

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
Departamento de Engenharia Mecânica

Henrique Manguino Meira

Reconstrução de acidentes de trânsito utilizando vestígios de frenagem
de veículos com ABS.

São Paulo
2011

Henrique Manguino Meira

Reconstrução de acidentes de trânsito utilizando vestígios de frenagem
de veículos com ABS.

Trabalho de formatura apresentado à
Escola Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do título de
Graduação em Engenharia.

Orientador: Prof. Dr. Marcelo Massarani

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo
2011

FICHA CATALOGRÁFICA

Meira, Henrique Manguino

**Reconstrução de acidentes de trânsito utilizando vestígios de frenagem de veículos com ABS / H.M. Meira. – São Paulo, 2011
91 p.**

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Acidentes de trânsito (Reconstituição) 2.Frenagem 3.Perícia técnica I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

AGRADECIMENTOS

À Ana Lúcia e Marco Antônio Guedes, por gentilmente cederem o espaço para instrumentação dos veículos. Agradeço também pelo apoio, incentivo e carinho ao longo desses anos.

Ao grande amigo André Guedes pelo auxílio na instrumentação dos veículos e pela atuação como piloto dos testes práticos; sem ele esse trabalho não seria possível.

À Deborah Sala pela participação da revisão do documento final e ajuda em todas as fases do trabalho.

A special thanks to my friend Jacob Pobocik for his help and support through this work. Our valuable discussions guided part of this paper.

Ao Leonil Godoy, pelo incentivo e apoio prestados ao longo de nossa convivência pessoal e profissional. Agradeço pela nossa amizade e também pelo exemplo constante de profissionalismo.

Ao Prof. Dr. Marcelo Massarani pela orientação e supervisão do trabalho.

À Renata Guedes pela edição das imagens presentes nesse documento. Agradeço também o apoio, encorajamento e companheirismo ao longo desses anos.

Às empresas: ETAS SBZ, pelo empréstimo dos equipamentos de medição e softwares utilizados para aquisição e análise de dados; Support Fonoaudiologia pelo empréstimo dos veículos para os testes práticos.

Agradeço à minha família pelo encorajamento, apoio e paciência nesses anos.

RESUMO

MEIRA, H. M. **Reconstrução de acidentes de trânsito utilizando vestígios de frenagem de veículos com ABS**. 2011. 91 p. Trabalho de Formatura – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2011.

Os vestígios no pavimento deixados por veículos com freios convencionais em situação de frenagem emergencial são importante fator na reconstrução de acidentes de trânsito. Em contrapartida, embora seja crescente a inclusão de veículos equipados com ABS em cenário nacional, há poucos estudos que abordem a importância das marcas por eles produzidas. O presente documento tem por objetivo propor uma abordagem que seja útil e confiável para reconstrução de acidentes de trânsito a partir de vestígios de veículos dotados de sistema ABS. Para tanto, analisa os diversos métodos utilizados nas perícias atuais, destacando suas limitações e propondo uma solução mais criteriosa. Através de ensaios experimentais, o trabalho mostra que a produção de marcas de frenagem não está atrelada unicamente ao bloqueio das rodas e que veículos equipados com ABS também podem produzir vestígios no pavimento. Com base nos dados dos testes práticos, os modelos tradicionais para cálculo de velocidade e tempo de frenagem foram testados e comparados à metodologia proposta. Como resultado, ressalta-se a imprecisão do uso da teoria clássica de atrito (Atrito de Coulomb) para a determinação de um fator constante de desaceleração, enfatizando a obtenção de melhores resultados pela utilização de acelerômetros embarcados para estimativa da desaceleração média nas diversas fases da frenagem. Por fim, o texto conclui que as marcas deixadas por veículos com ABS podem ser tão significativas à reconstrução de acidentes quanto as produzidas por freios convencionais, desde que devidamente tratadas.

Palavras chave: Vestígios de Frenagem, Reconstrução de Acidentes de Trânsito, ABS.

ABSTRACT

MEIRA, H. M. **Accident Reconstruction using ABS braking marks**. 2011. 91 p. Trabalho de Formatura – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2011.

Locked-wheel skid marks are a key parameter in accident reconstruction; however, the widespread use of anti-lock braking systems (ABS) raises the question what role tire marks play in reconstructions today. In response to this question, tests were conducted to show that ABS-equipped vehicle could also produce tire imprints and these marks may be used to calculate speed and braking time. Test data was used to compare the traditional approaches and a more comprehensive method in estimating pre-crash parameters. It was observed that the use of accelerometers to get the deceleration profile in all braking phases can led to more accurate results in comparison to friction factor methodologies. Finally, this paper concludes that the ABS marks can be equally useful to accident reconstruction once they were analyzed in a proper way.

Keywords: Skid Marks, Accident Reconstruction, ABS.

LISTA DE SIMBOLOS

α : aceleração

v_f : velocidade final

v : velocidade inicial

t : tempo de aceleração

F_b : força total de frenagem

M : massa do veículo

S_b : distância total de frenagem

K_f : fração da força total de frenagem dimensionada para o eixo dianteiro

F_{xr} : força de frenagem / aceleração no eixo traseiro

F_{xf} : força de frenagem / aceleração no eixo dianteiro

R_x : força de resistência ao rolamento

R_{xf} : força de resistência ao rolamento atuante no eixo dianteiro

R_{xr} : força de resistência ao rolamento atuante no eixo traseiro

θ : inclinação da pista

W_f : carga no eixo dianteiro

b : distância entre o eixo dianteiro e o centro de massa

c : distância entre o eixo traseiro e o centro de massa

g : aceleração da gravidade local

h : altura do centro de gravidade

W_r : carga no eixo traseiro

μ : coeficiente de atrito pneu-pista

α_f : desaceleração em condição de bloqueio das rodas dianteiras

α_r : desaceleração em condição de bloqueio das rodas traseiras

α_{max} : máxima desaceleração

K_{fmax} : distribuição de freio ótima

i : escorregamento

r_t : raio do pneu

w : velocidade de rotação da roda

i_{SAE} : escorregamento por norma SAE

v_s : velocidade estimada pelas marcas de frenagem

S_s : comprimento do vestígio de frenagem

v_c : velocidade de colisão

$\bar{\alpha}$: desaceleração média

t_s : tempo de frenagem estimado pelos vestígios

G : inclinação da pista

μ_t : coeficiente de atrito obtido em teste de frenagem

v_t : velocidade impressa em teste de frenagem

F : força com que o *dragsled* é puxado

F_{at} : força de atrito

m : massa do *dragsled*

t_o : duração do período transiente

δ_v : desvio percentual da velocidade

v_b : velocidade no momento de acionamento dos freios

δ_t : desvio percentual do tempo de frenagem

t_b : tempo de frenagem real

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Convenção de eixos - recomendação SAE.....	14
Figura 2 - Diagrama de forças.....	14
Figura 3 - Exemplo de vestígio de frenagem.	15
Figura 4 - Controle dos freios pelo ABS.....	16
Figura 5 - Marcas de frenagem - veículo com ABS - década de 80	17
Figura 6 - Vestígios de frenagem - Mercedes-Benz CLK500 2005 com ABS	17
Figura 7 – Situação de bloqueio das rodas traseiras antes das dianteiras	24
Figura 8 – Situação de impossível bloqueio das rodas traseiras antes das dianteiras	24
Figura 9 - Dragsled da Braker Box	30
Figura 10 - Forças atuantes em um dragsled.....	31
Figura 11 - Curva de desaceleração característica	34
Figura 12 - Período transiente em curva de desaceleração típica.	36
Figura 13 – Marcas de frenagem do ensaio com ABS.....	40
Figura 14 – Perfil [Aceleração vs Tempo] obtido no ensaio de referência.....	41
Figura 15 – Curvas características – Ensaio de referência.....	43
Figura 16 – Curvas características – Ensaio de validação A.....	44
Figura 17 – Curvas características – Ensaio de validação B.....	45
Figura 18 – Curvas características – Ensaio de validação C.....	46
Figura 19 – Comparação dos modelos na estimativa da velocidade.....	48
Figura 20 – Comparação dos modelos na estimativa do tempo de frenagem.....	50
Figura 21 – Desvio médio de cada modelo com relação à velocidade e tempo de frenagem.....	51
Figura 22 – Diferenças na intensidade das marcas com e sem ABS.....	53
Figura 23 – Visualização dos vestígios de ABS em posição contrária ao sol.....	54
Figura 24 - Pista - Ensaio Preliminar	57
Figura 25 - Textura do pavimento – Ensaio Preliminar	57
Figura 26 - Interface OBD II – Ensaio Preliminar	59
Figura 27 - Motorola A853 e Software TORQUE.....	60
Figura 28 - Curva de Desaceleração – Ensaio Preliminar A.....	62
Figura 29 - Curva de Desaceleração – Ensaio Preliminar B	63

Figura 30 - Curva de Desaceleração – Ensaio Preliminar C	63
Figura 31 - Comportamento atípico – Ensaio Preliminar B.....	64
Figura 32 - Marca de frenagem – teste ABS preliminar	65
Figura 33 - Marca de frenagem em detalhe – teste ABS preliminar.....	66
Figura 34 – Acelerômetro instalado – Ensaio sem ABS.....	68
Figura 35 – Vestígios de Frenagem – Ensaio sem ABS	70
Figura 36 – Perfil [Aceleração vs Tempo] – Ensaio sem ABS.....	71
Figura 37 – Curvas características – Ensaio referência sem ABS	72
Figura 38 – Comparação dos modelos quanto a velocidade - Ensaio sem ABS.....	74
Figura 39 – Comparação dos modelos quanto ao tempo de frenagem – Ensaio sem ABS	75
Figura 40 – Comparação dos modelos quanto à velocidade e tempo de frenagem – Ensaio sem ABS.....	75
Figura 41 - Acelerômetro MMA7260 em placa da SURE Eletronic.....	77
Figura 42 – Circuito acelerômetro–DB9	78
Figura 43 – Acelerômetro–DB9 integrado.....	79
Figura 44 – Esquema de conexão entre acelerômetro e conector DB9.....	80
Figura 45 - Conversor A/D utilizado.....	81
Figura 46 – Cabo ES411 antes da adaptação	81
Figura 47 – Caracterização dos fios ES411.	82
Figura 48 – Cabo ES411 adaptado a conector DB9.....	82
Figura 49 – Acelerômetro e cabo do conversor A/D	83
Figura 50 – Acelerômetro conectado a cabo do conversor A/D	83
Figura 51 – Curva característica do acelerômetro. Adaptado de (SURE Eletronic).84	
Figura 52 – Frequencímetro ES441..	85
Figura 53 – Localização sensor de velocidade das rodas no Hyundai i30.....	86
Figura 54 – Esquema conector de velocidade das rodas – Hyundai i30.	86
Figura 55 – Instrumentação dos sensores de velocidade das rodas dianteiras	87
Figura 56 – Diagrama elétrico – Módulo ABS Hyundai i30.	87
Figura 57 – Instrumentação dos sensores de velocidade das rodas traseiras	88
Figura 58 – Textura do pavimento – Ensaio ABS e sem ABS	88
Figura 59 – Telêmetro Bosch DLE40	89

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Fatores que afetam o coeficiente de atrito entre pneu e pavimento.....	19
Tabela 2 - Coeficientes de Fricção	29
Tabela 3 - Valores das medições de coeficiente de atrito - experimento de Broshar	32
Tabela 4 – Nomenclatura dos modelos apresentados.....	38
Tabela 5 – Dados do ensaio de referência.....	42
Tabela 6 – Dados dos ensaios de validação	43
Tabela 7 – Velocidades calculadas para os ensaios de validação	47
Tabela 8 – Comparação da desaceleração média nos diversos modelos.....	49
Tabela 9 – Tempos de frenagem calculados para os ensaios de validação	49
Tabela 10 - Especificações do Veículo - Ensaio Preliminar	58
Tabela 11 - Especificações Interface OBD – Ensaio Preliminar	60
Tabela 12 - Especificações Motorola A853 – Ensaio Preliminar	60
Tabela 13 - Especificações do aplicativo Torque – Ensaio Preliminar.....	61
Tabela 14 - Especificações do acelerômetro – Ensaio Preliminar.	61
Tabela 15 - Dados dos testes – Ensaio Preliminar	62
Tabela 16 - Valores característicos de desaceleração – Ensaio Preliminar.....	64
Tabela 17 - Comprimento dos vestígios – teste ABS preliminar	66
Tabela 18 – Especificações do veículo – Ensaio sem ABS	68
Tabela 19 – Dados obtidos - Ensaio referência sem ABS.....	72
Tabela 20 – Comprimento dos vestígios – Ensaios de validação sem ABS	73
Tabela 21 – Estimativa das velocidades – Ensaio sem ABS.....	73
Tabela 22 – Estimativa dos tempos de frenagem – Ensaio sem ABS.....	74
Tabela 23 – Especificações do veículo	76
Tabela 24 - Especificações do acelerômetro.	78
Tabela 25 - Especificações ES411.	81
Tabela 26 – Especificação ES441	85
Tabela 27 – Especificações telêmetro Bosch DLE40	89

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS

RESUMO

ABSTRACT

LISTA DE SIMBOLOS

LISTA DE FIGURAS

1.	INTRODUÇÃO	12
2.	CONCEITOS FUNDAMENTAIS.....	14
2.1.	CONVENÇÃO DE EIXOS E DIAGRAMA DE FORÇAS GENERALIZADAS	14
2.2.	OS VESTÍGIOS DE FRENAGEM	15
2.3.	HISTÓRICO DO ESTUDO DO ATRITO	18
2.4.	DINÂMICA BÁSICA DO PROCESSO DE FRENAGEM	19
2.5.	EQUAÇÃO BÁSICA PARA O CÁLCULO DA VELOCIDADE	27
2.6.	DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE ATRITO	28
2.7.	O USO DE ACELERÔMETROS.....	33
3.	MODELO PROPOSTO	35
3.1.	INCLUSÃO DA ENERGIA DISSIPADA ANTES DA PRODUÇÃO DE VESTÍGIOS.....	35
3.2.	NOMENCLATURA DOS MODELOS APRESENTADOS	37
4.	ENSAIOS PRÁTICOS	39
4.1.	METODOLOGIA	39
4.2.	ENSAIO DE REFERÊNCIA	39
4.3.	ENSAIOS DE VALIDAÇÃO	43
5.	RESULTADOS	47
5.1.	ESTIMATIVA DE VELOCIDADES	47
5.2.	ESTIMATIVA DO TEMPO DE FRENAGEM	49
5.3.	ANÁLISE QUALITATIVA DOS VESTÍGIOS DE FRENAGEM	52
6.	CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS	55
	APÊNDICE A – ENSAIO PRELIMINAR	57
	APÊNDICE B – ENSAIO VEÍCULO SEM ABS.....	68
	APÊNDICE C – INSTRUMENTAÇÃO VEÍCULO ABS	76

1. INTRODUÇÃO

O processo pericial de análise e reconstrução de acidentes de trânsito envolve grande responsabilidade. As respostas das análises feitas podem vir a ter grandes efeitos na vida dos envolvidos, sendo então essencial que o processo exponha a precisão e confiabilidade de seus resultados. O conhecimento das limitações inerentes aos métodos utilizados é importante para transformar as evidências disponíveis em relatórios periciais claros e coerentes.

Uma tarefa comum aos peritos que analisam acidentes de trânsito é a interpretação e análise das marcas de pneus resultantes de frenagens emergenciais envolvendo veículos com freios convencionais. Tais vestígios no pavimento podem ser utilizados para estimar a velocidade com que o veículo trafegava na via na ocasião do acionamento dos freios, além da distância e tempo de frenagem. Esses parâmetros são preponderantes nas análises e discussões sobre as causas de acidentes de trânsito, sendo essenciais na aplicação da Justiça e na determinação de medidas preventivas a acidentes futuros.

Avanços contínuos na tecnologia embarcada em veículos modernos – em particular a implantação de dispositivos de armazenamento de dados emergenciais (EDR – *Electronic Data Recovery*¹) – aumentam os questionamentos sobre o papel dos vestígios de frenagem nas perícias de acidentes de trânsito. Tal situação não é válida no cenário brasileiro, já que atualmente nenhum carro fabricado em plantas nacionais é equipado com EDR.

A resolução 312/2009 do Contran (Conselho Nacional de Trânsito) determina que a partir de 2014 todos os automóveis vendidos no Brasil deverão ter sistema ABS², obedecendo a um cronograma de implantação gradual. Embora seja crescente a inclusão de veículos equipados com ABS em cenário nacional, há poucos estudos que abordem a relevância dos vestígios de frenagem desses veículos ao processo pericial.

¹ EDR – Dispositivo que armazena dados como velocidade, rotação do motor, posição do sistema de freios, e outras variáveis que trafegam pela ECU.

² ABS – do alemão *Antiblokier-Bremssystem*. Sistema anti-bloqueio de rodas.

O presente documento tem por objetivo propor uma abordagem que seja útil e confiável para reconstrução de acidentes de trânsito a partir de vestígios de veículos equipados sistema ABS. Para tanto, analisa com base no conhecimento recente sobre o assunto os diversos métodos utilizados nas perícias atuais, destacando suas limitações e propondo solução mais criteriosa.

Através de ensaios experimentais, o presente documento mostra que, contrariamente ao senso popular, a produção de marcas de frenagem não está atrelada unicamente ao bloqueio das rodas e que veículos equipados com ABS também podem produzir vestígios no pavimento. Com base nos dados dos testes práticos, os modelos atuais para cálculo de velocidade e tempo de frenagem foram testados e comparados à metodologia proposta.

Os resultados enfatizaram a imprecisão do uso da teoria clássica de atrito (Atrito de Coulomb) para a determinação de um fator constante de desaceleração, destacando a obtenção de melhores estimativas dos parâmetros periciais pela utilização do modelo proposto, que faz uso de acelerômetros embarcados para determinação da desaceleração média nas diversas fases da frenagem.

Por fim, o texto conclui que as marcas deixadas por veículos dotados de ABS podem ser tão significativas à reconstrução de acidentes quanto as produzidas por freios convencionais, desde que devidamente tratadas.

2. CONCEITOS FUNDAMENTAIS

2.1. Convenção de eixos e diagrama de forças generalizadas

No presente trabalho, foi adotada a convenção de eixos recomendada pela SAE (Society of Automotive Engineers), conforme Fig.1.

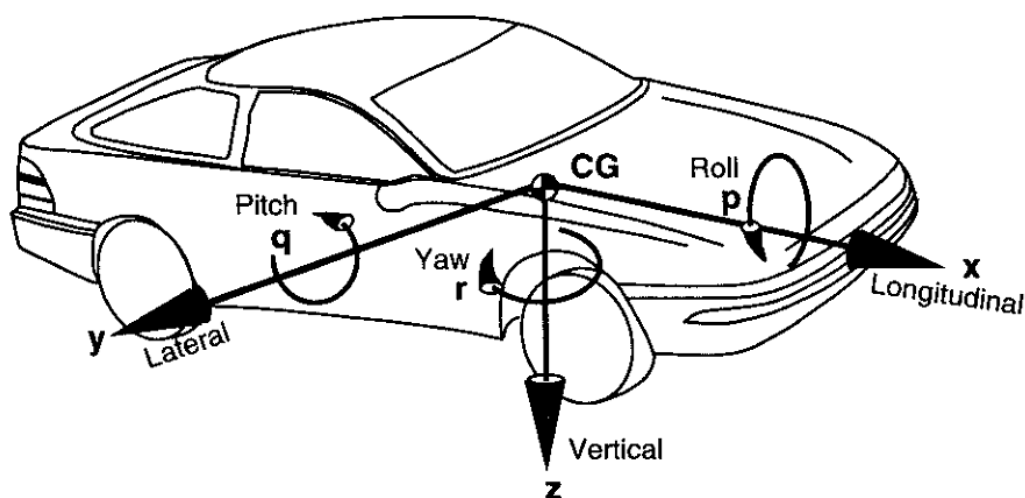


Figura 1 - Convenção de eixos - recomendação SAE (GILLESPIE, 1992)

A Figura 2 contém diagrama que ilustra as forças generalizadas e dimensões básicas de um veículo genérico, da forma com que foram utilizadas ao longo desse documento.

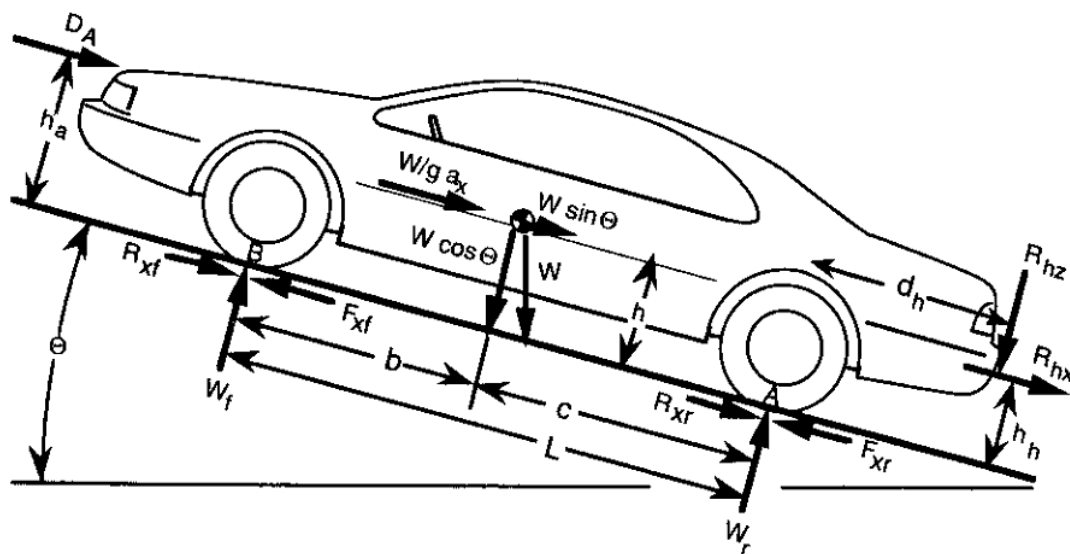


Figura 2 - Diagrama de forças (GILLESPIE, 1992)

2.2. Os vestígios de frenagem

Frequentemente é visível nas ruas e estradas marcas de pneus, como as evidenciadas na Fig.3. Tais marcas são resultado da deposição de partículas do composto dos pneus por ocasião de fricção ocorrida entre pneu e pavimento.



Figura 3 - Exemplo de vestígio de frenagem (LANGA, 2008).

As marcas de fricção são qualquer remoção mecânica ou alteração química que pode ser rastreada e relacionada a um movimento de escorregamento entre duas superfícies (DANNER, et al., 1981). Ainda de acordo com (DANNER, et al., 1981), os vestígios de frenagem são função do escorregamento (parâmetro discutido em detalhes nas seções seguintes), do projeto, modo de construção e pressão dos pneus e de características do pavimento por onde trafegava o veículo.

De um modo geral, acredita-se que a intensidade das marcas de frenagem seja função da quantidade de betume contida no revestimento do pavimento (DANNER, et al., 1981). Assim, marcas de frenagem evidenciadas em pavimentos de concreto seriam em geral mais claras e menos identificáveis que as marcas produzidas no asfalto.

Diversos autores constataram que veículos dotados de sistema ABS também produzem vestígios de frenagem (BAUMANN, et al., 2009), (BARTLETT, et al., 2006), (WANG, et al., 2005). Tal evidência pode confrontar o senso comum de que as marcas de frenagem são produzidas apenas na ocasião de bloqueio das rodas, porém é sustentada pelo fato de que os vestígios estão atrelados ao escorregamento.

O sistema ABS dos veículos permite que haja escorregamento durante as frenagens, entrando em ação apenas na iminência do bloqueio das rodas. Isso ocorre porque a máxima eficiência de frenagem se dá há um escorregamento de em torno de 15 a 30% (DUKKIPATI, et al., 2008). A Figura 4 ilustra os instantes de atuação do sistema ABS com relação a quanto à velocidade das rodas se desvia da velocidade do veículo (escorregamento).

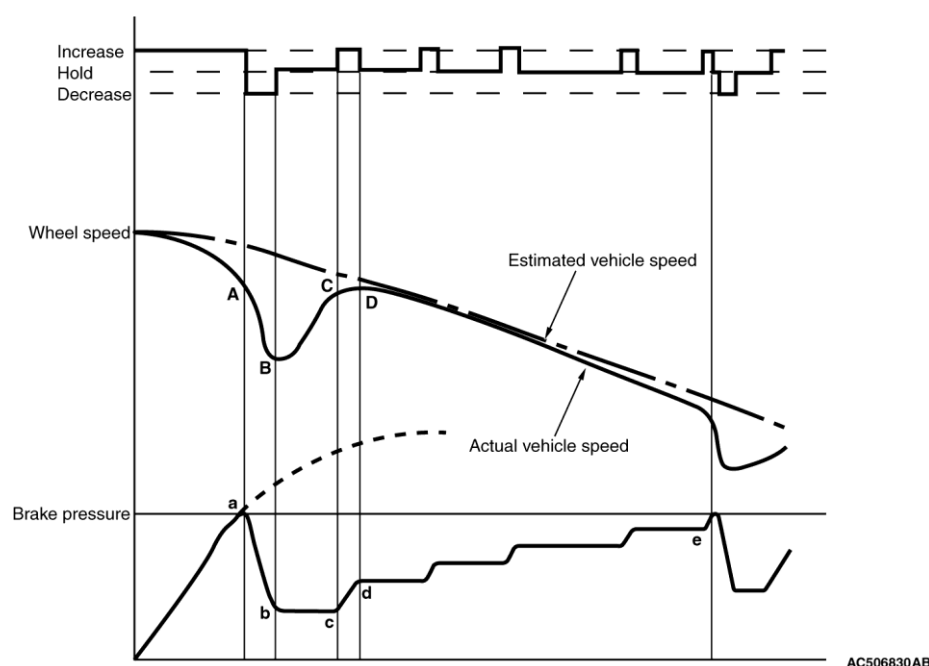


Figura 4 - Controle dos freios pelo ABS (Outlander XL Service Manual, 2009)

As Figuras 5 e 6 mostram marcas de frenagem produzidas por um veículo equipado com um dos primeiros sistemas ABS desenvolvidos (década de 80) e marcas produzidas por veículos modernos (2005).



Figura 5 - Marcas de frenagem - veículo com ABS - década de 80 (BURKART, et al., 1980)



Figura 6 - Vestígios de frenagem - Mercedes-Benz CLK500 2005 com ABS (BAUMANN, et al., 2009)

Se relacionadas com as marcas produzidas por veículos dotados de freios convencionais, os vestígios deixados por automóveis equipados com ABS são mais claros e desaparecem mais rápido com o tempo (BURKART, et al., 1980), (WANG, et al., 2005).

Assim, destaca-se que as marcas de frenagem são vestígios presentes em processos de frenagem emergencial tanto para veículos dotados de freios convencionais quanto para veículos equipados com ABS e são produzidas por ação do atrito do pneu com o pavimento durante a ocorrência do escorregamento entre as superfícies.

2.3. Histórico do estudo do atrito

O estudo científico do atrito se deu com Leonardo da Vinci (1452-1519), já que este foi o primeiro a quantificar o atrito entre duas superfícies e observar que tal valor era independente da área de contato entre as mesmas.

Em 1699, Guillaume Amonton (1669-1705) relatou que a força de atrito era proporcional à carga aplicada entre as superfícies. Décadas depois, Leonard Euler (1707-1783) diferenciou o atrito estático do atrito dinâmico e concluiu que o coeficiente de atrito estático é sempre maior que o dinâmico.

Charles Augustin de Coulomb (1736-1806), estudando o atrito atuante entre blocos de madeira e diversos metais concluiu que o coeficiente de atrito não dependia da velocidade relativa entre as duas partes.

Todas as observações até então feitas ficaram posteriormente conhecidas como as Leis Fundamentais do Atrito Clássico, ou leis de Coulomb (COULOMB, 1779), sendo empregadas até os dias de hoje em muitas situações atuais.

Posteriormente, em 1950, concluiu-se que o coeficiente de atrito é dependente da área efetiva de contato (microscópica), e que tal fator contribui para variações nos coeficientes de atrito estático e dinâmico (BOWDEN, et al., 1950). Pesquisas recentes afirmam que o atrito entre pneus e superfícies de rodagem em condições de escorregamento depende de uma série de fatores, sendo muitos deles interdependentes (BRACH, 2006). A Tabela 1 evidencia tais fatores.

A existência e interação desses fatores fazem com que o perfeito entendimento, caracterização e modelagem do atrito entre pneu e pavimento seja muito difícil de obter. Porém, ainda de acordo com (BRACH, 2006), estudos atuais focam-se na propriedade visco elástica da borracha, em especial na histerese do material, como principal fator responsável por colocar a interação entre pneu e pavimento de fora das teorias clássicas de atrito.

Tabela 1 - Fatores que afetam o coeficiente de atrito entre pneu e pavimento. Adaptado de (BRACH, 2006)

Veículo	
	peso, dimensões distribuição de peso estática e dinâmica força normal entre pneu e pavimento distribuição de pressão sobre o pneu e pavimento área de contato características do sistema de suspensão velocidade do veículo velocidade das rodas / escorregamento aceleração do veículo
Pavimento	
	materiais constituintes textura / rugosidade lubrificação; seco / molhado contaminação consistência temperatura
Pneu	
	composição construção; radial, bias propriedades elastoméricas dureza sulcos; profundidade, padrões idade, condição pressão distribuição de temperaturas no pneu e região de contato

2.4. Dinâmica básica do processo de frenagem

O processo de frenagem básico é fácil de ser compreendido. Em poucas linhas, o motorista aplica força no pedal de freio, a qual é transformada pelo sistema de frenagem do veículo em torque aplicado nas rodas. Esse torque tem por intenção diminuir a rotação das rodas de forma que comece a haver um escorregamento relativo entre pneus e pavimento. Tal circunstancia resulta em grandes forças de atrito entre os pneus e a superfície da estrada (DUKKIPATI, et al., 2008), forças essas que são responsáveis pela desaceleração do veículo.

2.4.1. Distância de frenagem e desaceleração

Supondo um veículo em movimento e sujeito a uma força de frenagem contínua que varia a velocidade do veículo v a uma velocidade v_f em um intervalo de tempo t , a desaceleração média no processo pode ser calculada pela Eq.1.

$$\bar{\alpha} = \frac{(v_f - v)}{t} \quad (1)$$

Onde,

t : tempo de duração da frenagem

v_f : velocidade do veículo após a frenagem

v : velocidade do veículo antes da frenagem

Da forma como a Eq.1 está escrita $\bar{\alpha}$ será negativo quando o veículo estiver desacelerando.

O valor da desaceleração pode ser expresso em função da força total de frenagem se fizermos uso da Segunda Lei de Newton. Desse modo, considerando que a força total de atrito é a única responsável pela desaceleração do veículo (desprezando arrasto aerodinâmico, resistências ao rolamento, e outras componentes dissipativas) e que o mesmo trafega em pista nivelada, tem-se a Eq.2.

$$\alpha = \frac{F_b}{M} \quad (2)$$

Onde

F_b : soma das forças de atrito atuantes nos quatro pneus

M : massa total do veículo

A distância total de frenagem pode ser calculada pela Equação de Torricelli da cinemática elementar:

$$S_b = \frac{(v_f^2 - v^2)}{2 \cdot \alpha} \quad (3)$$

2.4.2. Transferência de carga e balanço de freio

Em aplicações reais envolvendo veículos modernos, torque é aplicado às quatro rodas de modo a atingir máxima força de frenagem antes que qualquer travamento de rodas ocorra. O peso distribuído em cada eixo do veículo depende de características construtivas, alocação de carga no interior do veículo e condições dinâmicas do movimento, como fatores aerodinâmicos e inclinação. Assumindo que sobre as quatro rodas atue o mesmo coeficiente de atrito entre pneu e pavimento, a força de frenagem máxima que atuará em cada eixo será diretamente proporcional à carga nele distribuída. Para atingir a máxima força de frenagem no veículo como um todo, a força distribuída pelos atuadores do sistema de freio deve ser proporcional a carga em cada eixo. Essa distribuição idealizada permite que ocorra o travamento das quatro rodas simultaneamente.

No caso de as rodas traseiras bloquearem primeiro, o veículo perderá estabilidade direcional, sendo que qualquer força lateral como vento ou outros fatores fará o veículo rotacionar em torno de seu próprio eixo. No caso de o travamento ocorrer primeiro no eixo dianteiro, o veículo perde o controle direcional, mas mantém estabilidade (DUKKIPATI, et al., 2008). Por essas considerações, geralmente os sistemas de freios são dimensionados para que, caso haja bloqueio das rodas, ocorra primeiro no eixo dianteiro. Apesar de essa condição não permitir que se atinja a máxima força de frenagem com as quatro rodas travando ao mesmo tempo, é válida para garantir a segurança do condutor em situações diversas.

Seja K_f a porcentagem da força total de frenagem dimensionada para o eixo dianteiro. Desse modo $1 - K_f$ é a proporção destinada ao eixo traseiro. Considerando uma distribuição de carga tal que F_{xr} seja a força normal no eixo traseiro e F_{xf} seja a força normal no eixo dianteiro, conforme exposto na Fig.1. Em análise semelhante a feita por (DUKKIPATI, et al., 2008), pode-se escrever:

$$F_{xf} = K_f \cdot F_b \quad (4)$$

$$F_{xr} = (1 - K_f) \cdot F_b \quad (5)$$

$$F_{xf} = \frac{K_f}{(1-K_f)} \cdot F_{xr} \quad (6)$$

Onde

F_b : soma das forças de atrito atuantes nos quatro pneus

Considerando a força de resistência ao rolamento $R_x = R_{xf} + R_{xr}$ e as dimensões de um veículo de massa M com aceleração α em rampa de inclinação θ (conforme Fig.2), o teorema do momento angular em torno do ponto A nos leva a:

$$W_f = \frac{M}{b+c} \cdot (g \cdot c \cdot \cos\theta + h \cdot \alpha - h \cdot g \cdot \sin\theta) \quad (7)$$

E em torno do ponto B:

$$W_r = \frac{M}{b+c} \cdot (g \cdot b \cdot \cos\theta + h \cdot \alpha + h \cdot g \cdot \sin\theta) \quad (8)$$

Pelo Teorema do Baricentro:

$$F_{xf} + F_{xr} - R_x - M \cdot g \cdot \sin\theta = M \cdot \alpha \quad (9)$$

Supondo que na condição de bloqueio das rodas sejam válidas as Leis de Coulomb do Atrito já mencionadas e que, nesse caso o atrito em cada roda seja igual a μ , pode-se escrever para a condição de bloqueio das rodas dianteiras:

$$F_{xf} = -\mu W_f \quad (10)$$

Substituindo a Eq.7 e Eq.10 na Eq.9 e renomeando α para α_f , para diferenciar a análise de bloqueio das rodas dianteiras e das traseiras, tem-se:

$$-\mu \left[\frac{M}{b+c} (g \cdot c \cdot \cos\theta + h \cdot \alpha_f - h \cdot g \cdot \sin\theta) \right] \left(1 + \frac{1-K_f}{K_f} \right) - R_x - M \cdot g \cdot \sin\theta = M \cdot \alpha_f \quad (11)$$

A força de resistência ao rolamento é causada pela histerese do material na ocasião da deformação do pneu durante a frenagem. É dada pela Eq.12, segundo (DUKKIPATI, et al., 2008).

$$R_x = \mu_R \cdot M \cdot g \quad (12)$$

Onde

μ_R : *coeficiente de resistência ao rolamento*

Assim,

$$\alpha_f = \frac{g}{K_f(b+c)+\mu \cdot h} \cdot [-\mu(c \cdot \cos\theta - h \cdot \sin\theta) - K_f(b+c)(\mu_R + \sin\theta)] \quad (13)$$

Analogamente, na situação em que o eixo traseiro é bloqueado, tem-se:

$$\alpha_r = \frac{g}{(1-K_f)(b+c)+\mu \cdot h} \cdot [-\mu(c \cdot \cos\theta + h \cdot \sin\theta) - (1-K_f)(b+c)(\mu_R + \sin\theta)] \quad (14)$$

Exposto isso, os projetistas se esforçam para dimensionar o veículo de forma que $|\alpha_f| < |\alpha_r|$ em ampla faixa de operação, garantindo assim que as rodas dianteiras bloqueiem sempre antes das traseiras. A Figura 7 exemplifica situação em que pode haver o bloqueio das rodas traseiras antes das dianteiras (trecho em vermelho). A Figura 8 exemplifica situação em que as rodas dianteiras sempre travariam antes das traseiras, já que $|\alpha_f| < |\alpha_r|$.

Assim, destaca-se o fato que uma distribuição fixa das forças de frenagem em um veículo não é suficiente para garantir otimização na frenagem em todas as condições de uso do veículo. Isso se dá pois as condições de carga (veículo cheio ou vazio, por exemplo) alteram a posição do centro de gravidade do veículo. Além disso, o coeficiente de atrito entre pneu e pavimento varia conforme os vários tipos de pista e sua condição de lubrificação (pista seca ou molhada).

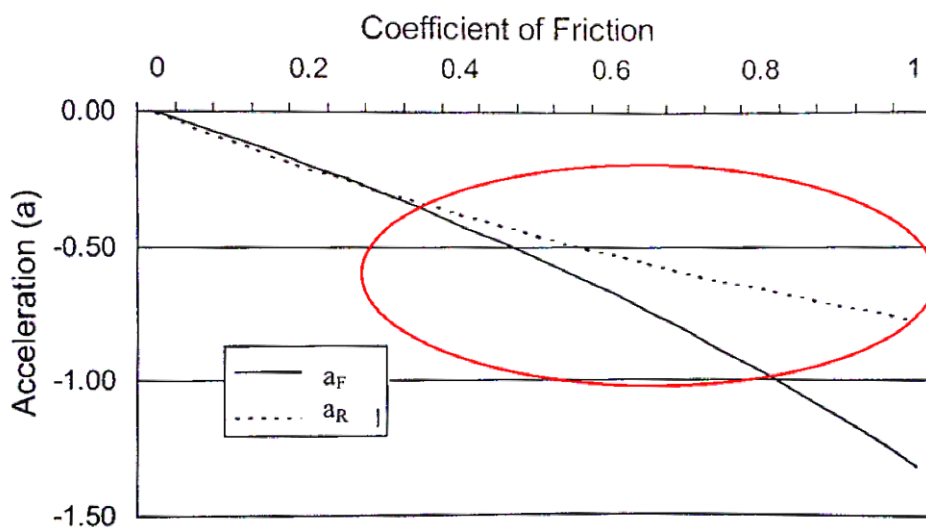


Figura 7 – Situação de bloqueio das rodas traseiras antes das dianteiras (DUKKIPATI, et al., 2008)

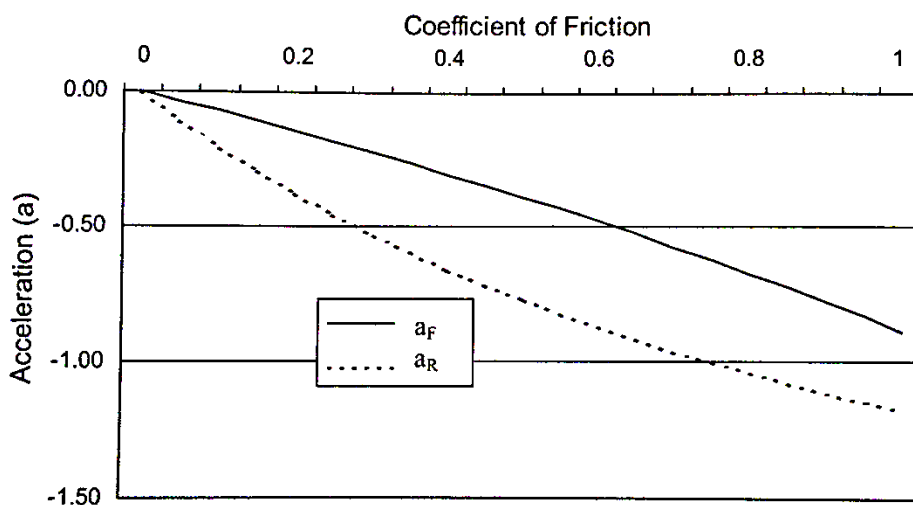


Figura 8 – Situação de impossível bloqueio das rodas traseiras antes das dianteiras (DUKKIPATI, et al., 2008)

Com base nesses conceitos, veículos modernos possuem um mecanismo de controle no sistema de freios (DUKKIPATI, et al., 2008) que determina a carga em cada eixo e distribui a força de frenagem de modo a garantir que as condições desejadas pela montadora sejam atendidas (uma distribuição próxima da ótima, com um pouco mais de distribuição dianteira, garantindo que esse eixo trave primeiro). Na situação ótima, a_f se aproxima de a_r , de modo a garantir máxima força de frenagem possível. Para tal situação é possível escrever:

$$F_b = F_{xr} + F_{xf} = -\mu \cdot M \cdot g \cdot \cos\theta \quad (15)$$

A máxima desaceleração é então dada por:

$$\alpha_{max} = \frac{-\mu \cdot M \cdot g \cdot \cos\theta - R_x - M \cdot g \cdot \sin\theta}{M} \quad (16)$$

E o fator de distribuição de freio deve ser igual a razão entre a carga no eixo frontal e a carga total do veículo em rampa:

$$K_{fmax} = \frac{W_f}{M \cdot g \cdot \cos\theta} \quad (17)$$

Fazendo uso da Eq.7 na Eq.17, obtêm-se:

$$K_{fmax} = \frac{(g \cdot c \cdot \cos\theta + h \cdot \alpha - h \cdot g \cdot \sin\theta)}{g \cdot \cos\theta \cdot (b+c)} \quad (18)$$

2.4.3. Bloqueio das rodas e segurança

A situação de bloqueio das rodas irá alterar a condição de rolamento dos pneus para uma condição de escorregamento puro, o que reduz sensivelmente o coeficiente de atrito e consequentemente aumenta a distância de frenagem. Além disso, o travamento das rodas (rodas dianteiras) não permite que o condutor esterce o veículo ou perca estabilidade (rodas traseiras). Assim, evitar o travamento das rodas tem sido desafio constante aos engenheiros (DUKKIPATI, et al., 2008).

O objetivo da engenharia dos sistemas de frenagem é garantir que o sistema de freios trabalhe produzindo máximo rendimento e simultaneamente minimize a possibilidade de travamento das rodas. O avanço nos sistemas eletrônicos de controle e sensoramento têm trazido progressos notáveis na prevenção do bloqueio das rodas. No sistema ABS, sensores monitoram continuamente a condição de escorregamento das rodas (DUKKIPATI, et al., 2008), aliviando momentaneamente a pressão dos

freios de modo a fazer com que os pneus operem em uma faixa ótima de escorregamento.

2.4.4. Escorregamento

As seções anteriores mencionaram o escorregamento sem que fosse explicitada sua definição exata.

Quando forças de aceleração ou frenagem são aplicadas às rodas, os pneus desenvolvem uma condição de escorregamento sobre a superfície (escorregamento este combinado ou não com rolamento). O escorregamento pode ser entendido como um parâmetro que mensura a diferença entre a velocidade desenvolvida pelo veículo e a velocidade linear do ponto de contato do pneu com o solo. Assim, na condição de rolamento puro, o escorregamento é nulo, uma vez que a velocidade das rodas é igual à velocidade do automóvel.

De maneira formal, podemos definir o escorregamento i :

$$i = \frac{r_t \cdot w - v}{v} \quad (19)$$

Onde

r_t : raio do pneu

w : velocidade angular da roda

v : velocidade longitudinal do veículo

Ou ainda, na nomenclatura definida por norma da SAE (J670e, 1976)

$$i_{SAE} = \left(\frac{r_t \cdot w}{v} - 1 \right) \cdot 100\% \quad (20)$$

Assim, na situação de rolamento puro $i_{SAE} = 0\%$ e na situação de escorregamento puro (rodas travadas) $i_{SAE} = 100\%$

Uma situação interessante a ser destacada é que a força máxima de frenagem (também coeficiente de atrito ou desaceleração) atinge um pico máximo em condição de escorregamento em torno de 15 a 30% (DUKKIPATI, et al., 2008).

2.5. Equação básica para o cálculo da velocidade

Com base no exposto sobre os vestígios e o processo de frenagem, essa seção mostra a obtenção da equação primitiva mais simples, mas que é amplamente utilizada em processos periciais no país (NEGRINI NETO, et al., 2009).

Para tanto, o modelo inicial levará em conta uma situação na qual o veículo está com velocidade desenvolvida v (desconhecida) e é aplicada pressão total no pedal de freio até a colisão ou completa imobilização do automóvel. Para essa análise preliminar, as seguintes hipóteses foram consideradas:

- A energia convertida em trabalho durante a etapa inicial da frenagem (antes da produção dos vestígios) é desprezível.
- O comprimento da marca de frenagem impressa S_s no pavimento corresponde à distância total de frenagem.

Assim, em termos da desaceleração α , suposta uniforme no processo (de sinal negativo), tem-se:

$$v_s^2 = v_c^2 - 2 \cdot \alpha \cdot S_s \quad (21)$$

$$v_s = \sqrt{v_c^2 - 2 \cdot \alpha \cdot S_s} \quad (22)$$

Onde

v_c : é a velocidade do veículo no momento da colisão

Os métodos de obtenção da desaceleração α são descritos nas seções seguintes.

O tempo de frenagem pode então ser calculado:

$$t_s = \frac{v_c - v_s}{\alpha} = \frac{v_c - \sqrt{v_c^2 - 2 \cdot \alpha \cdot S_s}}{\alpha} \quad (23)$$

Para reformulação do modelo em termos do coeficiente de atrito, hipóteses adicionais devem ser feitas:

- O coeficiente de atrito entre pneu e solo é um valor constante durante todo período de produção das marcas de frenagem e igual para todas as rodas;
- São desprezadas as forças de arrasto aerodinâmico, resistência ao rolamento e outros fatores dissipativos;

Para o veículo em rampa de inclinação G tal que $G = tg\theta$, tem-se:

$$\alpha = -g \cdot (\mu + tg\theta) \cdot \cos\theta = -g \cdot \frac{\mu + G}{\sqrt{1+G^2}} \quad (24)$$

E, por fim:

$$v_s = \sqrt{v_c^2 + 2 \cdot g \cdot \frac{\mu + G}{\sqrt{1+G^2}} \cdot S_s} \quad (25)$$

Reescrevendo também a expressão referente ao tempo de frenagem:

$$t_s = \frac{\sqrt{v_c^2 + 2 \cdot g \cdot \frac{\mu + G}{\sqrt{1+G^2}} \cdot S_s} - v_c}{g \cdot \frac{\mu + G}{\sqrt{1+G^2}}} \quad (26)$$

A Equação 25 é encontrada na literatura (NEGRINI NETO, et al., 2009) em forma simplificada $v_s = \sqrt{v_c^2 + 2 \cdot g \cdot (\mu + G) \cdot S_s}$, obtida se considerarmos $\sqrt{1+G^2} \sim 1$ devido a baixas inclinações da rampa.

Destaca-se ainda o fato de que a Eq.22 pode ser utilizada na forma que foi escrita mesmo para veículos em pista não nivelada. Nesse caso, todos os efeitos dinâmicos do veículo (forças de arrasto aerodinâmico, resistência ao rolamento, força de rampa, entre outros) contribuem para o valor efetivo de α .

2.6. Determinação do coeficiente de atrito

Existem diversas formas de se medir o coeficiente de atrito. Entre elas, destaca-se o uso de um equipamento portátil chamado *dragsled* ou a execução de um

teste de frenagem com veículo semelhante ao que esteve envolvido no acidente (NEGRINI NETO, et al., 2009). Abordagens utilizando acelerômetros serão apresentadas na seção 2.7 (Tal método permite a obtenção direta do valor de desaceleração do veículo ao invés do coeficiente de atrito).

Há ainda a possibilidade do uso de valores de coeficiente de atrito tabelados ou fornecidos em banco de dados de departamentos de trânsito locais. A Tabela 2 a seguir contém uma série de valores de coeficiente de atrito para diversas superfícies.

Tabela 2 - Coeficientes de Fricção. Adaptado de (DUKKIPATI, et al., 2008)

Tipo de Pavimento		Pista Seca				Pista Molhada			
		Menos de 48 km/h		Mais de 48 km/h		Menos de 48 km/h		Mais de 48 km/h	
		Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo
Cimento	Novo	0,80	1,20	0,70	1,00	0,50	0,80	0,40	0,75
	Antigo	0,60	0,80	0,60	0,75	0,45	0,70	0,45	0,65
Asfalto	Novo	0,80	1,20	0,65	1,00	0,50	0,80	0,45	0,75
	Antigo	0,60	0,80	0,55	0,70	0,45	0,70	0,40	0,65
Gelo		0,10	0,25	0,07	0,20	0,05	0,10	0,05	0,10
Neve		0,10	0,55	0,10	0,55	0,30	0,60	0,30	0,60

2.6.1. Testes de Frenagem

A metodologia de obtenção do fator de atrito a partir das marcas de frenagem é bastante simples. Um veículo de testes é freado a partir de uma velocidade conhecida v_t até sua completa imobilização. As marcas de frenagem são então medidas e é aplicada a Eq.25 de forma reversa, para se obter valor de coeficiente de atrito, nomeado μ_t . Assim,

$$\mu_t = \frac{v_t^2 \sqrt{1+G^2}}{2 \cdot g \cdot S_s} - G \quad (27)$$

Eventualmente são efetuados diversos testes para obtenção de um valor médio para o coeficiente de atrito, evitando assim dispersões pontuais de testes isolados.

Para obtenção de valores formalizados, os testes de frenagem para obtenção de valor do coeficiente de atrito devem obedecer às normas que versam sobre o assunto (ASTM E274, 1997) (SAE J2505, 2003).

2.6.2. O uso de *dragsleds*

Em 1978, Broshears patenteou o *dragsled* (BROSHEARS, 1978), ficando comercialmente popular nos anos 80. Os *dragsleds*, também chamados *Drag Sleighs* ou ainda *Drag Boots* tem sido usados por peritos como método para determinar o coeficiente de atrito efetivo em cenas de acidente de trânsito (NEGRINI NETO, et al., 2009). Constitui-se de uma caixa em forma de uma seção de circunferência, envolta por um pedaço de pneu e um puxador equipado com dinamômetro. A Figura 9 a seguir ilustra um *dragsled* atual.



Figura 9 - Dragsled da Braker Box (BRAKER BOX)

Todos os *dragsleds* baseiam-se no mesmo princípio fundamental de funcionamento. O *sled* é puxado na mesma direção em que o veículo trafegava, tão perto quanto o possível da marca de frenagem. O valor referente à força com que o *sled* é puxado é lido no dinamômetro. Se puxado com velocidade constante, a força lida é igual à força de atrito resistiva. A Figura 10 a seguir representa tal situação.

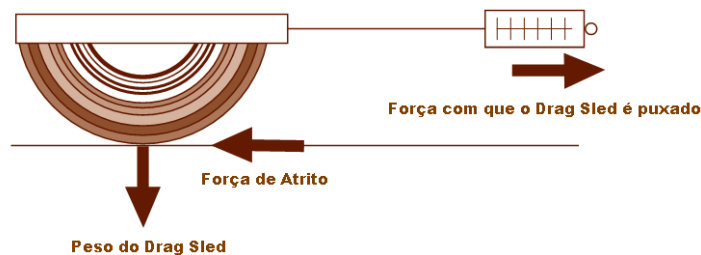


Figura 10 - Forças atuantes em um dragsled. Adaptado de (APRI - American Prosecutors Research Institute, 2003)

Considerando o equilíbrio de forças e as Leis Fundamentais do Atrito Clássico previamente citadas, tem-se:

$$F = F_{at} = \mu \cdot N = \mu \cdot m \cdot g \quad (28)$$

Onde,

F : força com que o Drag Sled é puxado

F_{at} : força de atrito atuante por reação do pavimento

μ : coeficiente de atrito

N : força normal de reação do pavimento

m : massa do Drag Sled

g : aceleração da gravidade (local)

Conhecido o peso do dragsled e a força com que ele é puxado, o coeficiente de atrito entre pneu e solo é estimado por:

$$\mu = \frac{F}{m \cdot g} \quad (29)$$

O uso de tal método baseia-se nas hipóteses que o coeficiente de fricção não varia significativamente com o peso, pressão de contato, velocidade, pressão dos

pneus e outras hipóteses que diferenciam o equipamento de testes da real situação dinâmica de um veículo em frenagem emergencial.

Autores em geral divergem opiniões sobre a confiabilidade do uso de *dragsleds*. (RIVERS, 1980) descreve que os resultados obtidos com os *sleds* são essencialmente idênticos aos resultados obtidos pelos testes com veículos reais. (KWASNOSKI, 2004) afirma que os resultados os valores de coeficiente de atrito obtidos com os *sleds* são subestimados em relação aos obtidos com testes utilizando automóveis, enquanto (FRICKE, 1990) e (LUKER, 2005) consideraram que os valores são geralmente maiores que os valores obtidos em veículo de teste.

Em geral o uso de *dragsleds* é feito através de múltiplas medições e obtenção de um valor médio (BROSHEARS, et al., 1985), de modo a minimizar as variações pontuais. (BROSHEARS, et al., 1985) realizaram testes com um de seus *dragsleds* em pista de coeficiente previamente estimado através de marcas de frenagem de um teste com veículo real. O teste no veículo conduziu a um valor de coeficiente de fricção igual a 0,92. Nenhuma outra informação sobre a obtenção desse dado foi mencionada. As diversas medições com os *dragsleds* gerou o conjunto de dados expresso na Tab.3 a seguir.

Tabela 3 - Valores das medições de coeficiente de atrito - experimento de Broshears (BROSHEARS, et al., 1985)

0,84	0,94	0,98	0,97	0,96	1,00	0,94	0,89
0,84	0,87	0,80	0,76	0,91	0,87	0,84	1,02

Os dados forneceram uma média de $0,901 \pm 0,075$, valor esse admitido como a estimativa para o coeficiente de atrito da pista em questão. Apesar de esse valor ser realmente próximo do resultado obtido pelo teste com veículo real, a amplitude máxima atingida (1,02 - 0,76) mostra que uma medição singular pode levar a obtenção de valores substancialmente maiores ou menores que os obtidos pelo outro método.

Em relatório oficial ao departamento americano de administração de rodovias (*US Federal Highway Administration*), (LOCK, et al., 1985) compararam resultados obtidos com um *dragsled* de Broshears com os obtidos com os obtidos em teste com veículo real operando a 64.4 km/h em um pavimento molhado. Ele

concluiu que não existia correlação significativa entre os resultados dos dois métodos e que as medidas obtidas pelos *dragsleds* não eram úteis. Concluiu ainda que os valores da tabela de Baker (Baker Friction Table) (BAKER, 1975) mostraram melhor correlação com os valores obtidos pelo teste de frenagem.

Em 2003, a metodologia recomendada pela norma SAE J2505 “Measurement of Vehicle-Roadway Friction” omitiu o uso de *dragsled*, por não haver documentação suficiente comprovando a eficiência de seu uso (SAE J2505, 2003).

Os questionamentos a respeito do uso de *dragsleds* vêm ultrapassando as discussões técnicas e começam a ser relevantes nos tribunais. Muitos defensores questionam perícias que fizeram uso de *dragsleds* afirmando que tal método é impreciso e gera valores bastante divergentes dos valores tabelados em literatura, argumentando que tal uso não deveria ser mais empregado em reconstrução de acidentes de trânsito uma vez que os acelerômetros digitais foram desenvolvidos (APRI - American Prosecutors Research Institute, 2003).

Assim, destaca-se uma tendência por parte de autores modernos em desaconselhar o uso de *dragsleds* (BRACH, 2006), (BARTLETT, et al., 2006). A interação entre um veículo em frenagem emergencial e o pavimento em que se locomove é bastante complexa, variando bastante conforme veículo, velocidade, pneus, pavimento, e outros fatores já mencionados. Essa interação não parece ser bem modelada por um *dragsled*, não trazendo resultados confiáveis ao processo pericial.

2.7. O uso de acelerômetros

O uso de acelerômetros digitais vem sido amplamente difundido nos processos periciais atuais (LUKER, 2008). Como vantagem principal, destaca-se o fato que medindo diretamente a desaceleração de um veículo faz-se uso de um modelo mais completo e abrangente, levando em consideração fatores dinâmicos como as forças de arrasto aerodinâmico e resistência ao rolamento. Além disso, a metodologia baseada na desaceleração recorre a um valor efetivamente medido. No caso da obtenção do coeficiente de atrito baseado em marcas de frenagem de um

veículo de teste, a variável efetivamente medida é o comprimento dos vestígios, para que então seja inferido o valor do coeficiente de atrito. Tal processo “carrega” erros e incertezas que refletirão em resultados menos precisos e confiáveis (NEPTUNE, et al.).

Durante o processo de frenagem emergencial, a desaceleração de um veículo aumenta até atingir um pico máximo (região de máximo rendimento de frenagem) e decresce suavemente até um valor praticamente constante (na ocasião de travamento das rodas ou acionamento do ABS) (BAKKER, et al., 1987) (BARTLETT, et al., 2006) (LUKER, 2008). A Figura 11 a seguir ilustra a curva característica de aceleração em função do tempo decorrido durante a frenagem.

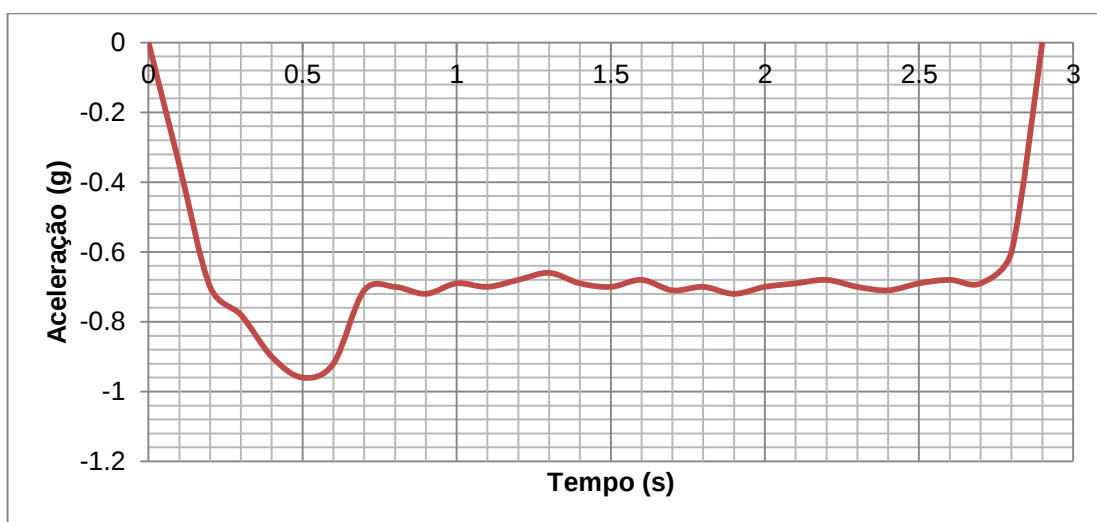


Figura 11 - Curva de desaceleração característica. Adaptado de (BARTLETT, et al., 2006)

O método para obtenção do valor de aceleração a ser utilizado no cálculo da velocidade do automóvel consiste basicamente na utilização de um veículo de testes equipado com um acelerômetro digital. O veículo então é freado a partir de uma velocidade conhecida (medida por meio de radares, GPS ou outros meios) até sua completa imobilização. A aceleração a ser considerada pode ser o valor do trecho praticamente constante (vide curva característica) ou obtida através de integração da curva descrita (LUKER, 2008), conforme Eq. 30.

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{t} \int \alpha(t) \quad (30)$$

3. MODELO PROPOSTO

3.1. Inclusão da Energia dissipada antes da produção de vestígios

Na abordagem que lida apenas com a desaceleração, a Eq. 22 foi desenvolvida a partir da hipótese que toda variação de energia cinética do veículo fora transformada em trabalho de desaceleração durante a produção das marcas de frenagem. Essa suposição considera que as marcas no pavimento são produzidas no instante exato em que o condutor pressiona o pedal de freio e o processo de desaceleração se inicia.

Conforme exposto anteriormente, na situação real de uma frenagem emergencial, há certo intervalo de tempo no qual o freio fora acionado e, embora em desaceleração, o veículo ainda não produz vestígios expressivos no pavimento por não atingir escorregamento suficiente para tal. Chamaremos esse intervalo de frenagem de período transiente, pois nesse período a aceleração ainda não atingira um valor constante e a situação não pode ser comparada a um processo em regime permanente. Assim, o período transiente vai desde o instante em que o condutor aciona os freios até o início da produção das marcas de frenagem.

A Eq.22 não leva em conta a energia convertida em trabalho durante o período transiente do processo de frenagem. Durante tal período há redução de até 25% da energia cinética inicial de um veículo (REED, et al., 1987) (REED, et al., 1988), fazendo com que a aplicação da equação até agora apresentada gere discrepâncias que podem vir a ser consideráveis no cálculo da velocidade na qual o veículo trafegava. O emprego dessa equação estima na verdade o valor da velocidade no instante em que os vestígios de frenagem começam a ser produzidos, e não da velocidade antes do acionamento dos freios.

A curva característica de um processo de frenagem emergencial é apresentada a seguir na Fig.12. Podemos dividir essa curva característica em duas regiões específicas. A primeira região corresponde ao regime transiente, na qual os freios são acionados e a desaceleração na qual o veículo é submetido aumenta até um valor máximo. A partir de então ocorre o bloqueio das rodas e o veículo apresenta uma

desaceleração praticamente constante. Essa aceleração praticamente constante pode ser adotada como a aceleração média do processo $\bar{\alpha}$

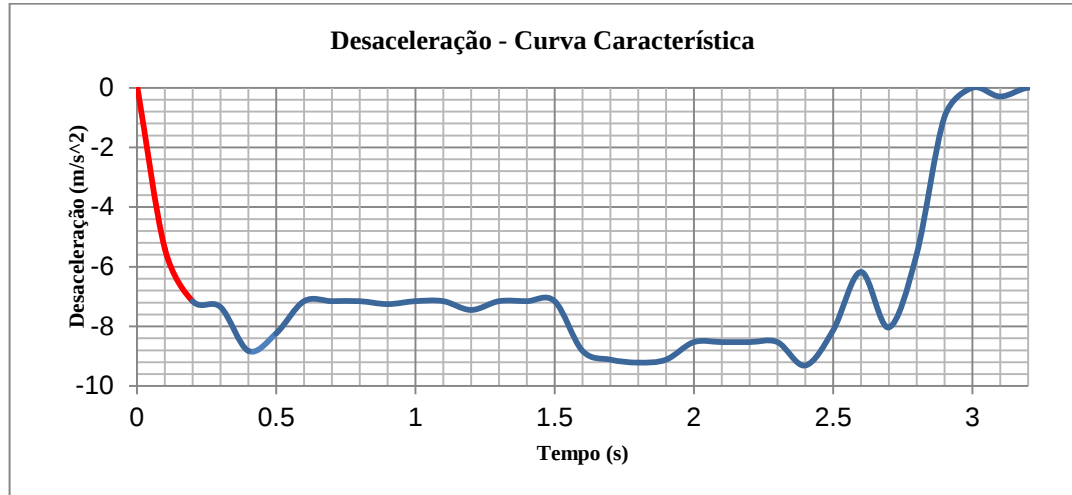


Figura 12 - Período transiente em curva de desaceleração típica. Adaptado de (BARTLETT, et al., 2006)

Considerando que a desaceleração no período transiente aumenta de forma linear, tem-se na notação apresentada:

$$\alpha(t) = \frac{\bar{\alpha} \cdot t}{t_o} \quad ; \quad 0 \leq t \leq t_o$$

$$\alpha(t) = \bar{\alpha} \quad ; \quad t > t_o \quad (31)$$

Onde

$\bar{\alpha}$: aceleração média durante período permanente

t_o : período inicial da frada em que não houve produção de vestígios na pista

A desaceleração do período transiente pode então ser levada em consideração adicionando o valor da velocidade referente à energia cinética convertida em tal período. Tal velocidade pode ser obtida por simples integração da Eq.31 durante todo período transiente. Assim,

$$v_s = \sqrt{v_c^2 - 2 \cdot \bar{\alpha} \cdot S_s - \int_0^{t_o} \frac{\bar{\alpha} \cdot t}{t_o} dt} \quad (32)$$

E, por fim

$$v_s = \sqrt{v_c^2 - 2 \cdot \bar{\alpha} \cdot S_s} - \frac{\bar{\alpha} \cdot t_o}{2} \quad (33)$$

O tempo total de frenagem será então dado por:

$$t_s = \frac{v_c - \sqrt{v_c^2 - 2 \cdot \bar{\alpha} \cdot S_s}}{\bar{\alpha}} + t_o \quad (34)$$

3.2. Nomenclatura dos modelos apresentados

Nas seções anteriores foram expostas duas abordagens principais para o cálculo dos parâmetros periciais: uma envolvendo o coeficiente de atrito entre pista e pavimento e outra que leva em consideração o perfil de desaceleração desenvolvido.

A abordagem que trata do coeficiente de atrito se desmembra em outras se levarmos em consideração as diversas formas apresentadas para obtenção do parâmetro em questão. Quanto à solução que faz uso de acelerômetros embarcados, o presente trabalho propôs a inclusão da energia dissipada no período de transição nos cálculos de velocidade e tempo de frenagem.

Na intenção de facilitar a referência nas análises que se seguem, os métodos apresentados são identificados em quatro diferentes modelos, expostos de maneira sucinta na Tab.4.

O *Modelo A* faz uso das equações tradicionais (Eq.25 e Eq.26) aplicadas a condição de pista nivelada dos ensaios práticos realizados. O coeficiente de atrito μ é obtido em tabelas disponíveis em literatura específica.

O *Modelo B* também faz uso das equações tradicionais (Eq.25 e Eq.26), porém utiliza coeficiente de atrito μ_t obtido através de testes práticos com veículo semelhante ao envolvido no acidente (conforme descrito na subseção 2.6.1.).

O *Modelo C* faz uso das equações que envolvem um valor médio de desaceleração obtido em ensaio prático com acelerômetro embarcado (Eq.22 e Eq.23).

O *Modelo Proposto*, descrito no presente capítulo, é análogo ao *Modelo C*, porém com a inclusão de uma estimativa da desaceleração no período em que os

freios estavam acionados mas não houve produção de vestígios no pavimento (Eq. 33 e Eq.34).

Tabela 4 – Nomenclatura dos modelos apresentados

	Equação Dominante	Característica
Modelo A	$v_s = \sqrt{v_c^2 + 2 \cdot g \cdot \mu \cdot S_s}$ $t_s = \frac{v_s - v_c}{\mu \cdot g}$	μ é obtido em tabelas de literatura específica.
Modelo B	$v_s = \sqrt{v_c^2 + 2 \cdot g \cdot \mu_t \cdot S_s}$ $t_s = \frac{v_s - v_c}{\mu_t \cdot g}$	μ_t é calculado por teste prático de frenagem, com veículo semelhante ao envolvido no acidente.
Modelo C	$v_s = \sqrt{v_c^2 - 2 \cdot \bar{\alpha} \cdot S_s}$ $t_s = \frac{v_s - v_c}{\bar{\alpha}}$	$\bar{\alpha}$ é obtido por teste prático de frenagem através de acelerômetro embarcado.
Modelo Proposto	$v_s = \sqrt{v_c^2 - 2 \cdot \bar{\alpha} \cdot S_s} - \frac{\bar{\alpha} \cdot t_o}{2}$ $t_b = \frac{v_c - \sqrt{v_c^2 - 2 \cdot \bar{\alpha} \cdot S_s}}{\bar{\alpha}} + t_o$	Inclui parcela de energia envolvida quando os freios estavam acionados e não houve produção de vestígios.

4. ENSAIOS PRÁTICOS

4.1. Metodologia

Um veículo Hyundai i30 2009 com freios ABS foi instrumentado com acelerômetro digital de alta resolução (1kHz) e sistema de aquisição de velocidade das rodas pelos sensores do próprio ABS. Os ensaios foram realizados em pista nivelada de revestimento asfáltico recém colocado (4 meses). Foram usados pneus de alta performance Yokohama A.drive.R1 e a temperatura média do pavimento no momento dos testes era 17° C. Outros detalhes da instrumentação, veículo e equipamentos utilizados são expostos no Apêndice C.

Foram realizados três ensaios de frenagem em pista nivelada a partir de velocidade conhecida até a parada completa do veículo. O comprimento dos vestígios no pavimento foi então medido com uso de telêmetro digital (especificações também detalhadas no Apêndice C) para posterior cálculo da velocidade e tempo de frenagem através dos diversos modelos apresentados.

Um quarto ensaio foi realizado com mesmo veículo e no mesmo pavimento dos três anteriores, no intuito de fornecer os parâmetros característicos de desaceleração do veículo na situação apresentada (μ_t , para aplicação do *Modelo B*; $\bar{\alpha}$ e t_o para aplicação do *Modelo C* e *Modelo Proposto*). Tal ensaio foi nomeado como ensaio de referência e os demais como ensaios de validação.

A velocidade calculada pelos diferentes métodos, utilizando os três comprimentos distintos de frenagem e os parâmetros de referência, foi comparada às velocidades e tempo de frenagem reais no instante anterior ao acionamento dos freios. Assim, pôde-se avaliar a precisão dos modelos na determinação dos parâmetros relevantes à situação de reconstrução de acidentes de trânsito.

4.2. Ensaio de referência

No ensaio de referência, o veículo de testes foi freado a partir de velocidade inicial de 107 km/h até sua completa imobilização. A frenagem produziu vestígios

nítidos de 44m de comprimento. A Fig.13 ilustra parte dos vestígios obtidos nesse teste de referência.

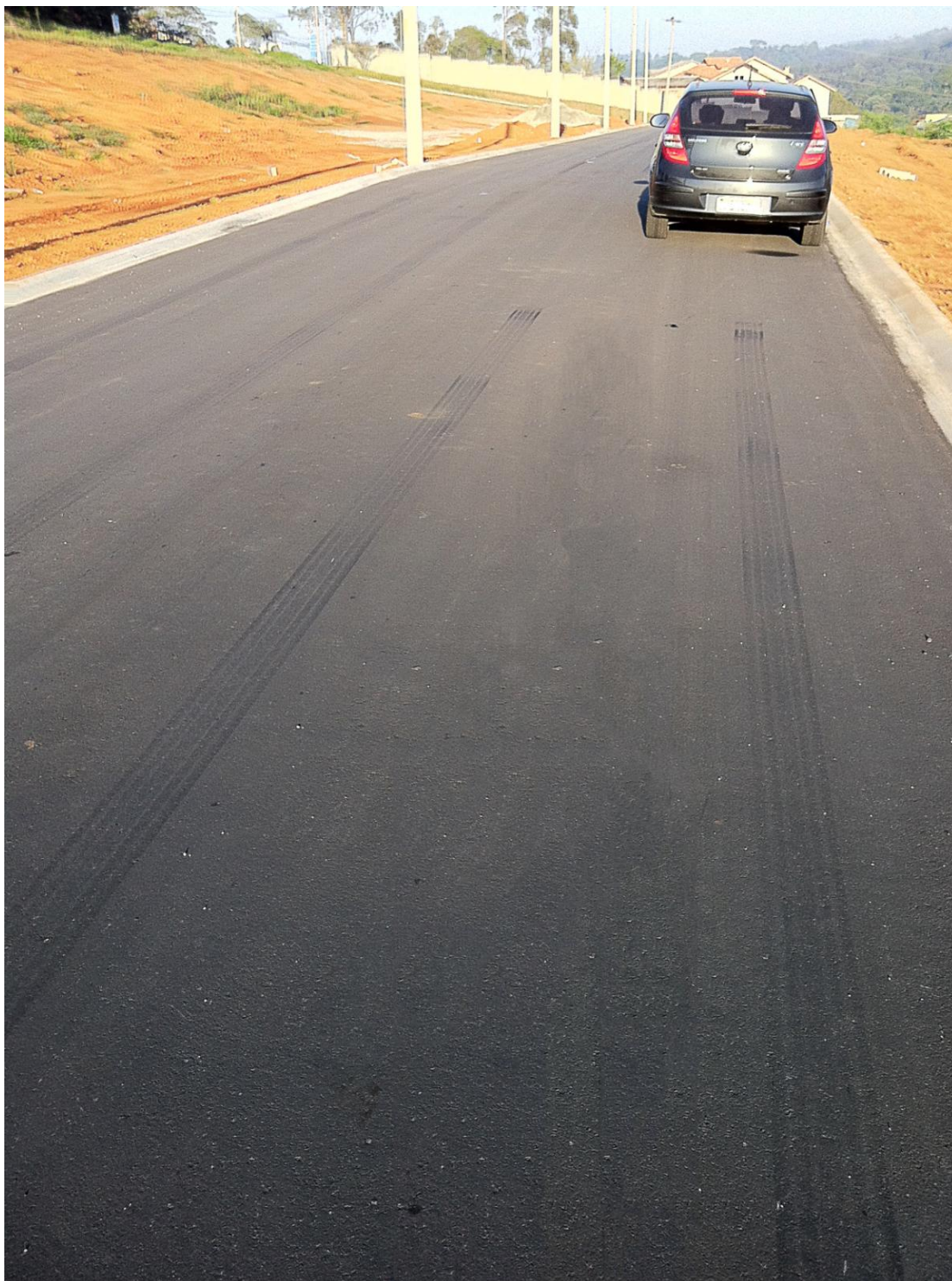


Figura 13 – Marcas de frenagem do ensaio com ABS

Dado o comprimento dos vestígios e a velocidade inicial, é possível o cálculo do coeficiente de atrito do pneu a ser utilizado no *Modelo B*, conforme Eq.27 evidenciada novamente a seguir.

$$\mu_t = \frac{v_t^2 \sqrt{1+G^2}}{2.g.S_s} \quad (27)$$

Assim, para $v_t = 107 \text{ km/h} = 29,7 \text{ m/s}$, $S_s = 44 \text{ m}$, $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ e $G = 0$, tem-se:

$$\mu_t = 1,02$$

Os valores de desaceleração obtidos pelo acelerômetro e plotados no tempo podem ser vistos na Fig.14. Toda a análise de dados e gráficos plotados foi realizada no software MDA 7.0 (Measure Data Analyser), da ETAS.

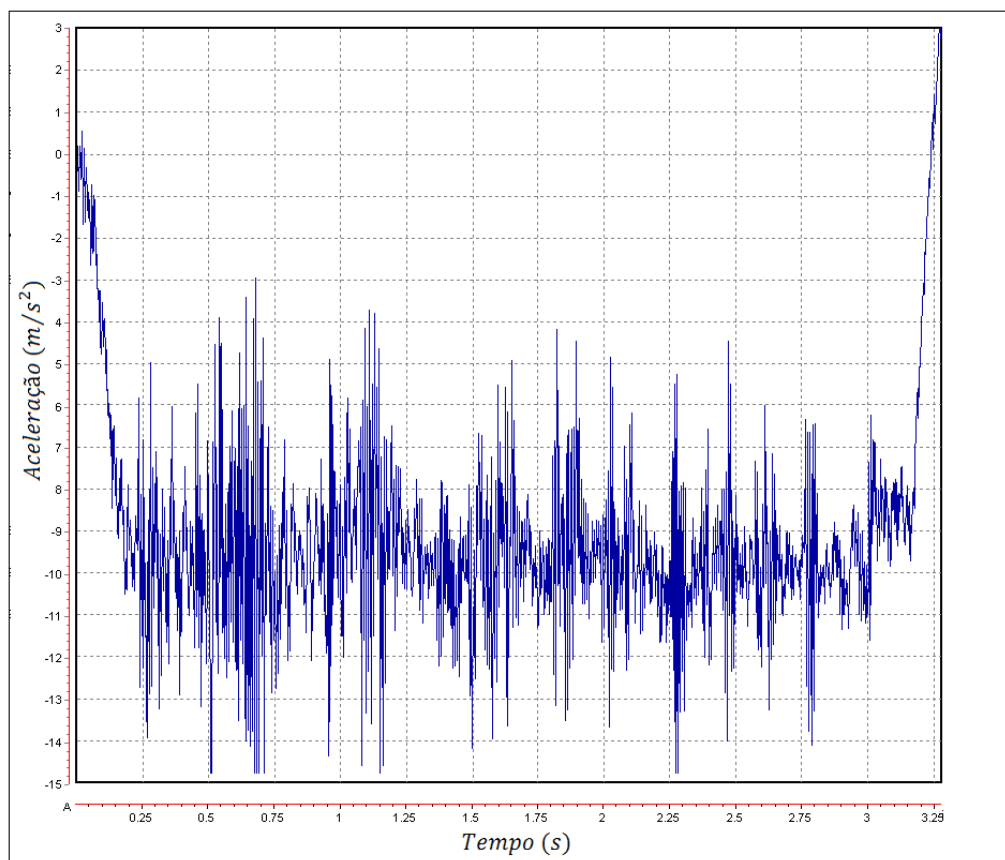


Figura 14 – Perfil [Aceleração vs Tempo] obtido no ensaio de referência.

Nota-se que o gráfico obtido é bem mais ruidoso que as curvas típicas de desaceleração apresentadas anteriormente. Dada a alta taxa de amostragem do acelerômetro utilizado, houve aquisição de ruído de alta frequência. Para solucionar o problema, foi aplicado ao sinal digital um filtro passa-baixa com frequência de corte de 50 Hz através do software MatLab R2011a, da Mathworks.

A Figura 15 representa a curva de desaceleração do veículo, bem como a velocidade e distância percorrida em cada instante do processo. A velocidade do veículo durante a frenagem foi obtida através da integração da curva de desaceleração ao longo do tempo, tendo como valor inicial a velocidade obtida do sinal de rotação das rodas no instante anterior ao acionamento dos freios. Esse processo é atualmente utilizado em veículos modernos para o cálculo da velocidade do automóvel pela ECU em situações de escorregamento (KOBAYASHI, et al., 1995). A distância percorrida plotada foi obtida em processo análogo, pela integração da velocidade no tempo, considerando nula a posição no instante de acionamento dos freios.

A obtenção dos parâmetros relevantes ao cálculo de velocidades pelo *Modelo Proposto* leva em conta o regime transiente é feita pela aplicação da Eq. 33 e Eq. 34 aos dados de desaceleração obtidos nesse teste de referência. Assim,

$$\bar{a} = 9,457 \text{ m/s}^2$$

$$t_o = 0,22 \text{ s}$$

A Tabela 5 expõe os dados obtidos e calculados no ensaio de referência.

Tabela 5 – Dados do ensaio de referência

Ensaio Referência - ABS	
Velocidade Real - V_b	107,1 km/h
Tempo de Frenagem - t_b	3,27 s
Distância de frenagem - S_b	50 m
Comprimento das Marcas - S_s	44 m
Coeficiente de atrito - μ_t	1,02
Período Transiente - t_o	0,25 s
Desaceleração media - $\bar{a}$	9,457 m/s ²

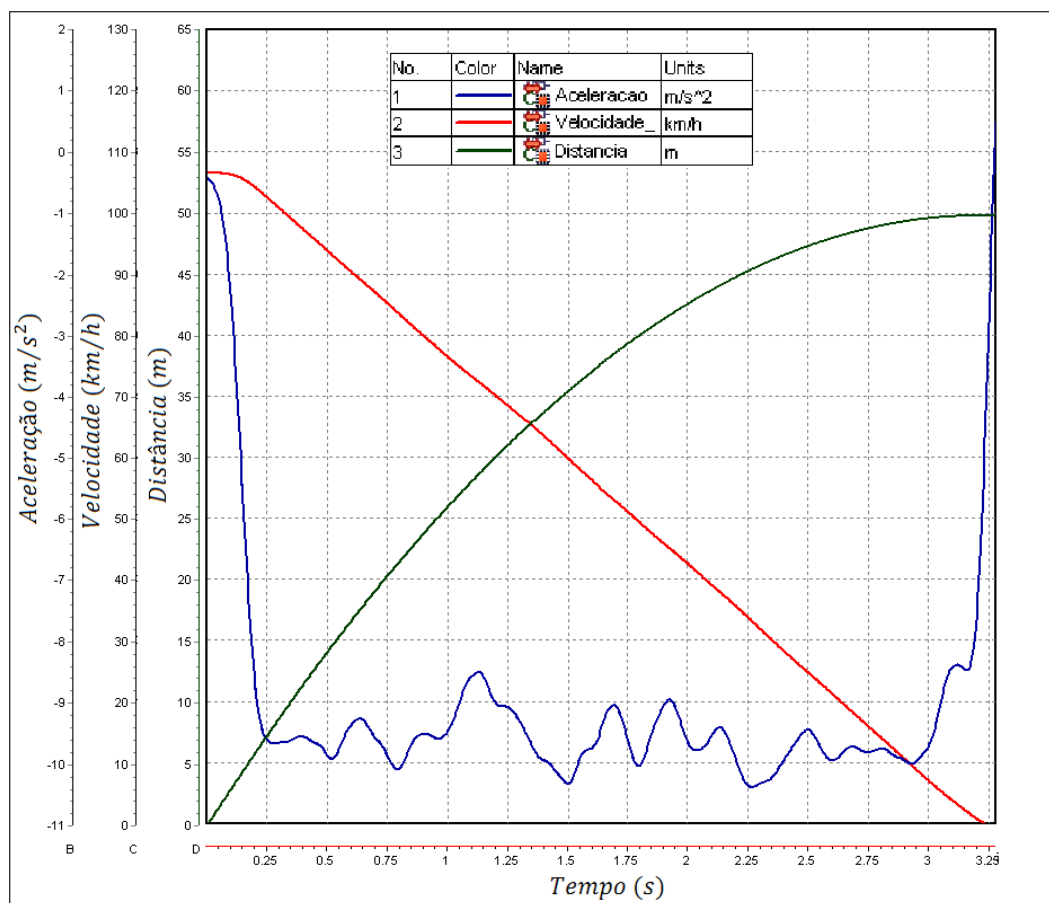


Figura 15 – Curvas características – Ensaio de referência

4.3. Ensaios de validação

Nos ensaios de validação, o veículo de testes foi freado a partir de velocidade inicial conhecida até sua completa imobilização. A Tabela 6 evidencia a velocidade de cada ensaio e o comprimento das marcas de frenagem medidas.

Tabela 6 – Dados dos ensaios de validação

Ensaio Validação - ABS

	Ensaio A	Ensaio B	Ensaio C
Velocidade Real (km/h)	102,3	107,2	120,0
Comprimento das Marcas (m)	39	43	54

A Figura 16, Fig.17 e Fig.18 mostram as curvas de desaceleração, velocidade e distância de frenagem obtidas nos ensaios de validação.

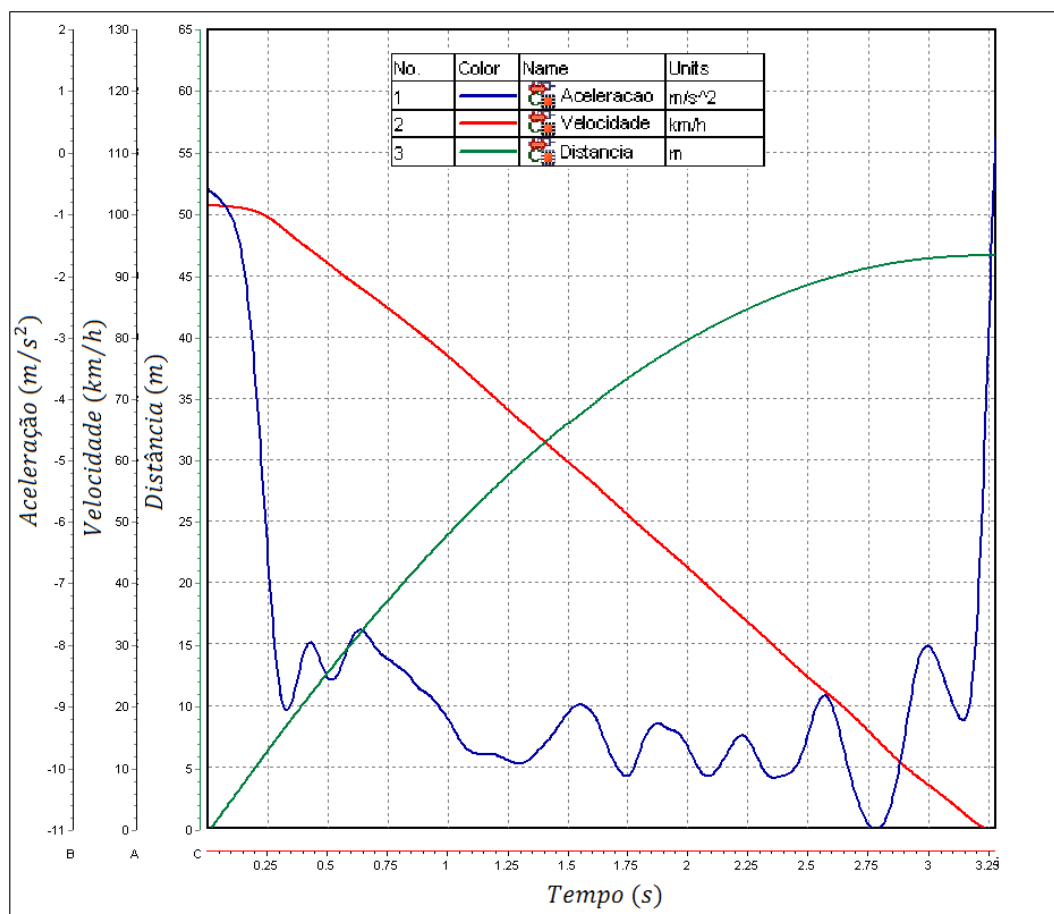


Figura 16 – Curvas características – Ensaio de validação A

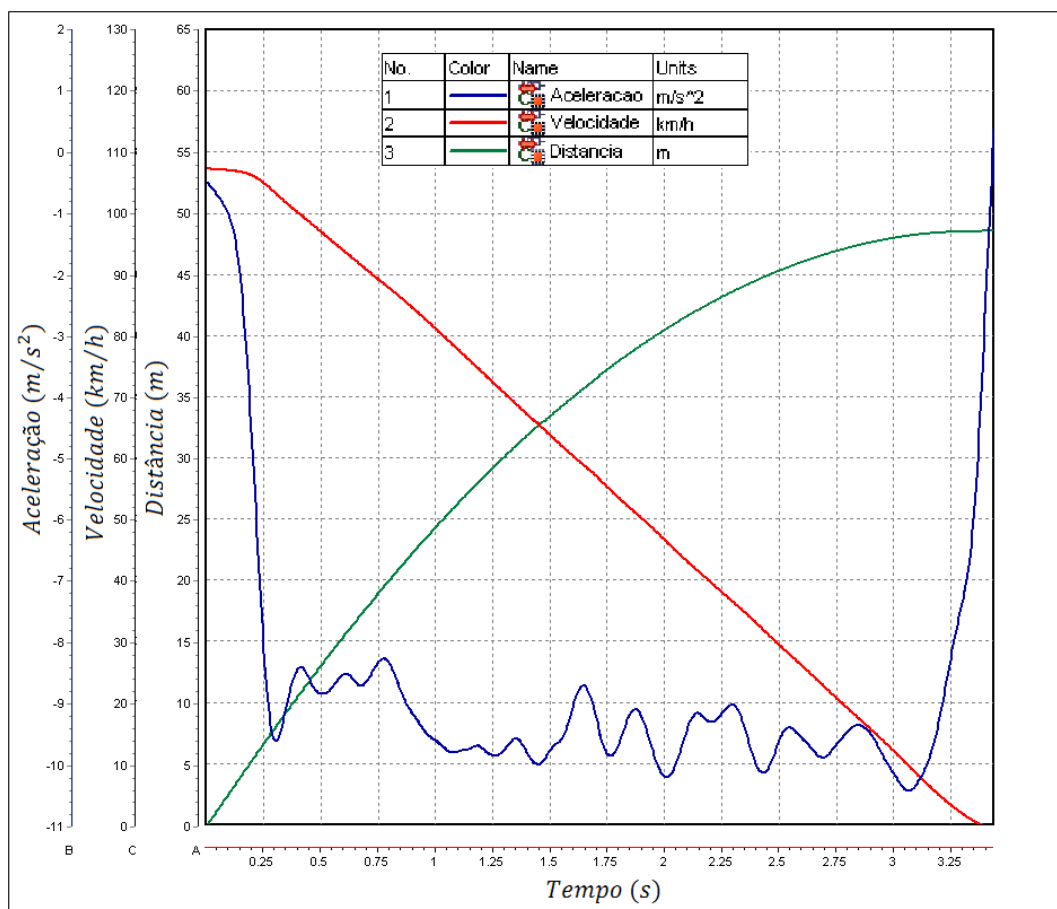


Figura 17 – Curvas características – Ensaio de validação B

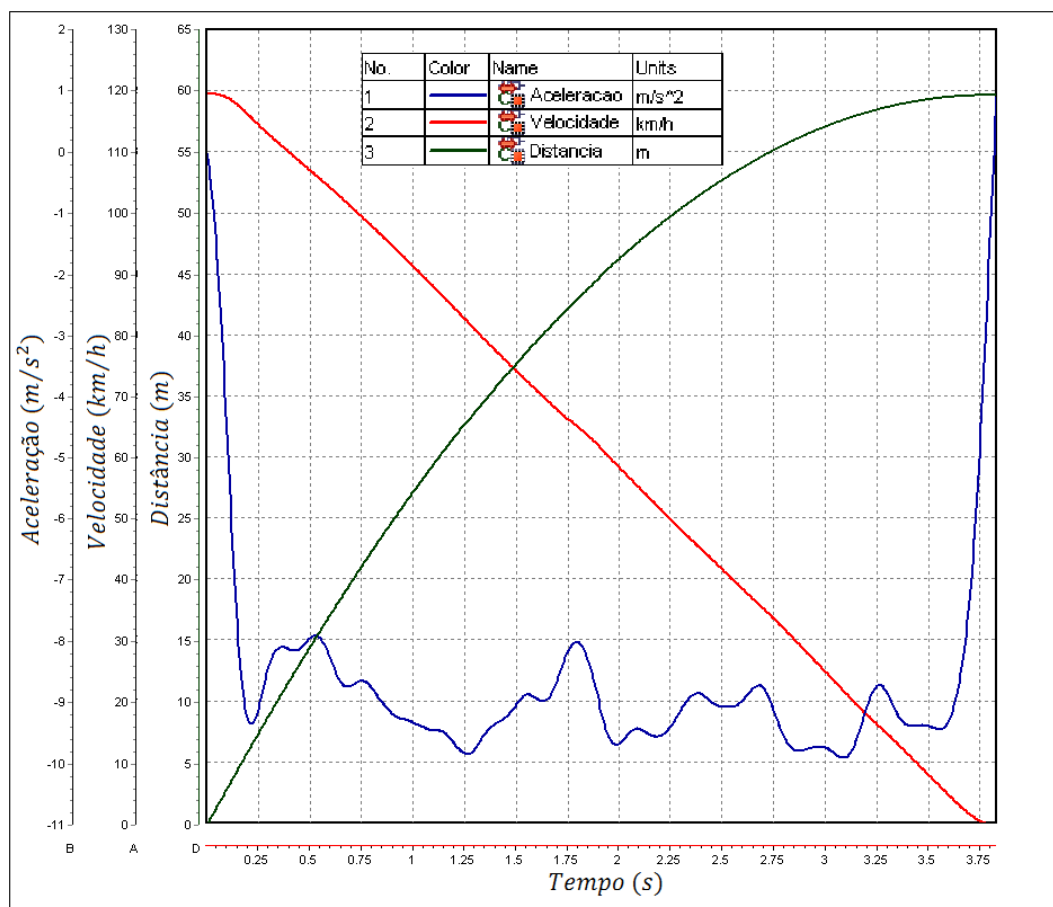


Figura 18 – Curvas características – Ensaio de validação C

5. RESULTADOS

5.1. Estimativa de velocidades

A velocidade do veículo foi calculada para cada um dos três testes de validação com base em seus vestígios de frenagem medidos usando os quatro modelos propostos e nomeados na Tab.4 da seção anterior. A Tab.7 mostra os valores de velocidade obtidos com os cálculos. Ressalta-se que nos cálculos referentes ao *Modelo A*, fez-se uso do coeficiente de atrito $\mu = 0,825$, valor médio da Tab.2 para as condições ensaiadas (pavimento asfáltico novo e seco).

Tabela 7 – Velocidades calculadas para os ensaios de validação

Velocidades Cálculadas - ABS				
		Ensaio A	Ensaio B	Ensaio C
Comprimento das Marcas (m)		39	43	54
Velocidade Real (km/h)		102,3	107,2	120,0
Velocidade Estimada (km/h)				
	Modelo A	90,0	94,9	106,4
	Modelo B	100,7	105,8	118,5
	Modelo C	97,8	102,7	115,0
	Modelo Proposto	101,5	106,4	118,8

Foi calculado o desvio percentual entre as velocidades calculadas (v_s) pelos diferentes modelos e a velocidade real do veículo (v_b), utilizando a Eq.35.

$$\delta_v = \frac{v_s - v_b}{v_b} \times 100\% \quad (35)$$

Nota-se que da forma como foi colocada a Eq.35, desvios negativos correspondem a valores de velocidade subestimados e desvios positivos correspondem a valores superestimados. A Fig.19 evidencia os desvios calculados em cada método e para cada ensaio, facilitando a comparação dos modelos aplicados.

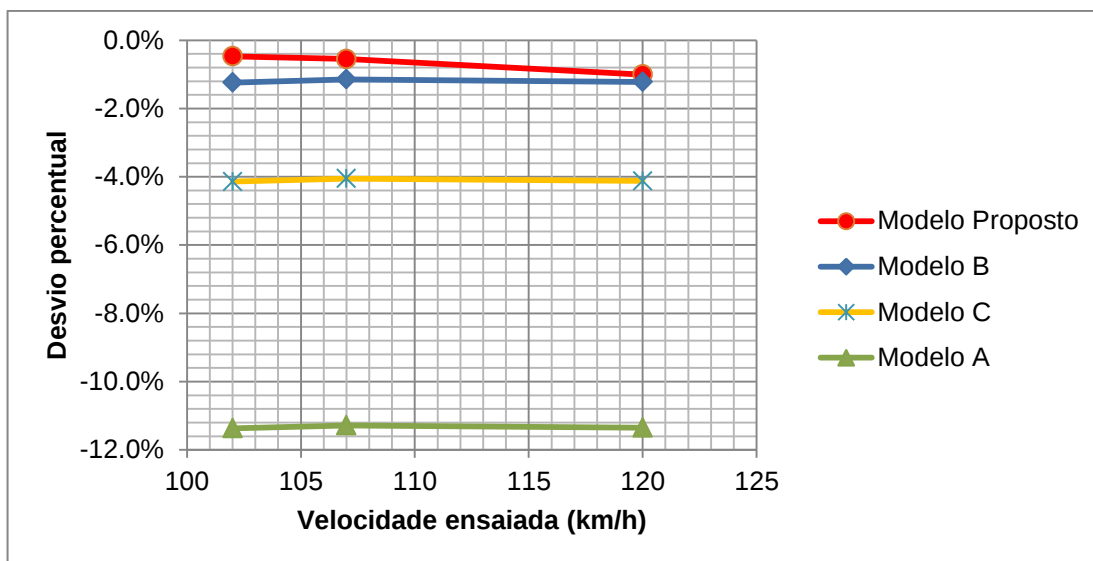


Figura 19 – Comparação dos modelos na estimativa da velocidade

Na Fig.19 nota-se que todos os modelos obtiveram valores subestimados para a velocidade do veículo.

O *Modelo B*, que representa a equação clássica para o cálculo de velocidades através da obtenção de um valor característico de coeficiente de frenagem, e o *Modelo Proposto*, que representa a nova abordagem da consideração da energia dissipada no período transiente, apresentaram resultados semelhantes e bastante próximos ao valor real da velocidade do veículo (desvio inferior a 2%).

O *Modelo C*, que faz uso de valor característico de desaceleração mas não considera a energia dissipada no período transiente, obteve resultado inferior aos dois citados anteriormente. Nota-se que a inclusão da velocidade decrescida durante o período de transição (*Modelo Proposto*) realmente resultou em melhor estimativa da velocidade no momento do acionamento dos freios quando se faz uso da técnica que utiliza acelerômetro embarcado para determinação de perfil característico de desaceleração.

O uso de valor de coeficiente de atrito médio tabelado resultou em desvio significativo nas estimativas de velocidade (12%). A tabela utilizada, (Tab.2), aponta valores de coeficiente de atrito que variam de 0,55 a 1,00 para asfalto seco (novo e antigo). Essa ampla faixa pode levar a resultados de grande imprecisão.

Outro ponto a se considerar é que veículos diferentes realmente estão sujeitos a perfis de desaceleração bastante distintos. Essa afirmação é sustentada pelas diferenças entre $\bar{a}$ obtidos nos Ensaio de Referência, nos Ensaio Preliminares (Apêndice A) e nos Ensaio com veículo sem ABS (Apêndice B). A Tab.8 ilustra a diferença entre essas características para frenagens com veículos distintos nos ensaios realizados.

Tabela 8 – Comparação da desaceleração média nos diversos modelos

	Ensaio Referência	Ensaio Preliminar	Ensaio sem ABS
$\bar{a}$ (m/s ²)	9,46	7,64	6,96

Assim, o uso de valores fixados e independentes dos veículos utilizados (tais como valores tabelados ou valores obtidos com *dragsleds*) não retratam com fidelidade a situação ocorrida, podendo gerar estimativas bastantes falhas da velocidade do veículo. A execução de ensaio de frenagem com veículo semelhante ao envolvido é essencial para a precisão da reconstrução do acidente.

5.2. Estimativa do tempo de frenagem

O tempo de frenagem do veículo foi estimado para cada um dos três testes de validação com base em seus vestígios de frenagem medidos usando os modelos propostos. A Tabela 9 expõe os resultados obtidos.

Tabela 9 – Tempos de frenagem calculados para os ensaios de validação

Ensaio Validação ABS - Tempo de Frenagem				
	Ensaio A	Ensaio B	Ensaio C	
Tempo de Frenagem (s)	3,25	3,37	3,82	
Tempo de Frenagem Estimado (s)				
Modelo A	3,11	3,26	3,65	
Modelo B	2,79	2,93	3,28	
Modelo C	2,87	3,02	3,38	
Modelo Proposto	3,09	3,24	3,60	

Analogamente ao realizado com as estimativas de velocidade, foi calculado o desvio percentual entre os tempos de frenagem calculados pelos diferentes modelos e o tempo real de frenagem dos ensaios, utilizando a Eq.36.

$$\delta_t = \frac{t_s - t_b}{t_b} \times 100\% \quad (36)$$

A Figura 20 mostra os desvios calculados em cada método e para cada ensaio, facilitando a comparação dos modelos aplicados.

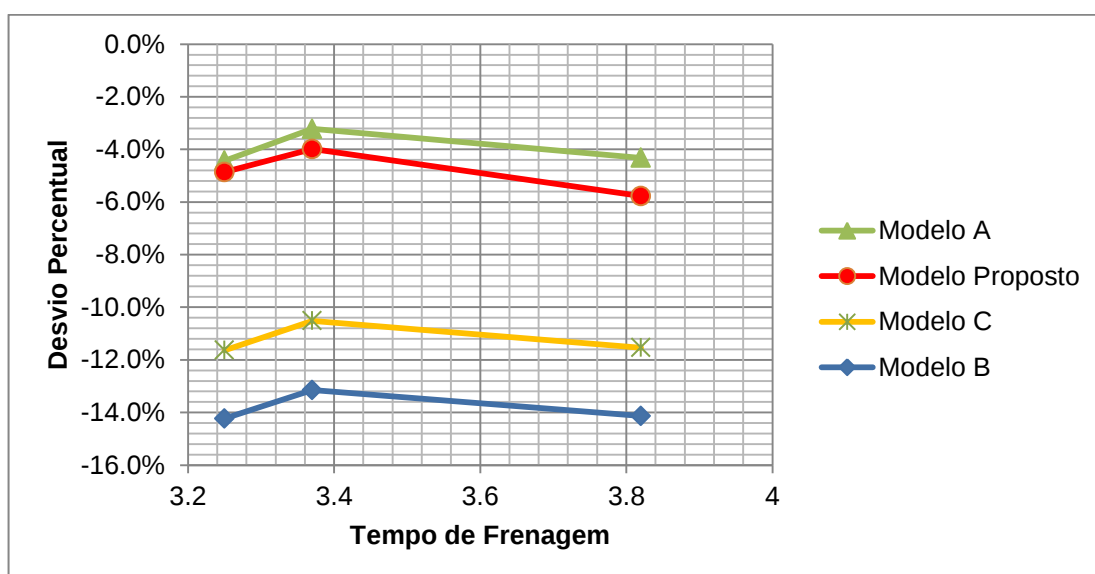


Figura 20 – Comparação dos modelos na estimativa do tempo de frenagem

Nota-se a partir da Fig.20 que, com relação à estimativa do tempo de frenagem, a abordagem tradicional exposta pelo *Modelo B* obteve o pior resultado, com imprecisão em torno de 14%. Nessa proposta, o comprimento das marcas no pavimento é menor que a distância real de frenagem, fazendo o veículo virtualmente dispor de um espaço menor para desacelerar e implicando na necessidade de um valor superestimado de coeficiente de atrito. Esse desvio no fator de atrito é carregado na estimativa do tempo de frenagem, que é decrescente com o aumento do módulo de desaceleração. Assim, mesmo obtendo resultados apreciáveis quanto à determinação da velocidade, o tempo de frenagem é consideravelmente subestimado.

Por outro lado, sendo o valor tabelado do coeficiente de atrito pelo *Modelo A* inferior ao calculado no *Modelo B*, o primeiro permitiu estimativa mais próxima da realidade quanto ao tempo de frenagem, mesmo tendo resultado questionável quanto aos cálculos de velocidade. Assim, modelos que utilizam valores de coeficiente de atrito de Coulomb constantes em todo processo (sejam esses tabelados ou obtidos em ensaio práticos) não permitirão estimativas confiáveis para ambos os parâmetros simultaneamente (velocidade e tempo de frenagem) em situações onde a influência do período transiente é considerável. Tal afirmativa é evidenciada na Fig.21, que mostra o desvio médio de cada modelo com relação à estimativa da velocidade e do tempo de frenagem.

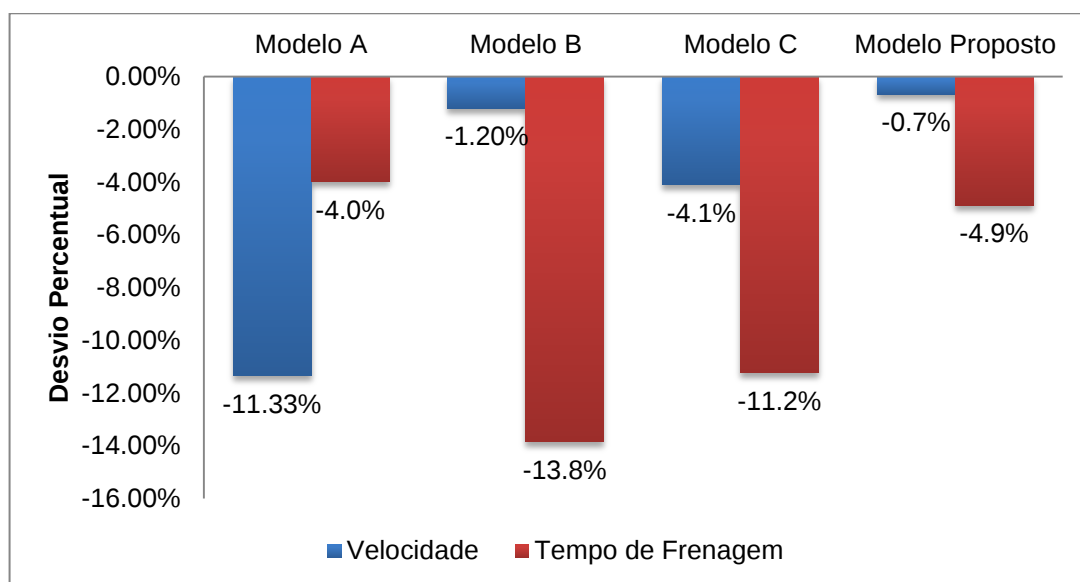


Figura 21 – Desvio médio de cada modelo com relação à velocidade e tempo de frenagem

O *Modelo C* também apresenta valores de estimativa de tempo de frenagem com desvio considerável (em torno de 10%) devido ao fato de não considerar o período transiente. O valor estimado por esse modelo é, na verdade, uma aproximação do tempo de produção dos vestígios. Ao somarmos o valor do período transiente à estimativa do tempo de frenagem do *Modelo C*, obtemos as estimativas para o *Modelo Proposto*, mais próximas dos valores reais do ensaio.

O *Modelo Proposto* apresentou resultados mais confiáveis na estimativa simultânea da velocidade e tempo de frenagem, pois não sofre a influência de um

valor de desaceleração superestimado (a desaceleração é diretamente medida em ensaio prático) e considera o período em que não houve produção de vestígios embora os freios estivessem acionados.

5.3. Análise qualitativa dos vestígios de frenagem

Em teste preliminar, exposto em detalhes no Apêndice A, houve produção de vestígios de comprimento irrelevante aos cálculos periciais. Já nos ensaios de referência e de validação, executados em pista de revestimento asfáltico mais recente e mais escuro, houve produção de marcas bem definidas e mensuráveis.

Como resultado imediato, destaca-se que frenagens emergenciais realizadas por veículos com ABS podem deixar vestígios significativos ao processo pericial em determinados pavimentos asfálticos. Como sugerido por (DANNER, et al., 1981), o asfalto de maior teor de betume (e, portanto mais escuro (BERNUCCI, et al., 2006)) permitiu ocorrência de marcas mais nítidas e facilmente identificáveis.

Os vestígios produzidos pelo nos ensaios de referência e validação foram constantes (não intermitentes) de comprimento variando de 83% a 90% da distância total de frenagem. Nos ensaios do veículo sem ABS, exposto no Apêndice B, esse valor ficou próximo de 95%. Assim, para o veículo com ABS, o tempo em que os freios estiveram acionados e não houve produção de vestígios foi maior, resultando em maior contribuição do período transiente no processo e favorecendo o uso do Modelo D apresentado.

Apesar de perfeitamente nítidas e mensuráveis, as marcas do veículo com ABS eram menos escuras que as produzidas pelo ensaio sem ABS, fato esse identificado também por outros autores (DANNER, et al., 1981), (WANG, et al., 2005), (WRIGHT, 1995). A Figura 22 ilustra tal observação.

Semelhantemente ao concluído por (WANG, et al., 2005), os vestígios do veículo com ABS se mostraram gradativamente mais nítidos e mais escuros ao longo da distância de frenagem, sendo o local de parada do veículo o ponto onde as marcas estavam mais características.

Quanto à visualização das marcas, verificou-se que, ao contrário do ocorrido com o veículo de freios convencionais (Apêndice B), não foi possível distinguir os vestígios das rodas dianteiras e traseiras nos ensaios com ABS. O fato é justificado pela ação anti-bloqueio do ABS, que garantiu a estabilidade direcional do veículo e sua trajetória retilínea, mantendo os vestígios sobrepostos ao longo de todo comprimento de frenagem.



Figura 22 – Diferenças na intensidade das marcas com e sem ABS

Foi verificado ainda que os vestígios são mais facilmente identificados quando observados contra o sol em posição baixa (amanhecer ou entardecer). Nessa situação, as marcas refletem a luz solar de maneira diferente do restante do asfalto, permitindo a observação de todo seu comprimento, como mostra a Fig.23.

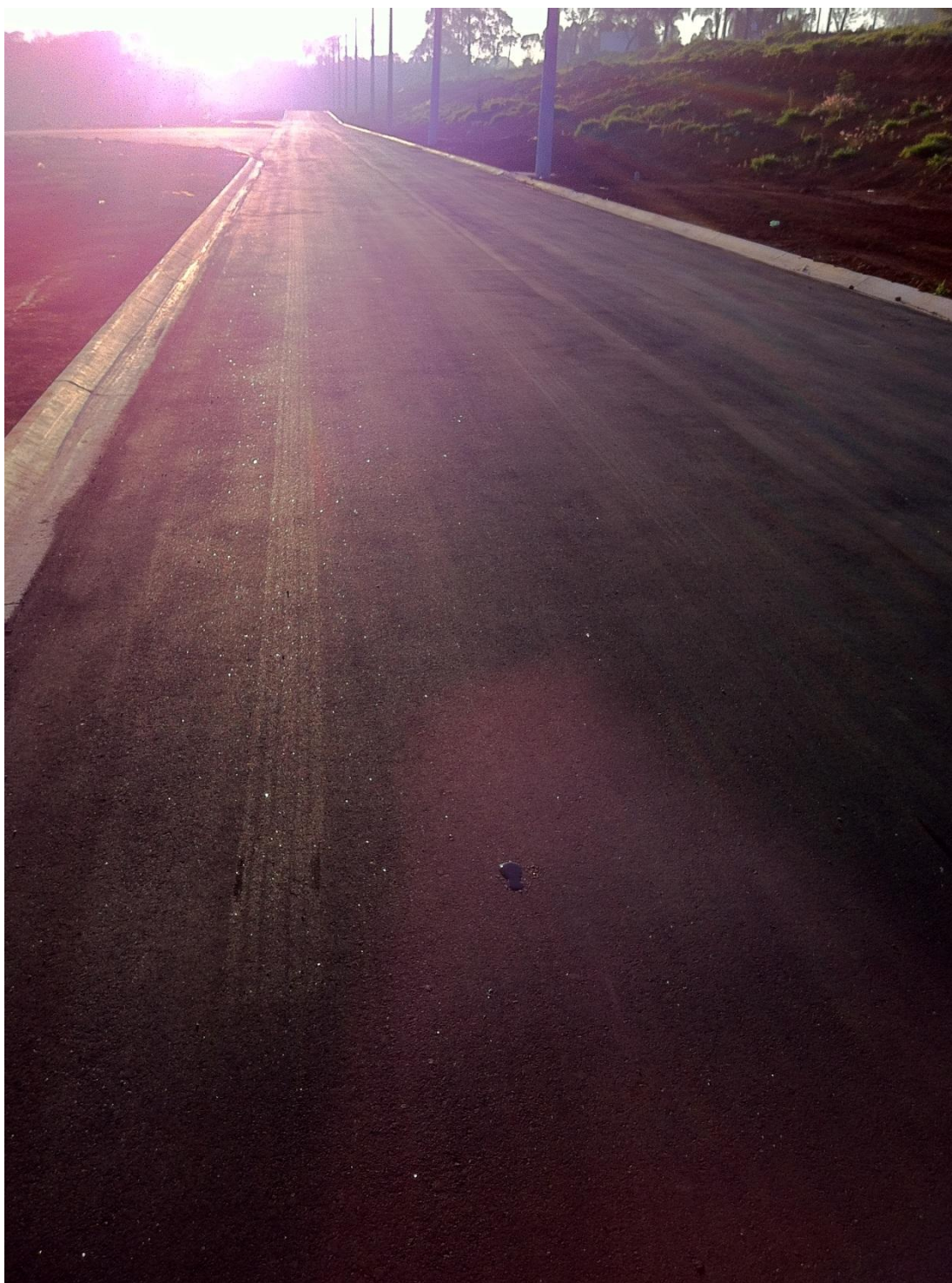


Figura 23 – Visualização dos vestígios de ABS em posição contrária ao sol

6. CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS

Contrariamente ao senso comum que relaciona as marcas de frenagem unicamente ao bloqueio das rodas, os ensaios práticos apresentados constataram que veículos dotados de freios ABS também podem produzir vestígios relevantes à reconstrução de acidentes de trânsito.

Apesar de nítidas e mensuráveis, as marcas dos ensaios com veículo dotado de ABS se mostraram menos aparentes (mais fracas em intensidade) que as produzidas pelos testes com freios convencionais (Apêndice B). Além disso, os vestígios do veículo com ABS se apresentaram gradativamente mais nítidos e mais escuros ao longo do comprimento de frenagem, de forma que as marcas estavam mais características nas proximidades do local de parada do veículo.

Diferente do ocorrido com o veículo de freios convencionais, não foi possível distinguir os vestígios das rodas dianteiras e traseiras nos ensaios com ABS. O fato é justificado pelo ABS ter garantido a estabilidade direcional e trajetória retilínea do veículo, mantendo as marcas de frenagem perfeitamente sobrepostas ao longo de todo processo.

A abordagem tradicional, que utiliza valores de coeficiente de atrito de Coulomb determinado em ensaio práticos, não permitiu estimativas confiáveis para todos os parâmetros relevantes à reconstrução de acidentes. Nessa proposta, o comprimento das marcas no pavimento é menor que a distância real de frenagem, fazendo o veículo virtualmente dispor de um espaço menor para desacelerar e implicando na necessidade de um valor superestimado de coeficiente de atrito. Esse desvio no fator de atrito é carregado na estimativa do tempo de frenagem, que é decrescente com o aumento do módulo de desaceleração. Assim, mesmo obtendo resultados apreciáveis quanto a determinação da velocidade, o tempo de frenagem é consideravelmente subestimado.

Destacou-se também que o uso de *dragsleds* e de valores tabelados de coeficiente de atrito podem gerar grandes imprecisões no cálculo de velocidades, uma vez que os perfis de desaceleração experimentados pelos diferentes veículos ensaiados foram bastante distintos.

Por fim, foi possível verificar que o modelo proposto para reconstrução de acidentes a partir de vestígios de frenagem apresentou melhores resultados se comparado aos métodos atualmente empregados. O período em que os freios estiveram acionados sem que houvesse produção de marcas foi maior nos ensaios com veículo dotado de ABS e a inclusão da desaceleração nessa fase permitiu melhores estimativas para velocidade e tempo de frenagem.

APÊNDICE A – ENSAIO PRELIMINAR

Foi realizado experimento preliminar que consistiu em três ensaios de frenagem de um automóvel equipado com freios ABS a partir de velocidade conhecida até sua completa imobilização. Os testes foram realizados em asfalto com 2 anos de uso. A Figura 24 e Fig.25 a seguir mostram detalhes da pista e textura do pavimento.



Figura 24 - Pista - Ensaio Preliminar



Figura 25 - Textura do pavimento – Ensaio Preliminar

DESCRICAO DOS EQUIPAMENTOS UTILIZADOS

O veículo utilizado foi um automóvel Honda Civic 2008, equipado com freios ABS. A Tabela 10 detalha as características do automóvel em questão e dos pneus nele utilizados.

Tabela 10 - Especificações do Veículo - Ensaio Preliminar. Adaptado de (Honda Civic LXS - Manual de Serviço, 2008)

Honda Civic LXL	
Fabricante	Honda
Modelo	Civic
Versão	1.8 LXS flex
Ano	2008
Powertrain	
Alinhamento do motor	transversal
Posição	dianteiro
Construção	4 cilindros em linha
Cilindradas	1799 cm ³
Potência (Gasolina)	138 cv
Potência (Alcool)	140 cv
Torque	17 mkgf
Transmissão	automática
Marchas	5
Tração	dianteira
Suspensão e Freios	
Suspensão dianteira	independente Mc Pherson
Suspensão traseira	independente duplo A
Freios dianteiros	discos ventilados - 262 mm
Freios traseiros	discos sólidos - 201 mm
Assistencia	servoassistido
ABS	sim
Pneus	
Fabricante	Bridgestone
Dimensões	205/55/R16
Uso antes dos testes	35.000 km

Peso e Dimensões

Peso em OEM	1205 kg
Distribuição do Peso em OEM	60% dianteira
Comprimento	4490 mm
Entre eixos	2700 mm
Altura	1750 mm

Para certificação da velocidade com que o veículo trafegava no momento do acionamento dos freios, foi utilizada uma interface de comunicação OBD2-Bluetooth da marca *PLX Devices*, ilustrada na Fig.26, e software de aquisição de dados OBD Torque em smartphone Motorola A853 (Fig. 27).

As Tabelas 11 e 12 e 13 detalham as especificações dos equipamentos e software descritos.



Figura 26 - Interface OBD II – Ensaio Preliminar. Adaptado de (PLX Devices)

Os dados de desaceleração foram obtidos através do acelerômetro embarcado no dispositivo da Motorola. A Tabela 14 contém as especificações relevantes do acelerômetro.

O valor fornecido pelo acelerômetro foi inserido como um PID no software Torque, o qual fora configurado para salvar os últimos dados obtidos (tanto do protocolo OBD quanto do acelerômetro) a cada 0,1 s (máxima taxa de aquisição possível pelo software).

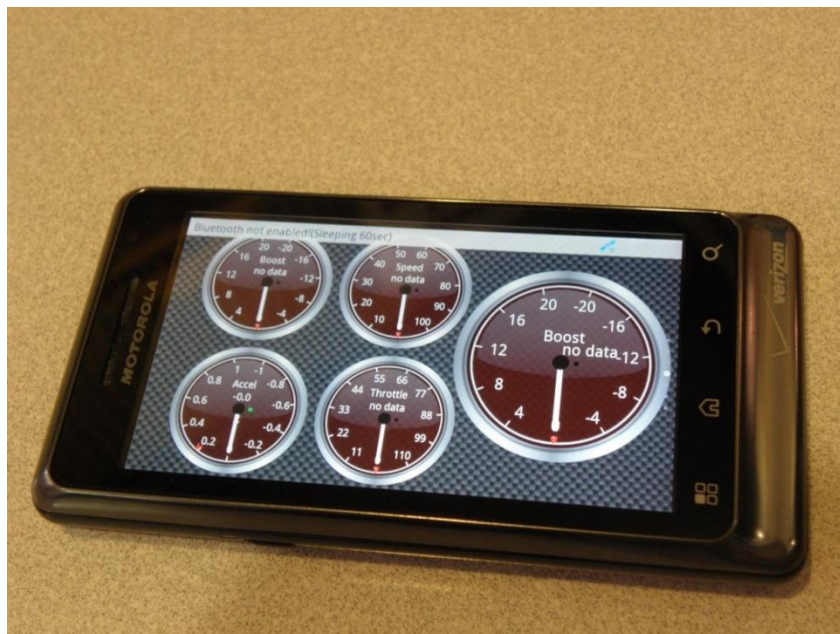


Figura 27 - Motorola A853 e Software TORQUE.

Tabela 11 - Especificações Interface OBD – Ensaio Preliminar

PLX Devices - Interface OBD

Fabricante	PLX Devices
Alcance	50 ft
Antena	Interna
Consumo	0,3 Watts
Padrão Bluetooth	2.1/2.0/1.2/1.1
Temperatura de Operação	0 a 100 graus Celsius
Dimensões	2,75 x 1,25 x 0,6 polegadas

Tabela 12 - Especificações Motorola A853 – Ensaio Preliminar. Adaptado de (GSMArena)

Motorola A853

Fabricante	Motorola
Ano	2009
Dimensões	115,8 x 60 x 13,7 mm
Peso	165g
Tela	TFT Capacitive Touchscreen
Resolução	16 M cores - 480 x 854 pixels
Tamanho da Tela	3,7 polegadas
Acelerômetro	LIS331DLH
Memoria	133 MB armazenamento / 256 RAM
Bluetooth	2.1 com A2DP
Sistema Operacional	Android 2.2
CPU	ARM Cortex A8, 600 Mhz

Tabela 13 - Especificações do aplicativo Torque – Ensaio Preliminar. Adaptado de (Torque)

Torque	
Descrição	Ferramenta de diagnóstico via OBD2
Desenvolvedor	Ian Hawkins
Sistema Operacional Compatível	Android
Log Files	.csv
Taxa máxima de log	10 Hz
Suporta SAE J1979 PIDs	Sim
Suporta Enhanced PIDs	Sim

Tabela 14 - Especificações do acelerômetro – Ensaio Preliminar.

LIS331DLH	
Fabricante	STMicroelectronics
Faixa de Medição	$\pm 2g$
Interface de Saída	I2C/SPI digital
Frequência de aquisição	até 1 kHz
Taxa máxima de log	10 Hz
Alimentação	2,16 a 3,6 V
Dimensões	3x3x1 mm

PROCEDIMENTO DE FRENAGEM

Um cone foi colocado lateralmente à pista como referência de posição para a frenagem. O veículo foi posto a velocidade próxima a 85 km/h em pista plana e retilínea. Quando o para-choque dianteiro ultrapassou a posição do cone os freios foram acionados com a máxima pressão possível que o motorista pôde exercer até a completa parada do veículo. A distância entre o cone e o para-choque dianteiro do veículo foi medida e tomada como distância total de frenagem. As eventuais marcas no pavimento foram então identificadas, medidas e fotografadas.

O procedimento foi repetido por mais duas vezes com o cone na mesma posição, tentando fazer com que a frenagem ocorresse no mesmo trecho da pista em todas as repetições.

COLETA E ANÁLISE DE DADOS

O software Torque gerou um arquivo *.csv com os dados aquisitados. Tal arquivo foi formatado em MS Excel 2010, onde as curvas de desaceleração foram plotadas.

A Tabela 15 mostra a velocidade inicial no instante do acionamento dos freios, o tempo total de frenagem e a distância percorrida pelo veículo durante o processo.

Tabela 15 - Dados dos testes – Ensaio Preliminar

	Teste A	Teste B	Teste C
Velocidade Inicial (km/h)	83	87	85
Tempo Total de Frenagem (s)	3.0	3.2	3.1
Distância Total Percorrida (m)	33	36	35

As curvas de desaceleração obtidas são mostradas nas Fig.28, Fig.29 e Fig.30.

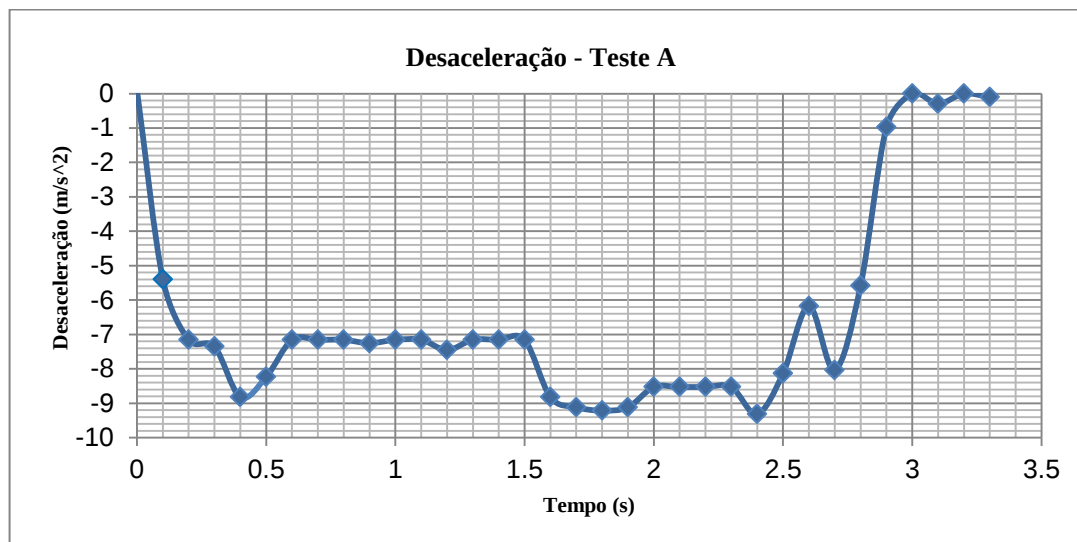


Figura 28 - Curva de Desaceleração – Ensaio Preliminar A

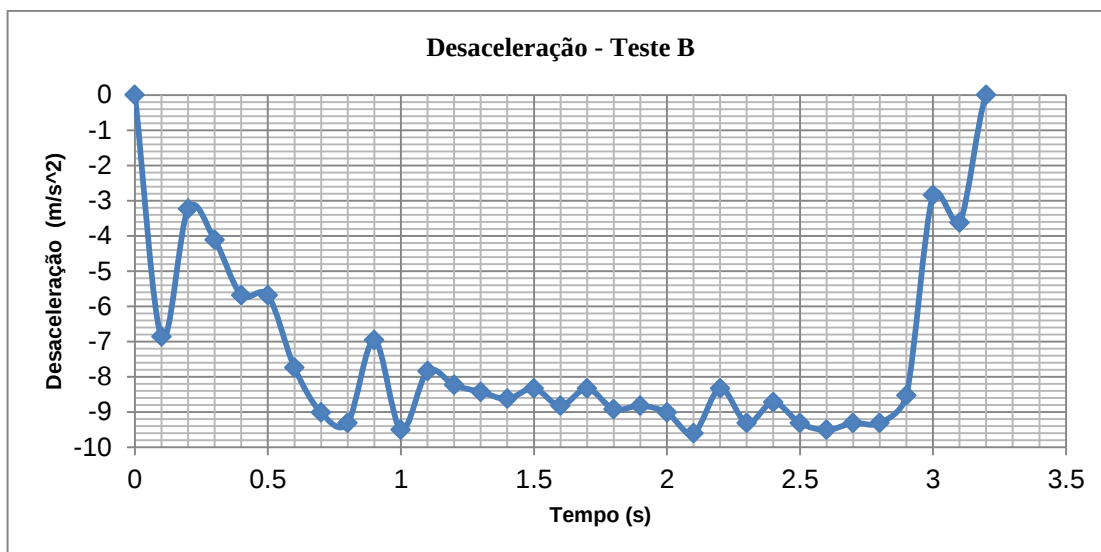


Figura 29 - Curva de Desaceleração – Ensaio Preliminar B

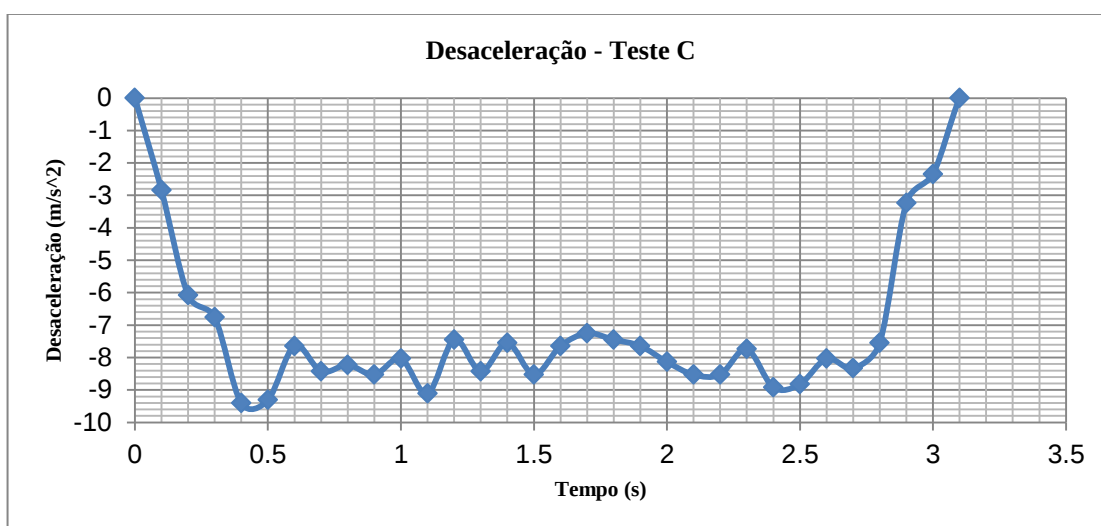


Figura 30 - Curva de Desaceleração – Ensaio Preliminar C

Destaca-se o fato de que durante o segundo teste pôde-se sentir que as rodas do lado esquerdo encontraram uma leve depressão no pavimento logo após o acionamento dos freios. Tal fato pode ser responsável pela descaracterização da curva inicial de desaceleração, que sofreu grande oscilação em trecho que é tipicamente descendente. A Figura 31 enfatiza tal constatação.

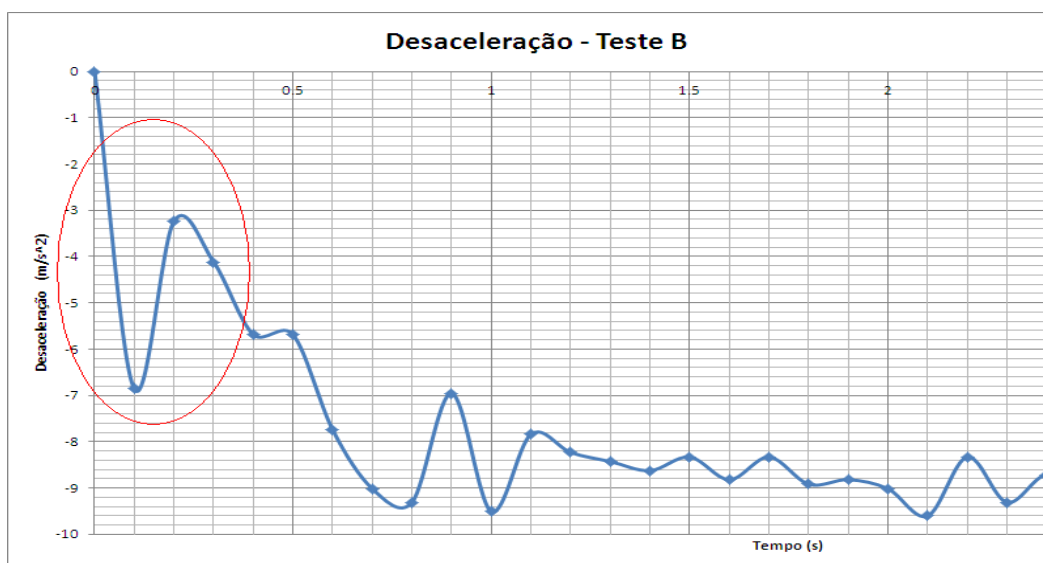


Figura 31 - Comportamento atípico – Ensaio Preliminar B

A aceleração média durante cada processo pode ser obtida pela variação da velocidade durante o tempo de frenagem ou pela aplicação da Eq.30 nas curvas descritas. A Tabela mostra o parâmetro calculado, bem como o valor máximo de aceleração atingido em cada teste.

Tabela 16 - Valores característicos de desaceleração – Ensaio Preliminar.

	Teste A	Teste B	Teste C
Velocidade Inicial (km/h)	83	87	85
Tempo Total de Frenagem (s)	3.0	3.2	3.1
Desaceleração Média - $\Delta v/\Delta t$ (m/s²)	-7.64	-7.55	-7.64
Pico de desaceleração (m/s²)	-9.31	-9.60	-9.41
Desaceleração Média – Eq. (m/s²)	-7.25	-7.55	-7.25

Nos três testes os vestígios de frenagem se mostraram fracos em intensidade (difíceis de observar) e de comprimento irrelevante para o cálculo da velocidade do veículo, como evidenciado nas Fig.32 e Fig.33.

A Tabela 17 mostra os comprimentos dos vestígios medidos. Conclui-ser que nos testes preliminares apresentados o veículo equipado com sistema ABS deixou vestígios no asfalto, porém os mesmos não foram significativos para a reconstrução da situação anterior à frenagem a partir dos modelos apresentados.



Figura 32 - Marca de frenagem – teste ABS preliminar



Figura 33 - Marca de frenagem em detalhe – teste ABS preliminar

Tabela 17 - Comprimento dos vestígios – teste ABS preliminar

	Teste A		Teste B		Teste C	
	Esquerda	Direita	Esquerda	Direita	Esquerda	Direita
Comprimento das Marcas (m)	0	1.2	0.2	0.8	0	0.5

Os testes preliminares em questão foram úteis para expor algumas deficiências no experimento idealizado, permitindo que melhorias fossem implantadas nos testes seguintes.

O protocolo OBD permitiu a fácil aquisição de grandezas que trafegavam na caixa de comando (ECU) do veículo. Porém, apesar da praticidade da comunicação normatizada, a taxa de amostragem dos dados coletados foi inferior à desejada. Isso se deu pelo fato de tal comunicação não ter taxa de envio de dados fixada, parâmetro dependente da quantidade de variáveis solicitadas e de características de desempenho e processamento do controlador. Para o experimento apresentado, a taxa de amostragem foi selecionada no software de aquisição (TORQUE) em 10 Hz, ou seja, as informações eram atualizadas a cada 0,1 segundo. Tal taxa é a mais rápida permitida pelo software.

O acelerômetro utilizado (STMicroelectronics LIS331DLH) é capaz de obter aceleração à frequência de até 1 kHz. Porém os dados de aceleração coletados estavam sincronizados com os aquisitados via OBD, limitados em 10 Hz pelo software utilizado. Desse modo, houve perda de pontos significativos nos testes preliminares apresentados.

Tais deficiências foram sanadas nos testes subsequentes através do uso de acelerômetro e conversor A/D de alta resolução e aquisição do sinal pulsante proveniente dos sensores de velocidade das rodas do veículo, conforme detalhado no Apêndice C.

APÊNDICE B – ENSAIO VEÍCULO SEM ABS

Um veículo Fiat Uno Vivace 1.0 2011 com freios convencionais foi instrumentado com acelerômetro digital de alta resolução, conforme Fig.34.



Figura 34 – Acelerômetro instalado – Ensaio sem ABS.

Detalhes da instrumentação, e do acelerômetro utilizado são expostos no Apêndice C. A Tabela 18 detalha as características relevantes do veículo em questão.

Tabela 18 – Especificações do veículo – Ensaio sem ABS

Fiat Uno Vivace 1.0 2011	
Fabricante	Fiat
Modelo	Uno
Versão	Vivace 1.0
Ano	2011
Powertrain	
Alinhamento do motor	Transversal
Posição	Dianteiro
Construção	4 cilindros em linha
Cilindradas	999 cc
Potência (Gasolina)	73 cv

Transmissão	Manual
Marchas	5
Tração	Dianteira

Suspensão

Suspensão dianteira	McPherson Independente
Suspensão traseira	Semi-independente – Eixo de torção

Pneus

Fabricante	Bridgestone
Modelo	Ecopia
Dimensões	165/70/R13
Tempo de uso	10.000 km
Pressão	28psi

Freios

Freios dianteiros	discos ventilados
Freios traseiros	tambor

Dimensões e peso

Comprimento	3770mm
Largura	1636mm
Altura	1480mm
Entre-eixos	2376mm
Peso OEM	895kg

Foram realizados três ensaios de frenagem em pista nivelada a partir de velocidade conhecida até a parada completa do veículo. O comprimento dos vestígios no pavimento foi então medido com uso de trena digital (especificações detalhadas no Apêndice C) para posterior cálculo da velocidade e tempo de frenagem através dos diversos modelos apresentados.

Um quarto ensaio foi realizado com mesmo veículo e no mesmo pavimento dos três anteriores, no intuito de fornecer os parâmetros característicos de desaceleração do veículo na situação apresentada (μ_t , para aplicação do *Modelo B*; $\bar{a}$ e t_o para aplicação do *Modelo C* e *Modelo Proposto*). Tal ensaio foi nomeado como ensaio de referência e os demais como ensaios de validação.

ENSAIO DE REFERÊNCIA

No ensaio de referência, o veículo de testes foi freado a partir de velocidade inicial de 90 km/h até sua completa imobilização. A frenagem produziu vestígios nítidos de 44m de comprimento. A Figura 35 ilustra os vestígios obtidos nesse teste de referência.

Os valores de desaceleração obtidos pelo acelerômetro e plotados no tempo podem ser vistos na Fig.36. Toda a análise de dados e gráficos plotados foi realizada no software MDA 7.0 (Measure Data Analyser), da ETAS.



Figura 35 – Vestígios de Frenagem – Ensaio sem ABS

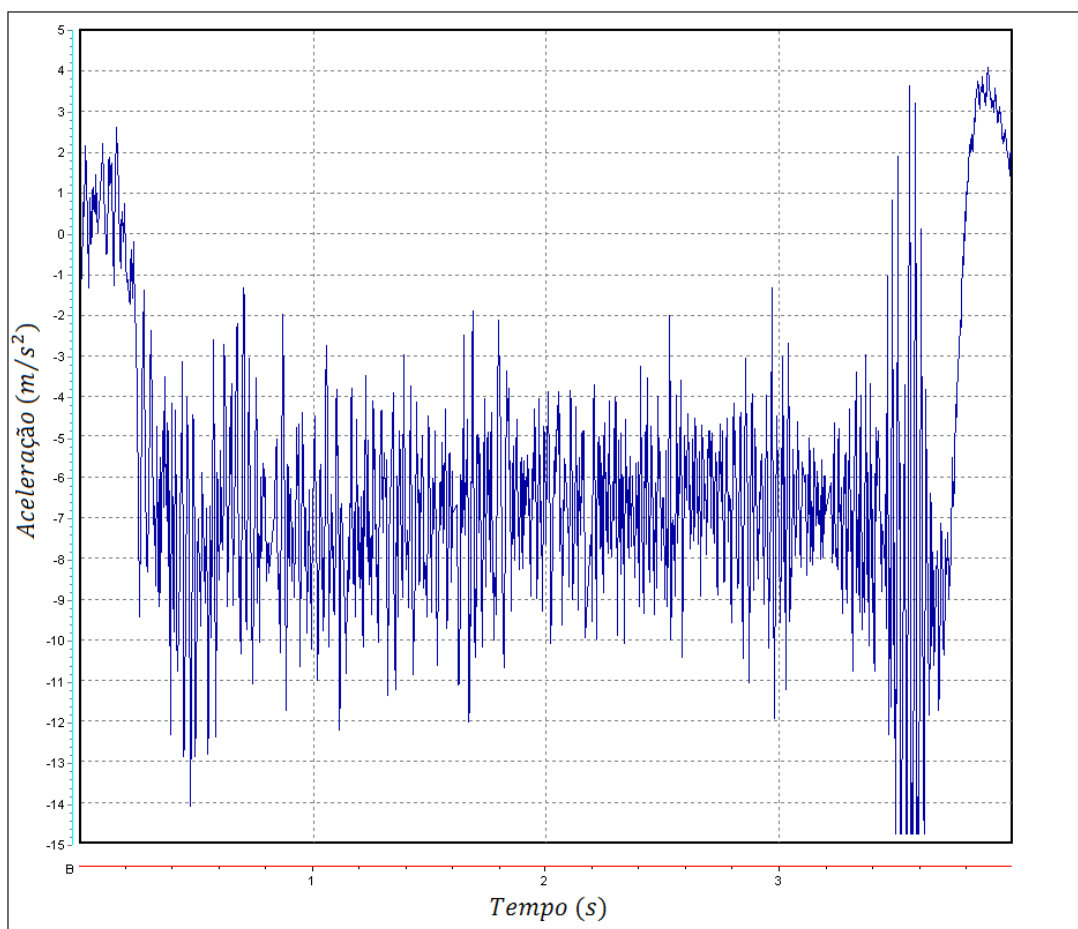


Figura 36 – Perfil [Aceleração vs Tempo] – Ensaio sem ABS.

A Figura 37 representa a curva de desaceleração do veículo, obtida pela filtragem do sinal apresentado na Fig.36 através de um filtro passa baixa de 50Hz aplicado no software MatLab R2011a da Mathworks. É apresentada também na Fig.37 a curva de variação da velocidade e distância percorrida.

A Tabela 19 expõe os dados obtidos e calculados no ensaio de referência.

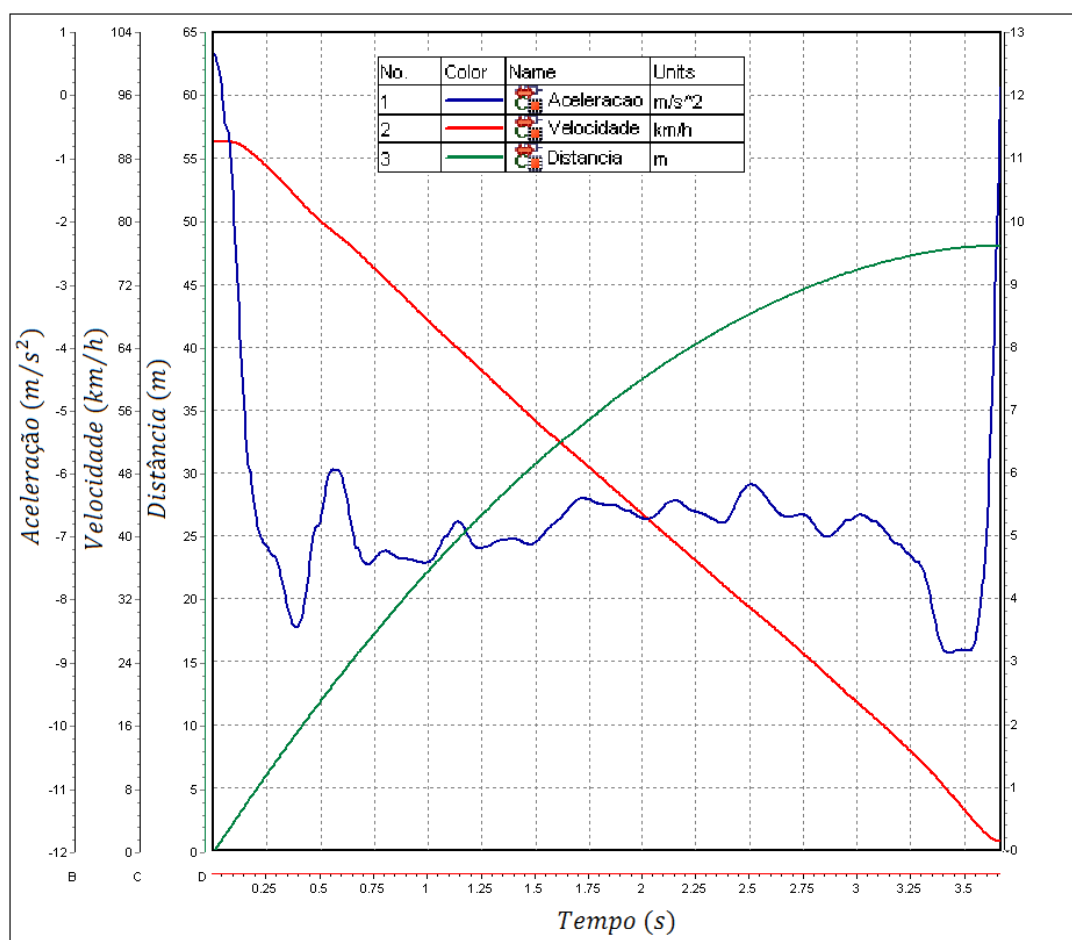


Figura 37 – Curvas características – Ensaio referência sem ABS

Tabela 19 – Dados obtidos - Ensaio referência sem ABS

Ensaio Referência – Sem ABS

Velocidade Real - V_b	90 km/h
Tempo de Frenagem - t_b	3,67 s
Distância de frenagem - S_b	48 m
Comprimento das Marcas - S_s	44 m
Coefficiente de atrito - μ_t	0,72
Período Transiente - t_o	0,17 s
Desaceleração média - $\bar{a}$	6,968 m/s ²

ENSAIOS DE VALIDAÇÃO

Nos ensaio de validação, o veículo de testes foi freado a partir de velocidade inicial conhecida até sua completa imobilização. A Tabela 20 evidencia a velocidade de cada ensaio e o comprimento das marcas de frenagem medidas.

Tabela 20 – Comprimento dos vestígios – Ensaios de validação sem ABS

Ensaio Validação - Sem ABS			
	Ensaio A	Ensaio B	Ensaio C
Velocidade Real (km/h)	83	90	95
Comprimento das Marcas (m)	36	43	47

ESTIMATIVA DE VELOCIDADES

A velocidade do veículo foi calculada para cada um dos três testes de validação com base em seus vestígios de frenagem medidos usando os quatro modelos propostos e nomeados na Tab.4. A Tabela 21 mostra os valores de velocidade obtidos com os cálculos. Ressalta-se que nos cálculos referentes ao *Modelo A*, fez-se uso do coeficiente de atrito $\mu = 0,825$, valor médio da Tab.2 para as condições ensaiadas (pavimento asfáltico novo e seco).

Tabela 21 – Estimativa das velocidades – Ensaio sem ABS

Velocidades Calculadas - ABS			
	Ensaio A	Ensaio B	Ensaio C
Comprimento das Marcas (m)	36	43	47
Velocidade Real (km/h)	83	90	95
Velocidade Estimada (km/h)			
Modelo A	87	95	99
Modelo B	81	89	93
Modelo C	81	88	92
Modelo Proposto	83	90	94

Foi calculado o desvio percentual entre as velocidades calculadas pelos diferentes modelos e a velocidade real do veículo, utilizando a Eq.35. A Figura 38

evidencia os desvios calculados em cada método e para cada ensaio, facilitando a comparação dos modelos aplicados.

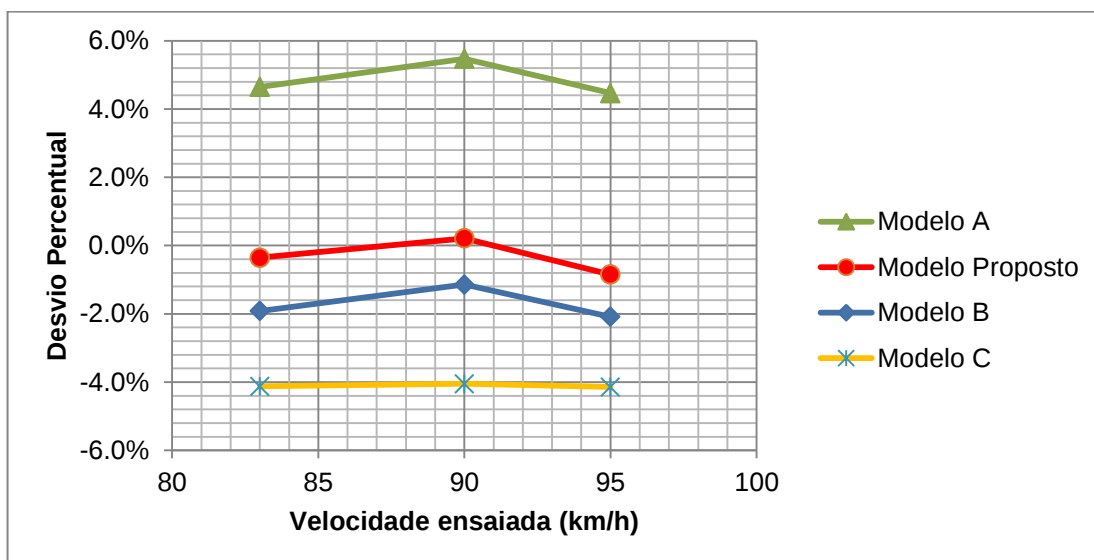


Figura 38 – Comparação dos modelos quanto a velocidade - Ensaio sem ABS

ESTIMATIVA DO TEMPO DE FRENAGEM

O tempo de frenagem do veículo foi estimado para cada um dos três testes de validação com base em seus vestígios de frenagem medidos usando os modelos propostos. A Tabela 22 expõe os resultados obtidos.

Tabela 22 – Estimativa dos tempos de frenagem – Ensaio sem ABS

Ensaio Validação sem ABS - Tempo de Frenagem				
	Ensaio A	Ensaio B	Ensaio C	
Tempo de Frenagem (s)	3,37	3,69	3,81	
Tempo de Frenagem Estimado (s)				
Modelo A	2,98	3,29	3,41	
Modelo B	3,18	3,48	3,64	
Modelo C	3,22	3,56	3,68	
Modelo Proposto	3,39	3,73	3,85	

Analogamente ao realizado com as estimativas de velocidade, foi calculado o desvio percentual entre os tempos de frenagem calculados pelos diferentes modelos e o tempo real de frenagem dos ensaios, utilizando a Eq.36.

A Figura 39 evidencia os desvios calculados em cada método e para cada ensaio, facilitando a comparação dos modelos aplicados. Valores positivos de desvio indicam parâmetros superestimados e valores negativos de desvio indicam parâmetros subestimados.

A Figura 40 expõe os desvios médios para cada modelo no cálculo das velocidades e tempo de frenagem, deixando claro que o *Modelo Proposto* obteve melhores resultados para o cálculo de ambos os parâmetros.

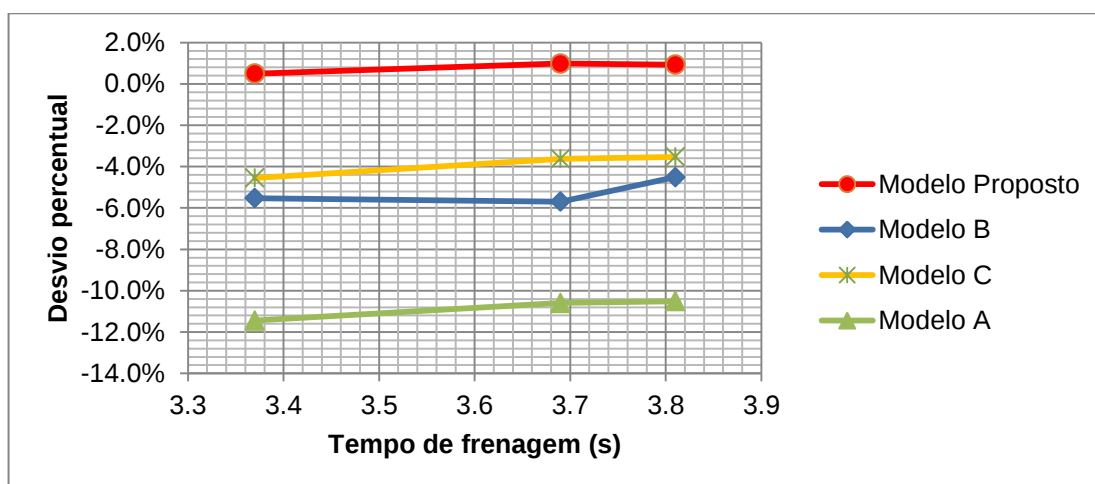


Figura 39 – Comparação dos modelos quanto ao tempo de frenagem – Ensaio sem ABS

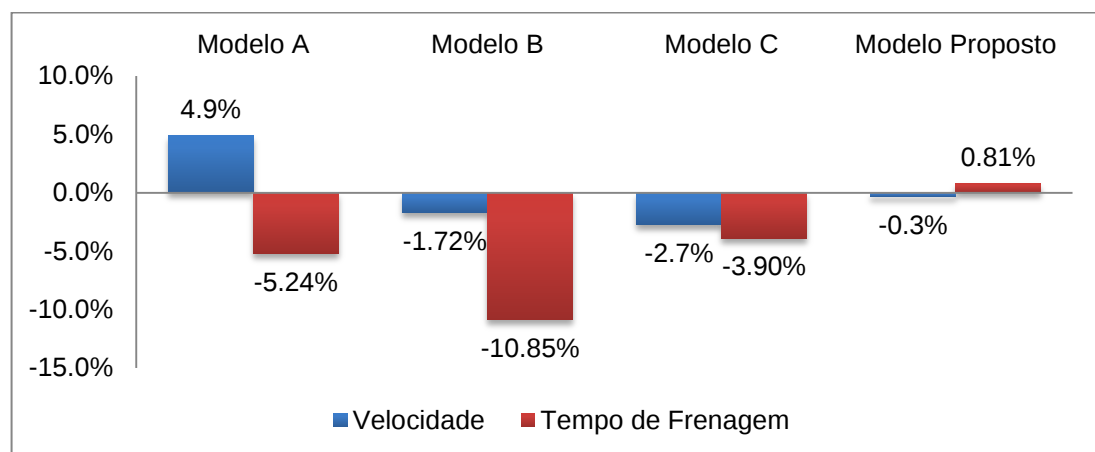


Figura 40 – Comparação dos modelos quanto à velocidade e tempo de frenagem – Ensaio sem ABS

APÊNDICE C – INSTRUMENTAÇÃO VEÍCULO ABS

VEÍCULO UTILIZADO

Nos ensaios com ABS, foi utilizado um veículo Hyundai i30 2009. A Tabela 23 detalha as especificações relevantes do automóvel em questão.

Tabela 23 – Especificações do veículo – Ensaio ABS. Adaptado de (HMAService)

Hyundai i30 2009 G 2.0 DOHC

Fabricante	Hyundai
Modelo	I30
Versão	G 2.0 DOHC
Ano	2009

Powertrain

Alinhamento do motor	transversal
Posição	dianteiro
Construção	4 cilindros em linha
Cilindradas	1975 cc
Potência (Gasolina)	145 cv
Transmissão	automática
Marchas	4
Tração	dianteira

Suspensão

Suspensão dianteira	McPherson Independente
Suspensão traseira	multilink

Pneus

Fabricante	Yokohama
Modelo	A.drive R1
Dimensões	225/45/R17
Tempo de uso	15.000 km
Pressão	32psi

Freios

Freios dianteiros	discos ventilados 280mm
Freios traseiros	discos sólidos 262mm

ABS Control Unit

Sistema	4 canais, 4 sensores (solenóide)
Tipo	motor, valve relay integrated

Active Wheel Speed Sensor

Faixa de Frequência	1 - 2500 Hz
Air Gap (front)	0,7mm
Air Gap (rear)	0,5mm
Tone wheel	46 dentes

Dimensões e peso

Comprimento	4245mm
Largura	1775mm
Altura	1480mm
Entre-eixos	2650mm
Peso OEM	1327kg

INSTRUMENTAÇÃO DO ACELERÔMETRO

Foi utilizado o acelerômetro MMA7260 em circuito desenvolvido pela SURE Eletronics. A Figura 41 ilustra o dispositivo em questão.

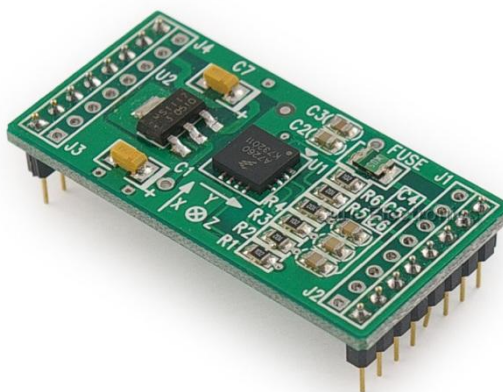


Figura 41 - Acelerômetro MMA7260 em placa da SURE Eletronics. (SURE Eletronics)

A Tabela 24 contém as especificações relevantes do acelerômetro.

Tabela 24 - Especificações do acelerômetro. Adaptado de (SURE Eletronics)

Sure Acceleration Board	
Fabricante	Sure Eletronics
Faixa de Medição	$\pm 1,5g$
Alimentação	3-5 V
Máxima Frequência de Amostragem	1 kHz

O acelerômetro foi utilizado em conjunto com o conversor analógico digital ETAS ES411, detalhado ainda no corpo desse Apêndice. Para tanto foi implantado em um circuito auxiliar de modo a criar uma conexão padrão DB9. As Figuras 42 e 43 mostram o circuito soldado em placa de teste e o acelerômetro acoplado.

Os pinos *GND*, *Sel1* e *Sel2* do acelerômetro foram conectados a saída 3 do conector DB9. Os pinos *Sleep* e *+5V* foram conectados à saída 1 e 5 do conector DB9. Por fim, o pino *Y*, que fornece o sinal característico da aceleração medida foi conectado à saída 8 do conector. A Figura 44 representa as ligações feitas entre o conector DB9 e o acelerômetro.

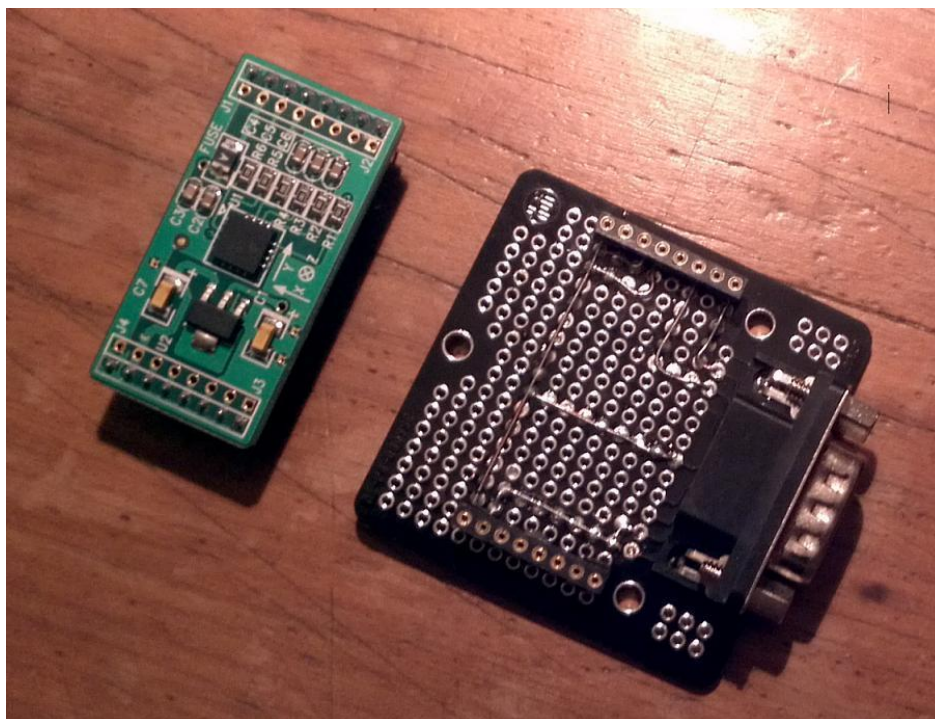


Figura 42 – Circuito acelerômetro–DB9

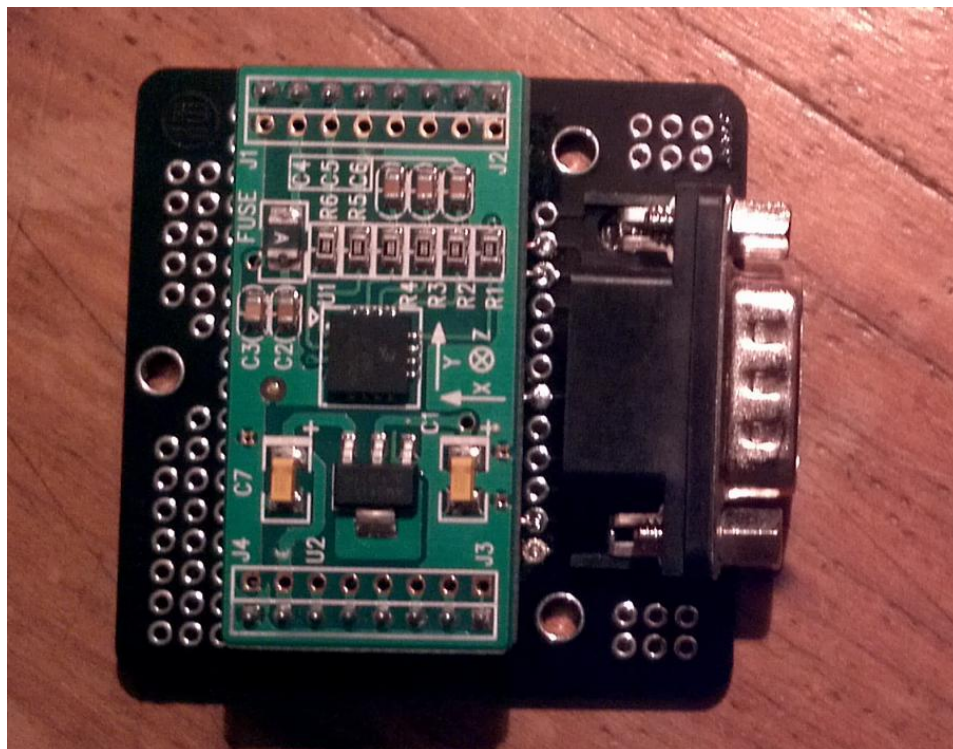


Figura 43 – Acelerômetro-DB9 integrado

A alimentação do acelerômetro e leitura do sinal de aceleração foi feita através do conversor A/D ETAS ES411, mostrado na Fig.45 e cujas especificações são mostradas na Tab.25.

Da mesma forma que o acelerômetro foi adaptado para obtenção de uma conexão única do tipo DB9, o cabo de dados do ES411 também fora modificado de modo a obter uma conexão confiável e isenta de interferências entre conversor e acelerômetro. A Figura 46 mostra a configuração padrão do cabo do ES411 antes da adaptação.

A Figura 47 a seguir contém a caracterização de cada um dos fios abertos do cabo do conversor.

Os fios de cor rosa e amarelo foram soldados ao pino 3 do conector DB9 complementar, fornecendo a referência *GND* ao acelerômetro. O fio de cor marrom foi conectado aos pinos 1 e 5 do conector DB9 complementar, fornecendo 5V ao sistema. O fio de coloração verde foi soldado ao pino 8 do conector DB9 complementar, sendo responsável pela captação do sinal de saída do acelerômetro.

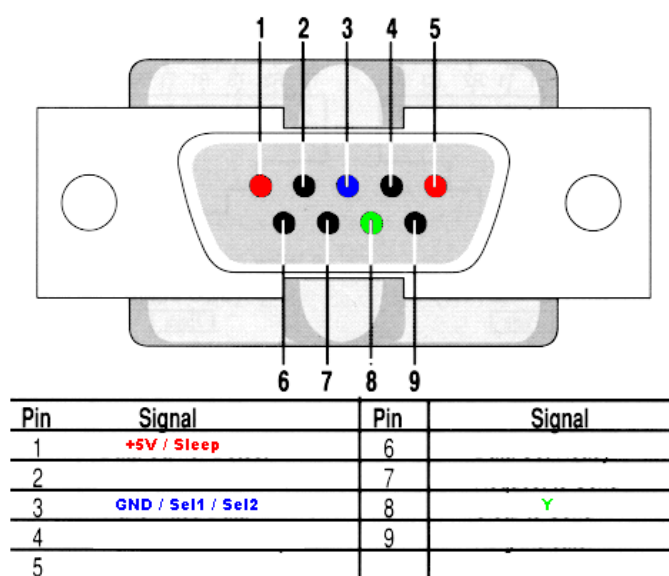
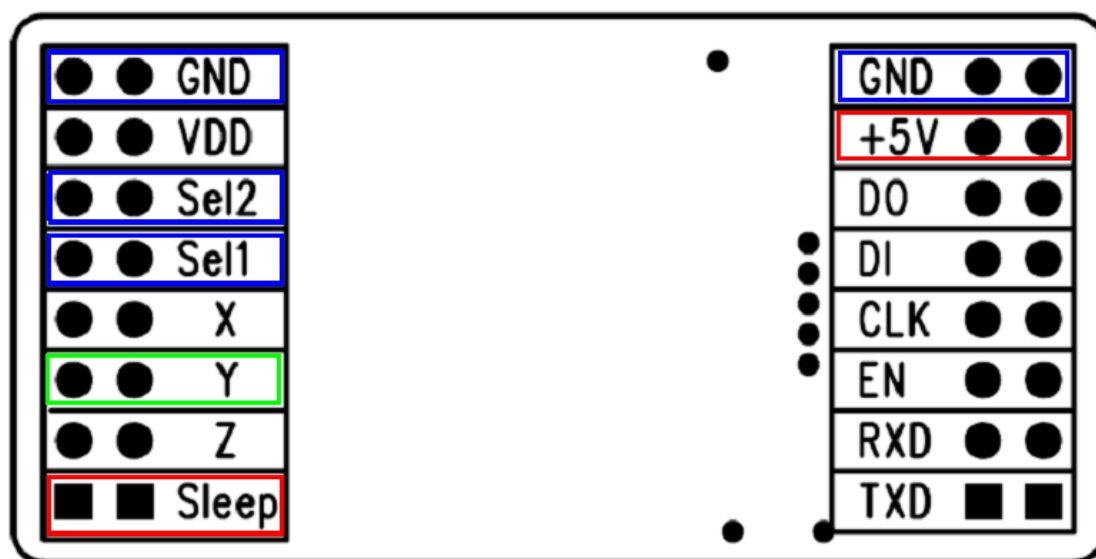


Figura 44 – Esquema de conexão entre acelerômetro e conector DB9



Figura 45 - Conversor A/D utilizado. Adaptado de (ETAS)

Tabela 25 - Especificações ES411. Adaptado de (ETAS)

ES411

Fabricante	ETAS
Descrição	Conversor A/D
Canais	4, elétricamente isolados
Voltagem de alimentação	de 100 mV a 60 V
Frequência de amostragem	de 0,5 Hz a 10 kHz

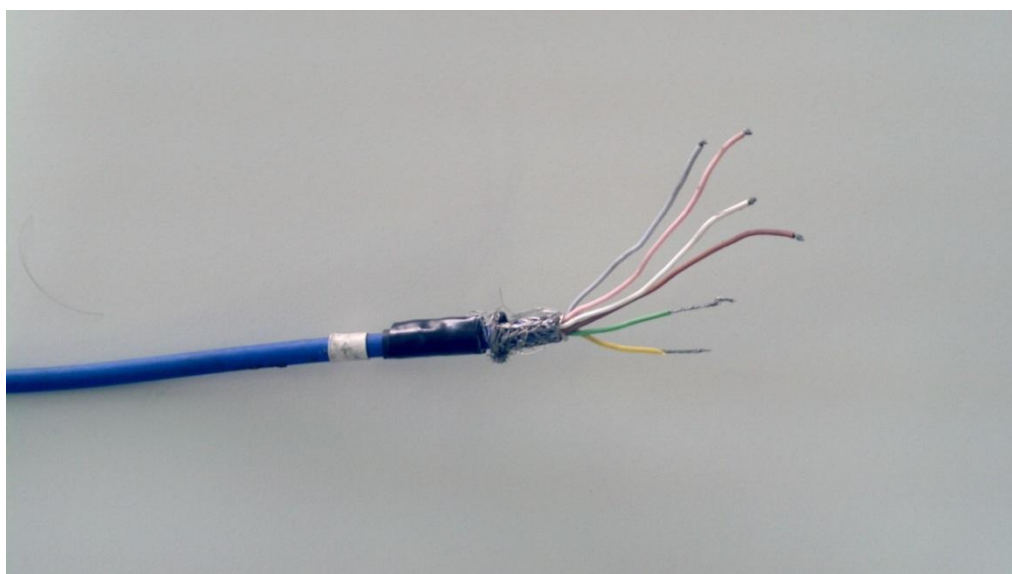


Figura 46 – Cabo ES411 antes da adaptação

Signal	Meaning	Color
In+	Input (+)	Green
In-	Input (-)	Yellow
S+	Sensor supply (+)	Brown
SGND	Sensor supply (GND)	Pink
TEDS+	Interface TEDS (+) ^{*)}	Gray
TEDS-	Interface TEDS (-) ^{*)}	White

Figura 47 – Caracterização dos fios ES411. Adaptado de (ETAS)

A Figura 48 ilustra a construção do conector DB9 complementar no cabo do ES411.

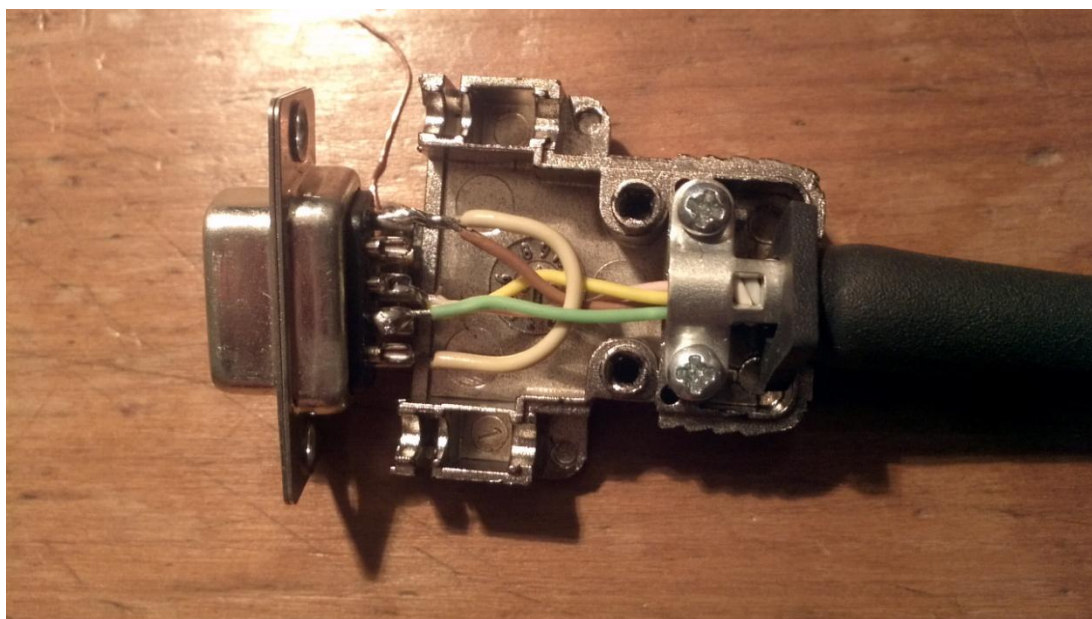


Figura 48 – Cabo ES411 adaptado a conector DB9

As Figuras 49 e 50 ilustram o conjunto acelerômetro e cabo do conversor com conexão devidamente implantada.

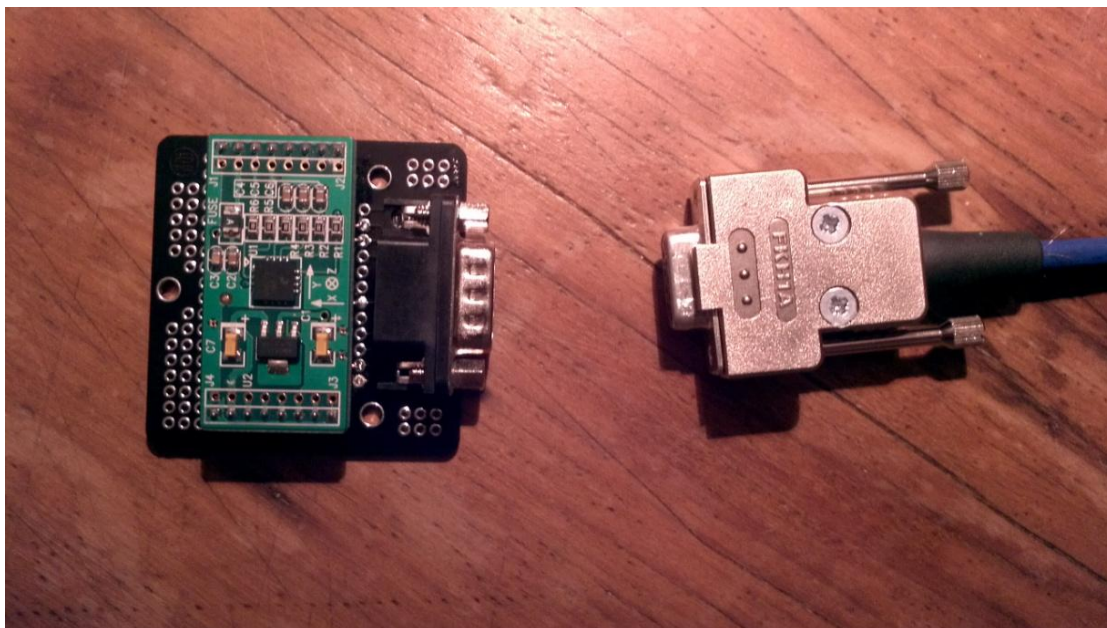


Figura 49 – Acelerômetro e cabo do conversor A/D

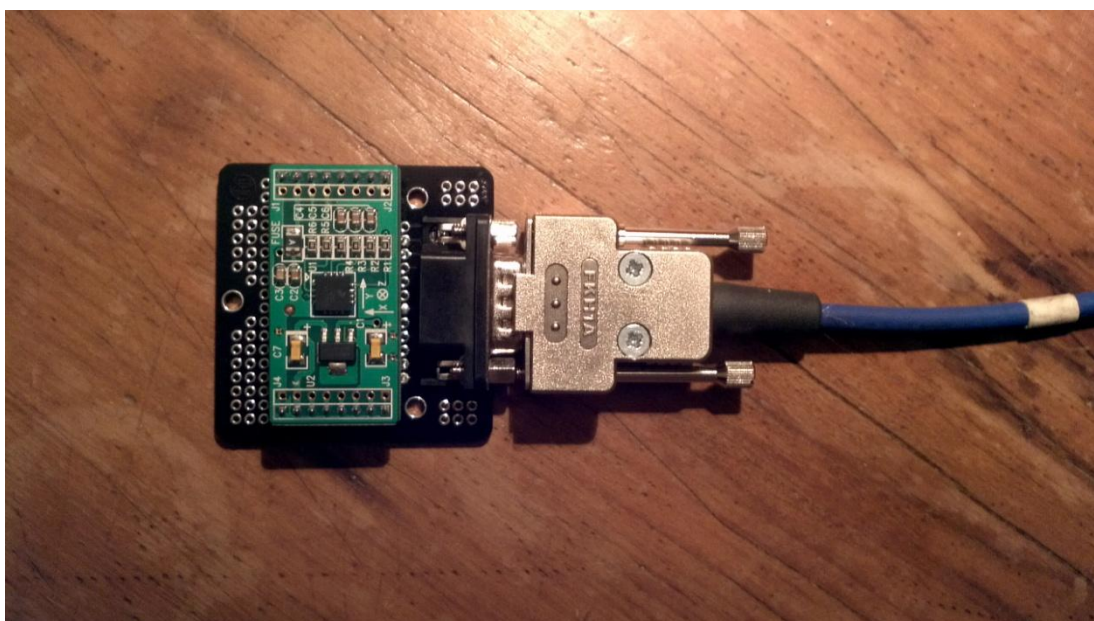


Figura 50 – Acelerômetro conectado a cabo do conversor A/D

O software utilizado para aquisição e gravação dos dados foi o INCA 7.0, também fornecido pela ETAS. Tal software oferece capacidade de gerenciamento de medições com alta confiabilidade, permitindo integração de todos os sinais adquiridos em uma única base de tempo. O INCA também permitiu a configuração da leitura do conversor ES411. A conversão entre voltagem lida pelo conversor e a

grandeza física aceleração medida foi feita através da curva característica do acelerômetro, exposta na Fig.51.

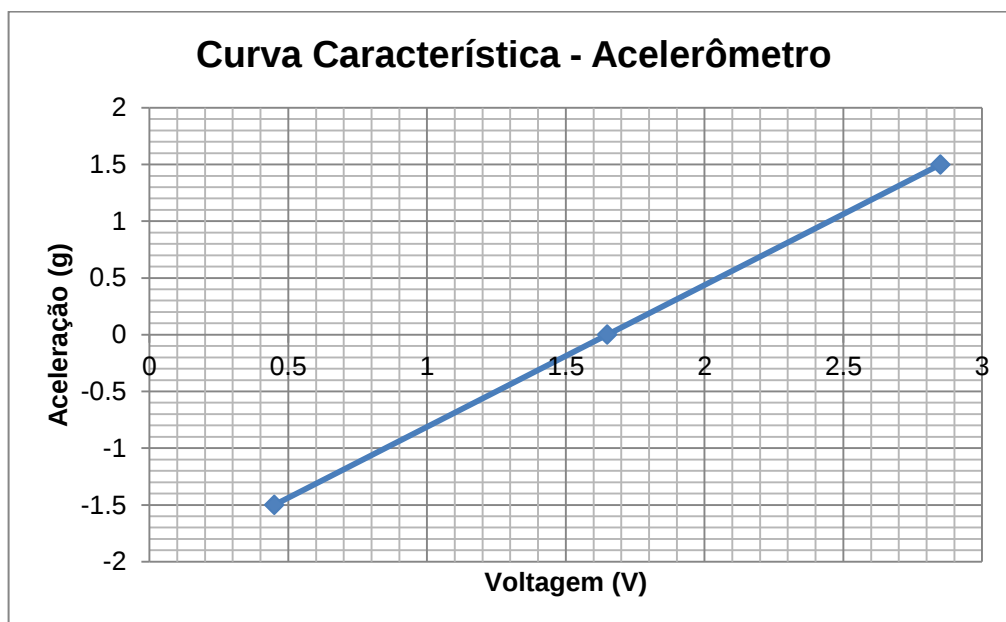


Figura 51 – Curva característica do acelerômetro. Adaptado de (SURE Eletronics).

AQUISIÇÃO DA VELOCIDADE DAS RODAS (WHEEL SPEED)

A velocidade foi obtida pela aquisição do sinal nativo dos sensores de velocidade de cada uma das rodas através do frequencímetro ES441 da ETAS. A Figura 52 ilustra o ES441. O sinal pulsante dos sensores de *wheelspeed* possui alta frequência (até 2500 Hz), sendo necessário equipamento de alta resolução para sua captação. Especificações do equipamento utilizado encontram-se na Tabela 26.

O sinal originário dos sensores de velocidade das rodas dianteiras foi obtido diretamente dos conectores primários dos sensores, alocado sob os para-lamas do veículo. Cada um dos sensores possui um conector de duas vias, sendo o cabo 2 responsável pela alimentação do sensor e o cabo 1 responsável pelo envio do sinal ao HECU. As Figuras 53 e 54 ilustram a localização de um dos sensores de velocidade das rodas (dianteira direita) e o referido conector. A Figura 55 ilustra o cabo o cabo de entrada do ES441, em sua posição de instrumentação.



Figura 52 – Frequencímetro ES441. Adaptado de (ETAS).

Tabela 26 – Especificação ES441. Adaptado de (ETAS)

ES441

Fabricante	ETAS
Descrição	Frequencímetro
Canais	4, elétricamente isolados
Voltagem de alimentação	até 50 V
Largura mínima do pulso	120 ns
Frequência máxima do sinal	4 MHz (@ 50% duty cycle)
Taxa máxima de amostragem	10.000 amostras/s
Precisão	+/- 10mV

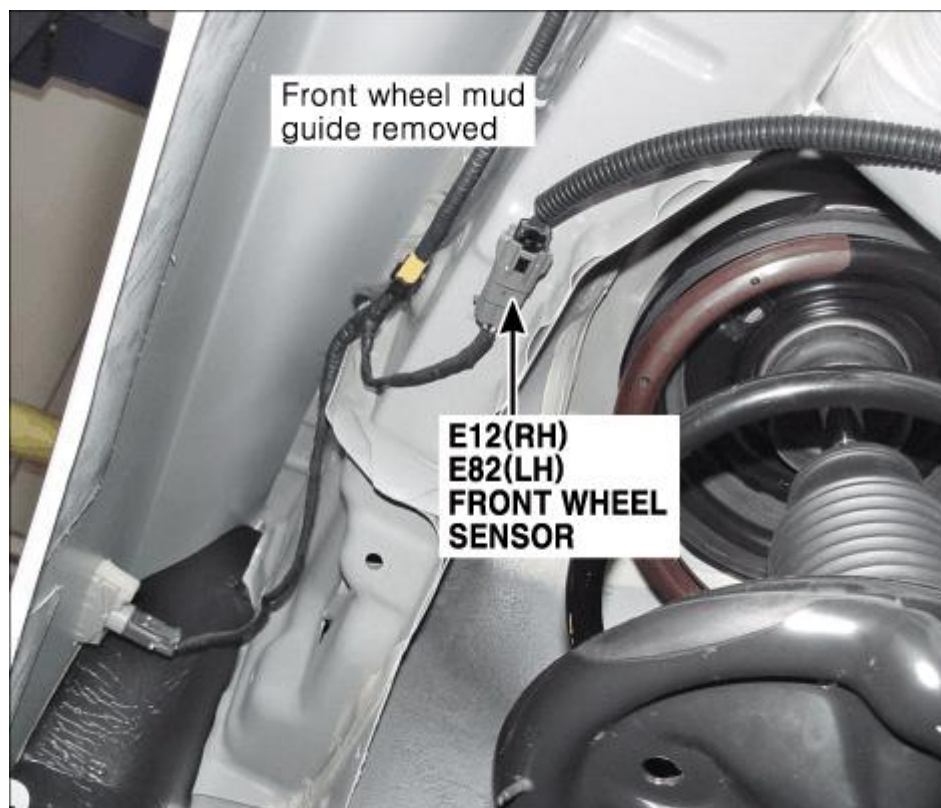


Figura 53 – Localização sensor de velocidade das rodas no Hyundai i30. Adaptado de (HMAService).



KET_090IWP_02M_Gr

Figura 54 – Esquema conector de velocidade das rodas – Hyundai i30. Adaptado de (HMAService).



Figura 55 – Instrumentação dos sensores de velocidade das rodas dianteiras

O sinal de velocidade das rodas traseiras foi obtido através de caixa de passagem alocada dentro do veículo próximo ao assoalho do passageiro dianteiro. A Figura 56 representa o diagrama elétrico envolvido entre os sensores de velocidade das rodas e o módulo do ABS.

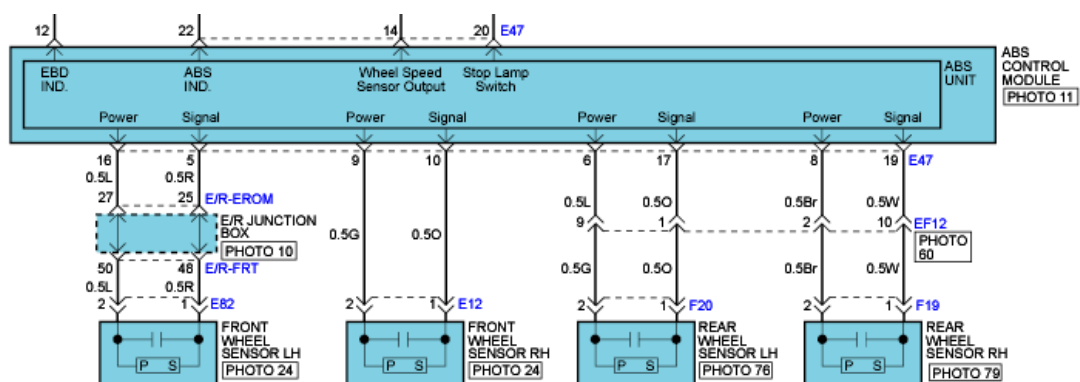


Figura 56 – Diagrama elétrico – Módulo ABS Hyundai i30. (HMAService).

Nota-se da Fig. 56 que o sinal da velocidade das rodas traseiras pode ser obtido diretamente dos pinos 1 e 10 da caixa de passagem EF12. Os fios de cor azul e laranja na Fig.57 ilustram tais posições no conector da caixa em questão.

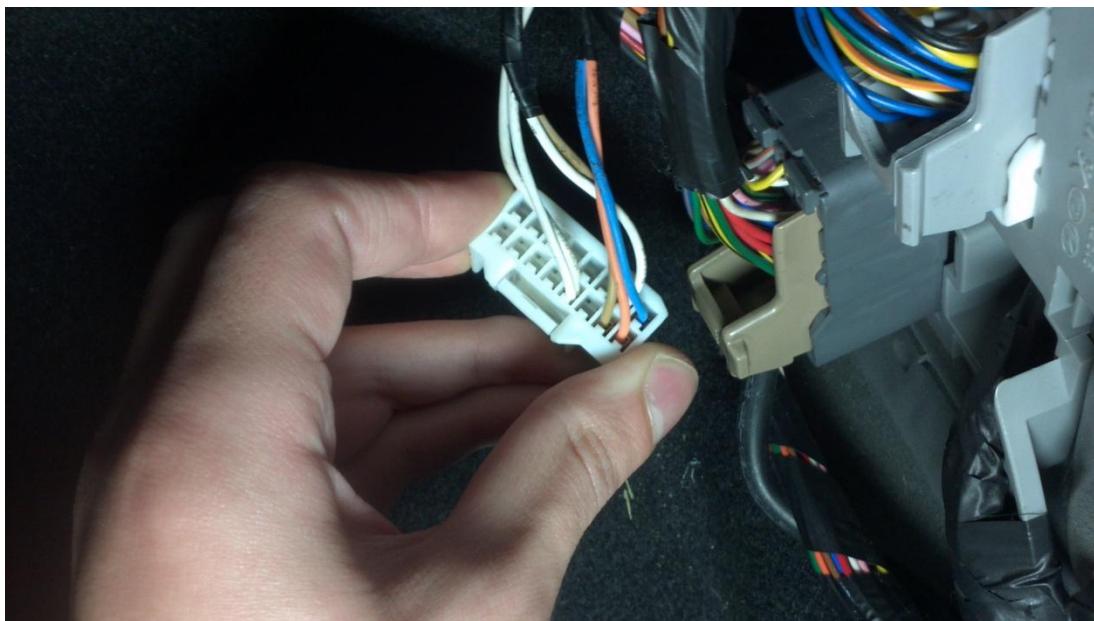


Figura 57 – Instrumentação dos sensores de velocidade das rodas traseiras

PISTA DE PROVAS

Os ensaios de frenagem (Hyundai i30 e Fiat Uno) foram realizados em pista nivelada com asfalto recém-revestido (quatro meses) e temperatura do asfalto de 17° C. A Figura 58 ilustra textura do revestimento asfáltico em questão.

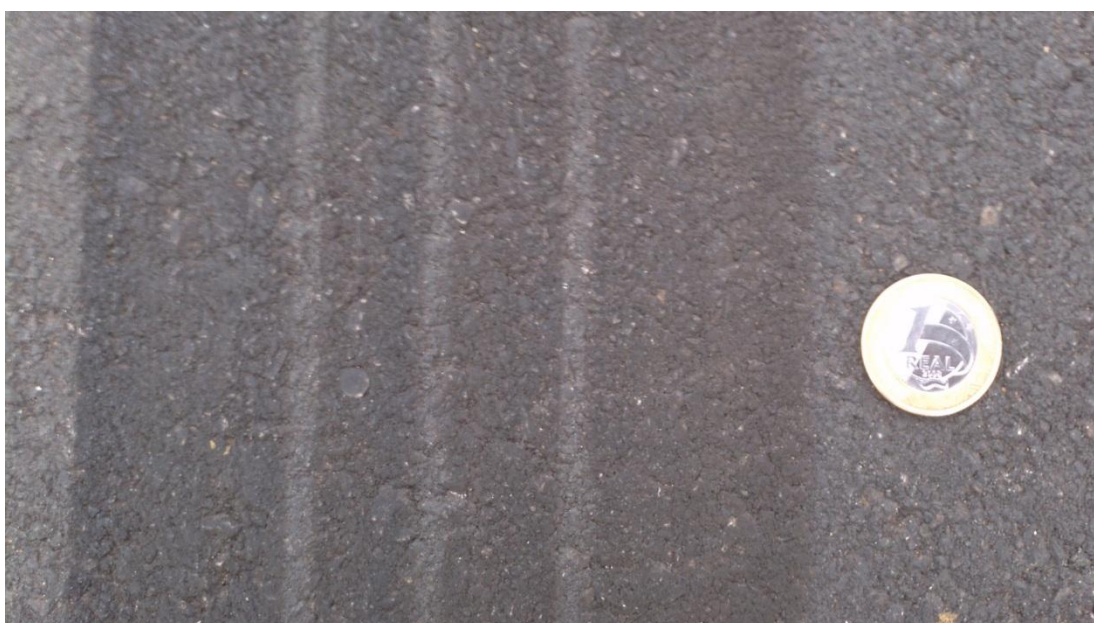


Figura 58 – Textura do pavimento – Ensaio ABS e sem ABS

MEDICÃO DOS VESTÍGIOS DE FRENAGEM

O comprimento dos vestígios de frenagem foi medido com auxílio do telêmetro Bosch DLE40, ilustrado na Figura 59. A Tabela 27 mostra as especificações relevantes do equipamento.



Figura 59 – Telêmetro Bosch DLE40

Tabela 27 – Especificações telêmetro Bosch DLE40

DLE40

Fabricante	Roboert Bosch GmbH
Faixa de medição	0,05 - 40m
Precisão	1,5mm
classe do laser	2

REFERÊNCIAS

- APRI - American Prosecutors Research Institute. 2003.** *Crash Reconstruction Basics for Prosecutors*. s.l. : American Prosecutors Research Institute, 2003.
- ASTM E274. 1997.** Standar Test Method for Skid Resistance of Paved Surfaces Using a Full-Scale Tire. s.l. : ASTM International, 1997.
- BAKER, J S. 1975.** *Traffic Accident Investigation Manual*. Evanston : Northwestern University Traffic Institute, 1975.
- BAKKER, Egbert and NYBORB, Lars. 1987.** Tyre Modelling for Use in Vehicle Dynamics Studies. 1987. SAE Paper 870421.
- BARTLETT, Wade, et al. 2006.** Comparison of Drag-Sled and Skidding-Vehicle Drag Factors on Dry Roadways. s.l. : SAE Paper 2006-01-1398, 2006.
- BAUMANN, Frank W, SHEREIER, Hans-Herbert and SIMMERMACHER, Daniel. 2009.** Tyre Mark Analysis of a Modern Passenger Vehicle with Respect to Tire Variation, Tire Pressure and Chassis Control Systems. s.l. : SAE Paper 2009-01-0100, 2009.
- BERNUCCI, LEIDI BARIANI, et al. 2006.** *Pavimentação asfáltica - Formação básica para engenheiros*. Rio de Janeiro : PETROBRAS: ABEDA, 2006.
- BOWDEN, F P and TABOR, D. 1950.** *The Friction and Lubrification of Solids*. s.l. : Oxford at the Clarendon Press, 1950.
- BRACH, M Raymond. 2006.** Adhesion, Hysteresis and the Peak Longitudinal Tyre Force. s.l. : Brach Engineering, LCC, 2006.
- BRAKER BOX.** Braker Box Inc. *Braker Box Inc. Web site*. [Online] [Cited: Abril 03, 2011.] <http://www.brakerbox.com/>.
- BROSHEARS, R W and SMITH, R. 1985.** *Drag Sled Handbook*. 1985.
- BROSHEARS, R W. 1978.** *Device for Measuring Friction and Distance*. US Patent 4130008 1978.
- BURKART, F, et al. 1980.** *Rekonstruktion von Verkehrsundaellen*. Stuttgart : Deutsche Automobil Trauhand GmbH, 1980.
- COULOMB, C A. 1779.** *Théorie des machines simples, en ayant égard au frottement de leurs parties et à la roideur des cordages*. 1779.
- DANNER, M and HALM, J. 1981.** *Technical Analysis of Traffic Accidents*. Munich : Kraftfahrtechniescher Verlag, 1981.
- DUKKIPATI, V Rao, et al. 2008.** *Road Vehicle Dynamics*. Warrendale : SAE International, 2008. ISBN 978-0-7680-1643-7.
- ETAS.** [Online] [Citado em: 31 de Maio de 2011.] www.etas.com/en/products/.
- FRICKE, Lynn B. 1990.** *The Traffic Accident Investigation Manual, Volume 2*. Evanstan : Northwestern University Traffic Institute, 1990.
- GILLESPIE, Thomas D. 1992.** *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. s.l. : SAE International, 1992. ISBN 978-1-56091-199-9.
- GSM Arena.** *GSM Arena*. [Online] [Citado em: 12 de Abril de 2011.] www.gsmarena.com/motorola_milestone-3001.php.
- HMAService.** [Online] [Cited: Julho 15, 2011.] <http://www.hmaservice.com>.
- Honda Civic LXS - Manual de Serviço. 2008.** 2008.
- J670e, SAE. 1976.** *Vehicle Dynamics Terminology*. Warrendale : Society of Automotive Engineers Inc, 1976.

- KOBAYASHI, KAZUYUKI, CHEOK, KA and WATANABE, KAJIRO. 1995.** Estimation of Absolute Vehicle Speed using Fuzzy Logic Rule-Based Kalman Filter. 1995.
- KWASNOSKI, J B. 2004.** Crash Reconstruction: The Drag Factor. *The Green Light News*. 2004, Vol. 4, 2.
- LANGA, FRED. 2008.** [Online] 2008. [Citado em: 10 de Outubro de 2010.] http://fredlanga.blogspot.com/2008_10_01_archive.html.
- LOCK, J R, et al. 1985.** *Pavement Condition Measurement for Safety Improvements*. s.l. : US Department of Transportation, Federal Highway Administration, 1985. Report FHWA/RD-86/003.
- LUKER, C A. 2005.** Yaw Calcs - It doesn't always work! Find out why... *Visual Statement Crashfiles Magazine*. 2005.
- LUKER, CRAIG. 2008.** Comparisons of Devices for Measuring Acceleration vs. Time in Braking Tests. 2008. SAE Paper 2008-01-0180.
- NEGRINI NETO, Osvaldo and KLEINUBING, Rodrigo. 2009.** *Dinâmica dos Acidentes de Trânsito - Análises, Reconstrução e Prevenção*. Campinas : Editora Millennium, 2009.
- NEPTUNE, James A, et al.** Speed from Skids: A Modern Approach. *SAE Paper* 950354.
- Outlander XL Service Manual. 2009.** 2009.
- PLX Devices.** PLX Devices. *PLX Devices*. [Online] [Citado em: 15 de Abril de 2011.] <http://www.plxkiwi.com/>.
- REED, Walter S and KESKIN, A Taner. 1988.** A Comparison of Emergency Braking Characteristics of Passenger Cars. 1988. SAE Paper 880231.
- . 1987. Vehicular Response to Emergency Braking. 1987. SAE Paper 870501.
- RIVERS, R W. 1980.** *Traffic Accident Investigator's Handbook*. Springfield : Charles C Thomas Publisher, 1980. 0-398-03917-8.
- SAE J2505. 2003.** Measurement of Vehicle-Roadway Friction Drag. Warrendale : Society of Automotive Engineers, 2003.
- SURE Eletronics.** [Online] [Citado em: Junho de 01 de 2011.] www.sure-eletronics.net.
- Torque.** [Online] [Citado em: 17 de Abril de 2011.] www.torque-bhp.com.
- WANG, Ying-wei, WU, Jian-da and LIN, Chao-nan. 2005.** Skidmark Pattern and Identification of ABS-Equipped Passenger Car. *Journal of the Eastern Asia Society for Transportation Studies* Vol. 6, pp. 3401 - 3412. 2005. pp. 3401 - 3412.
- WRIGHT, Bill. 1995.** The Traffic Accident Reconstruction Article: Evidence of ABS Scuff Marks on the Roadway. [Online] 1995. [Cited: 11 02, 2010.] www.tarorigin.com.