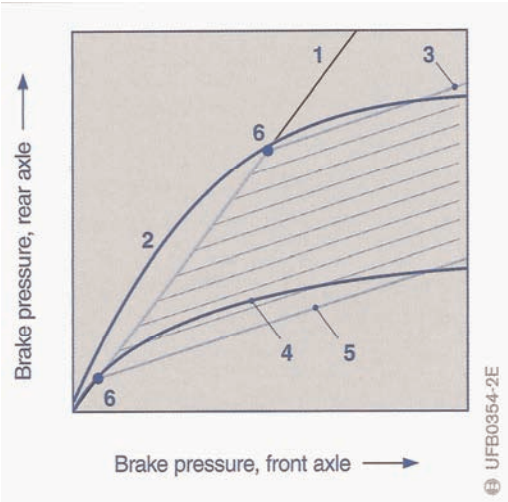

Figura 3.26 – Distribuição de frenagem com válvula sensível à carga [4].

Na figura 3.26, (1) ilustra a distribuição da força de frenagem sem o emprego de válvula; (2) a distribuição ideal para um veículo carregado; (3) a pressão reduzida por ação da válvula para um veículo carregado; (4) a distribuição ideal para um veículo vazio; (5) a pressão reduzida por ação da válvula para um veículo vazio; e (6) o ponto de corte.

A válvula sensível á carga é uma inteligente solução mecânica quando se persegue a distribuição ideal de pressões, entre o freio traseiro e dianteiro, para infinitas condições de carregamento que o veículo poderá assumir. Na figura 3.26, o ponto (6) é o *ponto de corte* da válvula sensível à carga, a partir do qual a pressão na traseira passa a ser atenuada pela ação das molas de controle (2), da figura 3.27.

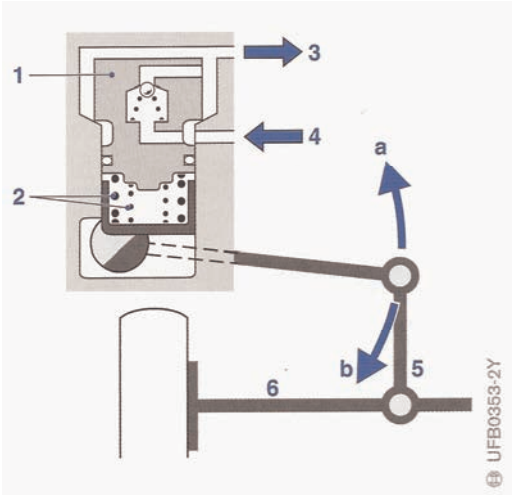

Figura 3.27 – Esquema de uma válvula sensível à carga [4].

Na figura 3.27, (a) representa a condição do veículo com carga; (b) o veículo vazio; (1) é o êmbolo graduado; (2) são molas de controle; (3) a saída para os freios traseiros; (4) a entrada do fluido vindo do cilindro mestre; (5) o mecanismo de acionamento; e (6) o eixo traseiro.

Para uma dada condição de carregamento do eixo traseiro, o mecanismo de acionamento (6) imprime uma determinada tensão de compressão nas molas de controle (2). Inicialmente, o fluido pressurizado pelo cilindro mestre entra pelo orifício (4) da figura 3.27, e encontra o êmbolo graduado (1) na posição superior por ação das molas de controle (2), o que permite a passagem irrestrita do fluido pela válvula. Na medida em que o motorista aplica mais intensamente o pedal, a pressão na câmara interna da válvula vai se elevando, torna-se igual e acaba vencendo a força elástica da mola. Neste instante, o ponto de corte foi atingido e o êmbolo graduado (1) passa a vedar totalmente a passagem de fluido pela folga entre sua metade superior e a sede cônica do corpo da válvula. Um novo aumento de pressão no freio passa a depender agora da capacidade da pressão aplicada elevar o êmbolo (1) forçando-o a abrir novamente a passagem pela sede cônica. Ocorre que, nesta condição, a área sobre a qual a pressão de entrada passa a agir é menor que a área sobre a qual a pressão atuante no freio atua, pois o diâmetro da metade superior do êmbolo é maior do que o do canal no entorno do corpo do êmbolo, onde a pressão de entrada age. Assim a diferença entre as áreas é que determinará a nova inclinação da curva a partir do ponto de corte (6), da figura 3.26.

O ciclo descrito é o mesmo para cada condição de carga do veículo, pois em cada carregamento o mecanismo aplicará uma pré-carga diferente nas molas de controle (2) da figura 3.27, garantindo infinitos pontos de corte diferentes, como mostrado na figura 3.26, item (6).

Figura 3.28 – Válvula sensível à carga, fabricada pela Bosch.

Como benefícios, a válvula sensível à carga, mostrada na figura 3.28, melhora o desempenho geral do freio do veículo, pois além de reduzir a distância de parada, como resultado de um melhor balanceamento entre freios dianteiro e traseiro, reduz a tendência de superaquecimento do freio. Esta preocupação é, aliás, de grande importância para a segurança do veículo, sobretudo nas rodovias e regiões serranas. A temperatura excessiva leva o material das pastilhas e lonas a transformações estruturais (*"fading"*) que resultam na redução do seu coeficiente de atrito. Conseqüentemente, o veículo corre o risco de ficar praticamente sem freio. Permite também a aplicação de freios menores na dianteira, simbolizando redução de custos e maior espaço para as soluções de estilo, associadas ao desenho de rodas, etc.

Não obstante o fato de representar uma grande melhoria no sistema de freios do veículo, esta válvula é sensível à carga e não à mudança do coeficiente de aderência entre pneu e pavimento. Ocorre, portanto, que ela comportar-se-á exatamente da mesma forma sobre pavimento seco ou escorregadio, sob chuva ou sob sol, contanto que o carregamento sobre o eixo traseiro não varie.

3.3.8 – O fluido de freio

O fluido de freio é simplesmente o meio físico empregado para transmitir a energia muscular do motorista, amplificada pelo servo-freio e convertida em pressão hidráulica pelo cilindro mestre, até os freios, localizados nas rodas dianteiras e traseiras. Sua composição química normalmente está baseada em glicóis.

Uma das propriedades mais importantes do fluido é seu ponto de ebulição, uma vez que, nos freios, opera em regiões de forte elevação de temperatura. Ocorrendo, a presença de bolhas de vapor reduzirá a capacidade de transmissão de energia do cilindro mestre para os freios, já que parte da energia muscular será dissipada para comprimir as bolhas de vapor. Além disso, a insegurança experimentada pelo condutor com a sensação de maciez no pedal de freio associada a um curso muito longo é inaceitável.

A dependência da viscosidade do fluido com a temperatura deve ser mínima, pois o veículo onde o fluido opera poderá estar sujeito a climas muito frios (-40ºC), ao mesmo tempo em que a temperatura do freio se eleva na medida que o mesmo é aplicado durante a viagem. Pelo exposto no parágrafo anterior, a compressibilidade deve ser mínima e estável com a temperatura. Uma vez que o freio é um item de segurança, não se pode admitir que o fluido seja corrosivo às partes metálicas ou ataque quimicamente os anéis de vedação em elastômeros existentes no sistema. As propriedades físico-químicas do fluidos são designadas no Brasil pelas siglas DOT (*"Department Of Transportation"*), acompanhadas de um ou mais dígitos numéricos, DOT3, DOT4, etc, conforme a norma americana FMVSS 116.

3.3.9 – Configurações hidráulicas típicas do sistema de freios

A norma alemã DIN 74000 prevê cinco possibilidades, designadas como circuito II; X; HI; LL e HH, conforme ilustra a figura 3.29. As configuração HI, LL e HH são críticas, pois como existe a conexão de freios individuais aos dois circuitos, no evento de uma falha, o veículo pode ficar totalmente sem freios. Para atender aos requisitos da normatização internacional, o sistema de freios veicular deve ser constituído de circuitos

duplos e independentes, prevenindo assim a total perda dos freios, em caso de falha de um deles, seja por vazamento ou por qualquer outro motivo.

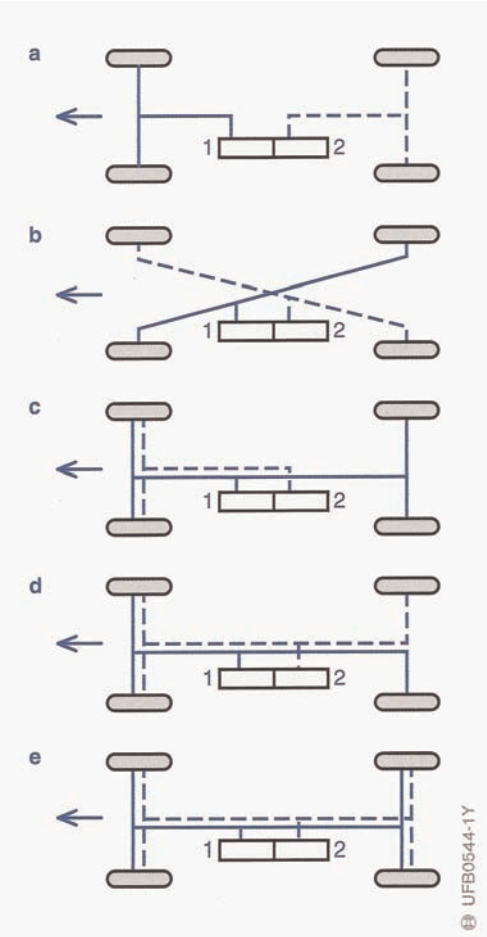

Figura 3.29 – Configurações hidráulicas típicas do sistema de freio [4].

Na figura 3.29, (a) representa a configuração II ou paralela; (b) a configuração X ou diagonal; (c) a configuração HI; (d) a configuração LL; (e) a configuração HH; (1) o circuito 1; (2) o circuito 2; e (←) indica o sentido frontal.

Assim, as configurações II e X são as mais largamente empregadas, e além disso, envolvem menor quantidade de tubos, juntas, conexões, e vedações estáticas ou dinâmicas. Na configuração II, existe um circuito de freio único para o eixo traseiro e outro para o dianteiro. Na versão em X, o freio dianteiro esquerdo é acionado em conjunto com o traseiro direito, e o traseiro esquerdo com o dianteiro direito.

A configuração paralela é mais adequada aos veículos utilitários e comerciais leves, pois na eventualidade de falha num dos circuitos, o eixo traseiro, freqüentemente sob ação da carga transportada, dificilmente irá ao bloqueio. Já o circuito em diagonal é o preferido em veículos de passeio, pois estes são muito mais suscetíveis ao efeito da transferência dinâmica de carga do que os comerciais. Nestes, a distribuição em diagonal garantirá um mínimo de estabilidade em qualquer situação.

3.3.10 – O ABS

Em situações de emergência é normal que o motorista aplique o freio do seu veículo com vigor, para evitar colisão. Se o veículo trafega sobre pavimento escorregadio, molhado, e mesmo totalmente seco, o efeito da aplicação violenta do freio freqüentemente resulta no bloqueio das rodas. Como mostrou a figura 3.7, na medida que o escorregamento aumenta, a capacidade de aderência lateral cai tanto mais rápido quanto for o ângulo de deriva, tornando o veículo quase inerte aos comandos do motorista ao volante. Com isso, o veículo segue uma trajetória provavelmente diferente daquela pretendida pelo seu condutor. Também a aderência longitudinal, responsável pela distância necessária para parar o veículo, é significativamente influenciada por este fenômeno.

3.3.11 – Histórico do ABS

De acordo com Gillespie [6], o conceito do ABS data dos anos 30, no século 20. Segundo a Bosch [11], porém, a história do ABS remonta ao início do século passado, precisamente em 1908, quando o britânico J.E. Francis apresentou um dispositivo conhecido como *"slip-prevention regulator"*, cujo objetivo era evitar o bloqueio das rodas das locomotivas em composições ferroviárias. Outros inventores como Karl Wessel com seu *"brake-power regulator"*, Werner Möhl com o *"safety device for hidraulic brakes"* e Richard Trappe que apresentou o *"brake-blocking preventer"* se empenharam sem sucesso no desenvolvimento de um dispositivo capaz de evitar o bloqueio das rodas durante frenagens. Apesar de todo esforço, o *"Handbook of Automobile Technology"* resumia em 1941 as tentativas com a seguinte frase, no

original em inglês: *"Attempts to combat the danger of blocked brakes by means of devices have, so far, only achieved very modest success."* A esperança, entretanto, permanecia viva, e o mesmo clássico Manual da Tecnologia Automotiva continuava: *"A blocking-regulator which would prevent the brakes from blocking would represent an extraordinary step forward in the safety of motor-vehicle traffic"*.

O grande ponto falho dos sistemas até então criados, era justamente seu longo tempo de reação. Para ser eficiente, o sistema deveria ser capaz de medir o escorregamento parcial, detectar a tendência de bloqueio e promover rapidamente a redução da pressão hidráulica aplicada aos freios. E tudo isso numa fração de segundos. Isso só se tornaria possível a partir de 1960, com a introdução dos semicondutores eletrônicos, que abriu o caminho para a construção de dispositivos de controle e chaveamento adequados para a tarefa.

Na segunda metade do século passado, a empresa Teldix GmbH, sediada na cidade alemã de Heidelberg, conduzia trabalhos de pesquisa para o desenvolvimento de um sistema ABS controlado eletronicamente. Naquele cenário, entretanto, o investimento necessário e os custos envolvidos eram tão elevados que só era possível imaginar o ABS como equipamento para trens expressos e aeronaves. Paralelamente, a eletrônica experimentava um elevado salto tecnológico e, com o advento dos circuitos integrados em 1964, os primeiros protótipos de ABS para automóveis finalmente passaram a se tornar exeqüíveis. Apenas dois anos depois, protótipos de automóveis já comprovavam reduções nas distâncias de parada preditas pelas pesquisas anteriores. Em 1970, a Teldix GmbH em parceria com a também alemã Daimler-Benz inicia testes de seu recém desenvolvido sistema ABS em veículos protótipos daquela marca. O sistema, que fora denominado de ABS1, se materializava, mas a esperada produção em série ainda não era possível, pois a confiabilidade do equipamento deixava muito a desejar. O ABS1 tinha mais de 1.000 componentes discretos e a probabilidade de falhas decorrentes dessa enorme quantidade de peças inviabilizava a adoção do equipamento em série, uma vez que os requisitos de segurança não eram convenientemente satisfeitos.

Paralelamente, a Robert Bosch GmbH, com sede em Stuttgart na Alemanha, pesquisava isoladamente o ABS desde 1969. Em 1973, decide adquirir 50% do controle da Teldix

GmbH, dando início a uma parceria que envolveu a Bosch, Teldix e AEG para alavancar o desenvolvimento de um ABS que fosse confiável o bastante para equipar veículos produzidos em série. Em 1975, Teldix e AEG deixam a parceria e a Bosch assume a responsabilidade de concluir o projeto sozinha. Começa o desenvolvimento do ABS2, um dispositivo maduro o bastante para ser produzido em série e que fundia a experiência da Teldix com o *"know-how"* da Bosch em eletrônica, aproveitando que os componentes digitais experimentavam uma profunda redução de preços, que viabilizaria economicamente a produção em série do ABS para veículos de passeio. Comparado com o ABS1, analógico, a segunda geração apresentava uma drástica redução no número de componentes, para apenas 140 contra os 1.000 da primeira geração, enquanto a tecnologia digital possibilitava elevada capacidade de cálculos em alta velocidade, com confiabilidade suficiente para garantir a segurança do sistema.

Em outubro de 1978, o ABS2 é trazido ao mercado pela primeira vez em um automóvel produzido em larga escala, o Mercedez-Benz Classe "S". Em novembro do mesmo ano, a BMW alemã segue os passos da concorrente e introduz o ABS2 na série 700.

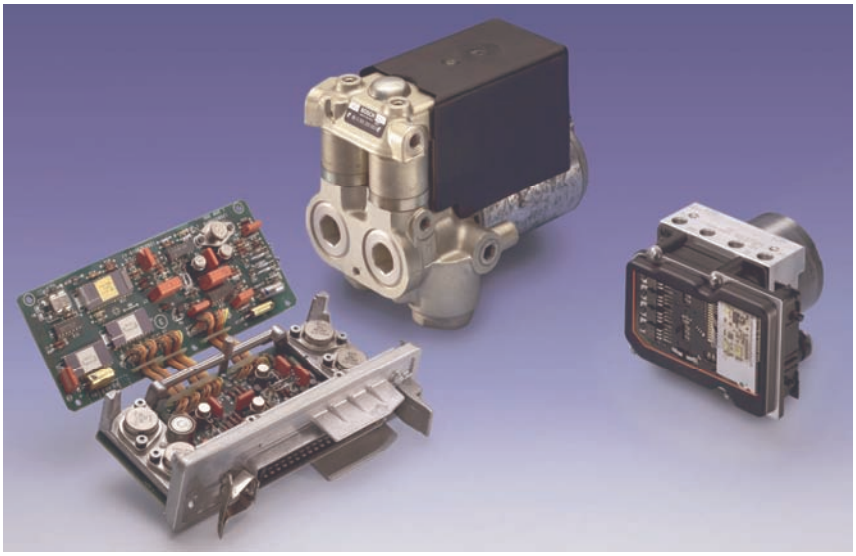

Figura 3.30 – Módulos do ABS2 e ABS8, da Bosch.

Na figura 3.30, do lado direito ilustra-se uma unidade eletrônica de comando, e, ao centro, uma hidráulica, ambas do ABS2. Á direita, uma unidade ABS de oitava geração, atualmente em produção pela Bosch.

Uma série de melhorias no módulo hidráulico resulta no ABS2S, com massa reduzida de 5,5 para 4,3 kg. A integração de grande parte dos componentes eletrônicos possibilita que a unidade eletrônica, separada da hidráulica na geração 2, se resuma agora a apenas 70 componentes, ao invés dos 140 do ABS2. A integração dos componentes ao mesmo tempo em que barateava o módulo eletrônico aumentava sua confiabilidade. Em 1985, a taxa de instalação de veículos novos produzidos com ABS atinge a marca de 1% do total produzido. Além do mercado alemão, em 1985, o ABS conquistava também o mercado americano, passando a ser instalado como equipamento de série nos Chevrolet "Corvette".

Em 1989 o ABS2S é introduzido no mercado brasileiro, através do Volkswagen Santana. A versão 2S ainda utilizava a unidade eletrônica de comando separada do módulo hidráulico, pois a tecnologia eletrônica disponível na época não permitia que o módulo de comando fosse submetido às temperaturas e vibrações presentes no compartimento do motor.

3.3.12 – O sistema de freios com ABS

A figura 3.31 mostra esquematicamente um veículo moderno com sistema de freios equipado com ABS. Se bem que a figura mostre uma configuração de freios com disco no eixo traseiro, o ABS é perfeitamente aplicável na configuração disco-tambor.

O sistema ABS é composto por uma unidade eletrônica de comando (10) acoplada a um módulo hidráulico (9), constituído de válvulas solenóides, acumuladores, motor elétrico e bomba. O módulo eletrônico possui internamente dois microprocessadores eletrônicos principais e memórias, entre outros componentes. A duplicidade de processamento é uma forma de garantir a precisão dos cálculos, através da comparação entre os resultados obtidos de forma redundante. No módulo, rodam diversas rotinas de software, cada qual destinada ao tratamento de uma particular situação.

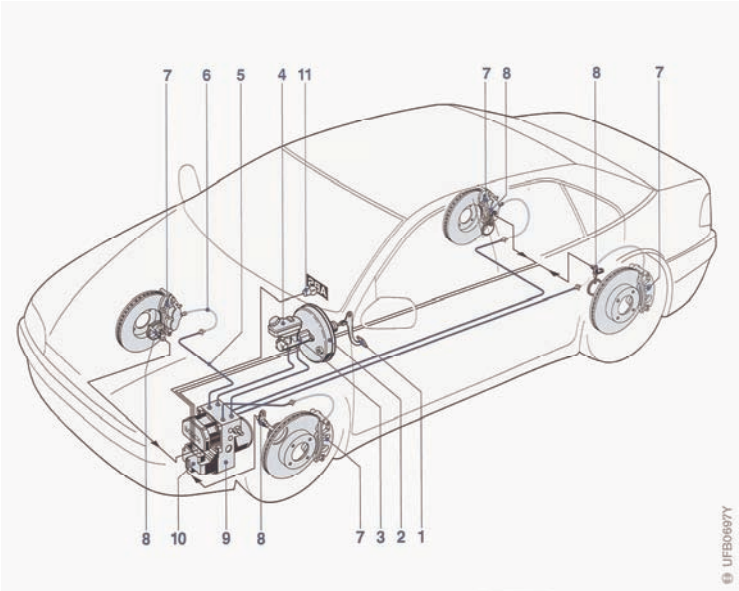

Figura 3.31 – Sistema de freios com ABS [4].

Na figura 3.31, (1) representa o pedal de acionamento; (2) o servo-freio; (3) o cilindro mestre; (4) o reservatório; (5) são tubos hidráulicos; (6) o flexível; (7) o freio a disco dianteiro; (8) os sensores de rotação; (9) o módulo hidráulico ABS; (10) a unidade eletrônica de comando do ABS; (11) a lâmpada de advertência de falha do ABS.

A flexibilidade do software permite adotar diferentes estratégias de controle do escorregamento para cada situação particular, como por exemplo, frenagem em linha reta, sob alta aderência, baixa aderência, frenagem em curvas, frenagem com mudança de faixa, e etc. A segurança do correto funcionamento do conjunto é garantida por uma auto-diagnose, que monitora continuamente a operação de todos os componentes do sistema, inclusive os sensores de rotação, sinalizando qualquer indício de falha através da lâmpada de advertência (11), localizada no painel de instrumentos.

Se ocorrer uma falha, o sistema se desliga automaticamente, o código eletrônico da falha é memorizado para facilitar a manutenção em oficina, e a lâmpada de advertência só se apagará uma vez solucionada a causa do problema. Se desligado o ABS, o sistema de freios funciona normalmente, porém sem a proteção antibloqueio.

Os principais sinais de entrada são aqueles provenientes dos sensores de rotação (8), que permitem ao módulo calcular a velocidade das rodas. Assim, o software do ABS

consegue estimar a *velocidade de referência*, que será a velocidade objetivo do controlador. A velocidade de referência será diferente da velocidade real do veículo na magnitude definida como ideal pela estratégia do ABS, para aquela particular situação.

Existem basicamente duas configurações para medir a velocidade individual das rodas: os sensores dotados de semicondutores ou *ativos*, e os do tipo indutivos ou *passivos*. A figura 3.32 mostra um conjunto do tipo ativo.

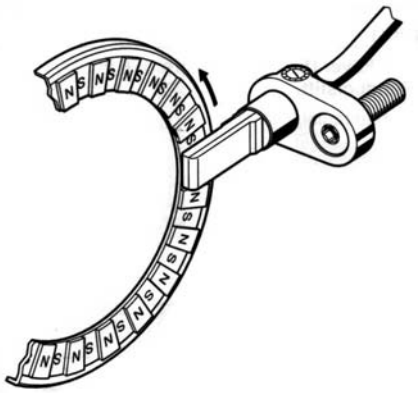

Figura 3.32 – Sensor de rotação do ABS, da Bosch [4].

Nesta configuração, o anel polarizado magneticamente gira solidário à roda. O sensor de rotação, em geral baseado no efeito *Hall*[12], é fixo à estrutura do eixo dianteiro ou traseiro.

A rotação do anel produz uma pulsação na corrente que alimenta o sensor, a qual é proporcional à rotação da roda. No tipo indutivo, não é requerida uma alimentação ao sensor. Ao contrário, o sensor é que induz uma tensão, ao ter seu campo magnético interno perturbado pelo giro de um anel metálico dentado, solidário à roda. A freqüência do sinal induzido será, então, proporcional à rotação da roda. Os sensores ativos ou Hall são mais imunes às interferências eletromagnéticas do meio, e por isso são os mais utilizados hoje em dia.

---

[12] *Propriedade de alguns materiais semicondutores, segundo a qual a tensão elétrica varia de intensidade quando submetida à variação do campo magnético que os atravessa.*

3.3.13 – O ciclo de regulagem ABS

A figura 3.33 mostra o esquema hidráulico típico encontrado no interior de um módulo ABS de 4 sensores de rotação e 4 canais hidráulicos, comuns aos carros de passeio com tração dianteira.

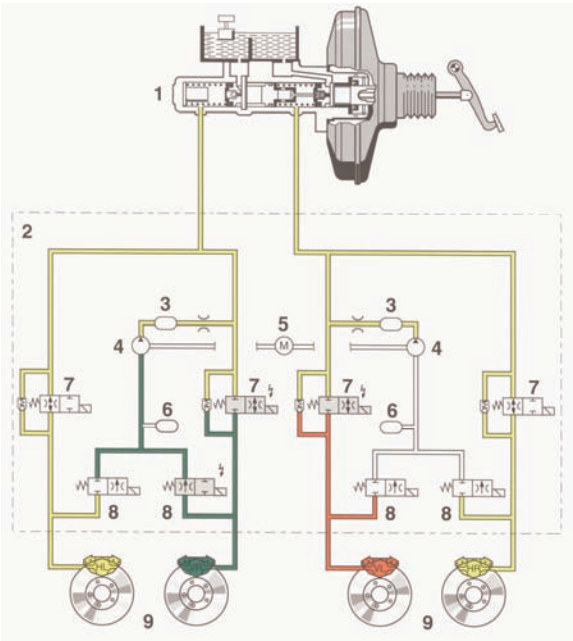

Figura 3.33 – Circuito hidráulico do ABS5.3, da Bosch.

Na figura 3.33, (1) é o cilindro mestre; (2) o interior da unidade hidráulica ABS; (3) são câmaras de amortecimento; (4) a bomba de retorno; (5) o motor elétrico; (6) são câmaras acumuladoras; (7) as válvulas de entrada; (8) válvulas de saída; e (9) os freios do veículo.

Toda vez que o escorregamento atinge um determinado patamar, o qual é definido pelo engenheiro de aplicação durante o desenvolvimento do veículo, o software determina a intervenção no nível de pressão hidráulica da roda que se encontra instável, com o objetivo de evitar o bloqueio iminente. A intervenção se dá com o fechamento da válvula solenóide de entrada, do tipo normalmente aberta (7), da figura 3.33. Diz-se, então, que o ABS entrou em estágio de *manutenção de pressão*, pois ainda que o

motorista aumente a aplicação do pedal de freio, o ABS proibirá o acréscimo de pressão naquela(s) roda(s) particularmente instável(eis).

Se o bloqueio continuar iminente, o ABS comuta para o estágio de *redução de pressão*, agora caracterizado pela abertura da válvula solenóide de saída normalmente fechada (8), enchimento da câmara acumuladora (6) e recalque de fluido de freio pela bomba de retorno (4). Neste momento, uma trepidação acompanhada de algum ruído será sentida no pedal de freio, indicando o funcionamento normal do ABS, uma vez que o circuito é do tipo malha-fechada. Cessado o risco de bloqueio da roda anteriormente instável, o ABS retorna para sua condição normal, que é a de *acréscimo de pressão*, onde toda pressão gerada pela aplicação do pedal de freio passa pelo módulo ABS, sem sofrer nenhuma interferência deste e alcança integralmente o freio da roda.

A duração do ciclo de regulagem ABS, mostrado na figura 3.34, pode não passar de décimos de segundo, especialmente em pavimentos de alta aderência, como pode se estender a 20 ou 30 segundos, em situações de baixíssima aderência, como no gelo. Nas condições brasileiras, a intervenção do ABS costuma ser breve, em torno de 5 a 7 segundos. Mas esse tempo de atuação irá depender da severidade da situação, da velocidade, da aderência, da forma como o freio foi aplicado, etc.

Conhecendo-se a história de velocidade do veículo durante a viagem, é possível antecipar-se a um bloqueio obtendo importantes milésimos de segundos de vantagem sobre o efeito físico iminente, evitando-se sua ocorrência e portanto garantindo assim um dirigir suave, confortável e seguro, mesmo em pavimentos escorregadios. Tão logo a tendência de instabilidade seja contida, o software do ABS determina ao bloco hidráulico a gradual ou imediata retomada dos níveis máximos de pressão hidráulica para que a menor distância de parada possível seja alcançada. Este ciclo repetir-se-á tantas vezes quantas forem necessárias, em freqüências perto de 20 vezes por segundo, até que os sensores de rotação das rodas indiquem que o escorregamento está contido a limites adequados à aderência disponível.

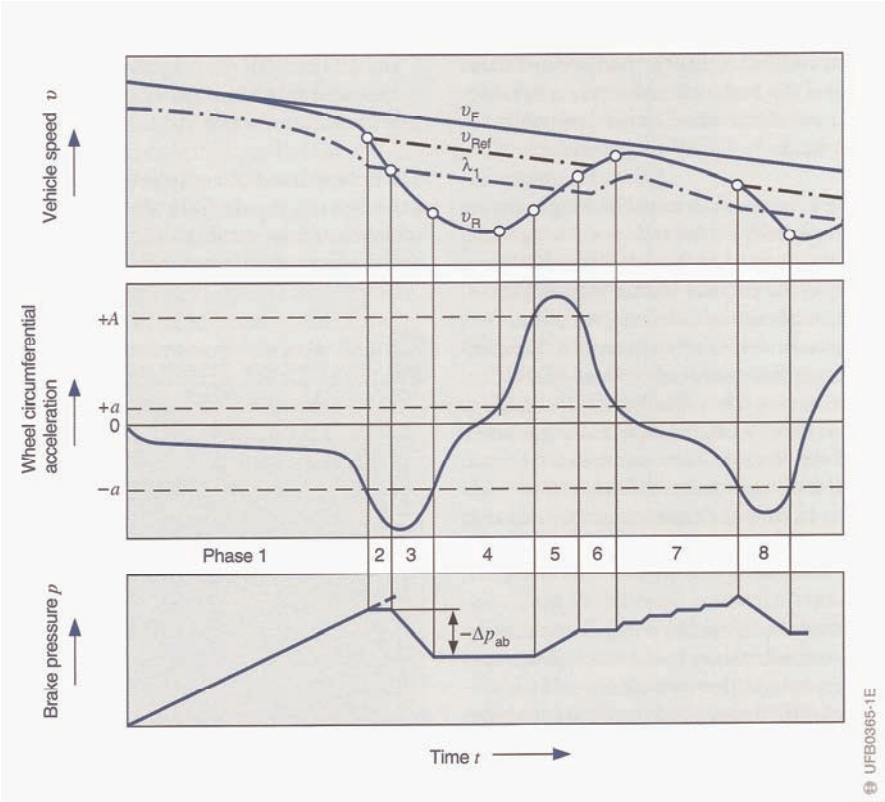

Figura 3.34 – Ciclo de controle do ABS.

Na figura 3.34, no terço superior, (υ_F) representa a velocidade do veículo; (υ_{Ref}) a velocidade de referência; (λ_1) o escorregamento; e (υ_R) a velocidade da roda instável. Ao centro, a desaceleração da roda instável, enquanto que no terço inferior, é ilustrada a modulação de pressão do fluido que alcança o freio da roda, promovida pelo módulo ABS.

3.3.14 – O EBD

Uma das funções mais importantes desempenhadas pelo ABS é a função de distribuição eletrônica da força de frenagem entre o eixo traseiro e dianteiro, conhecida como EBD (*"Electronic Brake-force Distribution"*).

Em geral, o EBD utiliza apenas as válvulas solenóides de entrada (7), ilustradas na figura 3.33, e tem por objetivo aproximar ao máximo a curva ideal de distribuição da força de frenagem, que foi explicada em 3.2.3. Utilizando os sensores de rotação do ABS, o EBD monitora especialmente as rodas do eixo traseiro do veículo e ao detectar a

possibilidade de travamento traseiro antes da dianteira, o EBD promove a interrupção do deslocamento de fluido do cilindro mestre para os freios traseiros, até que a roda se estabilize novamente. Segue-se, então, novo acréscimo de pressão visando obter a máxima contribuição possível do eixo traseiro. A curva resultante é algo parecido com o que está mostrado na figura 3.35. Ao contrário da válvula sensível à carga, o EBD não necessita conhecer a condição de carregamento do veículo, pois atua diretamente baseado no efeito da carga sobre os eixos, que é a desaceleração da roda, dada pelos sensores de rotação.

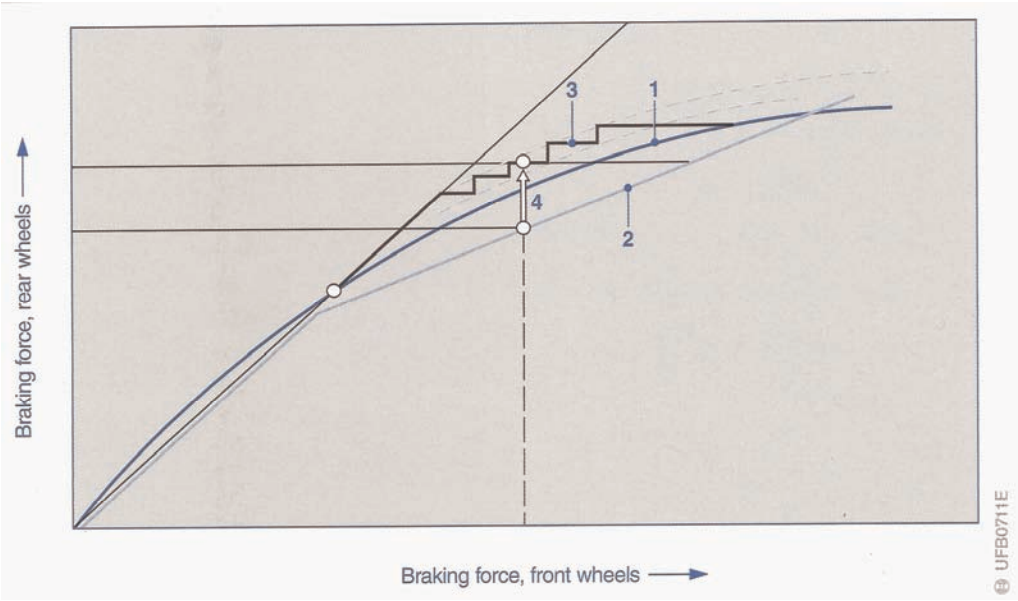

Figura 3.35 – Distribuição da força de frenagem com EBD.

Na curva da figura 3.35, a linha (1) representa a *distribuição ideal da força de frenagem*, conforme foi explicado em 3.2.3. A curva (2) mostra a distribuição de frenagem promovida pela *válvula sensível à carga*, revisada em 3.3.7. Com foi visto, a válvula é capaz de alterar a distribuição de frenagem dependendo da carga aplicada sobre o eixo traseiro. A linha (3) é a distribuição efetuada eletronicamente pelo EBD. Como pode ser visto no ponto (4), a diferença entre o ponto de operação do freio traseiro e dianteiro confere um ganho significativo em termos de pressão aplicada ao freio traseiro a favor do EBD, o que resulta numa maior contribuição deste em relação ao sistema balanceado pela válvula sensível à carga. Deste modo, com um freio mais balanceado, pode se obter maior durabilidade dos atuadores na dianteira, um dimensionamento mais preciso deste e menores distâncias de parada.

4 – METODOLOGIA

Para simular e estudar o comportamento de um veículo de passeio sob frenagem em linha reta com intervenção do ABS, foi utilizado o programa *MATLAB & Simulink*[13] licenciado para o Laboratório Computacional de Veículos (LCV) da Escola de Engenharia de São Carlos, da Universidade de São Paulo. O LCV há anos desenvolve pesquisas associadas à dinâmica e desempenho de veículos, e acumula larga experiência que se traduz por intermédio de inúmeros trabalhos acadêmicos publicados, muitos deles em cooperação com a indústria automobilística nacional. Um dos resultados da produção científica do LCV é o modelo dinâmico de veículo em *Simulink*, o qual representa bem o desempenho veicular sob situações de tração e frenagem, contemplando as dinâmicas longitudinal e lateral. A este aplicativo foi adicionado um novo módulo, com o propósito de simular a estratégia de controle exercida pelo ABS em veículos reais, conforme sugestão da *MathWorks Inc.*, disponível nas bibliotecas de demonstração do próprio programa. O modelo *Simulink* com o módulo ABS foi, então, submetido a diferentes condições de frenagem, utilizando-se como parâmetros de entrada os dados reais do veículo que seria paralelamente utilizado para as provas experimentais.

As provas experimentais foram realizadas em pista de teste asfaltada, de pavimento plano, sempre em linha reta. As de alta aderência tiveram lugar sobre asfalto seco e, as de média aderência, no asfalto molhado. A área destinada à média aderência aparece na figura 4.1. É equipada com um sistema de aspersão hidráulica, capaz de produzir e manter uma lâmina d'água sobre o asfalto com espessura relativamente uniforme de 3 mm. O veículo de teste, um automóvel de passeio, tipo "*hatch*", com motor de 1,6l, de fabricação nacional, categoria "B", equipado com ABS, recebeu transdutores de pressão, aceleração, velocidade e uma quinta-roda adicional, para captar a velocidade real do veículo no seu eixo longitudinal. A tabela 4.1 mostra os dados do veículo de teste.

---

[13] *MATLAB & Simulink® são marcas registradas da MathWorks Inc., Estados Unidos.*

Tabela 4.1 – Dados do veículo de teste.

Variável:	Descrição:	Valor adotado:
G	inclinação do pavimento	0% (plano)
m	massa total do veículo	1.184 kg (vazio)
W_f	peso estático frontal	6.023,34 N
W_t	peso estático traseiro	5.591,7 N
g	aceleração da gravidade	9,81 m/s^2
ξ	relação de transmissão roda-motor	1 (desengrenado)
I_{yy}	inércia do veículo - eixo transversal	24.000 kgm. m^2
L_f	distância do ED ao CG	1.186,2 mm
L_r	distância do ET ao CG	1.277,8 mm
$I_{yy\text{-}w1}$	inércia - componentes rotativos ED	eq. (4.11) com $\gamma_b \approx$ 1,06
$I_{yy\text{-}w2}$	inércia - componentes rotativos ET	eq. (4.11) com $\gamma_b \approx$ 1,06
M_{bu1}	massa não suspensa do ED	60 kg
M_{bu2}	massa não suspensa do ET	40 kg
M_{bs}	massa suspensa	1084 kg
v_o	velocidade inicial	100 km/h
air_dens	densidade do ar	1,2 kg/m^3
air_veloc	velocidade do vento frontal	0
área frontal		1,8 m^2 eq. (4.6)
Coef_air_resit	coeficiente de resistência do ar	0,32
$f_{o1,2,3,4}$	fator de resistência ao rolamento	0,01
muo_long	aderência - sentido longitudinal	0,45; 0,60 e 0,90
efic_freio_diant	eficiência do freio dianteiro	0,95
efic_freio_trás	eficiência do freio traseiro	0,95
torque_tambor	torque de atrito do freio a tambor	eq. (4.8)
área_cilind_rod_dianteiro		ϕ 54 mm
área_cilind_rod_traseiro		ϕ 17,46 mm
fator_freio_frontal		0,84
fator_freio_traseiro		2,2
raio efetivo dianteiro		0,104 m
raio efetivo traseiro		0,100 m
r_{dyn}	raio dinâmico dos pneus	0,281 m
h_{CG}	altura do CG da massa suspensa	0,549 m
h_{CG1}	altura do CG do ED	0,281 m
h_{CG2}	altura do CG do ET	0,281 m
h_{PC}	altura do “Pitch Center”	$h_{PC} \approx h_{CG}$
k_f	constante de mola do ED	120.000 N/m
k_r	constante de mola do ET	57.000 N/m

Os sinais foram adquiridos e gravados em equipamento digital, com taxa de amostragem de 1 kHz. Todas as passagens foram realizadas no mesmo dia, para evitar influência de eventuais variações meteorológicas ou condições climáticas. Foi escolhido

o período da tarde, sob sol de intensidade moderada, com temperatura ambiente em torno de 23ºC e umidade relativa do ar de 60%.

Figura 4.1 – Veículo de teste na pista de provas de média aderência.

4.1 – Modelamento dinâmico da frenagem em linha reta

A figura 4.2 mostra as principais grandezas físicas presentes na roda de um veículo de passeio hipotético, equipado com freios hidráulicos, inicialmente animado de uma velocidade na direção do eixo longitudinal "x" de módulo (υ_x), e que trafega sobre pavimento plano e em linha reta, ao ser submetido a uma frenagem (M_B), que o levará até a condição de total imobilidade.

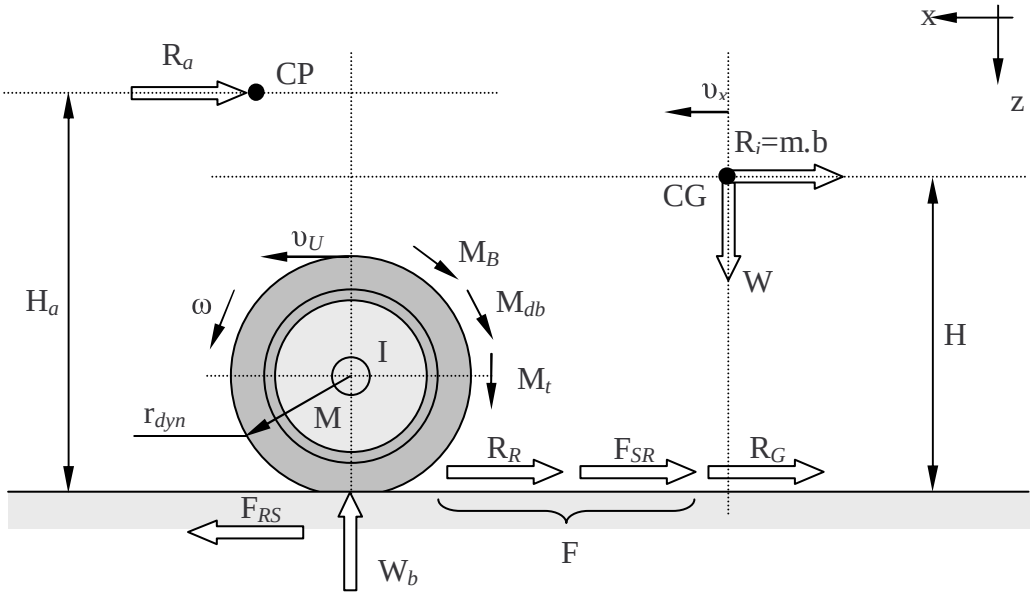

Figura 4.2 – Roda sob frenagem no plano e em linha reta.

Na roda ilustrada na figura 4.2, (R_i) representa a resultante de inércia do movimento acelerado de translação; (m) a massa total do veículo; (b) é a aceleração; (R_a) a resistência aerodinâmica; (υ_x) a velocidade longitudinal do veículo; (υ_U) a velocidade tangencial do pneu; (M) o eixo de rotação da roda; (I) é a inércia do conjunto roda e partes rotativas que compõem seu eixo; (M_B) o torque do freio; (M_{db}) o torque devido ao arraste do motor; (M_t) é o torque devido às perdas da transmissão; (ω) a velocidade angular da roda; (W) a força peso; (R_R) representa a resistência ao rolamento na roda; (F_{SR}) a força imposta à roda pelo solo durante a frenagem; (F) a força de frenagem; (R_G) a resistência devida ao efeito de inclinação do solo; (F_{RS}) é a força imposta ao solo pela roda durante a frenagem; (W_b) o peso dinâmico sobre o eixo; (r_{dyn}) o raio dinâmico do pneu; (CG) o centro de gravidade; (CP) é o centro de pressão aerodinâmica; (H) a altura do CG; e (H_a) a altura do CP.

O movimento global da roda (dianteira ou traseira) da figura 4.2 pode ser convertido em equivalente rotacional acelerado, sendo válido aplicar-se a segunda Lei de Newton, e calcular a somatória dos momentos atuando no ponto “M”, como segue:

$$\Sigma M_M = I \cdot \frac{d\omega}{dt}$$

$$\left(R_R \cdot r_{dyn}\right) + \left(F_{SR} \cdot r_{dyn}\right) + \left(R_G \cdot r_{dyn}\right) - R_a \cdot \left(H_a - r_{dyn}\right) - M_B - M_{db} - M_t = I \cdot \frac{d\omega}{dt} \qquad (4.1)$$

Cada parcela da equação (4.1) contribui para a desaceleração do veículo e será descrita em detalhes a seguir.

4.1.1 – Parcela ($R_R.r_{dyn}$): torque devido à resistência ao rolamento

A resistência total ao rolamento é dada por:

$$R_R = f \cdot W \cdot \cos\theta \qquad \textbf{(4.2)}$$

onde (f) é o *coeficiente de resistência ao rolamento*, com formulações e valores práticos apresentados por Canale [8]. O ângulo (θ) representa a inclinação medida entre os planos de rolamento e horizontal. No caso, assume-se uma frenagem simulada em asfalto plano. Assim, f = 0,01 e θ = 0, e com isso, cosθ = 1.

4.1.2 – Parcela ($F_{SR}.r_{dyn}$): torque de frenagem imposto pelo solo à roda

Esta parcela da força de frenagem (F), representa o saldo da força de aderência remanescente e, portanto, disponível para responder ao torque de freio (M_B), que é limitada pelo mecanismo de contato entre pneu e pavimento. Conforme foi abordado em 3.2.1, este limite depende de vários fatores, dentre os quais destacam-se a rugosidade do pavimento, se este está seco ou molhado, se há partículas soltas pela superfície, tais

como neve ou gelo, areia, pedras e pedriscos, folhas secas, etc. Também a temperatura do pavimento, composição da borracha dos pneus, o desenho da banda de rodagem e a profundidade dos sulcos são alguns dos outros fatores que influenciam na *aderência* do pneu ao pavimento. Assim, é conveniente expressar todos estes fatores num único coeficiente (μ), determinado experimentalmente, para derivar a expressão matemática apresentada abaixo:

$$F_{SR} = F - R_R = W_b \cdot \mu - R_R \qquad \textbf{(4.3)}$$

onde (W_b) é a resposta do pavimento à carga dinâmica exercida pelo pneu neste. Canale [8] mostra na figura (4.3) a variação do *coeficiente de adesão* ou simplesmente da *aderência*, com o escorregamento. O autor se refere à máxima aderência como (μ_0), e explica que, de maneira geral, esta ocorre quando o escorregamento está entre 10 a 20%, nos pavimentos rugosos e secos. Se o escorregamento aumenta, a aderência decresce rapidamente e passa a ser denominada (μ_s), numa alusão ao termo escorregamento em inglês, *"slip"*.

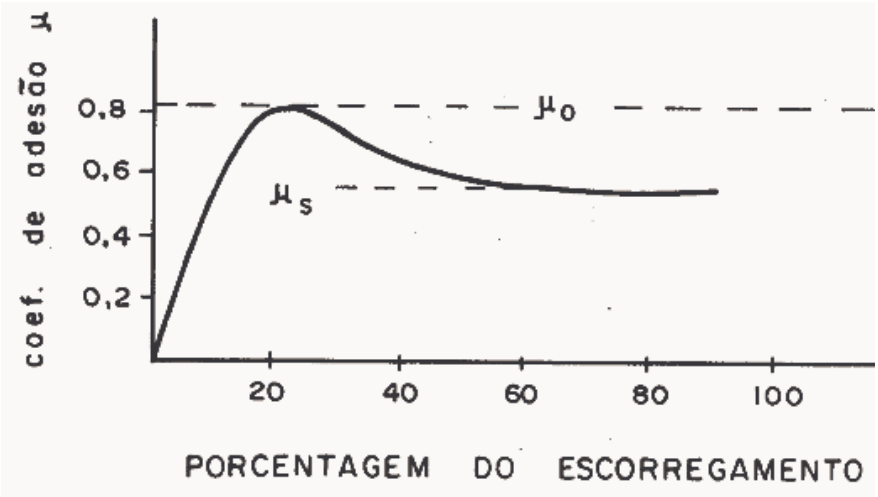

Figura 4.3 – Variação da aderência com o escorregamento [8].

4.1.3 – Parcela ($R_G.r_{dyn}$): torque devido ao efeito da inclinação do solo

RG reflete o efeito da inclinação do solo, através da componente da força peso que age na direção do eixo longitudinal do veículo. Assim,

$$R_G = W \cdot \text{sen}\,\theta \tag{4.4}$$

onde (θ) é o ângulo de inclinação medido entre o plano do pavimento e a horizontal. Assumindo-se uma frenagem simulada em pavimento plano, θ = 0 e $R_G = 0$.

4.1.4 – Parcela $R_a.(H_a\text{-}r_{dyn})$: torque devido à resistência aerodinâmica

De acordo com Canale [8], a resistência aerodinâmica pode ser calculada por:

$$R_a = \frac{1}{2} \cdot \delta \cdot v_{ar}{}^2 \cdot S_f \cdot C_a \tag{4.5}$$

onde:

(δ) densidade do ar

(υ_{ar}) velocidade relativa entre o ar e o veículo

(C_a) coeficiente de resistência do ar

(S_f) a área frontal do veículo, que, de acordo com Hucho [12], é aproximada por:

$$S_f = c \cdot h \cdot 0{,}9 \tag{4.6}$$

onde (c) é a bitola e (h) a altura do veículo.

4.1.5 – Parcela (M_B): torque do freio

É puramente o torque de atrito desenvolvido pelo freio da roda, por ação da pressão hidráulica aplicada pelo motorista quando pressiona o pedal do freio. Para um automóvel de passeio, o torque (M_B) será, então, igual à somatória dos torques das 4 rodas. Em geral, o freio dianteiro dos veículos de passeio é do tipo a disco, enquanto que na traseira ambas as aplicações são encontradas, disco e tambor. No caso em estudo, o freio traseiro é do tipo tambor.

Com base nas grandezas mostradas na figura 4.4, que foi adaptada de [4], o torque de cada freio dianteiro a disco pode ser calculado conforme a equação (4.7):

$$M_{B_{disco}} = \frac{P_d \cdot \pi \cdot \phi_e^{\,2} \cdot r_{ef}}{2} \cdot B_{fd} \cdot \eta_{disco} \qquad \textbf{(4.7)}$$

onde:

(M_{Bdisco}) torque do freio a disco

(P_d) pressão hidráulica de fluido que alimenta o freio a disco

($Ø_e$) diâmetro do êmbolo do caliper

(r_{ef}) raio efetivo do disco

(B_{fd}) fator do freio a disco

(η_{disco}) eficiência do freio a disco

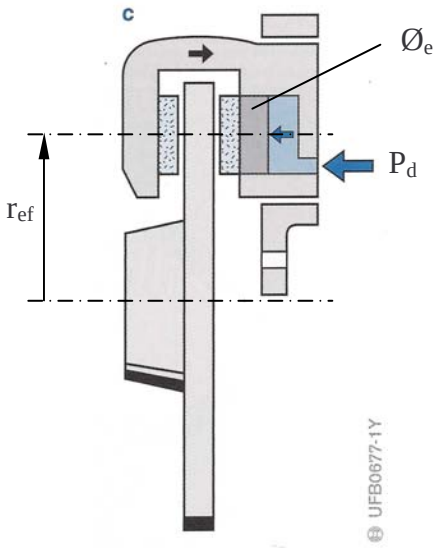

Figura 4.4 – Dimensões de um freio a disco. Adaptado de [4].

Para o freio a tambor, mostrado na figura 4.5, o torque desenvolvido é:

$$M_{Btambor} = \frac{P_t \cdot \pi \cdot \phi_c^{\,2} \cdot r_t}{2} \cdot B_{ft} \cdot \eta_{tambor} \tag{4.8}$$

onde:

($M_{Btambor}$) torque do freio a tambor

(P_t) pressão hidráulica de fluido que alimenta o freio a tambor, gerando (P_a)

($Ø_c$) diâmetro do êmbolo do cilindro de roda

(r_t) raio do tambor

(B_{ft}) fator do freio a tambor

(η_{tambor}) eficiência do freio a tambor

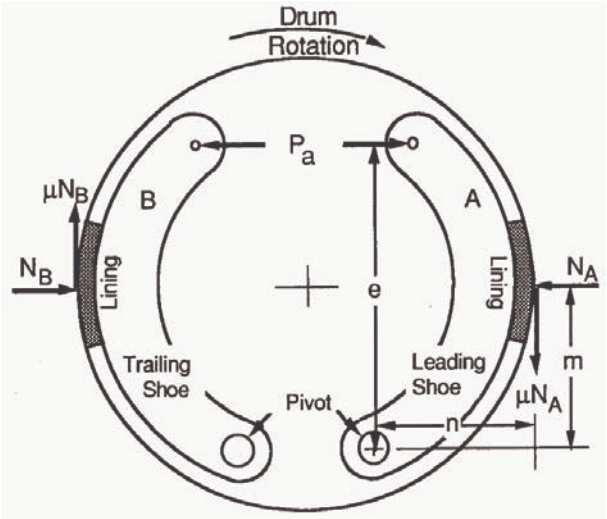

Figura 4.5 – Cálculo do torque de um freio a tambor [6].

Os fatores de freio a disco (B_{fd}) e de freio a tambor (B_{ft}) seguem a definição de Limpert [13], segundo a qual o fator de freio é definido como *a razão entre a força de resistência total gerada no disco ou no tambor de um freio pela força total aplicada numa das pastilhas (caso do freio a disco) ou numa das lonas (caso do freio a tambor)*. O fator de freio é obtido experimentalmente em dinamômetros.

4.1.6 – Parcela (M_{db}): resistência devido ao arraste do motor

É a resistência oferecida pelo motor quando este é *arrastado* pelo veículo, passando a se comportar como um compressor de ar. Sua grandeza depende da marcha engrenada e da velocidade do veículo, mas se a frenagem ocorre com a embreagem desacoplada, essa resistência desaparece. Segundo Canale [8]:

$$M_{db} = \frac{M_e \cdot \xi}{\eta} \tag{4.9}$$

Onde:

(M_e) é o torque medido experimentalmente no eixo do motor
(ξ) relação de transmissão desde a roda até o eixo do motor
(η) rendimento da transmissão do veículo

4.1.7 – Parcela (M_t): resistência da transmissão

Torque necessário para vencer os atritos de engrenagens, mancais e movimentação do óleo. Comparada com as demais forças de frenagem, esta parcela pode ser desprezada para o caso de um veículo de passeio em frenagens com alta ou média desaceleração.

4.1.8 – Parcela (I.dω/dt): aceleração resultante na inércia "I"

Esta parcela é o resultado líquido do balanço de todos os torques da equação (4.1) e contém a desaceleração angular (dω/dt) a que a inércia total (I) está submetida. O momento de inércia (I) pode ser estimado a partir da equação:

$$\gamma_b = 1 + \frac{1}{m} \cdot \frac{I \cdot \xi^2}{r_{dyn}^2} \tag{4.10}$$

apresentada por Canale [8], e que pode ser reescrita para isolar (I), como sendo:

$$I = (\gamma_b - 1) \cdot \frac{m \cdot r_{dyn}^2}{\xi^2} \tag{4.11}$$

onde:

(γ_b) fator de conversão da inércia das partes rotativas em massa

(m) massa total do veículo

(r_{dyn}) raio dinâmico dos pneus

(ξ) relação de transmissão desde a roda até o eixo do motor

Assumindo-se as hipóteses simplificadoras formuladas em 4.1.3, 4.1.6 e 4.1.7 a nova equação geral do desempenho da frenagem passa a ser, então:

$$(R_R \cdot r_{dyn}) + (F_{SR} \cdot r_{dyn}) - R_a \cdot (H_a - r_{dyn}) - M_B = I \cdot \frac{d\omega}{dt} \tag{4.12}$$

Resolvendo-se a equação (4.12) para ($d\omega/dt$) e integrando-se numericamente a aceleração angular da roda, pode-se obter a velocidade tangencial na periferia do pneu:

$$v_U = r_{dyn} \cdot \int \frac{d\omega}{dt} \, dt \tag{4.13}$$

e desta a distância percorrida durante a frenagem:

$$s_{parada} = \int v \, dt \tag{4.14}$$

4.2 – Descrição do módulo ABS em Simulink

A figura 4.6 ilustra o modelo desenvolvido no ambiente *MathLab & Simulink* para estudar o desempenho do veículo sob frenagem, com e sem ABS. Alimentando-se o módulo com os dados do problema, tais como: pressão do circuito de freio, características do veículo que se deseja simular, e etc., o módulo irá calcular o torque do freio, que corresponde à parcela (M_B) da equação 4.12. Na seqüência, o torque do freio é modulado pela ação do bloco ABS, cujo escorregamento admissível foi ajustado inicialmente para 18%. Toda vez que o escorregamento supera este limiar, o bloco ABS, sob o comando exercido por *"ctrl"*, que faz parte de um controle em malha fechada, envia um trem de pulsos que reduz o torque médio entregue pelo freio do veículo. Ao torque de freio, já modulado pelo ABS, é somada a parcela ($F_{RS}.r_{dyn}$) da equação 4.12 que representa a força máxima de aderência que o mecanismo de contato do pneu com o pavimento na dada condição pode exercer. A força (F_{RS}) é obtida a partir do produto entre o peso dinâmico, aqui denominado de *"normal force"* com a aderência calculada pelo bloco *"Modelo pneu rear left"*. Este bloco, parte integrante do modelo dinâmico em *Simulink* desenvolvido pelo LCV da EESC, calcula a aderência como função do escorregamento. No bloco *"Fcn1"*, a equação (4.12) é resolvida para a aceleração angular da roda ($d\omega/dt$). O fator (γ_b) foi considerado nulo, pois optou-se por inserir diretamente as inércias da roda e partes rotantes à ela conectadas. No bloco *"Wheel Speed"*, a primeira integral da aceleração angular da roda retorna a velocidade instantânea da roda. A segunda integração, no bloco *"Stopping distance"*, retorna ao usuário a distância de parada.

O bloco *"Relative Slip"* calcula o escorregamento que serve como dado de entrada ao modelo do pneu, para que este calcule a aderência máxima disponível. Ao mesmo tempo, o bloco *"ctrl"* controla a intervenção ou não do ABS. A intervenção é executada na forma de um trem de pulsos produzido pelo bloco *"Bang-bang controller"*, cuja forma de onda é elaborada pelo sistema de primeira ordem *"Hidraulic Lag"*, para maior realismo, uma vez que na prática as válvulas solenóides do verdadeiro módulo ABS possuem tempos de respostas mecânicos a se considerar.

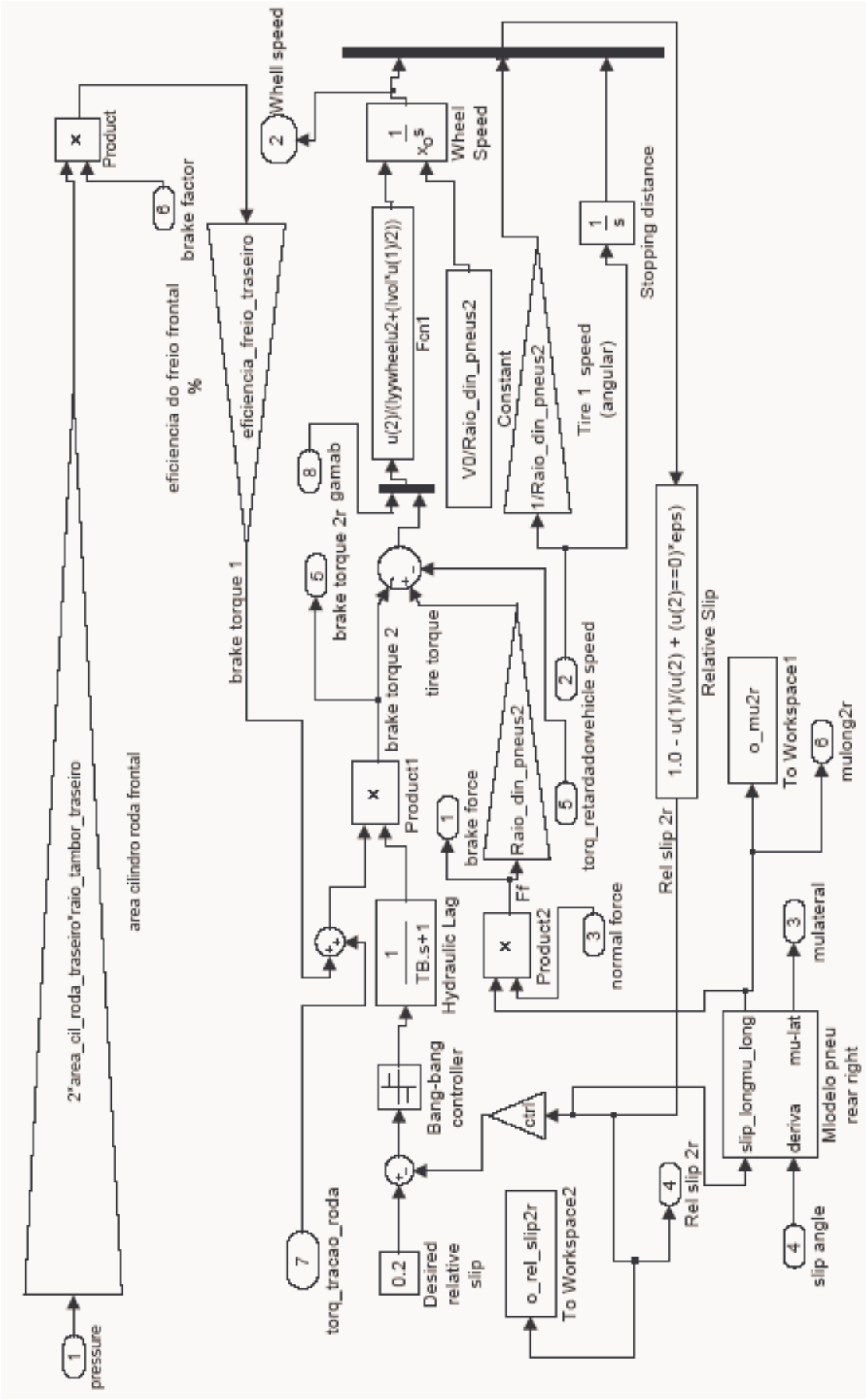

Figura 4.6 – Modelo em Simulink usado pelo aplicativo do LCV.

5 – RESULTADOS

A seguir, são mostradas as curvas experimentais obtidas durante os testes práticos com o veículo em alta e média aderência. Depois, são apresentados os gráficos da simulação, com aderências de 0,9 e 0,45, além dos resultados numéricos para 0,60.

5.1 – Resultado das provas experimentais

5.1.1 – Curvas de frenagem em alta aderência

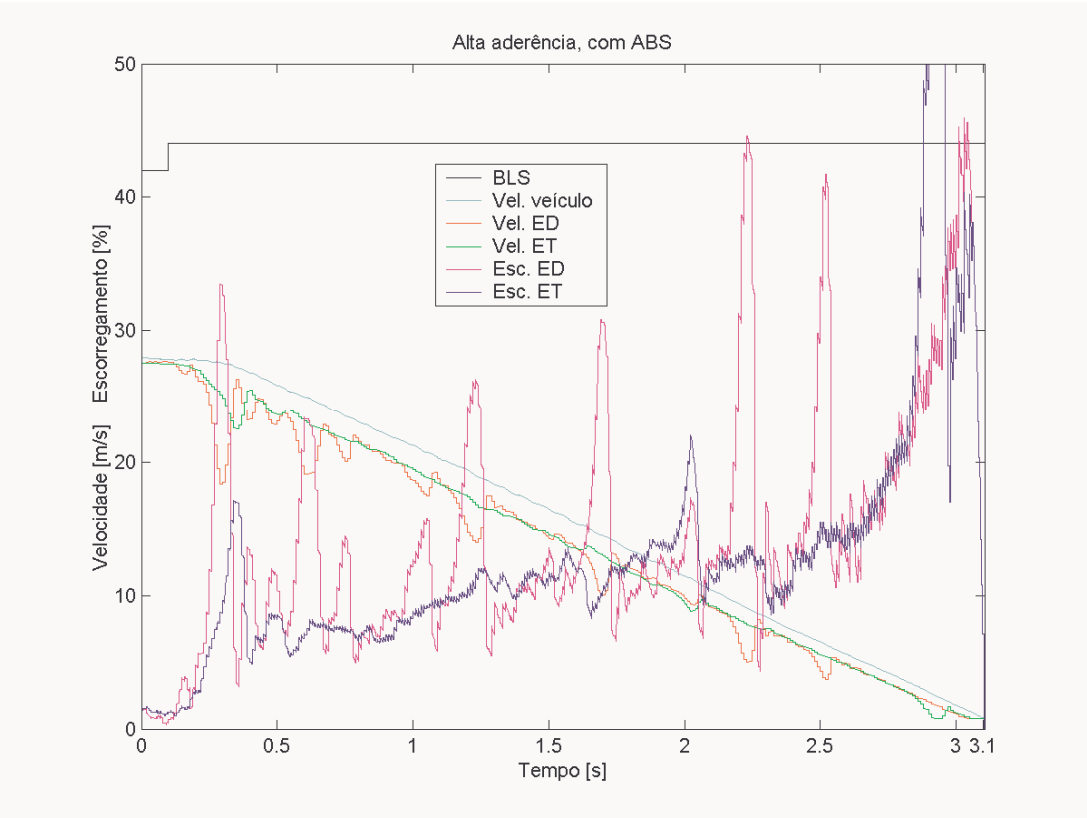

Figura 5.1 – Velocidades e escorregamentos em alta aderência.

Na figura 5.1, (ED) simboliza o *eixo dianteiro*; (ET) *o traseiro*; (Esc.) o *escorregamento parcial*; e (Vel.) as *velocidades*. O início da frenagem é marcado pela borda de subida do sinal (BLS), de "*Brake Ligth Switch*". Na prática, (BLS) é o sinal proveniente do interruptor da luz de freio do veículo. Assim que o freio é aplicado, as velocidades das

rodas dos eixos dianteiro e traseiro começam a se afastar da velocidade do veículo, dando origem ao escorregamento, sem o qual, o veículo não pára.

A figura 5.2 ilustra a associação entre os picos de escorregamento e a queda na desaceleração, efeito previsto pelo modelamento matemático do pneu, que relaciona a aderência ao escorregamento. A desaceleração do veículo alcançou níveis bem elevados: 8,87 m/s^2 na média medida pela quinta-roda. A utilização de aderência foi alta na maior parte do tempo, o que traduz um excelente desempenho geral do sistema de freios com ABS, na condição de alta aderência.

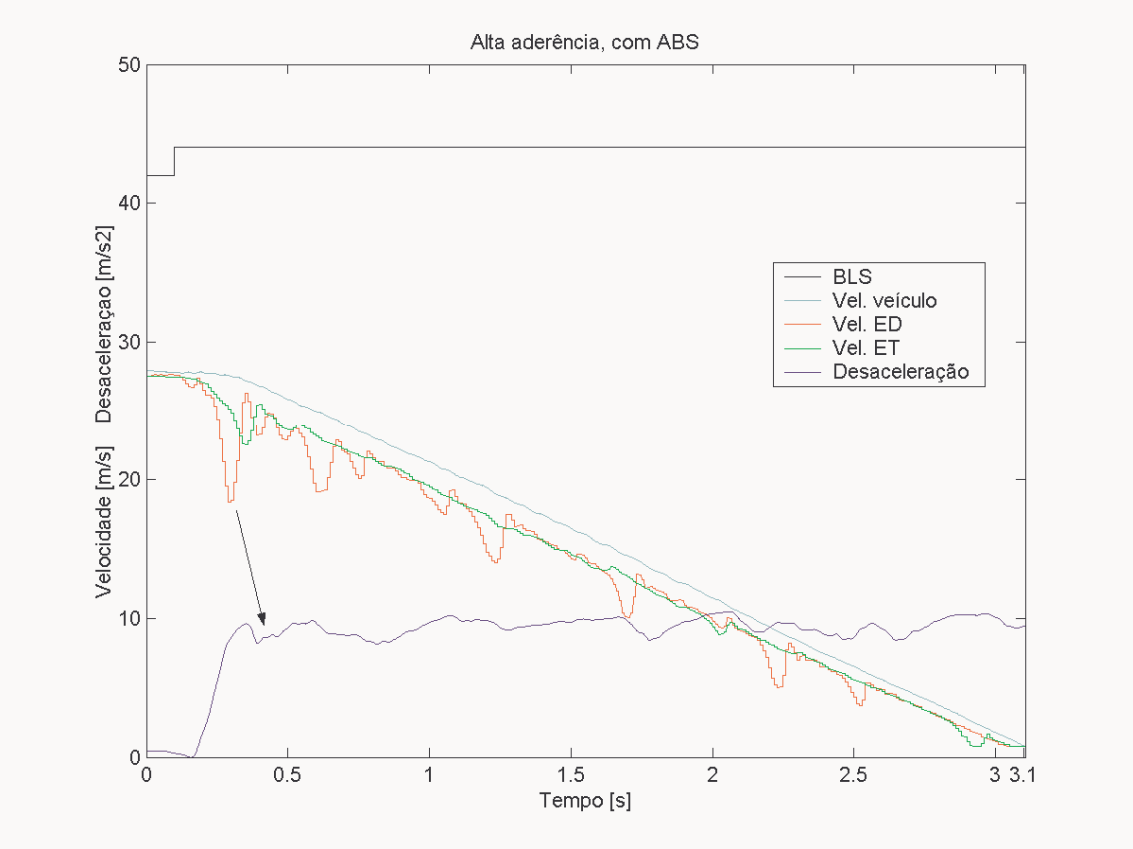

Figura 5.2 – Velocidades e desaceleração em alta aderência.

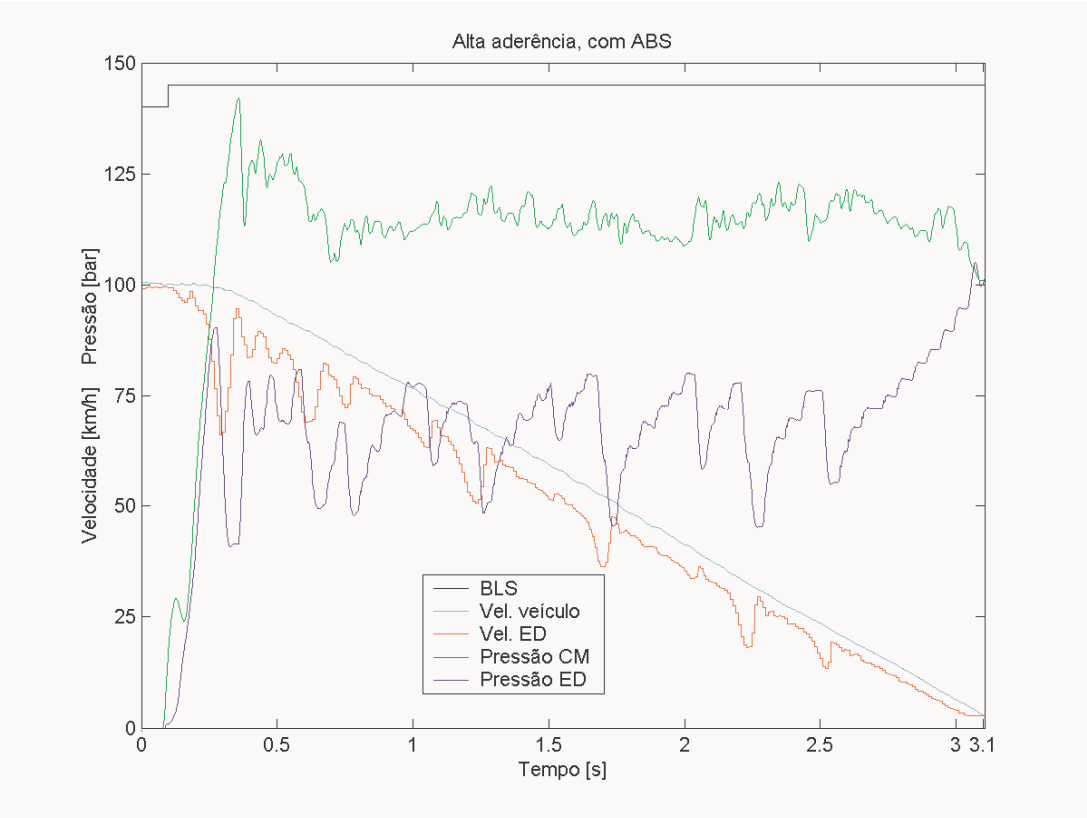

Figura 5.3 – Pressões e velocidades no eixo dianteiro em alta aderência.

O procedimento de teste determinava que o piloto deveria manter a pressão hidráulica do freio ao redor de 120 bar. Na figura 5.3, nota-se que no início da frenagem, a pressão no cilindro mestre ultrapassou os 140 bar, reduzindo depois para 130, até estabilizar-se em torno dos 115 bar. Embora o experiente piloto de testes tenha tentado manter a pressão na faixa determinada pelo procedimento, o pico de 140 bar se deve ao retorno do fluido de freio promovido pela ação do módulo ABS, no estágio de redução de pressão, onde a bomba do módulo recalca o fluido de volta desde o freio contra o cilindro mestre, resultando no efeito da pulsação do pedal, característica do funcionamento do ABS. As reduções de pressão mostradas na curva ocorrem em resposta ao aumento do escorregamento no mesmo eixo.

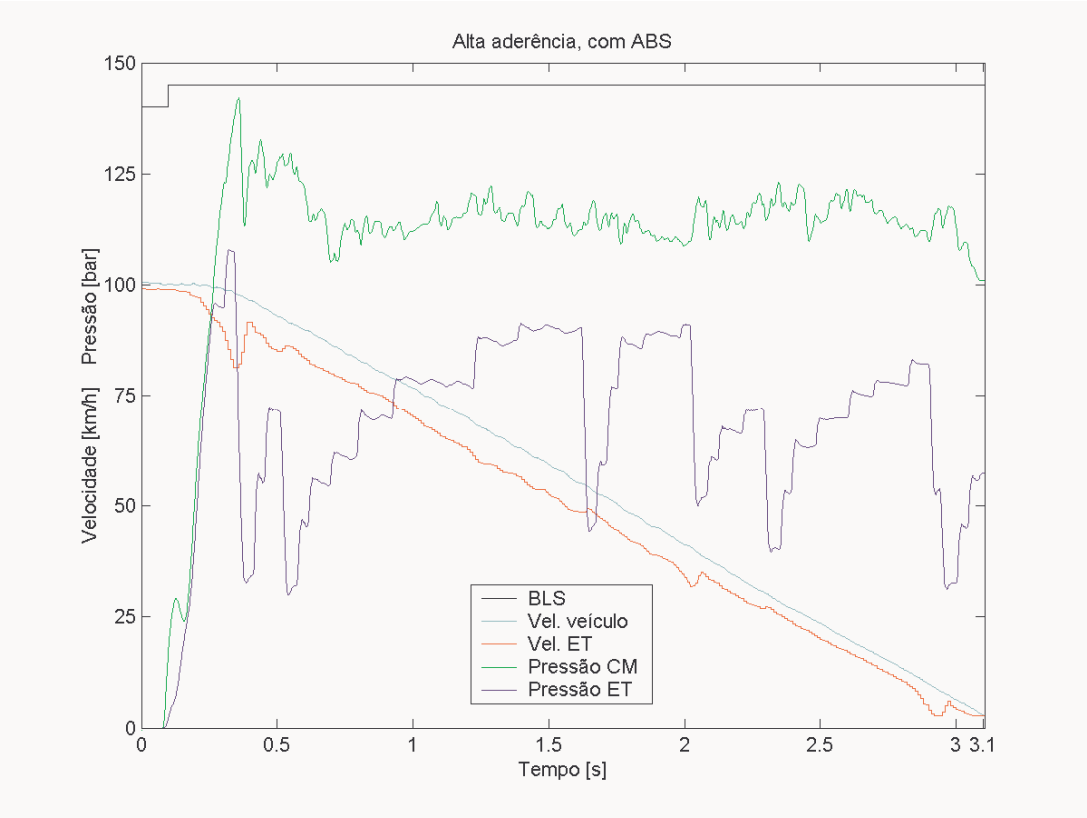

Figura 5.4 – Pressões e velocidades no eixo traseiro em alta aderência.

Na figura 5.4, com 400 < t < 600 ms, pode-se perceber que a pressão hidráulica média no eixo traseiro (≈ 45 bar) é reduzida pelo ABS a níveis mais baixos do que aqueles para o eixo dianteiro (≈ 60 bar), mostrados pela figura 5.3. Essa estratégia tem por objetivo deter rapidamente a possibilidade de bloqueio do eixo traseiro, mais sensível à variação do peso dinâmico devida à transferência de carga durante a frenagem.

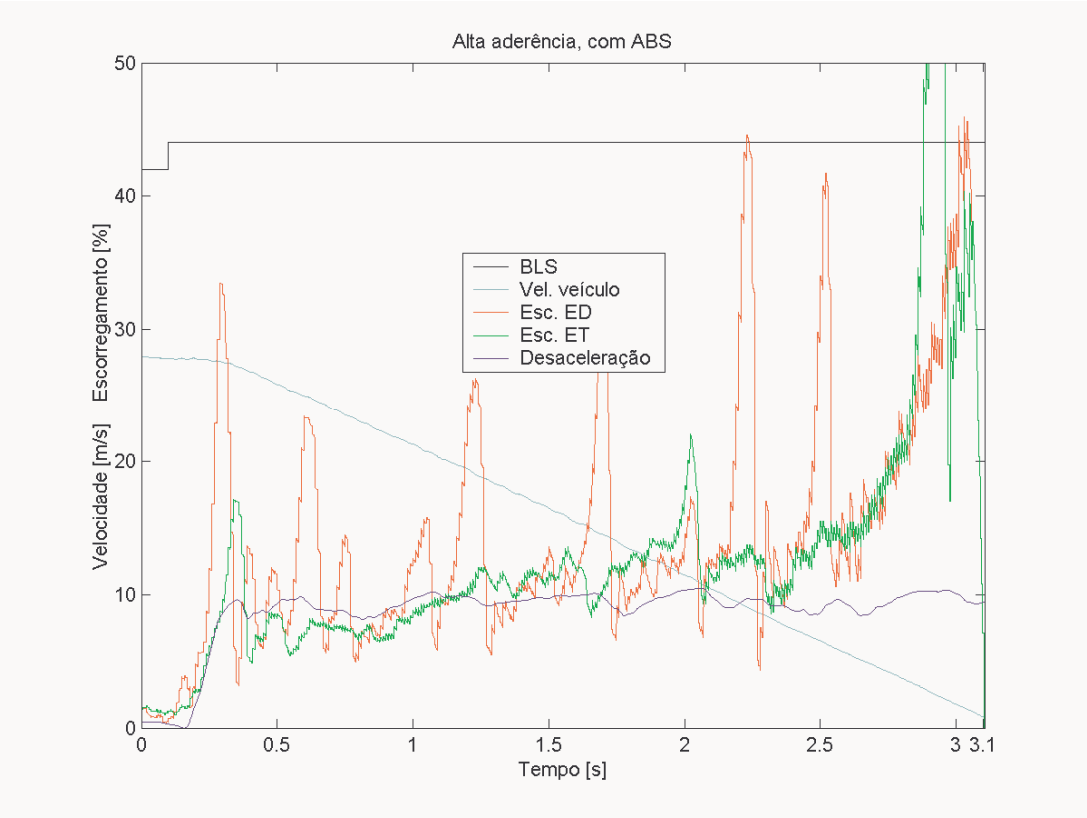

Figura 5.5 – Escorregamentos e desaceleração em alta aderência.

A figura 5.5 evidencia mais uma vez a associação do aumento exagerado do escorregamento com as variações da desaceleração do veículo. Embora o escorregamento do eixo dianteiro atinja níveis bastante elevados, a pronta intervenção do ABS corrige seu valor para um nível médio em torno de 15%, ao longo do intervalo de duração da frenagem. Nos últimos 600 a 700 ms da frenagem, o escorregamento cresce de forma vigorosa. Nessa faixa, a velocidade do carro é menor que 5 km/h e, provavelmente, o limite de precisão do equipamento, que se situa em 2,8 km/h, é atingido. Considerando que a velocidade do veículo é o denominador da Equação (3.1), que define o escorregamento, eventuais erros provenientes do limite de precisão da instrumentação terão reflexo no cálculo deste.

Na figura 5.6, em 500 < t < 1.000 ms, nota-se a reconstrução gradativa da pressão de acionamento do freio traseiro. Esta estratégia visa recompor a capacidade de frenagem traseira de forma suave, evitando a geração de degraus de força de frenagem que possam comprometer a estabilidade do eixo traseiro.

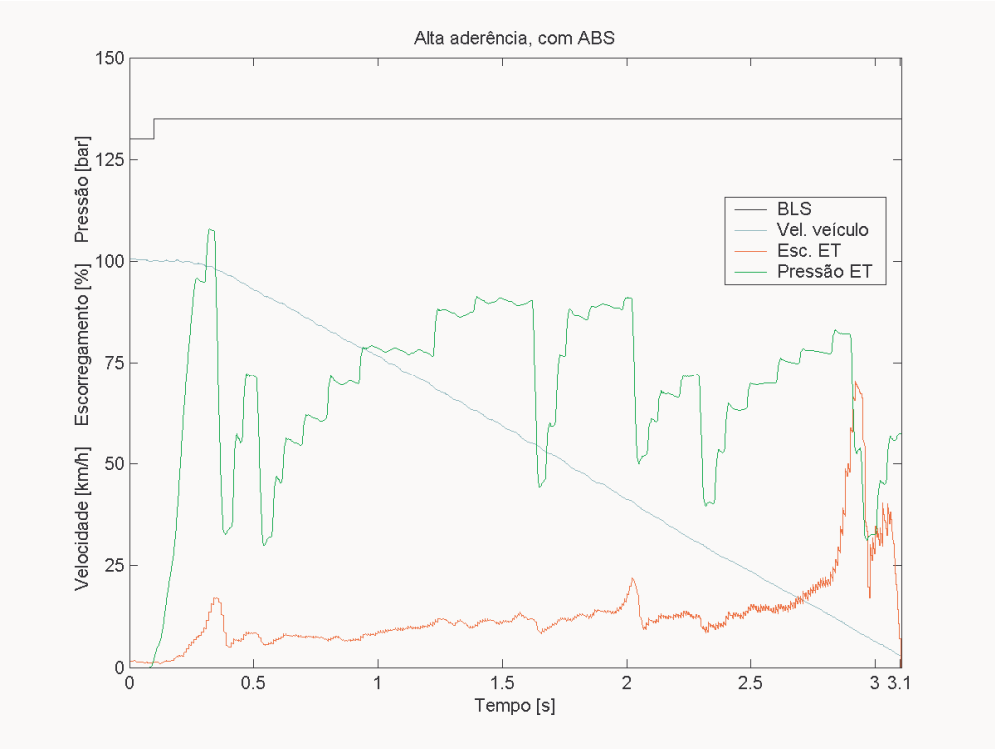

Figura 5.6 – Pressão e escorregamento no eixo traseiro em alta aderência.

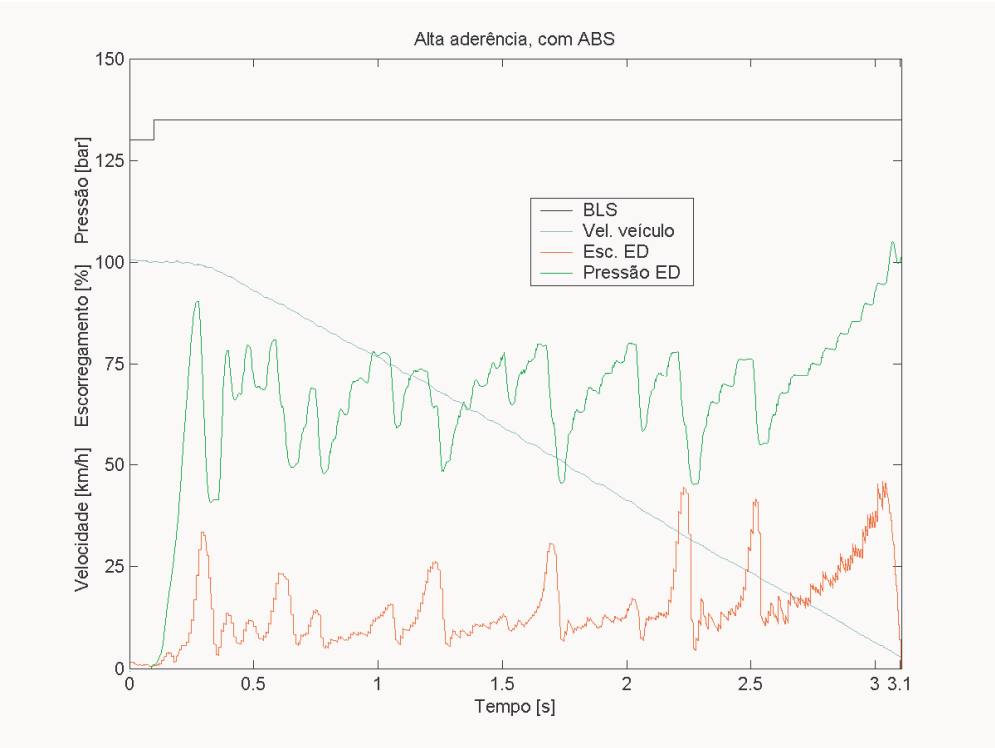

Figura 5.7 – Pressão e escorregamento no eixo dianteiro em alta aderência.

O eixo dianteiro, conforme mostra a figura 5.7, sofre maior quantidade de intervenções do ABS do que o eixo traseiro, pois é também o freio que mais contribui na distribuição da frenagem do veículo.

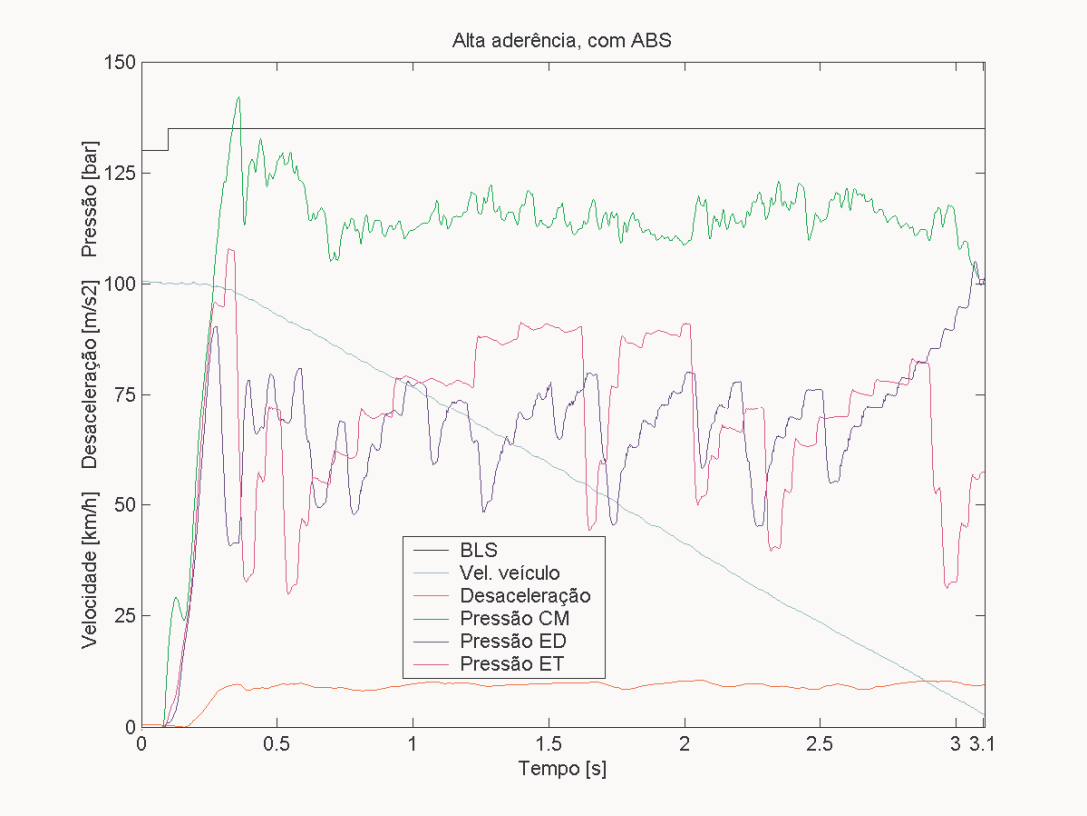

Figura 5.8 – Pressões e desaceleração em alta aderência.

Na figura 5.8, estão ilustradas as pressões nos eixos, cilindro mestre e desaceleração. As oscilações no nível de pressão do cilindro mestre, que explicam a pulsação característica do ABS, são reflexos das reduções de pressão que ocorrem nos freios dianteiro e traseiro, uma vez que o circuito hidráulico é do tipo fechado (*"closed loop"*). O espaço total percorrido do início da frenagem, a 100,8 km/h, até a parada do veículo foi de 44,22 m.

5.1.2 – Curvas de frenagem em média aderência

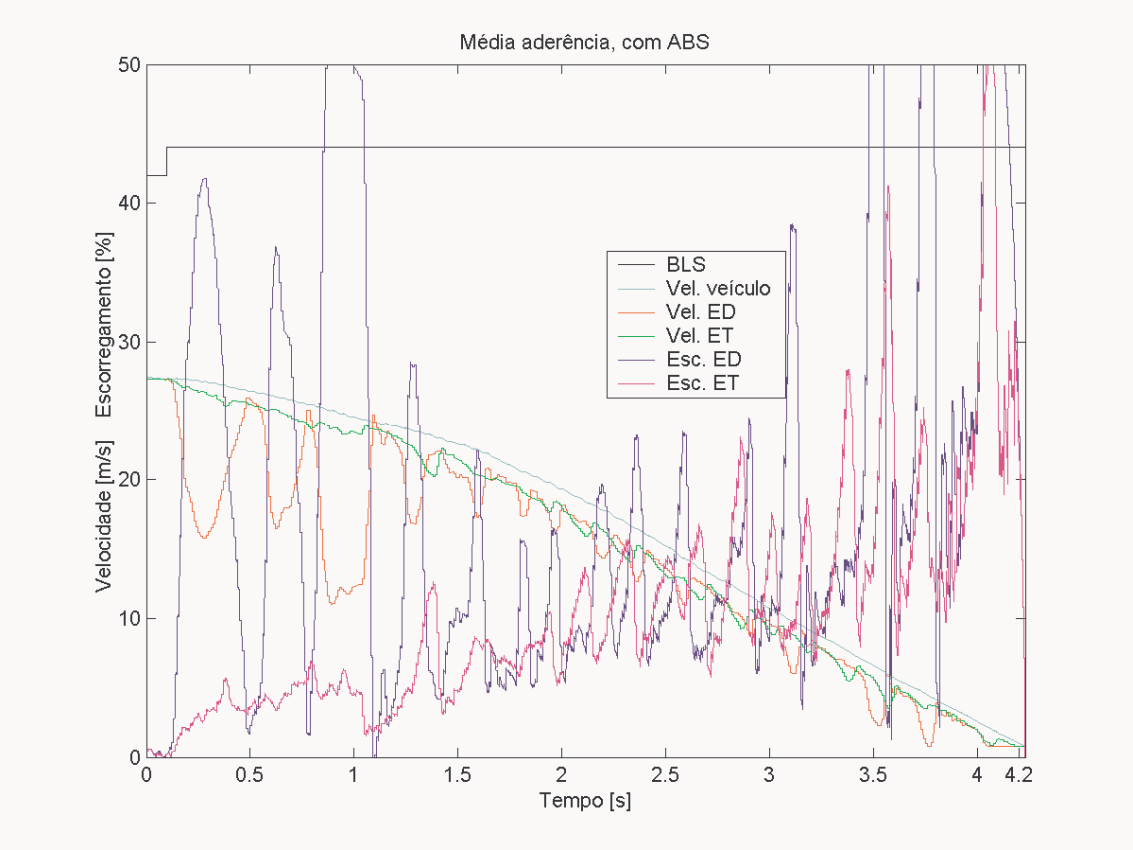

Figura 5.9 – Velocidades e escorregamentos em média aderência.

Numa pista de média aderência, pequenos níveis de pressão são suficientes para promover grandes taxas de escorregamento, como pode ser visto na figura 5.9. O eixo dianteiro, por sua contribuição majoritária, mostra-se mais sensível ao escorregamento e exige intensa atividade do ABS para controlar o escorregamento.

No primeiro terço da frenagem mostrada na figura 5.10, a desaceleração se mantém em níveis baixos, o que se explica pela média aderência do pavimento que resulta no alto escorregamento do eixo dianteiro. À medida que o controlador do ABS vai estabilizando as rodas do eixo dianteiro, a desaceleração começa a crescer e o veículo vai perdendo velocidade de forma segura, para parar totalmente em cerca de 4 s, tempo que pode ser considerado curto para a situação. A desaceleração média medida pela quinta-roda durante a frenagem foi de 5,66 m/s^2.

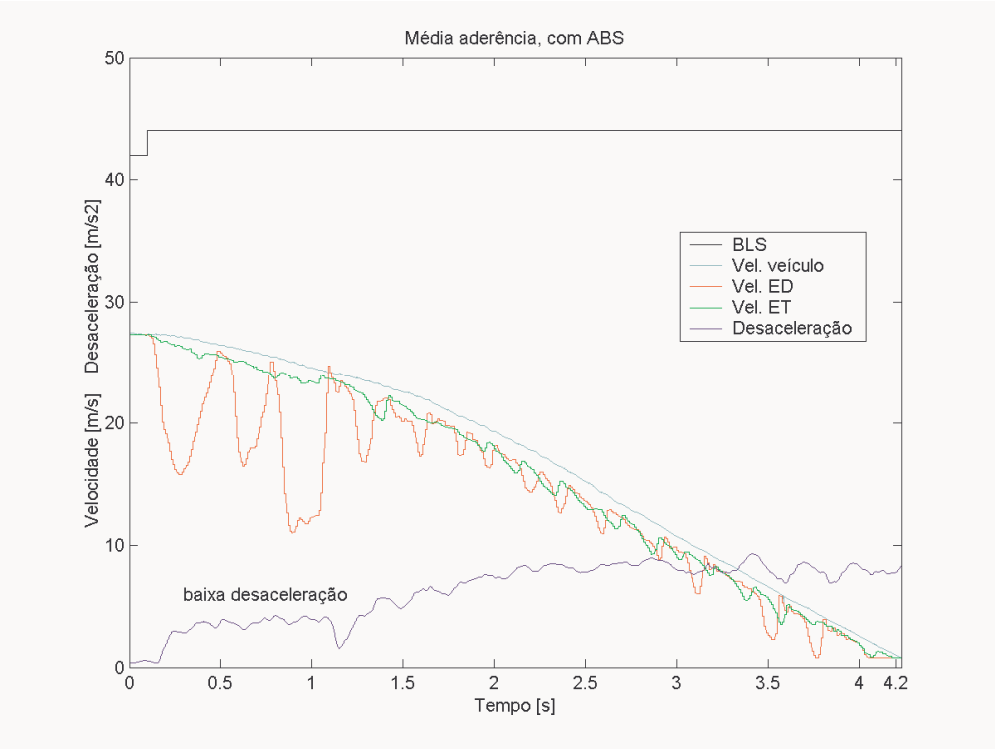

Figura 5.10 – Velocidades e desaceleração em média aderência.

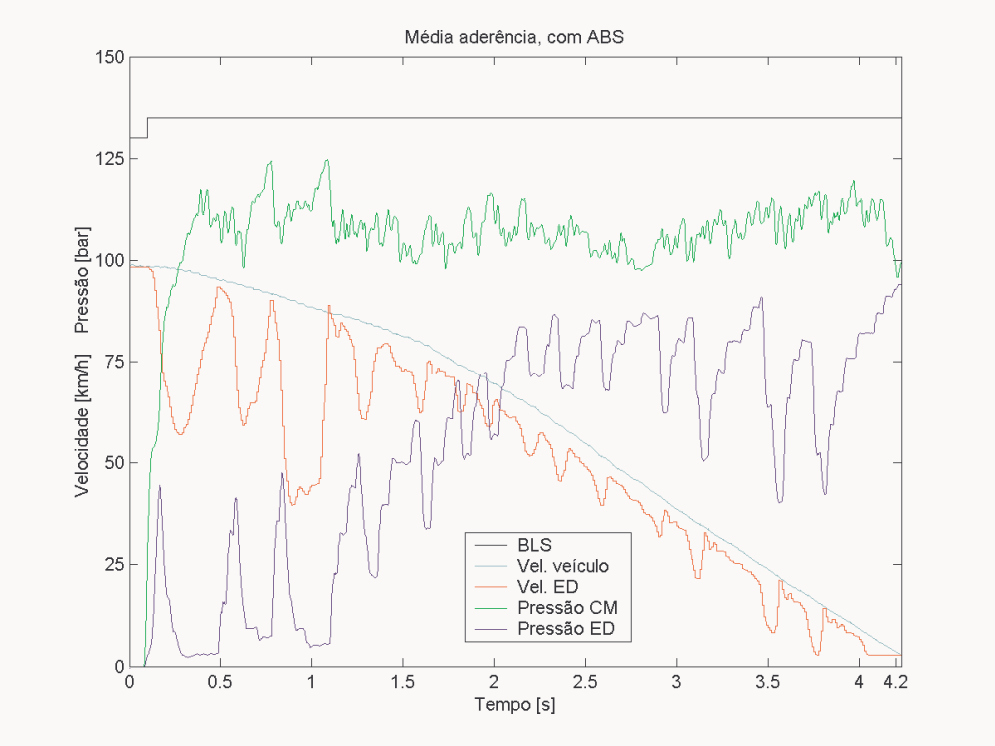

Figura 5.11 – Pressões e velocidades no eixo dianteiro em média aderência.

Na figura 5.11, uma vez que o escorregamento é elevado no princípio da frenagem, as pressões são reduzidas pelo ABS a níveis bem baixos, ao redor de 5 bar, que inclusive se confunde com a própria pressão residual do sistema de freios. Essa estratégia visa recuperar rapidamente a velocidade das rodas dianteiras, que estão na iminência de bloqueio, para manter ao menos a dirigibilidade do veículo. Durante este período, o ABS tenta recompor a pressão aplicada ao eixo dianteiro. Sem sucesso, pois o escorregamento volta a crescer, exigindo sucessivas reduções de pressão até que a estabilidade seja alcançada.

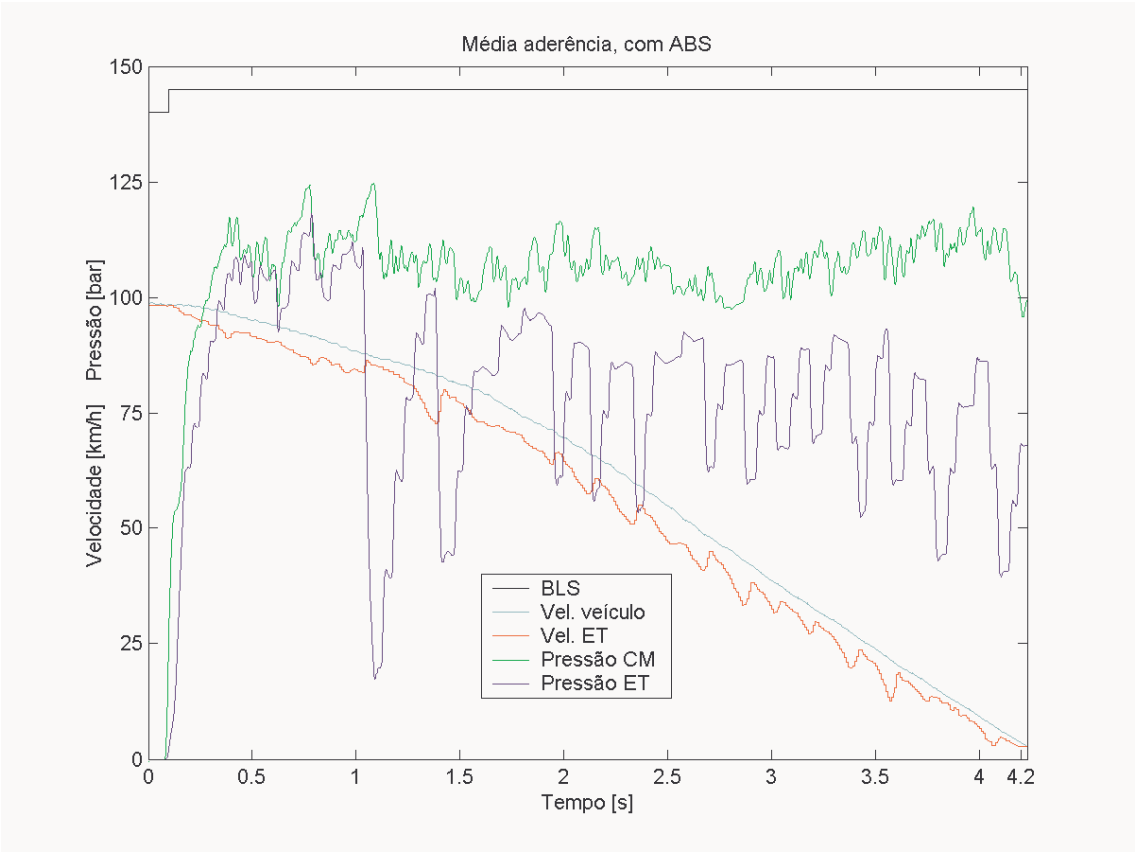

Figura 5.12 – Pressões e velocidades no eixo traseiro em média aderência.

O eixo traseiro, mostrado na figura 5.12, que se encontra mais estável, compensa parcialmente a ausência do eixo dianteiro nos primeiros 1,1 s de frenagem. Aqui, o controlador do ABS otimiza a distribuição da força de frenagem, aplicando pressão máxima no eixo traseiro, enquanto o dianteiro está instável e praticamente não pode frear.

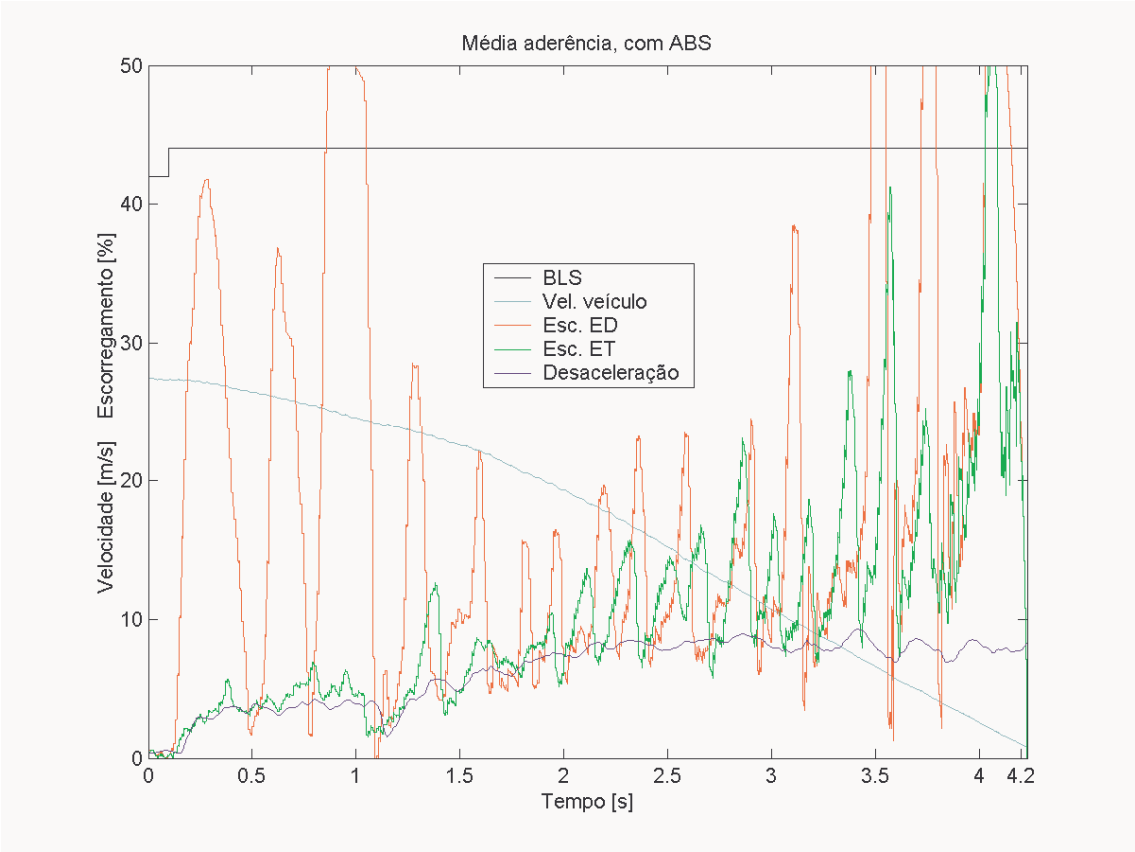

Figura 5.13 – Escorregamentos e desaceleração em média aderência.

Na figura 5.13, o alto escorregamento justifica a baixa desaceleração. Já na figura 5.14, fica claro que as tentativas de recomposição imediata da pressão aplicada ao eixo dianteiro acabam gerando novos picos de escorregamento, da ordem de 50%. Uma nova estratégia de recomposição, agora gradativa, parece então ser aplicada após os 1,1 s, permitindo a contenção do escorregamento a níveis adequados. A partir de então, a desaceleração começa a crescer, resultando numa inflexão na curva de velocidade, que experimenta um processo mais acentuado de decréscimo.

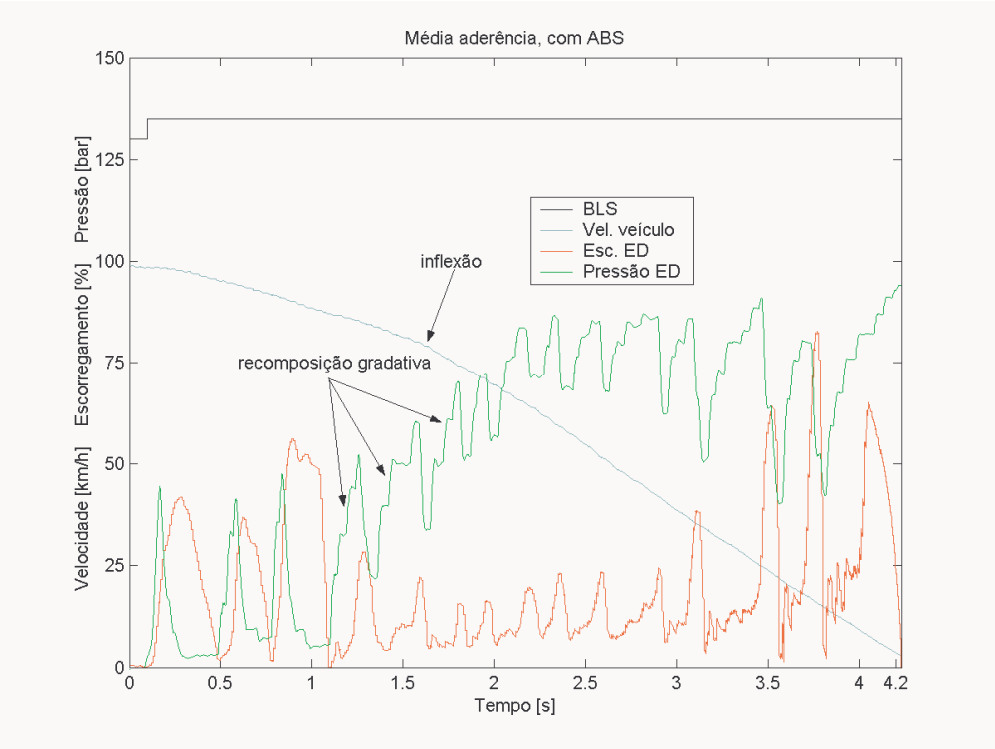

Figura 5.14 – Pressão e escorregamento no eixo dianteiro em média aderência.

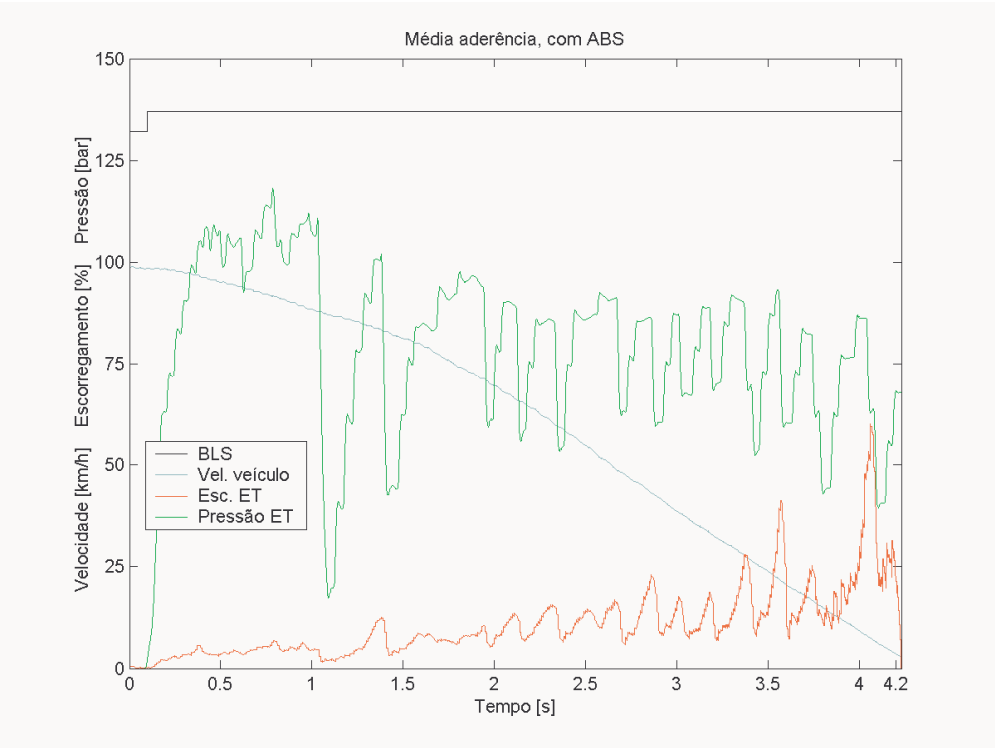

Figura 5.15 – Pressão e escorregamento no eixo traseiro em média aderência.

A figura 5.15 mostra o elevado nível de pressão hidráulica aplicada ao eixo traseiro, que se encontra estável, em compensação à baixa contribuição que o eixo dianteiro oferece no início da frenagem, devido à sua instabilidade. Aqui cabe uma comparação entre a eficiência do ABS com a da válvula sensível à carga. A válvula é capaz de mudar a distribuição de frenagem com a carga no eixo traseiro, mas numa situação como esta, a transferência dinâmica de carga do eixo traseiro para o dianteiro faria com que a válvula sensível à carga aliviasse a pressão do freio traseiro, ao contrário do que o ABS, que maximizou a pressão para compensar a ausência dianteira. Se equipado com a válvula sensível a carga, certamente a desaceleração do veículo seria inferior àquela obtida com o ABS.

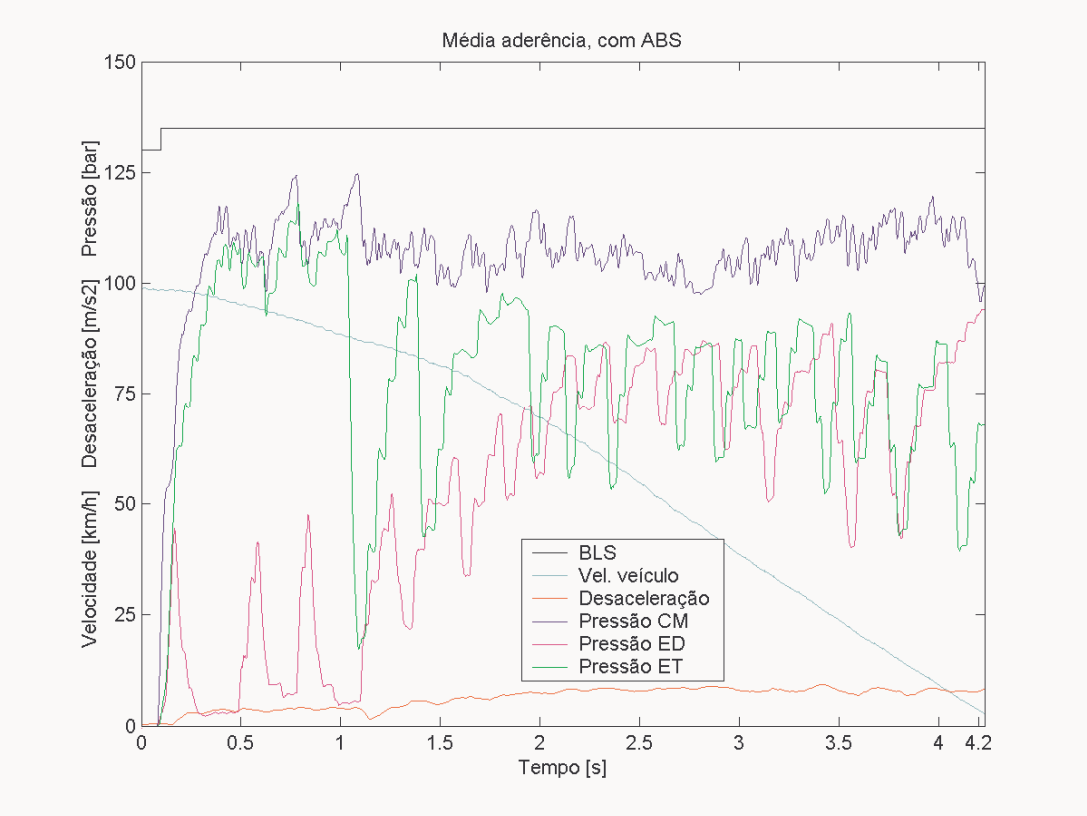

Figura 5.16 – Pressões e desaceleração em média aderência.

Na figura 5.16, estão ilustradas comparativamente as pressões dos eixos dianteiro e traseiro, além da desaceleração. O espaço total percorrido pelo veículo do início da frenagem, a 99 km/h até a parada foi de 66,81 m.

5.2 – Resultado das simulações

As simulações foram feitas no Laboratório Computacional Veicular da Escola de Engenharia de São Carlos, utilizando o programa *MatLab* com o modelo em *Simulink* desenvolvido pelo Professor Dr. Antonio Carlos Canale, do Departamento de Engenharia Mecânica. Para as simulações de alta aderência, foi assumido o valor de 0,90; para média aderência, 0,45, além de resultados numéricos para aderência 0,60. Os resultados estão mostrados a seguir.

5.2.1 – Curvas de frenagem em alta aderência

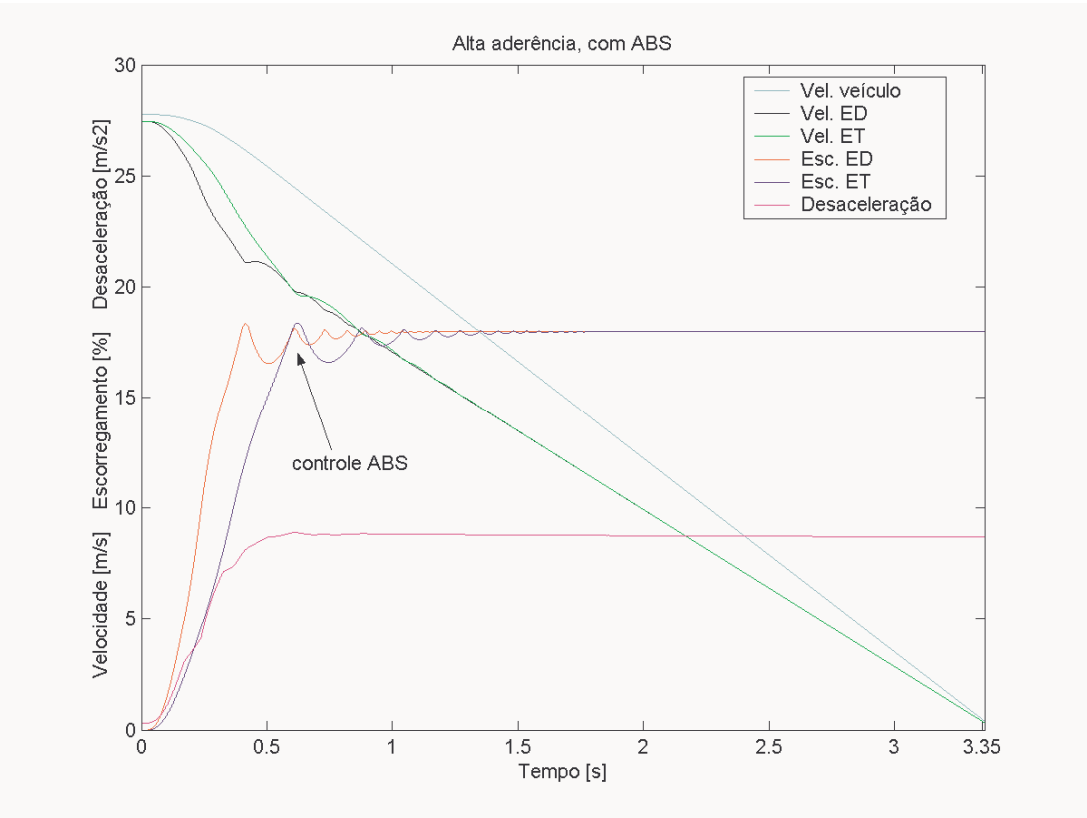

Figura 5.17 – Velocidades, escorregamentos e desaceleração em alta aderência.

A curva da figura 5.17 mostra o controlador ABS agindo para estabilizar o escorregamento em torno de 18%, que foi o parâmetro de entrada alimentado no Simulink. As oscilações transitórias são esperadas, pois o modelo Simulink do ABS conta com um bloco de primeira ordem, "*Hydraulic Lag*", para maior realismo,

conforme foi mostrado na figura 4.6. Com a estabilização do escorregamento promovida pelo controlador, a desaceleração é maximizada e se estabiliza em torno de 8,7 m/s^2.

Na figura 5.18, o alívio de torque promovido pelo ABS é acompanhado de uma retomada rápida de velocidade, que por sua vez, reflete-se na redução do escorregamento. Cabe lembrar que, conforme mostrou a figura 4.6, o modelo Simulink do LCV simula a intervenção do ABS em termos de torque e não de pressão hidráulica

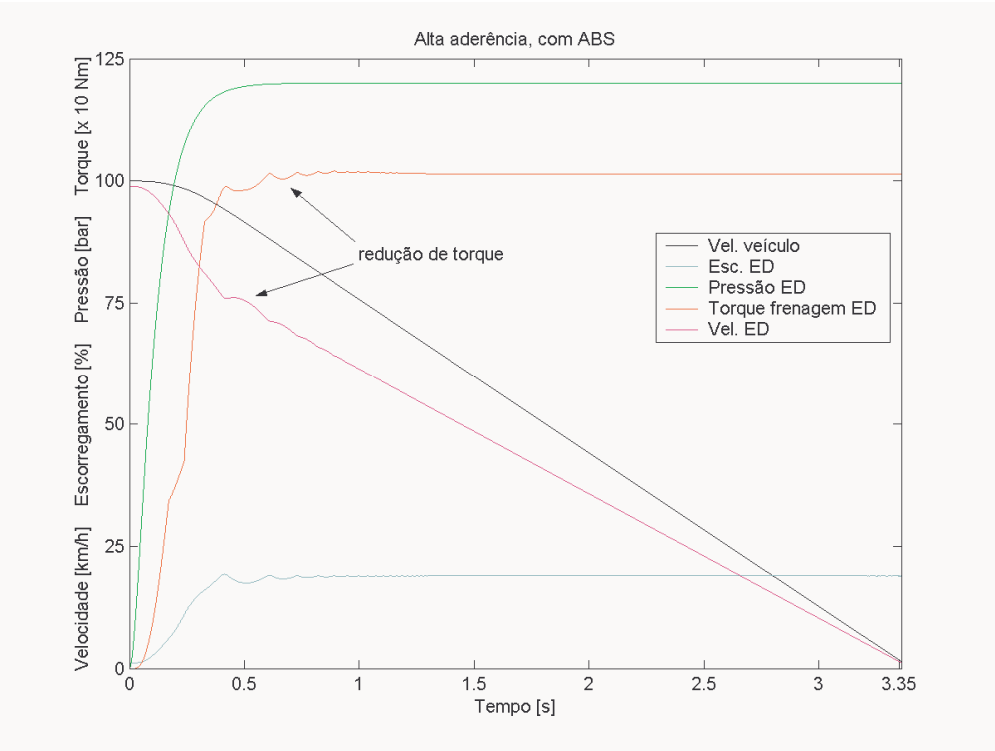

Figura 5.18 – Escorregamento, pressão e torque de frenagem no eixo dianteiro em alta aderência.

Na figura 5.19, a pressão nos freios do eixo dianteiro cresce com um certo atraso em relação ao cilindro mestre, o que é esperado na prática, devido à curva típica de absorção volumétrica dos freios a disco. Como o modelo em Simulink não prevê o retorno de pressão promovido pela bomba do ABS, as pressões se estabilizam num patamar de constância, que corresponde ao dado de entrada que foi alimentado no Simulink, ou seja, 120 bar.

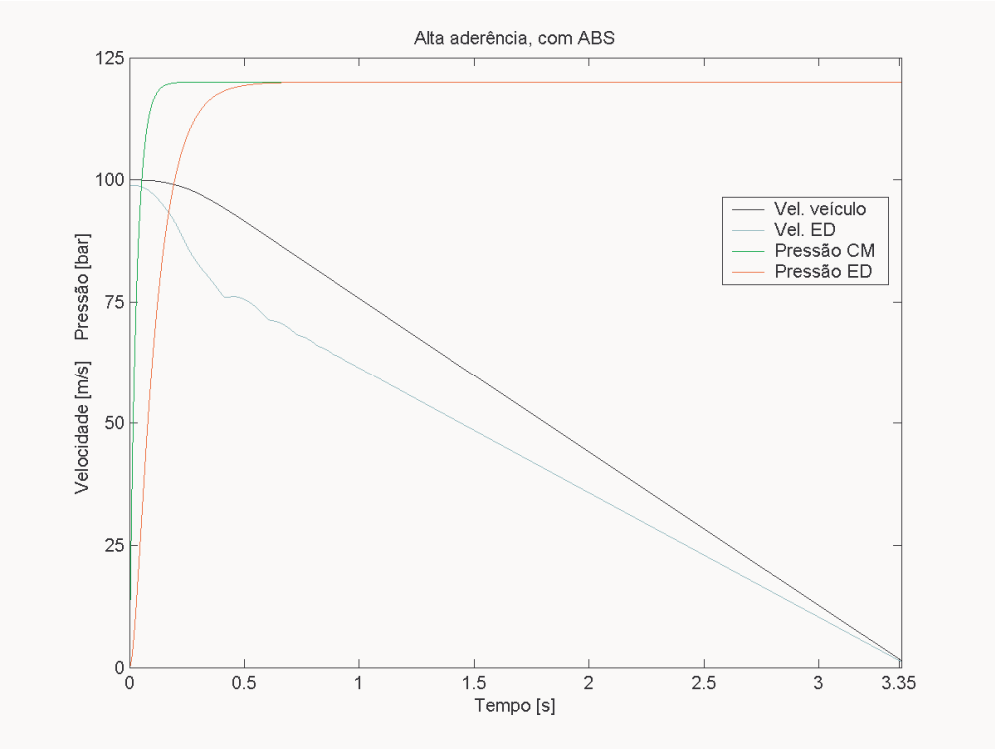

Figura 5.19 – Velocidades e pressões no eixo dianteiro em alta aderência.

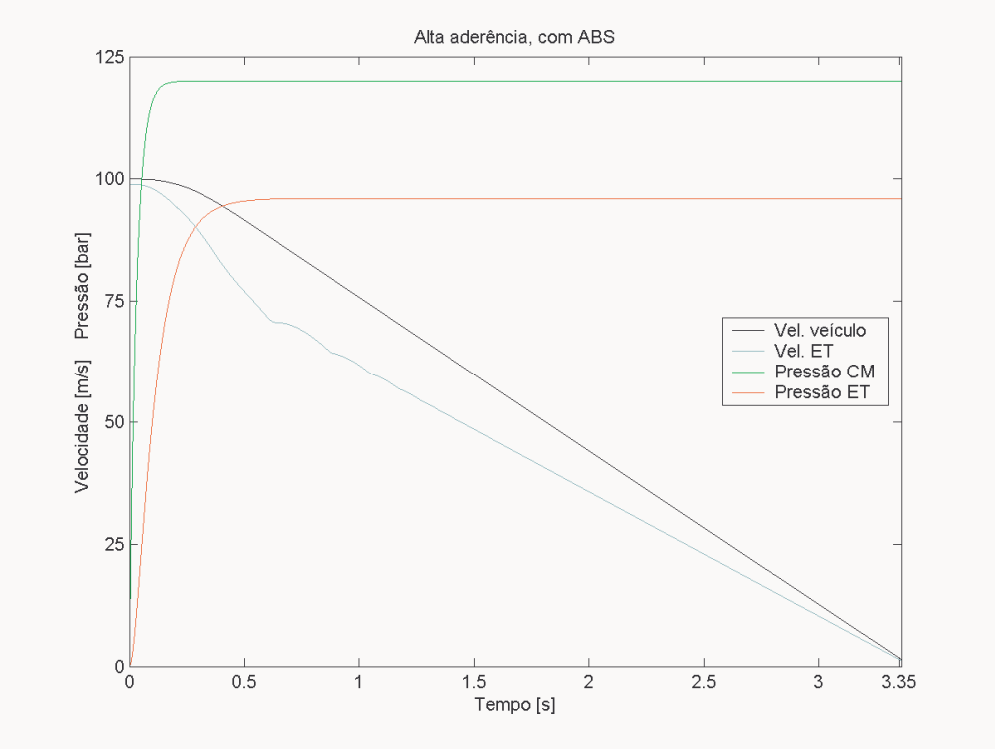

Figura 5.20 – Velocidades e pressões no eixo traseiro em alta aderência.

Para o eixo traseiro, conforme ilustra a figura 5.20, foi aplicada uma pressão de 80% daquela aplicada ao eixo dianteiro. Esta estratégia procurou conferir maior realismo à simulação, pois, como foi descrito na revisão da literatura, os veículos precisam contar com algum tipo de dispositivo capaz de reduzir a pressão no eixo traseiro, aproximando-o da curva ideal de distribuição da força de frenagem. Por esta razão, o escorregamento no eixo traseiro cresce de forma mais amena do que no eixo dianteiro, o que pode ser visto na figura 5.21.

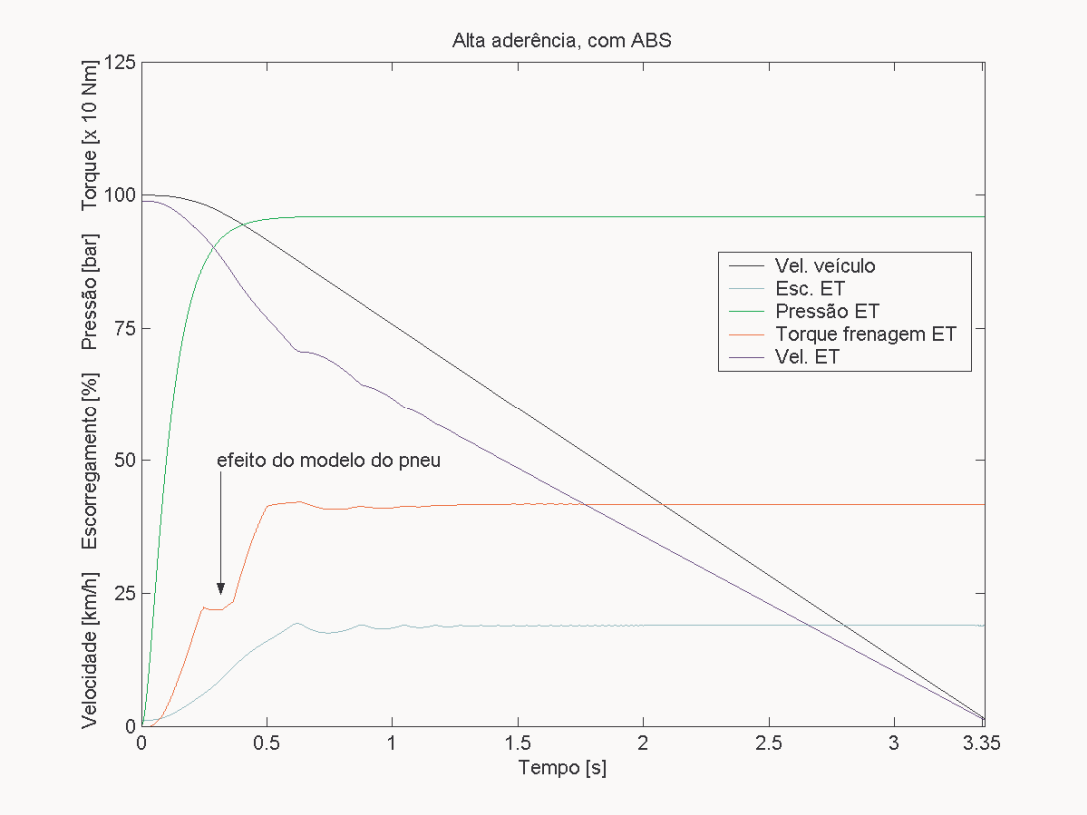

Figura 5.21 – Escorregamento, pressão e torque de frenagem no eixo traseiro em alta aderência.

Na figura 5.21, com tempo em torno de 200 ms, observa-se uma inflexão descrita como "efeito do modelo do pneu". Uma vez que o escorregamento neste momento é baixo, provavelmente a inflexão esteja sendo gerada pelo cálculo da aderência, o qual é executado pelo bloco "Modelo pneu", conforme mostrado na figura 4.6. O mesmo efeito também é percebido no torque de frenagem do eixo dianteiro, porém em menor intensidade, como mostra a figura 5.22.

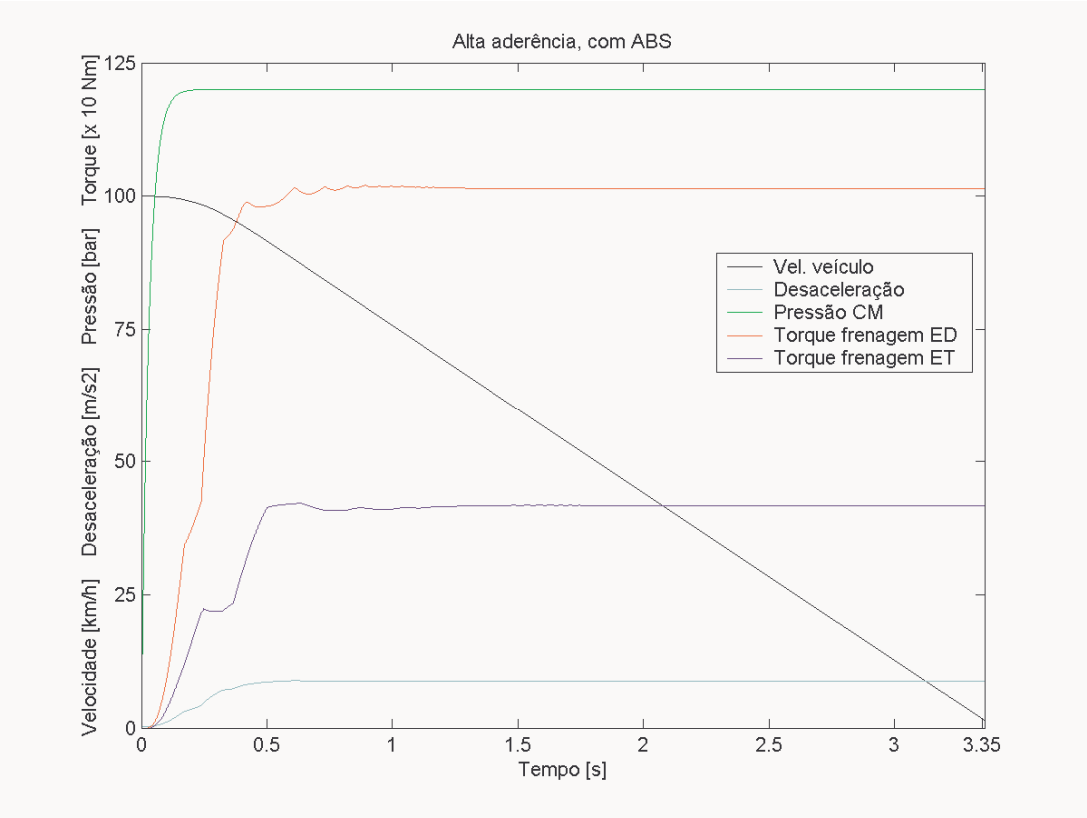

Figura 5.22 – Desaceleração, pressão e torques de frenagem em alta aderência.

Como pode ser visto na figura 5.22, o torque de frenagem do eixo dianteiro estabiliza-se em 1014 Nm, enquanto que o traseiro em 417,67 Nm. A diferença é explicada pelos diferentes níveis de pressão e fator de freio. A distância de parada na simulação de alta aderência foi de 50,37 m.

5.2.2 – Curvas de frenagem em baixa aderência

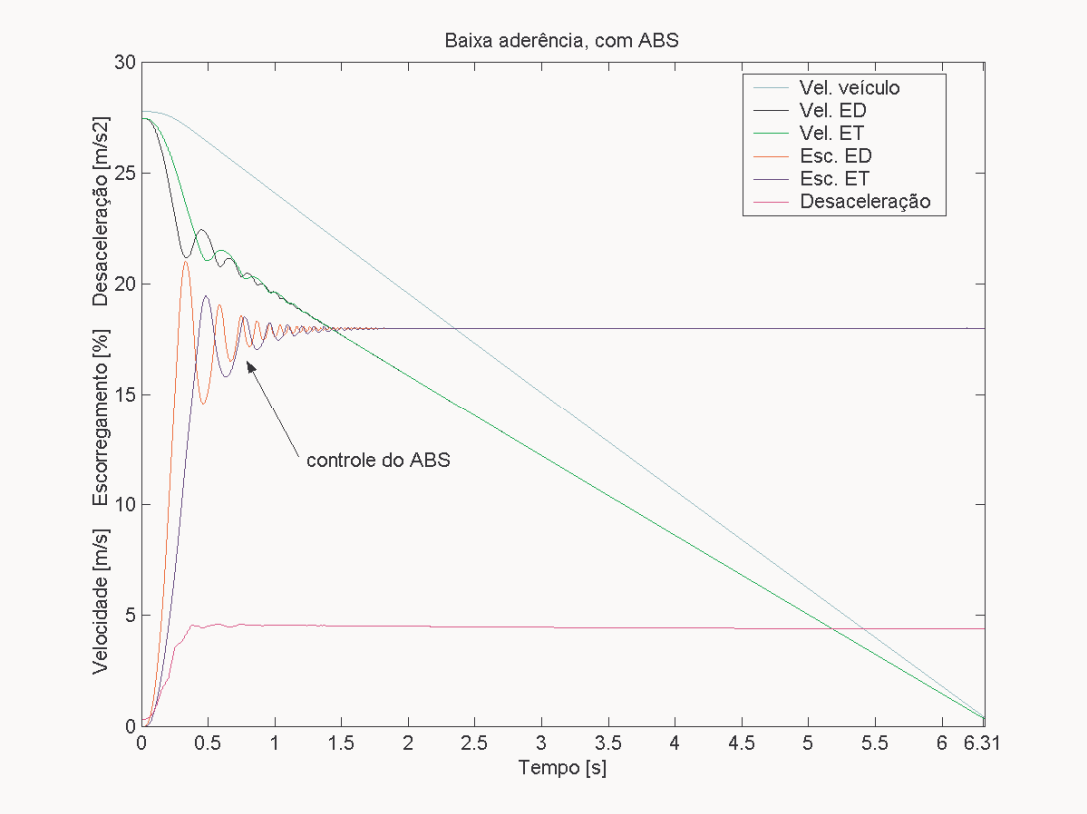

Figura 5.23 – Velocidades e escorregamentos em baixa aderência.

Na simulação de baixa aderência da figura 5.23, uma intensa intervenção do controlador ABS ocorre entre aproximadamente 200 < t < 1.500 ms, para reduzir os escorregamentos dos eixos dianteiro e traseiro até o valor definido no Simulink, que é de 18%. Após a intervenção do controle ABS, a desaceleração se estabiliza em torno de 4,4 m/s^2. Análogo ao que mostrou a figura 5.9, também na simulação o escorregamento foi mais intenso no eixo dianteiro, pois sua contribuição é maior na frenagem. As velocidades e pressões de cada eixo são mostradas nas figuras 5.24 e 5.25.

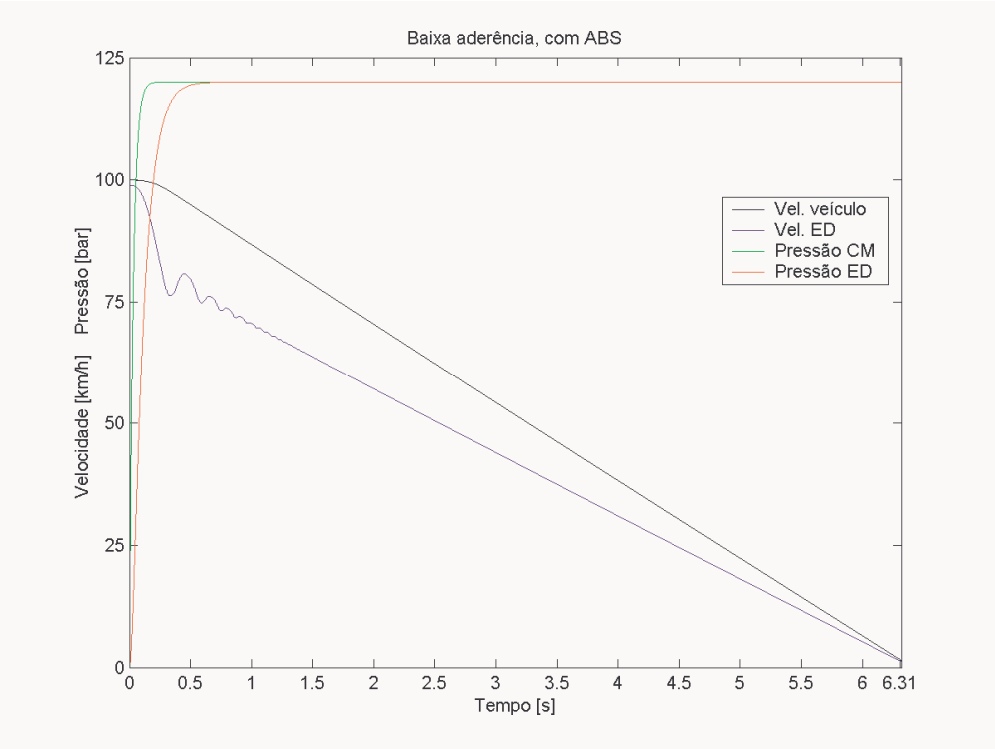

Figura 5.24 – Velocidades e pressões no eixo dianteiro em baixa aderência.

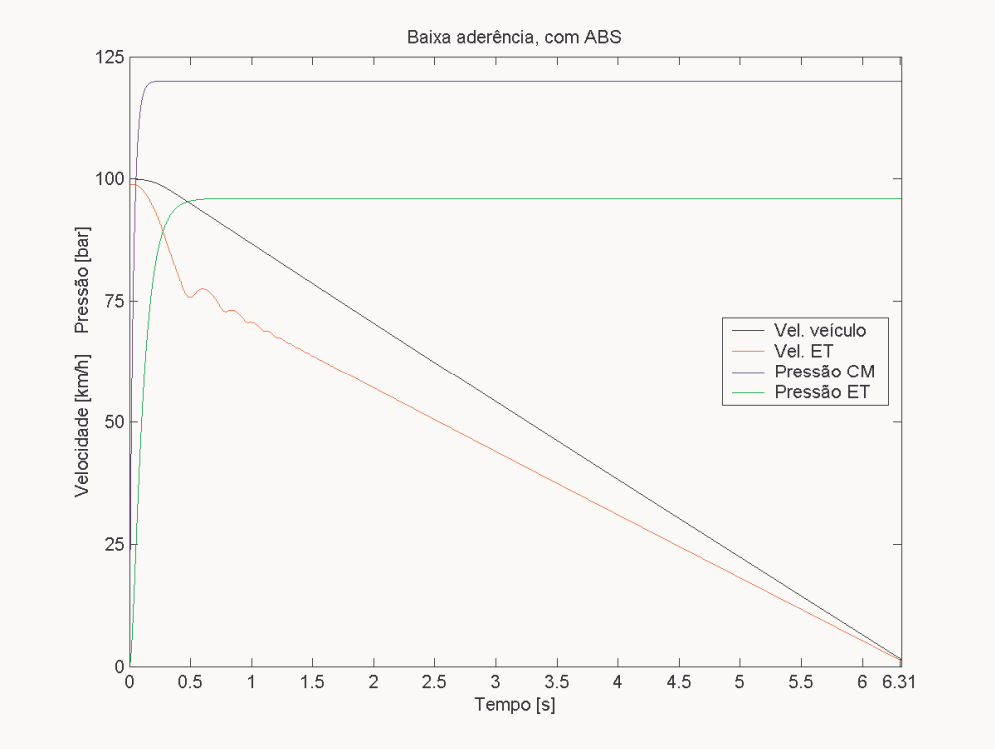

Figura 5.25 – Velocidades e pressões no eixo traseiro em baixa aderência.

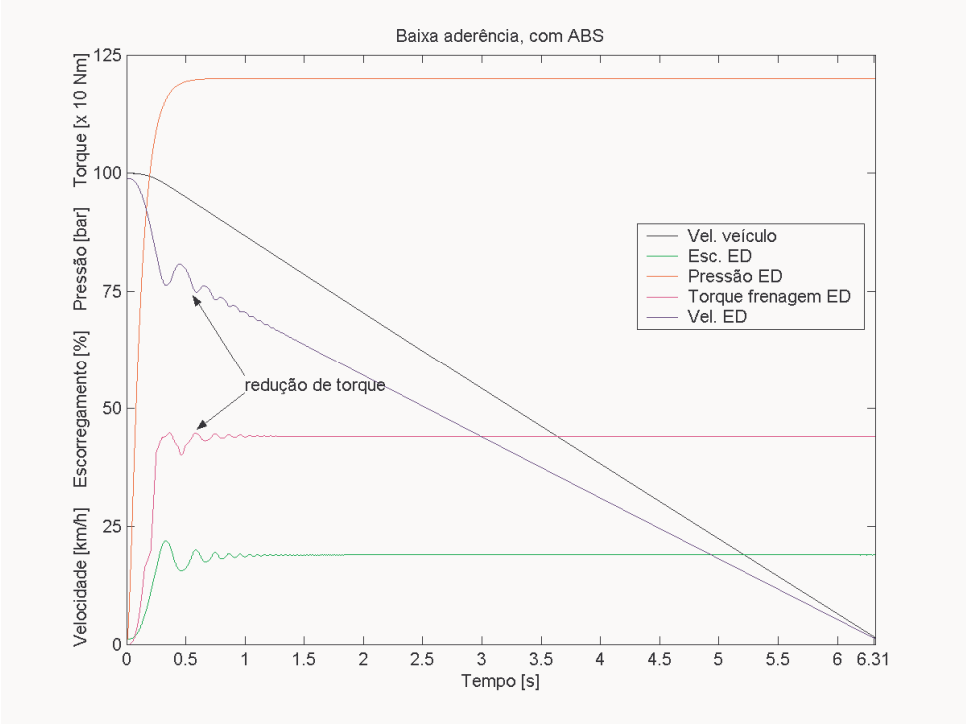

Figura 5.26 – Velocidades, escorregamento, pressão e torque em baixa aderência, no eixo dianteiro.

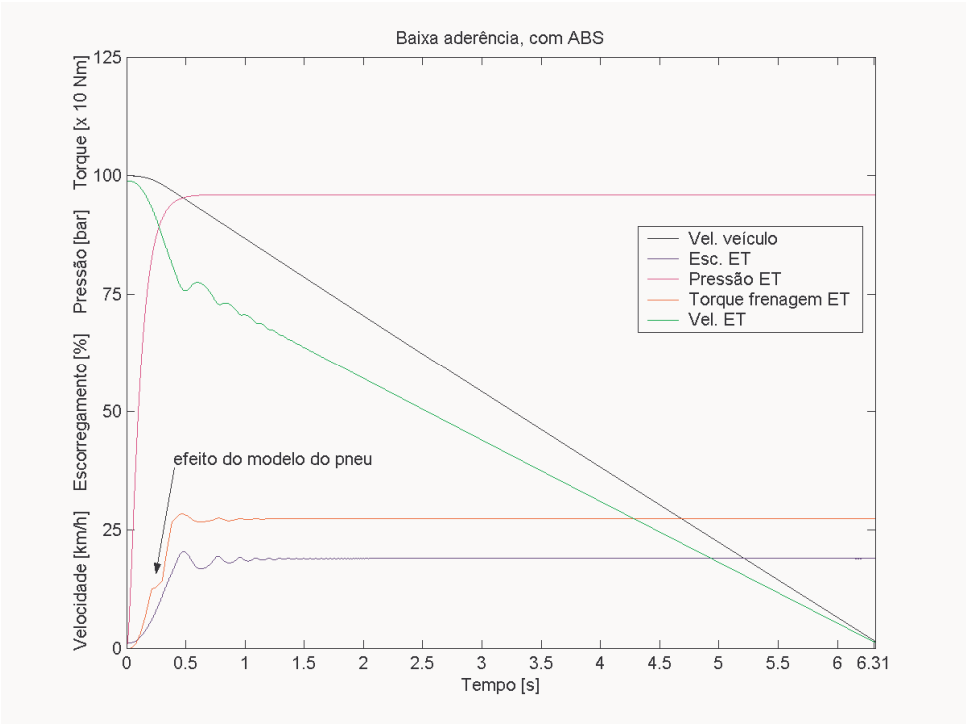

Figura 5.27 – Velocidade, escorregamento, pressão e torque em baixa aderência, no eixo traseiro.

Nas figuras 5.26 e 5.27, o torque de frenagem no eixo dianteiro foi de 437 Nm, e para o eixo traseiro 267 Nm. A redução de torque promovida pelo ABS é refletida imediatamente pela redução do escorregamento entre t ≈ 200 e 1.000 ms. Como ocorreu na simulação de alto atrito, novamente o modelo do pneu parece causar uma inflexão leve no torque de frenagem do eixo dianteiro e mais acentuada no torque de frenagem do eixo traseiro.

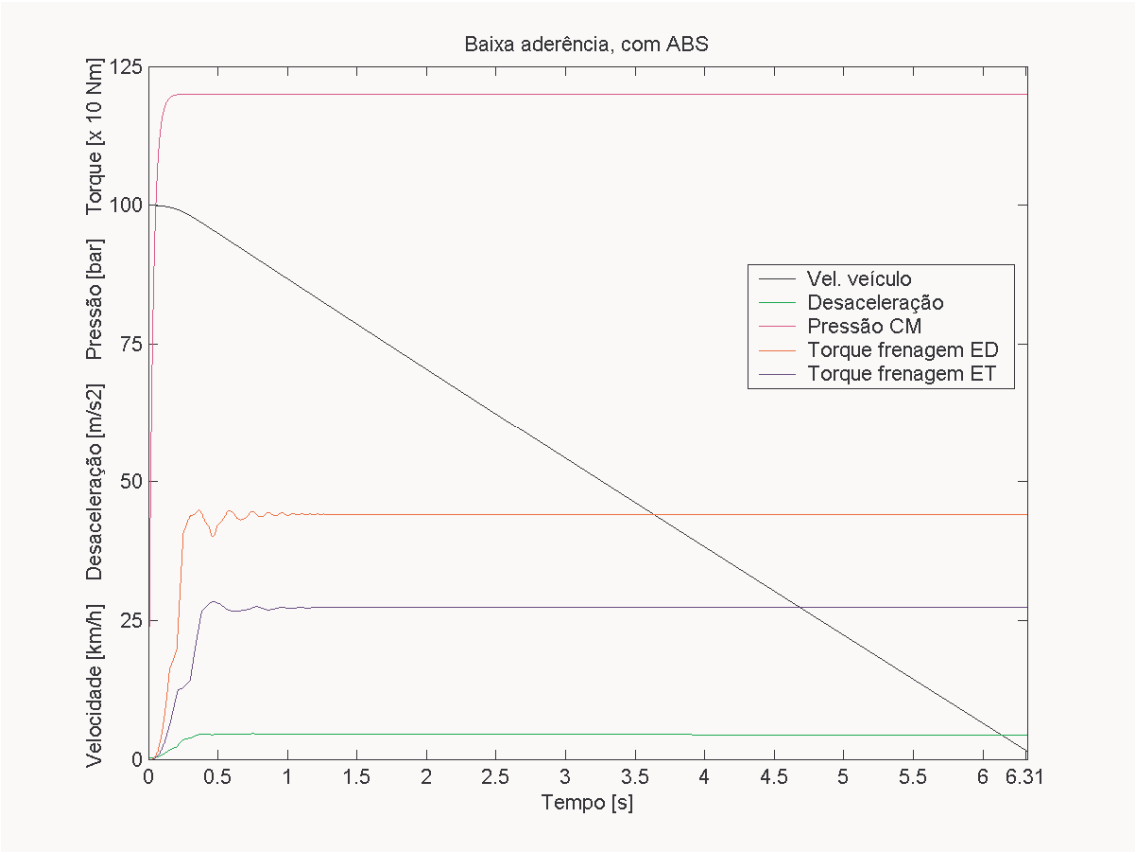

Figura 5.28 – Desaceleração, pressão e torques de frenagem em baixa aderência.

Na figura 5.28, a pressão no cilindro mestre é mostrada com os torques de frenagem de cada eixo, onde ocorre a modulação pelo controle do ABS.

6 – DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

As tabelas 6.1, 6.2 e 6.3 mostram as principais grandezas e os valores obtidos na simulação e no teste experimental, além do desvio entre os resultados. Conforme ilustrado na figura 4.3, se for assumido por hipótese que o ABS utiliza o máximo coeficiente de adesão disponível, (μ_o), a aderência utilizada na prova experimental poderá ser calculada pela equação:

$$\mu_0 = \frac{b}{g} \tag{6.1}$$

onde:

(μ_0) aderência máxima disponível
(b) desaceleração do veículo
(g) aceleração da gravidade

Tabela 6.1 - Comparação em alta aderência.

Grandeza	Experimental	Simulação	Desvio
Aderência - eq. (6.1)	0,904	0,90	0
Tempo até a parada [s]	3,343	3,3576	-0,4%
Distância de parada [m]	44,22	50,3767	-12,2%
Desaceleração média [m/s^2]	8,87	8,1489	8,8%

Tabela 6.2 - Comparação em média aderência.

Grandeza	Experimental	Simulação	Desvio
Aderência - eq. (6.1)	0,577	0,60	3,98%
Tempo até a parada [s]	4,388	4,85	10,5%
Distância de parada [m]	66,81	70	4,78%
Desaceleração média [m/s^2]	5,66	5,65	0,17%

Infelizmente a pista de testes utilizada não oferece nível de aderência próximo de 0,45. Assim, esta prova experimental não pôde ser efetuada para comparar com o resultado simulado da tabela 6.3. A boa aproximação obtida para alta e média aderências traz, entretanto, uma perspectiva otimista também para 0,45.

Tabela 6.3 - Comparação em baixa aderência.

Grandeza	Experimental	Simulação
Aderência	não realizada	0,45
Tempo até a parada [s]	não realizada	6,3180
Distância de parada [m]	não realizada	91,0905
Desaceleração média [m/s^2]	não realizada	4,3307

A análise das curvas simuladas e das tabelas anteriores demonstra que o modelo *Simulink* do LCV aproxima muito bem o comportamento dinâmico do veículo, podendo ser extremamente útil no desenvolvimento de aplicações ABS para a indústria nacional, uma vez que pode reduzir a necessidade de provas práticas, as quais exigem a

disponibilização de veículos, pistas de testes, instrumentação, além de restringir a execução dos trabalhos de acordo com as condições meteorológicas.

O modelo se mostrou especialmente eficiente ao prever, por exemplo, maiores níveis de escorregamento no eixo dianteiro em comparação com o eixo traseiro, assim como a faixa de intervenção do ABS em ambas as situações simuladas. Também são dignos de nota a aproximação da simulação em termos de desaceleração média e tempo de frenagem, conforme pode ser visto na tabela 6.2, onde se estabelece a comparação de média aderência.

Cabe lembrar que as diferenças registradas provavelmente se devem, pelo menos em parte, às diferentes estratégias de controle empregadas pelo ABS real e pelo modelo em Simulink. O modelo pode perfeitamente ser adaptado para uma maior aproximação.

7 – CONCLUSÕES

Ao final da primeira fase de avaliação comparativa entre os resultados experimentais e simulados pelo Modelo Dinâmico de Veículo, desenvolvido pelo LCV da EESC-USP, conclui-se que o modelo é uma ferramenta valiosa na certificação de sistemas de freios veiculares, e pode auxiliar inclusive no projeto da estratégia e lógica de controle de sistemas ABS, reduzindo o tempo de desenvolvimento e a quantidade necessária de provas práticas. A economia gerada pela utilização da simulação, poderia, por exemplo, ajudar a viabilizar a adoção em massa do sistema de freios com ABS em veículos de baixo custo, porção majoritária da produção nacional.

Para um maior nível de aproximação numérica, seguem algumas sugestões para continuação do trabalho, possivelmente num futuro programa de doutorado:

- promover o controle do ABS no modelo Simulink em termos de pressão e não de torque. Com esta medida, tornar-se-ia possível considerar o efeito sobre todo o sistema de freios da pressurização adicional provocada pela bomba de retorno do ABS durante o controle;
- implantar o controle de pressão EBD, melhorando a contribuição do eixo traseiro na frenagem do veículo;
- implantar uma estratégia de reposição gradativa de pressão pelo ABS, após o término da fase de redução de pressão;
- implantar um perfil de acionamento do freio pelo motorista, que em geral não é abrupto, a menos que o veículo seja equipado com *"Brake Assist"*;
- revisar o modelo matemático do pneu, para que seja considerado o efeito da velocidade e temperatura sobre a variação do escorregamento;
- estender a avaliação comparativa para frenagens em curvas, "*μ-split*", transição da alta para baixa aderência e vice-versa, mudança de faixa de rolagem, etc., para um completo mapeamento dos afastamentos experimental e simulado;
- simular e comparar com a prática situações com variações de carregamento e posição do CG.

8 – LISTA DE REFERÊNCIAS

[1] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **Veículos rodoviários – Veículos motorizados equipados com sistema antibloqueio de frenagem – Medida do desempenho do freio - NBR 14353.** Rio de Janeiro, 1997.

[2] GARDINALLI, G.J.; BISETTO, F. **Oitava geração de ABS/ESP: uma alternativa de menor custo para o aumento da segurança veicular**. In: XIII CONGRESSO E EXPOSIÇÃO INTERNACIONAIS DA TECNOLOGIA DA MOBILIDADE. São Paulo: SAE BRASIL, 2004. SAE technical paper series 2004-01-3278 P.

[3] INSTITUTO BRASILEIRO DE PESQUISA ECONOMICA APLICADA. **Impactos sociais e econômicos dos acidentes de trânsito nas aglomerações urbanas.** Brasília, 2003.

[4] BOSCH. **Conventional and electronic braking systems.** 3.ed. Plochingen: Robert Bosch GmbH, 2003.

[5] BOSCH. **Automotive handbook**. 6.ed. Plochingen: Robert Bosch GmbH, 2004.

[6] GILLESPIE, T.D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Warrendale: Society of Automotive Engineers Inc., 1992.

[7] MITSCHKE, M.; WALLENTOWITZ, H. **Dynamik der Kraftfahrzeuge**. 4.Aufl. Berlin: Springer, 2004.

[8] CANALE, A.C. **Automobilística – dinâmica e desempenho.** São Paulo: Érica, 1989.

[9] RIETH, P.; DRUMM, S.; HARNISCHFEGER, M. **Elektronisches Stabilitätsprogramm. s.L.: Verlag Moderne Industrie, 2001.** Bibliothek der Technik, 223.

[10] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **Desempenho de sistemas de freio para veículos rodoviários - NBR 10966**. Rio de Janeiro, 1990.

[11] BOSCH. **From innovation to standard.** Disponível em: <http://www.bosch.com/start/media/BOSCH_ABS_Infowand_eng.pdf> Acesso em: 20 mar 2005.

[12] HUCHO, W.H. **Aerodynamics of road vehicles: from fluid mechanics to vehicle engineering.** s.L., Butterworth, 1987.

[13] LIMPERT, R. **Brake and design and safety**. 2.ed. Warrendale: Society of Automotive Engineers Inc., 1999.

[14] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **Veículos rodoviários – Sistemas de freios – Ensaio de desempenho - NBR 10967**. Rio de Janeiro, 1999.

[15] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **Desempenho de sistemas de freio para veículos rodoviários – Prescrições relativas às condições específicas para o freio de mola acumuladora (câmara combinada do freio) - NBR 10970**. Rio de Janeiro, 1990.

[16] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **Veículos rodoviários – Distribuição de frenagem entre eixos veiculares e requisitos para compatibilidade entre veículos rebocadores e reboques –**
NBR 10970. Rio de Janeiro, 1990.

[17] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **Veículos rodoviários – Distribuição de frenagem entre os eixos veiculares e requisitos para compatibilidade entre veículos rebocadores e reboques - NBR 14354.** Rio de Janeiro, 1999

[18] CANALE, A.C. et al. **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: SAE BRASIL, 2005. p.1-6)

[19] DIXON, J.C. **Tires, suspension and handling**. 2.ed. Warrendale: Society of Automotive Engineers Inc., 1996.

[20] EVANS, L.; GERRISH, P.H. Antilock brakes and risk of front and rear impact in two-vehicles crashes**. Accid. Anal. and Prev**., Grã-Bretanha, v. 28, n. 3, p. 315-323, 1996.

[21] PACEJKA, H. **Tire and vehicle dynamics**. Warrendale: Society of Automotive Engineers Inc., 2002.

[22] Society of Automotive Engineers. **Surface vehicle recommended practice SAE J670e**. Rev. Jul 76. Warrendale, 1976.

[23] SUGAI, M. et al. **New control for maximizing braking force on antilock braking system.** Vehicle System Dynamics, [s.L.], n. 32, p. 299-312, 1999.