

**ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

Controle para sistema de freio ABS.

Prandy Lovo de Oliveira

São Paulo

2015

**ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

Controle para sistema de freio ABS.

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

Prandy Lovo de Oliveira

Orientador: Roberto Spinola

São Paulo

2015

Oliveira, Prandy Lovo de

Controle para sistema de freio ABS / P. L. Oliveira -- São Paulo, 2015.
84 p.

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

1.freios 2.ABS 3.controle 4.simulação I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

RESUMO

De forma categórica, os sistemas de frenagem, quanto a sua construção tecnológica, são divididos em sistemas de freios convencionais e sistemas de freios eletrônicos. Nos freios convencionais a força gerada pelo condutor ao acionar o sistema de freios é amplificada e transferida por vias puramente mecânicas ou hidráulicas. Já, em sistemas eletrônicos, há além dos elementos mecânicos e hidráulicos elementos eletrônicos que agregam ao sistema maior confiabilidade e custo. Neste trabalho, será feita a modelagem de um sistema de controle para freios, do tipo ABS, em veículos de passeio, e seus resultados serão comparados aos de freios convencionais por meio de simulações computacionais.

ABSTRACT

Categorically, braking systems, in a technological construction point of view, are divided in two groups: conventional brake systems and electronic brake systems. In conventional brake the force generated by the driver is amplified and transferred to the system by mechanical and hydraulic means. In electronic systems there are, besides the mechanical and hydraulic elements, electronic elements that add to the system safety and comfort. In this work, will be modeling a control system for brakes, ABS, and its results will be compared to conventional brakes using computer simulations.

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	1
2.	OBJETIVO	3
3.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	4
3.1	Sistemas de segurança Ativa.....	5
3.2	Sistemas de Segurança Passiva	5
3.3	Revisão teórica sobre freios	6
3.4	Revisão Tecnológica de Freios	9
3.4.1	Pedal do freio	10
3.4.2	Servo freio.....	10
3.4.3	Cilindro Mestre	11
3.4.4	Freio a tambor	12
3.4.5	Freio a Disco	12
3.4.6	Pastilhas e material de atrito	13
3.4.7	Histórico do ABS	13
3.5	Freios ABS.....	15
4.	METODOLOGIA	16
4.1	Interface pneu/pavimento.....	17
4.2	Estudo qualitativo	18
4.3	Modelo dinâmico de frenagem	25
4.4	Resultados Preliminares.....	34
5.	CONTROLE DO SISTEMA ABS.....	44
5.1	Conceitos de Design do ABS.....	44
5.1.1	Requisitos de projeto básicos.....	44
5.1.2	Loop de controle do Sistema ABS	45
5.1.3	Conceitos para o controle ABS em veículos de dois eixos	46
5.1.4	Componentes do sistema ABS	47
5.2	Ciclo típico de controle	50
5.3	Plataforma de Controle no Simulink.....	51

5.3.1 Dinâmica Hidráulica da frenagem	53
5.3.2 Ajuste do deslizamento desejado	54
5.3.3 Dinâmica do freio eletromecânico	54
5.4 Controle a Estrutura Variável e Modos deslizantes	56
5.4.1 Motivação para utilizar o Controle por Estrutura Variável.....	56
5.4.2 Estratégia de controle.....	56
5.5 Diagrama de Blocos no Simulink	62
6. RESULTADOS.....	65
7. CONCLUSÃO	70
8. BIBLIOGRAFIA	71
9. ANEXO A.....	73
10. ANEXO B.....	78

1. INTRODUÇÃO

De acordo com a norma brasileira NBR -10966 a definição dada a um sistema de freios é: “combinação de peças cuja função é reduzir a velocidade de um veículo em movimento, ou fazê-lo parar, ou conservá-lo imóvel se já estiver parado.”.

A eficiência e confiabilidade do sistema de frenagem de um veículo são imprescindíveis para a segurança de seu condutor e para o trânsito de forma geral, para tanto eliminar as instabilidades deste tipo de sistema pode evitar e prevenir gastos decorrentes de acidentes.

As instabilidades de um veículo estão sempre ligadas ao desbalanceamento das forças dinâmicas que estão atuando sobre o veículo, destacando-se neste caso a força de tração, de frenagem, lateral e de aderência entre o pneu e o pavimento.

Esta última força apresentada, tem papel fundamental na capacidade de frenagem do veículo, pois está associada à capacidade de controlar o veículo, chamada dirigibilidade, para tanto deve-se evitar, de forma incisiva, uma força de aderência reduzida. A aderência reduzida, em geral, está associada a:

- Bloqueio das rodas (durante a frenagem) ou patinação (durante a arrancada), quando o pneu deixa de rolar sobre o pavimento e passa a escorregar sobre o mesmo.
- As limitações da suspensão em manter o pneu assentado ao pavimento;
- A presença de filmes consideravelmente espessos entre o pneu e o pavimento (por exemplo, óleo, água, areia, gelo, etc).

De forma categórica, os sistemas de frenagem, quanto a sua construção tecnológica, são divididos em sistemas de freios convencionais e sistemas de freios eletrônicos. Nos freios convencionais a força gerada pelo condutor ao acionar o sistema de freios é amplificada e transferida para os elementos fundamentais de

frenagem, por vias puramente mecânicas ou hidráulicas. Já, em sistemas eletrônicos há além dos elementos mecânicos e hidráulicos elementos eletrônicos que agregam ao sistema maior confiabilidade e custo.

No caso do sistema de frenagem do tipo ABS (AntilockBraking System) tem-se um sistema de sensoriamento e monitoramento acoplado a um sistema de freio convencional.

De modo simplificado, um sistema de freio convencional ao ser acionado, tem a força muscular do condutor, que atua sobre o pedal, amplificada e transferida ao fluido de freio, gerando pressão no sistema que atua sobre os calipers e consequentemente sobre pastilhas de freio que irão entrar em contato, de forma direta, com as rodas do veículo. Para se evitar que a roda do veículo patine sobre o pavimento, torna-se necessário aplicar uma pressão que não permita o travamento das rodas.

Em um sistema de freios ABS é feito um sensoriamento que verifica a pressão sobre o fluido de freio, caso esta seja maior que a pressão limite para o travamento, o sistema reduz a pressão a valores inferiores à pressão limite, evitando assim, o travamento das rodas. Este monitoramento é feito diversas vezes por minuto variando de acordo com o cenário no qual o veículo é freado.

2. OBJETIVO

O objetivo do presente projeto é o de estudar o funcionamento de um freio do tipo A.B.S. (Anti-lockBraking System) consultando as principais referências acerca do tema.

Após o reconhecimento prévio do tema, será feita a modelagem e controle do sistema a fim de otimizar os sistemas que já estão sendo utilizados atualmente.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O escopo do presente trabalho visa entender como funciona um sistema de frenagem do tipo A.B.S. e a partir de uma abordagem físico-matemática deste sistema, desenvolver o subsistema de controle do mesmo.

No decorrer da história do automóvel surgiram, gradativamente, subsistemas a fim de tornar o uso deste uma experiência cada vez mais eficiente, segura e confortável (ver Tabela 1).

Nos primórdios da evolução dos veículos automotores havia apenas dois subsistemas, que visavam garantir a segurança do condutor, acoplados ao veículo que eram: os sistemas de freio e o sistema de iluminação. Ambos, até hoje, presentes em todos os automóveis, mas com mudanças significativas quanto à disposição no veículo e eficiência.

Tabela 1 - Sistemas de segurança veicular [1].

Ano de introdução.	Sistema.
1899	Freio por cinta externa
1902	Freio a tambor com sapatas internas
1919	Freio hidráulico servo-assistido
1955	Freio a disco
1968	Cinto de segurança de três pontos
1978	ABS “Antilock Braking System”
1979	Tensionar do cinto de segurança pirotécnico
1979	“Airbag”
1987	TCS “Traction System Control”
1989	Barra de proteção de capotamento automático para conversíveis
1995	ESP “Electronic Stability Program”
1995	Limitador de força no cinto de segurança
1995	“airbag” lateral
2001	ACC “Adaptive Cruise Control”

2001	SBC “SensotronicBrakeControl”
------	-------------------------------

Em um automóvel os sistemas de segurança são catalogados em dois subgrupos: os de ação passiva e os de ação ativa. No primeiro a principal intenção não é a de se evitar acidentes, e sim de reduzir a gravidade causada após o sinistro. Já, o segundo grupo tem como função evitar e diminuir a ocorrência e frequência destes acidentes.

3.1 Sistemas de segurança Ativa

Os sistemas de segurança ativa, como já mencionado anteriormente, têm com função evitar que acidentes ocorram. Em geral estes dispositivos efetuam sua função associados ao sistema de freios, gerenciamento do motor e transmissão, direção e suspensão do veículo, atuando sobre estes de forma autônoma e inerente ao comando do condutor. Alguns exemplos deste tipo de sistema são:

- ABS - “AntilockBraking System”;
- TCS - “Traction System Control”;
- ACC - “Adaptative Cruise Control”
- ESP - “Eletronic StabilityProgram”

Tais sistemas têm por função melhorar a dirigibilidade do veículo e estabilizar seu comportamento em situações críticas.

3.2 Sistemas de Segurança Passiva

Os sistemas de segurança passiva, como já mencionado anteriormente, tem por função reduzir a gravidade dos acidentes depois que estes já ocorreram, protegendo seus ocupantes de lesões corporais e fatalidades. Pode-se citar com exemplos destes sistemas:

- Cinto de segurança retrátil;
- “Airbags”.

A partir deste conceito de sistemas, desenvolveram-se também as modernas carrocerias deformáveis, que tem por objetivo absorver a energia cinética depositada sobre o veículo após o impacto.

3.3 Revisão teórica sobre freios

Embora a atuação de um sistema do tipo ABS seja feita controlando a vazão de fluido de freio e as pressões feitas sobre este no momento em que o pedal é acionado pelo condutor, a resposta a essa atuação ocorre nas rodas do veículo, para tanto, este irá monitorar não somente pressões e vazões, mas também a velocidade angular nas quatro rodas do veículo, a fim de evitar que o travamento destas ocorra fazendo com que o veículo não responda da melhor forma possível ao estímulo do condutor.

Para compreender o funcionamento dos freios torna-se necessário, portanto, entender a dinâmica que ocorre entre o pavimento e as rodas do veículo. De acordo com [2] o acoplamento entre pneu e pavimento se dá de acordo com dois componentes: as forças cisalhantes que são proporcionais à aderência superficial e a histerese da borracha.

As forças cisalhantes tem por origem a interação entre a borracha e as partículas que compõe o pavimento e a histerese está associada à dissipação de calor pela deformação da borracha ao adaptar-se às condições do pavimento.

Na frenagem a velocidade tangencial da roda é menor, gerando o escorregamento parcial (λ), que é o afastamento percentual entre as velocidades tangencial e longitudinal (ver Figura 1), expressa por :

$$\lambda = \frac{u - v}{u}$$

onde u representa a velocidade de translação da roda e v a velocidade tangencial do pneu, sendo que esta última é caracterizada por ser o produto entre ω (velocidade angular da roda) e R (raio efetivo do conjunto pneu e roda).

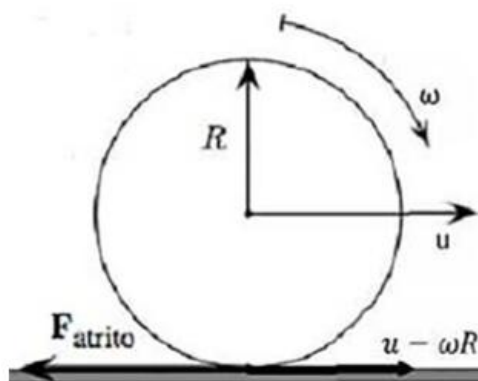


Figura 1 - Diagrama de corpo livre da roda [3].

Este coeficiente de escorregamento por sua vez está intimamente ligado ao coeficiente de atrito (μ), sendo possível obter fórmulas empíricas para associá-los[21].

Se um veículo, no entanto, descreve uma trajetória curvilínea (ver Figura 2), com ou sem frenagem, outra importante componente toma lugar junto ao sistema de forças dinâmicas do sistema, trata-se da força lateral (F_s , na Figura 2) que é responsável pelas trajetórias curvas e que, por sua vez, está relacionada à força centrípeta.

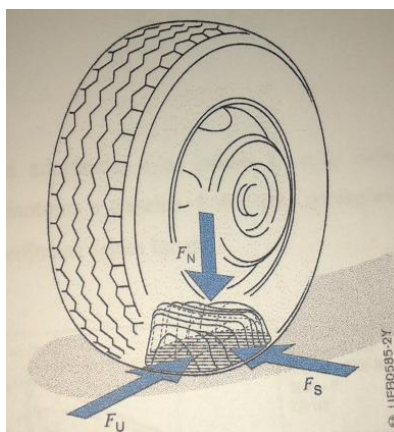


Figura 2 - Forças na roda durante a frenagem [1].

Na prática, devido ao mecanismo de contato e seus dois principais componentes, a aderência e a histerese, observa-se que o escorregamento, as forças de frenagem (F_u , na Figura 2) e a força lateral coexistem e se relacionam, pois essas são respostas do pavimento em reação ao acionamento do mecanismo do freio.

Em geral, modelos muito simplificados de sistemas de frenagem adotam que o peso da estrutura do veículo é distribuído igualmente entre as quatro rodas do veículo. No entanto, assumir isto para a frenagem é muito precipitado e pode resultar em uma análise desastrosa, principalmente no caso de sistemas ABS que monitoram as quatro rodas do veículo de maneira independente uma da outra.

Isso se deve, sobretudo pelo fenômeno, que ocorre durante a frenagem, denominado, transferência de peso, este mecanismo é resultado do movimento de “pitch” (ver Figura 3) em torno do eixo “y”. A transferência neste caso acaba por aliviar o peso sobre o eixo traseiro e sobrecarregando o eixo dianteiro, quando o veículo se desloca para frente e freia.

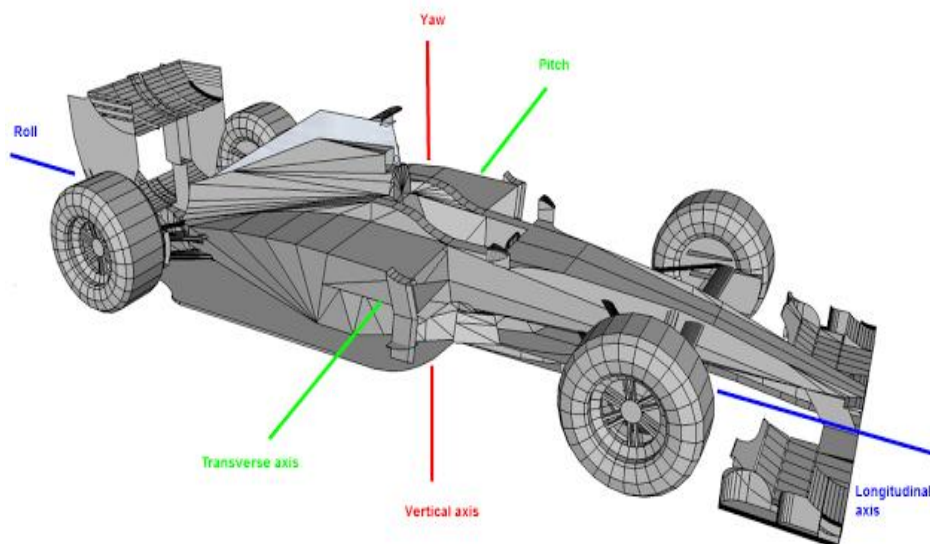


Figura 3 - eixos ortogonais e respectivos movimentos angulares.

O equacionamento geral do problema será colocado em seções mais adiante do trabalho, de maneira a prepara-lo para modelagem do sistema de freio propriamente dito.

3.4 Revisão Tecnológica de Freios

Como já comentado na introdução deste trabalho, o sistema de freios pode ser classificado como convencional ou eletrônico. Para efeito didático torna-se necessário reconhecer o funcionamento do freio convencional para, então, explicar de forma mais clara como ocorre o funcionamento de um freio eletrônico, e então, iniciar a discussão acerca dos freios ABS (ver Figura 4 e Tabela 2).

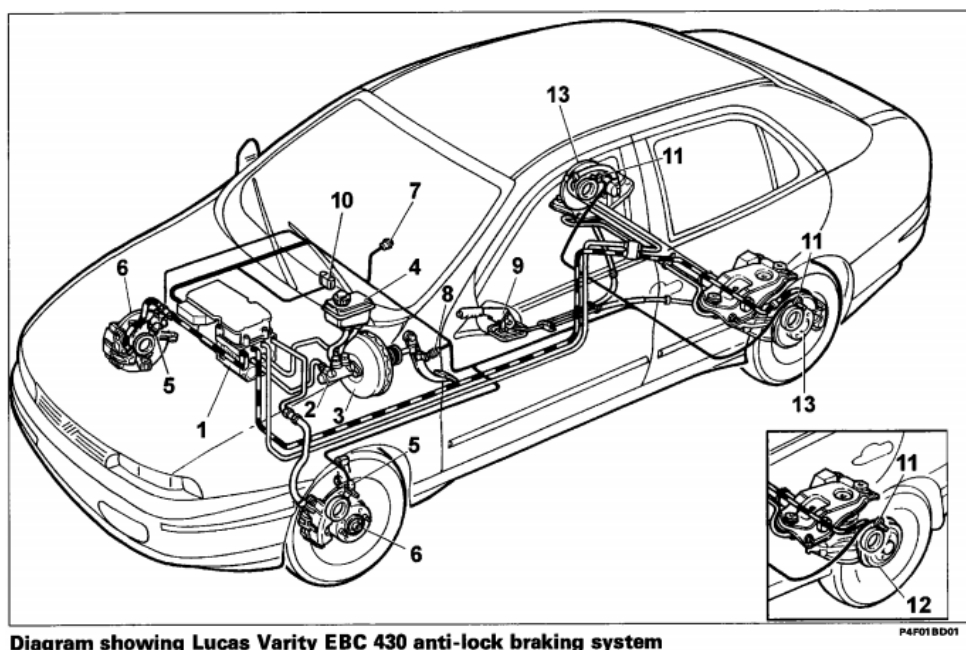


Figura 4 - Sistema de frenagem com sistema ABS.

Tabela 2 - Componentes da Figura 4.

Item	Componente
1	Unidade de controle eletro-hidráulico com unidade de controle incorporada
2	Cilindro Mestre
3	Servo freio
4	Reservatório de fluido de freio
5	Sensor de velocidade angular da roda dianteira
6	Disco de Freio da roda dianteira

7	Painel instrumental (luzes de ABS e alerta de falha do sistema de freio)
8	Acionador de luz de freio
9	Alavanca de freio de estacionamento
10	Valvula de diagnóstico
11	Sensor de velocidade angular da roda traseira
12	Tambor de freio traseiro
13	Disco de freio da roda traseira

Nas próximas seções será feita uma breve apresentação dos componentes de um sistema de freios convencional (ver Figura 4 e Tabela 2).

3.4.1 Pedal do freio

O pedal do freio (ver Figura 5) consiste em uma alavanca inter-resistente, podendo assumir a configuração suspensa ou modular. Após ser acionado pelo condutor do veículo o pedal transfere a força para uma alavanca que transmite a força muscular para o servo-freio e para o cilindro mestre.



Figura 5 - Pedal do freio.

3.4.2 Servo freio

Trata-se de um dispositivo que amplifica a força muscular gerada pelo condutor (ver Figura 6), com a intenção de melhorar a eficiência do freio e o conforto do motorista.



Figura 6 - Servo freio.

3.4.3 Cilindro Mestre

O cilindro mestre (ver Figura 7) tem por função converter a força muscular empregada pelo motorista no pedal e ampliada no servo freio em pressão hidráulica no fluido, para o acionamento dos freios da roda.



Figura 7 - Cilindro Mestre.

3.4.4 Freio a tambor

Os freios a tambor (ver Figura 8) são largamente utilizados nas rodas traseiras dos principais veículos de passeio produzidos no Brasil [4], devido ao seu baixo custo, quando comparado com os freios a disco. Sua utilização, no entanto, está sendo cada vez mais diminuída pelo fato de não serem adequados para os eixos dianteiros do veículo.



Figura 8 - Freio a tambor.

3.4.5 Freio a Disco

O freio a disco (ver Figura 9) apresenta maior linearidade e eficiência quando comparado ao freio a tambor e é igualmente utilizado tanto no eixo traseiro como no eixo dianteiro, porém possui um custo mais elevado em relação ao seu concorrente. Este tipo de freio é composto basicamente por um disco, que gira solidária a roda do veículo, pela pinça de freio (caliper) que sustenta as pastilhas e por anéis de vedação hidráulica.

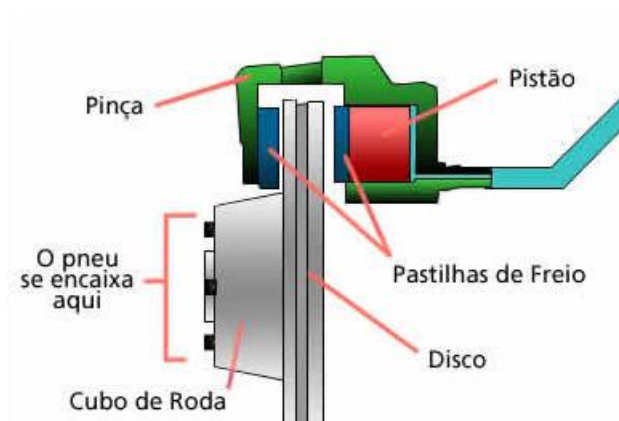


Figura 9 - Freio a Disco.

3.4.6 Pastilhas e material de atrito

As pastilhas são constituídas por uma placa metálica sobre a qual está disposto um material de atrito (ver Figura 10). Na face livre da pastilha há um embolo do caliper, que acaba por comprimir o material de atrito contra o disco, gerando torque de atrito na roda. Os materiais de atrito são frequentemente: aglutinadores, borrachas, fibras, metais, abrasivos, lubrificantes e preenchimento.



Figura 10 - Pastilhas e material de atrito.

3.4.7 Histórico do ABS

De acordo com [2] o conceito do ABS data da década de 30, no século 20. No entanto segundo [1], a história do ABS remonta ao início do século passado, 1908, quando o britânico J.E. Francis apresentou um dispositivo conhecido com “slip-preventionregulator”, cujo objetivo seria o de evitar o travamento de rodas de uma

locomotiva em malhas ferroviárias. Nos anos seguintes foram feitas maiores especulações em cima deste mesmo tema. Contudo, todo o empenho acabou por não gerar frutos.

O grande motivo para os sistemas criados, até então, não alcançarem êxito, era justamente seu longo tempo de reação. Para ser eficiente o sistema devia ser capaz de analisar o escorregamento e avaliar se havia ou não a tendência das rodas em deslizarem sobre o pavimento e logo em sequência promover a redução da pressão no fluido de freio. Isso só se tornou possível na década de 60 com a introdução dos semicondutores eletrônicos. Com o advento de tal tecnologia a pesquisa para a construção desse tipo de dispositivo tomaria novo rumo e ânimo [5].

Ainda na década de 50 a empresa alemã Teldix GmbH, conduzia trabalhos de pesquisa para um sistema do tipo ABS controlado eletronicamente, contudo os gastos para a construção de tal só se justificariam se o equipamento fosse instalados em trens expressos ou aeronaves.

Os primeiros protótipos de freios ABS surgiram em 1964, quando esses passaram a se tornar exequíveis e aproximadamente dois anos depois testes em veículos protótipos já provavam que as distâncias em paradas eram menores utilizando essa nova tecnologia.

Em 1978, o ABS foi trazido pela primeira vez em um automóvel produzido em larga escala, o Mercedes-Benz Classe “S” (ver Figura 11), e no mesmo ano a BMW alemã segue os passos da concorrente introduzindo o mesmo sistema na série 700.

Da década de 80 para os tempos atuais este tipo de sistema vem se difundindo cada vez mais, se tornando item obrigatório de fábrica em diversos países da Europa e nos Estados Unidos e, mais recentemente, tornou-se um item obrigatório de segurança, também, no Brasil.



Figura 11 - Mercedes-Benz Classe “S” .

A partir do dia 1º de janeiro de 2010 passou a valer a obrigatoriedade dos sistemas de “airbag” e ABS como itens de série dos veículos brasileiros. Para o ABS, a medida se estende para todas as categorias, com exceção das motos e dos veículos rurais. Com o objetivo de evitar grande impacto no mercado, o Contran (Conselho Nacional de Trânsito) instituiu um cronograma de implantação dos equipamentos.

3.5 Freios ABS

O sistema de freios ABS, por meio de sensores, monitora o veículo, comparando a velocidade de cada roda com velocidade do carro. Quando a velocidade da roda cai em relação à velocidade do carro o sistema passa a atuar diminuindo e aumentando a pressão no fluido de freio de cada roda com a finalidade de manter a relação entre a velocidade angular da roda e a velocidade do veículo. Esta operação se repete 15 vezes, ou mais, por segundo, isto é, antes que o pneu possa mudar a aceleração angular de forma significativa, assim o sistema acaba por manter os pneus em um ponto muito próximos ao ponto onde o coeficiente de atrito assume valor de pico, oferecendo ao sistema um máximo poder de frenagem.

4. METODOLOGIA

Para melhor estudar o problema e as condições de contorno que um sistema de frenagem do tipo ABS está submetido torna-se necessário, antes, realizar um estudo de corpo livre no ente que este irá controlar.

No caso de um sistema ABS, embora a atuação do sistema ocorra sobre as vazões e, conseqüentemente, pressões sobre o fluido de freio, tal sistema, em linhas gerais, irá controlar a rotação nas rodas do veículo. Portanto, torna-se interessante compreender como estão distribuídas as forças e momentos atuantes nas rodas do veículo.

Identificada tal necessidade, será feito um estudo de corpo livre das rodas de um veículo automotor, a fim de se criar um modelo o mais consistente possível, para que o posterior controle do mesmo seja efetivo e condizente com a realidade dos sistemas de frenagem já existentes.

Um ponto importante a se ressaltar, antes da abordagem do problema, é o fato de que o modelo proposto neste primeiro momento está vinculado à problemática de um automóvel, que pode ser adaptado a outros meios de transportes adotando-se condições de contorno e dinâmicas adequadas para cada caso.

Com a finalidade de tornar a abordagem do problema o mais didática possível, o problema será dividido em três partes, culminando em um modelo de frenagem para veículos automotores. O estudo realizado nesta seção é dividido, portanto em:

- Interface pneu/pavimento;
- Estudo qualitativo;
- Modelo dinâmico de frenagem:
 1. Veículo;
 2. Roda.

4.1 Interface pneu/pavimento

De acordo com Gillespie [2], o acoplamento entre o pneu e o pavimento ocorre devido a dois fenômenos: as forças de cisalhamento entre a borracha e a via e histerese do próprio material do pneu, no caso a borracha. Da primeira decorre o desgaste do pneu e da segunda tem-se a associação com a dissipação de calor proveniente da deformação da borracha ao se adaptar as condições do pavimento (ver Figuras 12 e 13).

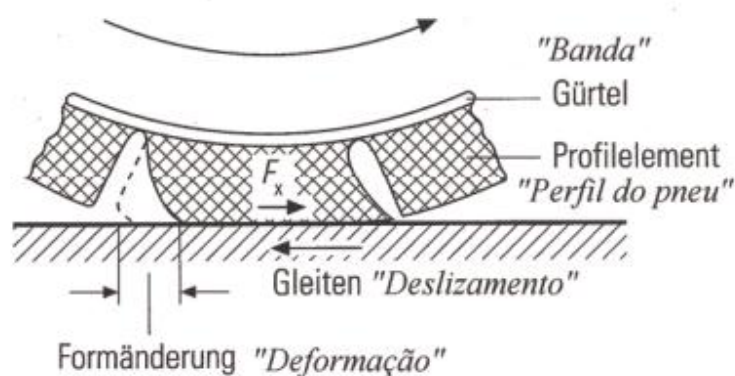


Figura 12 - Deformação da borracha[1].

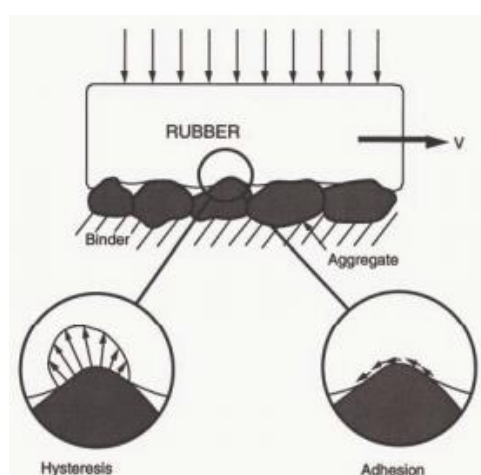


Figura 13 - Mecanismos de contato da interface[1].

De acordo com os apontamentos em [2] a histerese de fato pouco é influenciada pela existência de um filme fluido entre o pavimento e o pneu. Contudo a aderência, o maior componente do mecanismo de contato, é altamente influenciada pela presença de fluidos entre pavimento e pneu, devido a sua dependência da abrasão desta interface, por esse motivo pistas molhadas resultam em uma menor capacidade de aderência entre os elementos de contato.

Em [2], torna-se claro que tanto aderência, quanto histerese estão ligadas aos escorregamentos infinitesimais (ver Figura 12) que ocorrem na interface pneu/pavimento.

4.2 Estudo qualitativo

Para elaborar um modelo consistente acerca das relações pavimento e pneu e, conseqüentemente, traçar um diagrama de corpo livre das rodas do veículo, faz-se necessário estudar duas situações: uma na qual o automóvel realiza um movimento retilíneo e outra no qual se realiza um movimento curvilíneo.

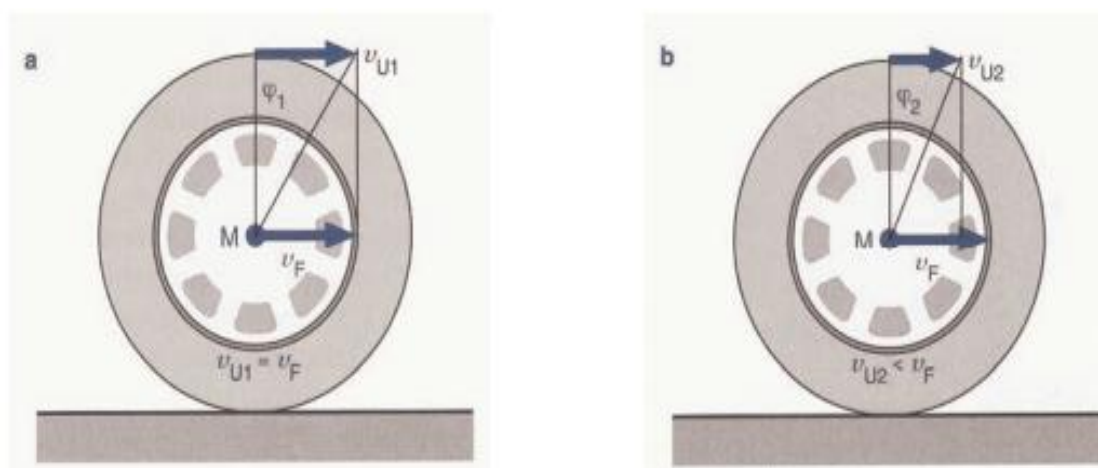


Figura 14 - Roda rolando livre (a); roda sob frenagem (b).

Na Figura 14, pode-se notar que durante a frenagem a velocidade tangencial (v_U , na Figura 14) da roda é menor do que a velocidade de translação (v_F , na Figura 14), o que é responsável pelo surgimento do escorregamento (λ), que nada mais é do que a diferença percentual entre as velocidades de translação e tangencial.

Caso o veículo descreva uma trajetória curvilínea, com ou sem frenagem, há o surgimento de uma nova força que tem um desempenho importante na dinâmica do problema, trata-se da força lateral (F_S) (ver Figura 15). Devido ao fato desta componente estar relacionada ao desenvolvimento de trajetórias curvas pelo veículo, esta também se associa a força centrípeta.

Na Figura 15, F_N representa o peso dinâmico, que devido ao fenômeno de transferência de peso (que ocorre durante a frenagem), assume valores diferentes para as rodas dos eixos traseiros e dianteiros. Devido aos fatores de aderência e histerese na interface, pode-se perceber que o escorregamento, a forças de frenagem e a força lateral se relacionam.



Figura 15 - Forças que atuam no pneu durante uma frenagem em curva.

Ambas, força lateral e força de frenagem têm características responsivas, a primeira surge em resposta à força centrífuga e a segunda devido ao torque imposto na roda na tentativa da frenagem. Esta resposta, contudo, tem suas limitações que estão relacionadas à aderência que a interface pneu/pavimento disponibiliza ao sistema. Estes limites podem ser relacionados pelas expressões a seguir:

$$F_{U_f} = \mu_{U_f} * F_{N_f}$$

$$F_{S_f} = \mu_{S_f} * F_{N_f}$$

$$F_{U_t} = \mu_{U_t} * F_{N_t}$$

$$F_{U_t} = \mu_{U_t} * F_{N_t}$$

nestas expressões o coeficiente μ está relacionado a aderência. Os índices “f” e “t” que estão relacionados, respectivamente, aos contatos nas rodas dianteiras e traseiras. Em alguns casos, pode-se para um estudo simplificado assumir que os coeficientes de aderência são os mesmos para as quatro expressões.

Na Figura 16, pode-se ver um diagrama [10] que exprime as relações entre as forças longitudinais e laterais em função do escorregamento. Pode-se observar que no mesmo diagrama há duas regiões, uma, estreita, a direita denominada área estável e outra a esquerda, mais ampla, denominada área instável.

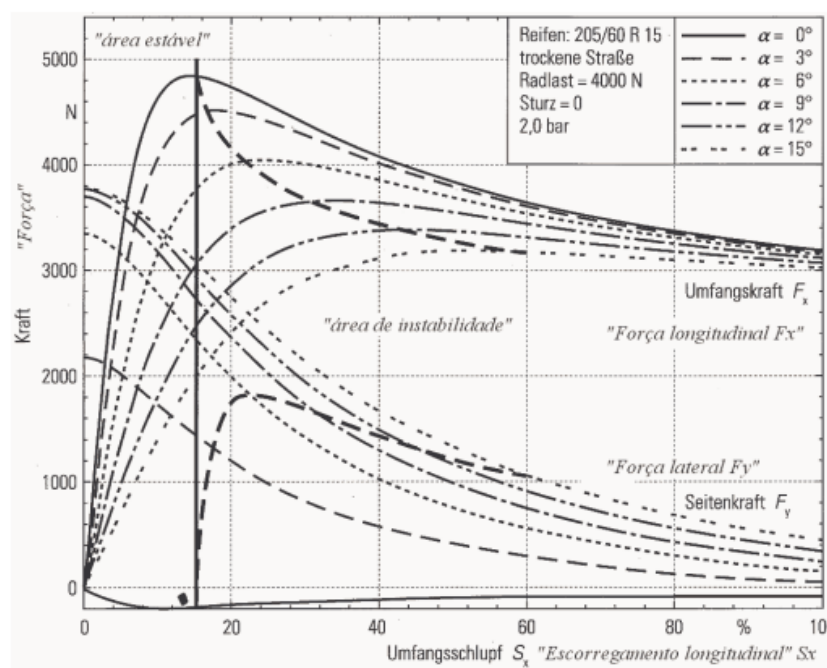


Figura 16 - transmissão de força em função do escorregamento longitudinal[1].

Da análise do diagrama, pode-se notar que a força lateral, embora esteja sempre decaindo, na área estável, ainda, assume valores elevados e na área instável decai mais rapidamente. Este decaimento é o motivo da dificuldade imposta ao

motorista em estabelecer o controle direcional sobre o veículo durante a frenagem, o que incapacita o mesmo também em desviar o veículo de forma segura durante frenagens.

Quanto às forças longitudinais, observa-se que na região estável possui um crescimento rápido, seguido por um decaimento suave na região de instabilidade. Tal comportamento impõe um ponto de máxima eficiência de frenagem.

Em sistemas de frenagem otimizados procura-se trabalhar no ponto de máxima eficiência de frenagem ou próximo do mesmo. A utilização do ponto de máxima eficiência de frenagem só se torna possível de forma prolongada com o emprego de sistemas de controle automáticos das pressões hidráulicas no sistema de freio.

Na tabela abaixo [3]. Pode-se observar a influência de diversos fatores sobre o coeficiente de aderência. O que ilustra de forma mais palpável a influência das condições na interface pavimento/pneu.

Tabela 3 - Valores de aderência longitudinal.

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

Deve-se avaliar que na dinâmica de frenagem, não se pode levar em consideração apenas as consequências das forças aplicadas sobre o pedal pelo condutor, tem-se, também, de avaliar as forças de inércia geradas pelas partes

rotativas, perdas da transmissão, resistência aerodinâmica do veículo, entre outras forças que podem passar despercebidas por uma visão mais superficial sobre o problema.

A Figura 17 mostra as principais forças que atuam sobre o veículo durante a frenagem do automóvel em uma via plana. Na figura em questão tem-se:

- Resultante de inércia do movimento acelerado de translação (R_i);
- Massa total do veículo (m);
- Aceleração (b);
- Gravidade (g);
- Força Peso (W);
- Peso estático sobre o eixo dianteiro (W_f);
- Peso dinâmico sobre o eixo dianteiro (W_{bf});
- Peso estático sobre o eixo traseiro (W_t);
- Peso dinâmico sobre o eixo traseiro (W_{bt});
- Resultante das forças impostas pelo solo a roda dianteira (F_1);
- Resultante das forças impostas pelo solo a roda traseira (F_2);

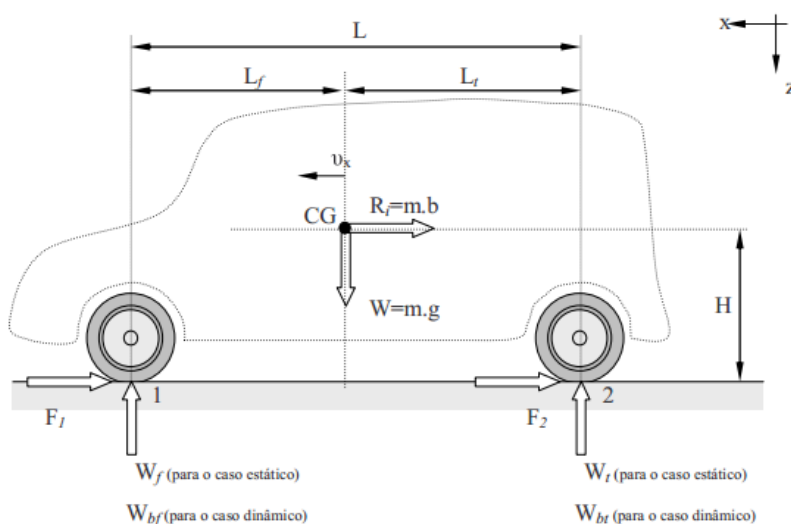


Figura 17 - Sistemas de forças atuantes durante a frenagem[2].

A diferença entre os pesos dinâmicos e os pesos estáticos se dá pelo fato de ocorrer o fenômeno de transferência de peso que ocorre por implicações do

movimento de “pitch” em torno do eixo “y”. A transferência de carga acaba por aliviar o peso sobre o eixo traseiro e sobrecarrega o eixo dianteiro à medida que o veículo se move para frente e promove a frenagem.

As forças F_1 e F_2 pelo fato de se oporem ao movimento em geral são chamadas de forças de frenagem e que, como exposto antes, não resultam apenas das consequências impostas sobre o pedal pelo condutor.

Antes de se analisar o problema é conveniente apontar as hipóteses utilizadas para a modelagem a ser feita. Tais hipóteses são impostas pela Norma NBR 14353, tal define como coeficiente de adesão o “quociente das forças de frenagem máxima sem travamento das rodas e a carga dinâmica correspondente ao eixo a ser freado”. Expõe-se o coeficiente da seguinte maneira:

$$\mu_t = \frac{F_t}{W_{bf}}$$

Algumas das hipóteses simplificadoras bastante razoáveis, tais como:

- Veículo freado em pavimento plano e em linha reta;
- Veículo freando apenas com o eixo dianteiro e com a transmissão desacoplada, de forma que a resistência possa ser assumida como $F_t \approx 0,01W_t$ e caso possua tração traseira $F_t \approx 0,015W_t$.
- Freios aplicados até a iminência de ocorrer o travamento e sem dispositivo anti-bloqueio (ABS);
- Pneus e pavimento com a mesma aderência em ambos os eixos;
- Resistência aerodinâmica desprezível.

A partir das hipóteses citadas é possível desenvolver as equações para o cálculo da aderência. Efetuando-se o somatório de momentos no ponto 2 (ver Figura 17), tem-se:

$$\sum M_{2_{estático}} = 0$$

$$W_f L = mg L_t$$

$$L_t = \frac{W_f L}{mg}$$

Na condição dinâmica do problema pode-se obter através do somatório das forças na direção x e dos momentos, no ponto 2:

$$\sum F_{x_{din\hat{a}mico}} = 0$$

$$F_f = mb - F_t$$

$$\sum M_{2_{dinamica}} = 0$$

$$W_{bf} = \frac{mgL_t + mbH}{L}$$

Realizando-se substituições nas expressões anteriores, tem-se:

$$W_{bf} = W_f + mb \frac{H}{L}$$

Substituindo na expressão do coeficiente de aderência, consegue-se a seguinte expressão:

$$\mu_f = \frac{F_f}{W_{bf}} = \frac{mb - F_t}{W_f + mb \frac{H}{L}}$$

Com a hipótese formulada anteriormente, e expressando a aceleração com uma fração da gravidade $z=b/g$, tem-se a expressão:

$$\mu_f = \frac{mgz - 0,01W_t}{W_f + mzg \frac{H}{L}}$$

Este procedimento para a obtenção do coeficiente de aderência é bastante eficiente, pois permite determinar a aderência utilizada por um veículo sob frenagem tendo em mãos apenas a razão de frenagem z , a massa e os pesos estáticos de cada um dos eixos.

4.3 Modelo dinâmico de frenagem

Para o estudo do modelo dinâmico do sistema, deve-se estudar o problema em duas partes. Na primeira parte, deve-se analisar a dinâmica do carro como um todo e na segunda parte o estudo deve analisar a roda do veículo, a fim de se estudar o escorregamento da mesma, bem como a variação deste parâmetro, e sua rotação.

1) Modelagem do veículo.

O primeiro estudo a ser realizado deve analisar o veículo como um todo no momento da frenagem. Para tanto algumas hipóteses são admitidas, entre elas, pode-se citar:

- O veículo durante a frenagem não possui força de tração, pois a relação entre roda-motor é igual a 1, ou seja, o veículo se encontra desengrenado;
- As forças a serem consideradas no modelo serão as forças resistentes ao movimento do veículo. A resistência aerodinâmica a qual o veículo está submetida (será desprezada nos cálculos, pois é muito pequena);
- O veículo encontra-se freando em pavimento plano e em linha reta;
- O veículo encontra-se freando apenas com o eixo dianteiro e com a transmissão desacoplada, de forma que a resistência ao rolamento possa ser assumida como $F_t \approx 0,01W_t$.
- Pneus e pavimento com a mesma aderência em ambos os eixos.

Na Figura 18, pode-se observar outro modelo simplificado do automóvel a ser estudado.

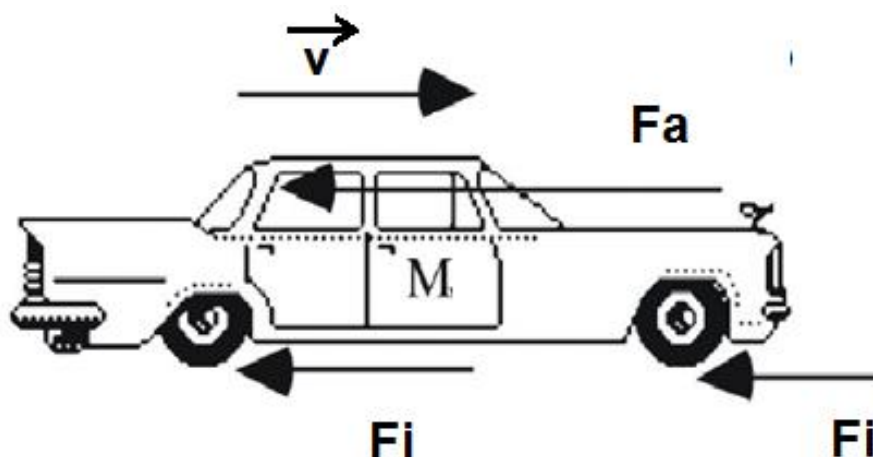


Figura 18 -Modelo simplificado da dinâmica do veículo durante a frenagem [2].

A partir da Figura 18, pode-se estudar a dinâmica do veículo como um todo e utilizá-la em simulações numéricas a fim de estudar o comportamento do mesmo durante a frenagem. Através do modelo simplificado e da segunda Lei de Newton, pode-se modelar a dinâmica do veículo com a seguinte expressão:

$$\left(\sum_{i=1}^4 F_i \right) - F_a = M \frac{dv}{dt}$$

onde:

- F_i : Força resistente ao movimento imposta em cada uma das rodas do veículo;
- F_a : Força de arrasto aerodinâmico do veículo;
- M : Massa total do veículo;
- v : velocidade instantânea do veículo.

Adotando as hipóteses apontadas anteriormente, tem-se:

$$\sum_{i=1}^4 F_i = M \frac{dv}{dt}$$

A expressão anterior será incorporada em um diagrama de blocos, na forma de um bloco integrador, obtendo-se a velocidade instantânea do veículo.

2) Modelagem da roda.

Assim como no modelo anterior, neste modelo também serão assumidas hipóteses, para facilitar o entendimento do problema. As hipóteses desse modelo são as seguintes:

- As hipóteses do modelo anterior continuam sendo válidas;
- A pressão que dá origem ao torque será considerada constante durante todo movimento do veículo, até a completa parada do veículo;
- Os coeficientes de atrito utilizados serão diferentes para a roda rolando e a roda completamente travada;
- Alguns torques serão desconsiderados, como por exemplo, o torque devido à resistência ao arraste do motor (este será desconsiderado porque durante a frenagem o veículo se encontra desengrenado) e o torque proveniente da resistência de transmissão (este será desprezada para o caso de um veículo de passeio em frenagens com alta ou média desaceleração).

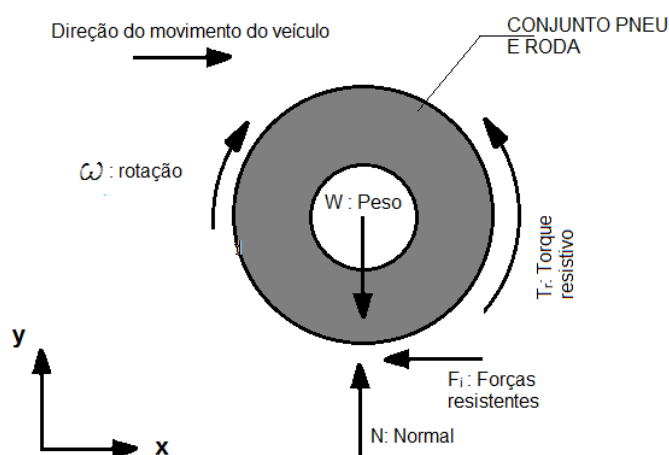


Figura 19 - Diagrama de corpo livre do conjunto pneu mais roda durante a frenagem.

Na Figura 19, está exposto o diagrama de corpo livre de uma das rodas do veículo durante a frenagem. Nota-se que na direção longitudinal do movimento há apenas as forças resistentes ao movimento (uma vez, que pelas hipóteses, o veículo encontra-se desengrenado não há força de tração na roda) estas sendo compostas pela:

- Força de arrasto aerodinâmico;
- Força de resistência ao rolamento;
- Força derivada da inclinação da pista;
- Força imposta pelo solo na roda.

Na mesma figura, pode-se notar, também, a presença de um torque resistivo, sendo este composto pelo:

- Torque imposto pelo freio;
- Torque imposto pelo arraste do motor (que de acordo com as hipóteses feitas, será desconsiderado).

O movimento global da roda (tanto traseira quanto dianteira) pode ser estudado aplicando-se sobre o diagrama de corpo livre o Teorema da Quantidade de Movimento Angular (TQMA), utilizando como ponto de pivotamento o centro da roda e calculando o somatório dos momentos no eixo de rotação da mesma (o raio do conjunto é dado por r_{dyn} , nas expressões a seguir), seguindo este protocolo, tem-se:

$$\sum M_M = I \frac{d\omega}{dt}$$

$$(R_R r_{dyn}) + (F_{SR} r_{dyn}) + (R_G r_{dyn}) - R_a (H_a - r_{dyn}) - T_B - M_{db} - M_t = I \frac{d\omega}{dt}$$

Agora, para melhor compreensão do problema é necessário estudar cada parcela da expressão encontrada.

1) Parcela devido ao torque de resistência ao rolamento

A resistência total ao rolamento pode ser expressa por:

$$R_R = fW \cos \theta$$

onde:

- θ : ângulo de inclinação do plano de movimentação em relação a horizontal;
- f : coeficiente de resistência ao rolamento.

2) Parcela do torque de frenagem imposto pelo solo à roda

Esta parcela da força de frenagem F corresponde à força de aderência disponível para se resistir ao torque de freio que é limitado pela interface de contato, portanto:

$$F_{SR} = F - R_R = W_b \mu - R_R$$

3) Parcela do torque devido ao efeito de inclinação do solo

Esta parcela reflete o efeito de inclinação do solo, por meio da força peso, que atua na direção longitudinal do eixo do veículo. Assim:

$$R_G = W \sin \theta$$

A parcela em questão será desconsiderada no problema devido à hipótese de que o móvel está freando em uma pista plana, ou seja, $\theta=0^\circ$, e, portanto, $R_G=0$, para este caso.

4) Parcela do torque devido à resistência aerodinâmica

A resistência aerodinâmica pode ser calculada a partir de:

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

onde:

- δ : densidade do ar;
- v_{ar} : velocidade relativa entre o ar e o veículo;
- C_a : coeficiente de arrasto;
- S_r : área frontal do veículo;

A área frontal do veículo pode ser calculado utilizando a fórmula [13]:

$$S_f = 0,9ch$$

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

Para obter o valor de C_a , pode-se utilizar também recursos gráficos (ver Figura 20)[13] ou tabelas (ver Figura 21) para obter valores aproximados.

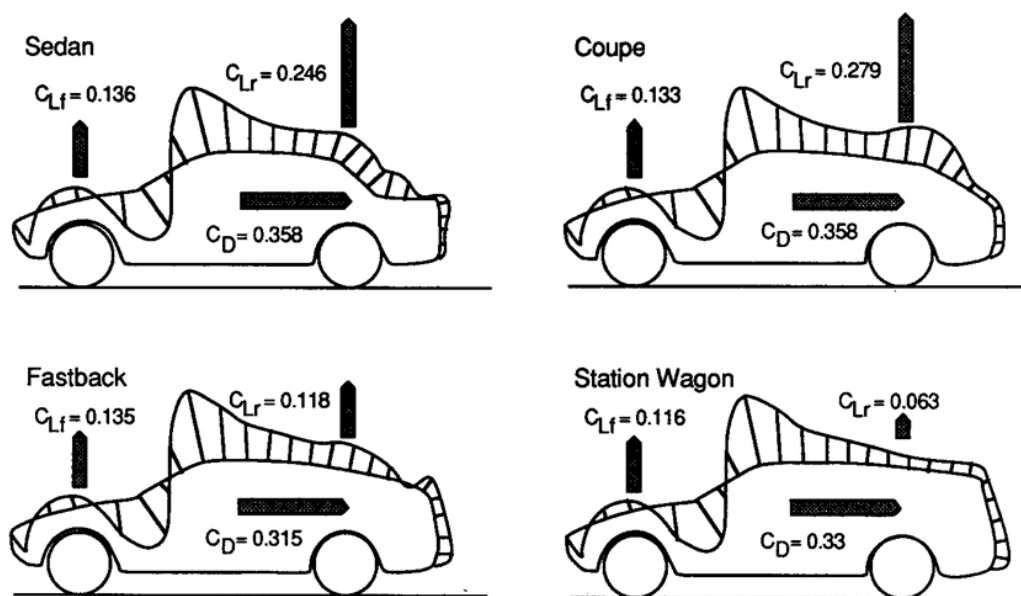


Fig 4.8 Aerodynamic lift and drag forces with different vehicle styles.

Figura 20 - Coeficientes de arrasto e sustentação aerodinâmicos [2].

DRAG COEFFICIENT COMPONENT	TYPICAL VALUE
Forebody	0.05
Afterbody	0.14
Underbody	0.06
Skin Friction	0.025
Total Body Drag	0.275
Wheels and wheel wells	0.09
Drip rails	0.01
Window recesses	0.01
External mirrors	0.01
Total Protuberance Drag	0.12
Cooling system	0.025
Total Internal Drag	0.025
Overall Total Drag	0.42 ¹
VEHICLE OF THE 1980s	
Cars	0.30 - 0.35
Vans	0.33 - 0.35
Pickup trucks	0.42 - 0.46

¹ Based on cars of 1970s vintage.

Figura 21 - Tabela de coeficientes de arrasto aerodinâmico.

5) Parcela devido ao torque do freio

Tal parcela vincula-se, basicamente, ao atrito desenvolvido pelo freio na roda, proveniente da pressão hidráulica imposta pelo pedal acionado pelo condutor [12]. Para tanto, é necessário verificar se o freio do veículo a ser estudado é do tipo a disco ou a tambor (ver Figura 22 e 23), portanto tem-se:

$$T_{B_{disco}} = \frac{P_d \pi \phi_e^2 r_{ef} B_{fd} \eta_{disco}}{2}$$

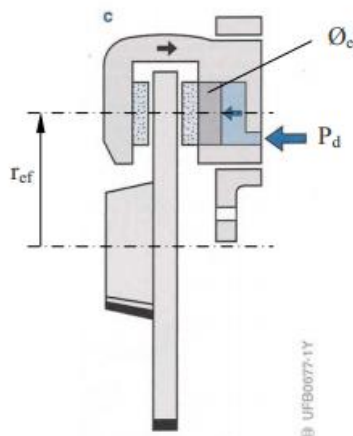


Figura 22 - Esquema de freio a disco.

onde:

- P_d : Pressão hidráulica do fluido de freio;
- Φ_c : diâmetro do êmbolo do caliper;
- r_d : raio efetivo do disco;
- B_{fd} : fator do freio a disco;
- η_{disco} : eficiência do freio a disco.

$$T_{B_{tambor}} = \frac{P_t \pi \phi_c^2 r_t B_{ft} \eta_{tambor}}{2}$$

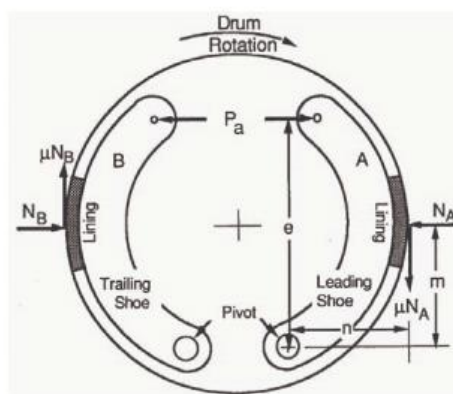


Figura 23 - Esquema de freio a tambor.

onde:

- P_t : Pressão hidráulica do fluido de freio;
- Φ_c : diâmetro do êmbolo do cilindro da roda;
- r_t : raio do tambor;
- B_{ft} : fator do freio a tambor;
- η_{tambor} : eficiência do freio a tambor.

6) Parcela de resistência devido ao arraste do motor

É a resistência oferecida pelo motor quando arrastado pelo veículo, que passa a se comportar com um compressor. Esta parcela irá depender do sistema de transmissão e da velocidade do veículo. No entanto, com a engrenagem desacoplada a mesma será desconsiderada, nas simulações.

$$M_{db} = \frac{M_e \xi}{\eta}$$

onde:

- M_e : torque medido experimentalmente no eixo do motor;
- ξ : relação de transmissão desde a roda até o motor;
- η : rendimento da transmissão do veículo.

7) Parcela de resistência da transmissão

Trata-se do torque necessário para vencer o atrito das engrenagens, mancais e movimentação do óleo. Em geral esta parcela é desprezada em vista de ser muito menor que as demais.

8) Parcela da aceleração resultante da inércia “I”

Trata-se do resultado do balanço de todos os torques, contendo a desaceleração angular a que a inércia total está submetida. O momento de inércia pode ser estimado por:

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

onde:

- γ_b : fator de conversão da inercia das partes rotativas em massa;
- m : massa total do veículo;
- ξ : relação de transmissão desde a roda até o rotor.

Visto o que cada parcela da equação representa, pode-se então unir estas às hipóteses, citadas anteriormente, e simplificar a expressão obtendo:

$$\sum M_M = I \frac{d\omega}{dt}$$

$$(F_i r_{dyn}) - T_B = I \frac{d\omega}{dt}$$

onde F_i pode ser adotada, devido as simplificações como a Força de atrito resultante do produto do coeficiente de atrito e a força normal.

4.4 Resultados Preliminares

A partir dos dados encontrados na Tabela 4 [4], foi montada uma simulação numérica de como a frenagem ocorre variando os valores dos coeficientes de atrito, para diferentes situações. O veículo que foi utilizado nos testes [4] encontra-se na Figura 24 e os resultados da simulação deste [4] será utilizado para validar a modelagem e o controle utilizados.

Tabela 4- Dados do veículo de teste.

θ	Inclinação do pavimento	0°
m	Massa total	1184 kg
W_f	Peso estático do eixo dianteiro	6023,34 N
W_t	Peso estático do eixo Traseiro	5591,7 N

g	Gravidade	9,8 m/s ²
γ_b	Inércia dos componentes rotativos	5,12kg.m ²
ξ	Relação de transmissão desde a roda até o rotor.	1 - motor desengrenado
Φ_c	Diâmetro do embolo do caliper	-
P_d	Pressão hidráulica no fluido de freio	Variável
H	Rendimento do freio	0,95
S_r	Área frontal do veículo	0,32
C_a	Coeficiente de arrasto do ar	0,32
v_{ar}	Velocidade do ar	0 km/h
v_0	Velocidade inicial do veículo	100 km/h
r_{dyn}	Raio dinâmico dos pneus	0,281 m
r_{ef}	Raio efetivo (freio)	0,104 m
δ	Densidade do ar	1,2 kg/m ³



Figura 24 - Veículo de teste, segundo referência [4].

Para conseguir relacionar a velocidade da roda do veículo à velocidade do veículo é preciso utilizar o conceito de escorregamento (λ) apresentado nas seções anteriores do trabalho. A relação imposta pelo escorregamento pode ser implementada à simulação por meio da expressão abaixo [21], que se trata de uma

boa aproximação para a curva exposta na Figura (25), a fim de se obter o coeficiente de atrito (μ).

$$\mu(\lambda) = \frac{2\mu_p \lambda_p \lambda}{(\lambda_p^2 + \lambda^2)}$$

onde:

- μ : coeficiente de atrito;
- λ : deslizamento;
- μ_p : valor de pico do coeficiente de atrito;
- λ_p : deslizamento referente ao valor de pico do coeficiente de atrito.

Para as condições de asfalto seco, os valores de μ_p e λ_p são, respectivamente, 0,8 e 0,2. Para estudar outras condições, como o caso de uma interface molhada, ou um terreno arenoso, basta substituir os valores de pico, uma vez que as curvas obedecem um mesmo comportamento.

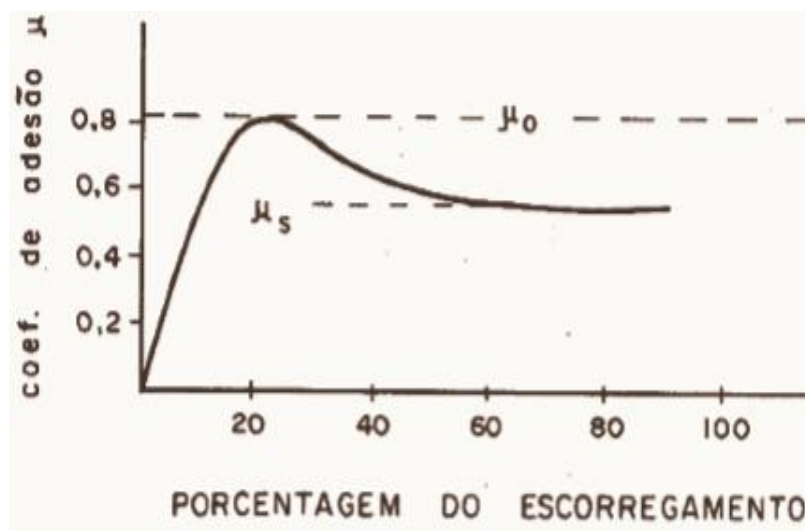


Figura 25 - Gráfico que relaciona aderência ao escorregamento, no caso de asfalto seco [4].

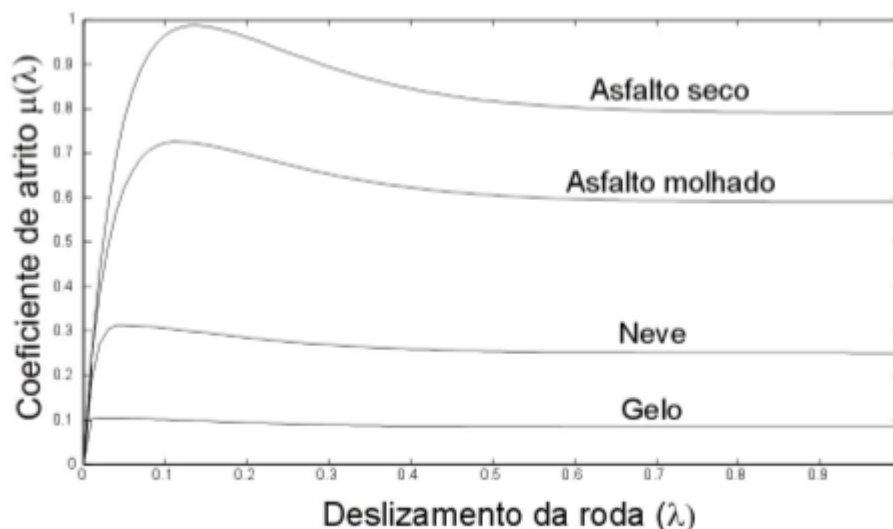


Figura 26 - Gráfico que relaciona aderência ao escorregamento, em diferentes casos [2].

A simulação feita neste trabalho adota algumas hipóteses, antes de expor os resultados, estas serão apontadas:

- A pressão hidráulica no fluido de freio é admitida constante durante toda frenagem, sem que haja uma elevação gradual no início da frenagem, ou uma redução pouco antes da total parada;
- Não serão considerados os tempos de reação do piloto no início da frenagem;
- A velocidade inicial do veículo é de 100km/h, ou 27,78m/s;
- A condição de aderência assumida está presente na Figura 25.
- Na simulação numérica feita, o tempo adotado entre uma medição e outra(dt) é de 0.001s, que é suficiente para garantir a confiabilidade dos dados;
- Além destas hipóteses, foram levadas em consideração, também, as hipóteses assumidas na seção 4 deste trabalho para avaliação dos modelos e os dados do veículo [4].

A simulação foi feita adotando o padrão de comportamento da curva, exposto nas expressões anteriores, pode ser vista a seguir. Para realizar a simulação, utilizaram-se softwares de programação como: o Matlab e o Scilab. Na Figura 27 encontra-se o diagrama de blocos responsável por gerar a rotina responsável pelos resultados do sistema não controlado.

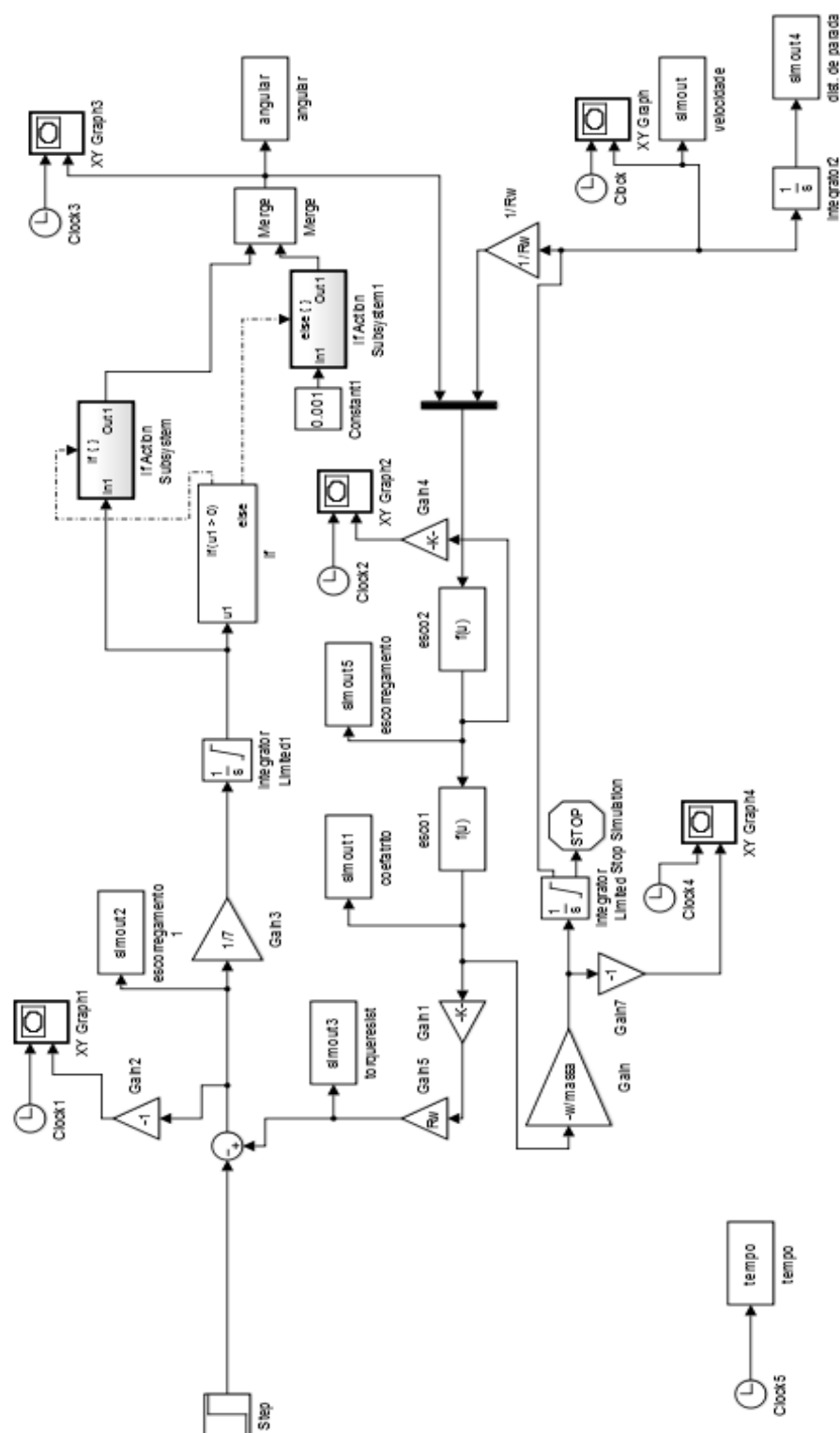


Figura 27 - Diagrama de Blocos gerado no Matlab do sistema não controlado.

A partir deste modelo, foi possível obter curvas de velocidade, tempo de parada, distância de frenagem e dados referentes ao escorregamento e coeficiente de atrito, para diferentes torques aplicados pelo freio. Seguem nas Figuras 28,29,30,31 e 32 os resultados e comentários pertinentes à simulação do veículo não controlado (ver Apêndice A).

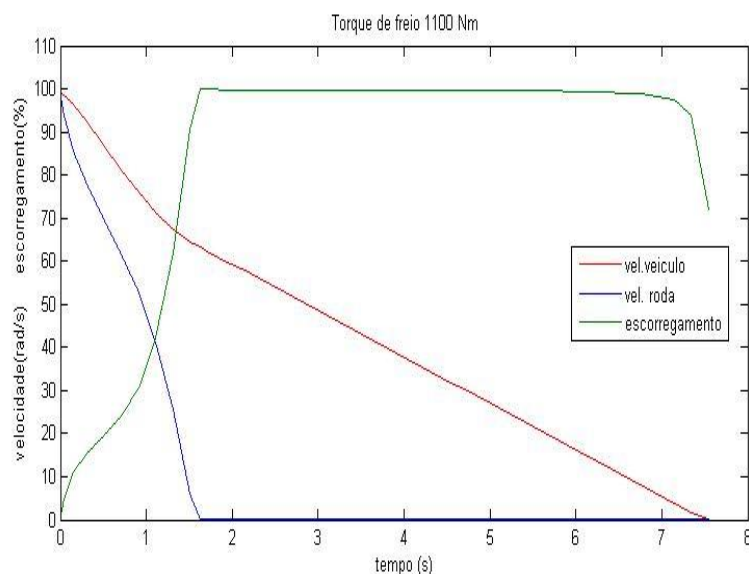


Figura 28—Velocidades e escorregamento em função do tempo (1100 Nm).

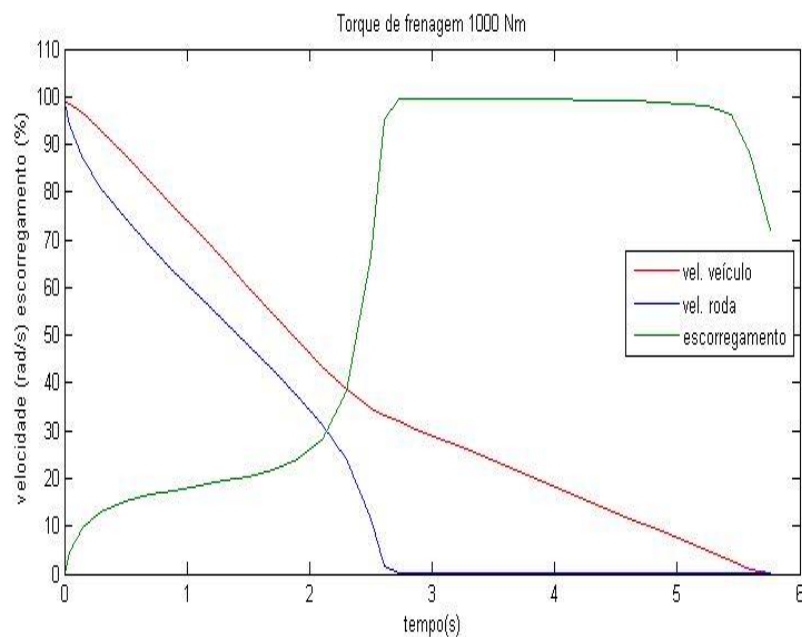


Figura 29 - Velocidades e escorregamento em função do tempo (1000 Nm).

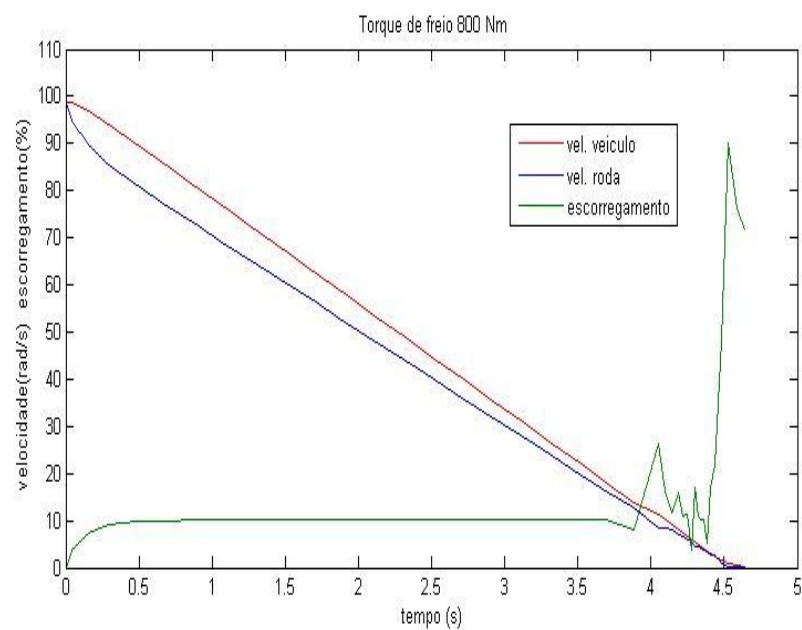


Figura 30 - Velocidades e escorregamento em função do tempo (800 Nm).

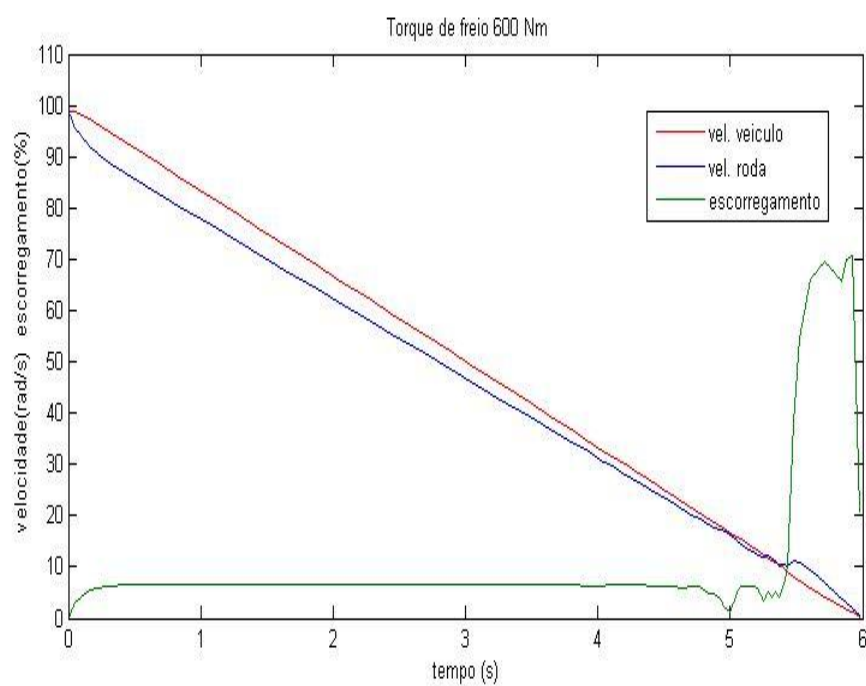


Figura 31 - Velocidades e escorregamento em função do tempo (600 Nm).

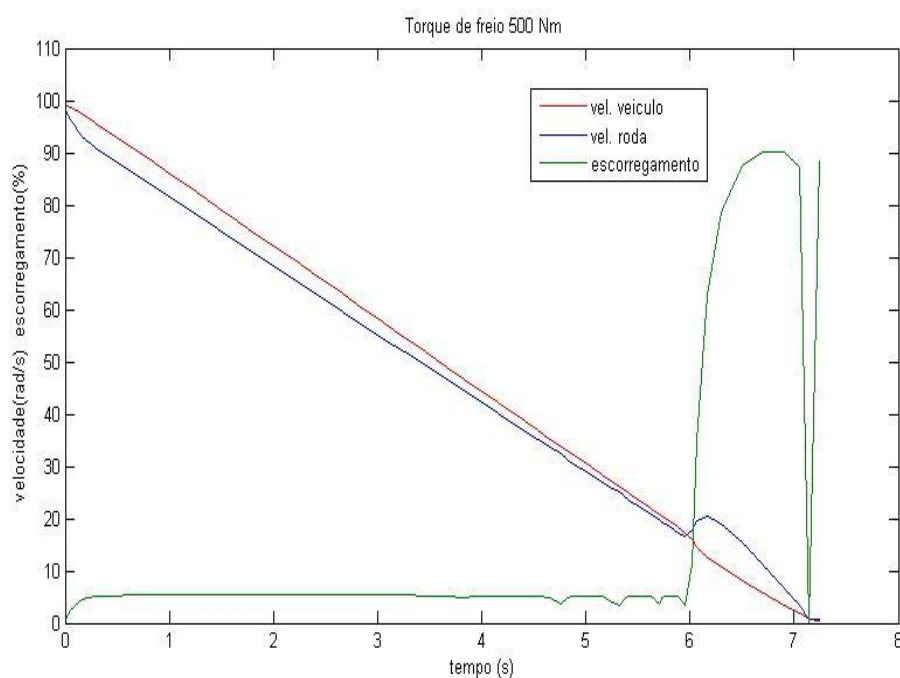


Figura 32 - Velocidades e escorregamento em função do tempo (500 Nm).

Com as Figuras 28 e 29 pode-se notar que para menores pressões aplicadas no fluido de freio, o tempo de parada é reduzido, isto pode ser melhor avaliado observando a Tabela 5.

Tabela 5 - Tabela com dados de parada e torque do sistema não controlado.

Torque de frenagem (Nm)	Distância de parada (m).	Tempo de parada (s).
1100	88,64	7,54
1000	63,5	5,75
800	63,8	4,64
600	84,27	5,84
500	100,62	7,04

Deve-se lembrar de que nesta simulação foi utilizado o modelo de atrito em função do escorregamento [21]. O gráfico resultante pode ser visto na Figura 33 e comparado com os gráficos presentes na bibliografia [21].



Figura 33 - Gráfico do coeficiente de atrito em função do escorregamento.

Quanto aos valores analisados na tabela 5, pode-se salientar que para torques mais elevados, ocorre uma desaceleração com valores maiores do que aquelas quando o torque é menor.

Caso não seja utilizado o valor do escorregamento relativo, nas simulações, para obtenção do coeficiente de atrito, os resultados são bastante diferentes, podendo ser notados na Figura 34 e na Tabela 6. Nesta simulação apenas foi fixado o valor de pico para todos os momentos em que a roda não se encontra completamente travada e um valor mais baixo para o coeficiente de atrito, quando a roda encontra-se completamente travada.

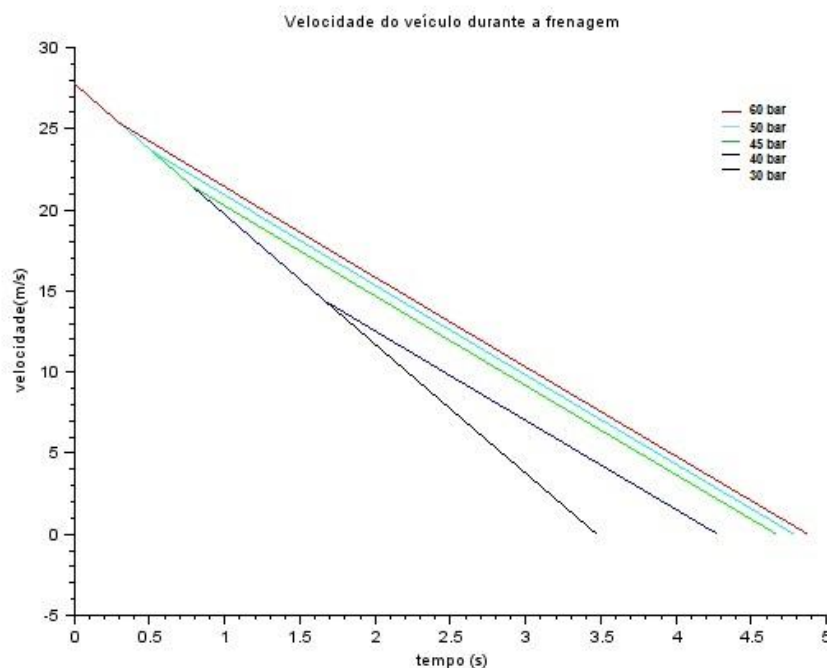


Figura 34 - Gráficos da velocidade em função do tempo durante a frenagem, sem levar em consideração o coef. de atrito como função do escorregamento.

Tabela 6 - Tabela com dados de parada e pressão.

Torque do freio (bar)/Torque(Nm).	Distância de parada (m).	Tempo de parada (s).
30/500	48,03	3,48
40/600	53,80	4,28
45/800	60,79	4,67
50/1000	63,45	4,79
60/1100	65,67	4,88

Nota-se uma diferença nítida entre os gráficos e os valores das Tabelas 5 e 6. Essa discrepância se deve ao modelo utilizado para simular o coeficiente de atrito. Mostrando a importância em se selecionar um modelo mais completo possível para simulação.

5. CONTROLE DO SISTEMA ABS

Como dito anteriormente o sistema ABS evita o travamento das rodas durante a frenagem. Para tanto, o sistema modula as pressões na linha de freio, independentemente, da força aplicada sobre o pedal, levando a roda para uma velocidade na qual o nível de escorregamento proporciona um melhor desempenho durante a frenagem. Um sistema ABS é formado por três componentes: um modulador hidráulico, um sensor de velocidades da roda e uma unidade de controle eletrônica (ECU).

O feedback deste sistema de controle evita o travamento das rodas modulando a pressão nos freios em resposta à aceleração e velocidade angular das rodas prevenindo, assim, que as rodas travem. Em geral, o sistema desliga quando a velocidade do veículo está abaixo de um limite pré-estabelecido (pre-set threshold - neste trabalho adotado com 1m/s). Os principais objetivos do sistema ABS são três: reduzir as distâncias de parada, promover estabilidade e garantir a dirigibilidade durante as frenagens.

5.1 Conceitos de Design do ABS

5.1.1 Requisitos de projeto básicos

O projeto de um ABS começa com a compreensão das características das condições da interface entre pneu e pavimento. O processo de frenagem será ótimo, em termos de distância de parada se o escorregamento da roda frenada, sempre que operar próximo ao ponto de máximo coeficiente de atrito. Contudo, na prática, não é possível medir de maneira direta o coeficiente de atrito na interface, pois, para tal, seria necessário acoplar uma quinta roda ao veículo com esta finalidade (note que na Figura 24 o veículo do experimento [4] possui a quinta roda acoplada). Visto isto, os principais métodos sugeridos para realizar o controle do torque frenagem são:

- Velocidade angular da roda;
- Escorregamento do pneu;

- Diferença de velocidades entre roda e veículo;
- Diferença entre a velocidade periférica da roda e demais partes do veículo.

Em geral, utilizam-se sensores que medem a velocidade angular de cada roda. O escorregamento é, então, estimado comparando a velocidade angular das rodas com a velocidade da roda antes da frenagem, que é estocada em uma memória. Esta memória pode consistir em uma flywheel, no caso de um sistema de ABS puramente mecânico, um capacitor, no caso de sistemas analógicos antigos, ou a memória de um de um microcomputador. Em alguns casos também é analisada a aceleração longitudinal do veículo, como dado adicional para a modulação de pressão nas linhas de freio. Em alguns casos raros, a aceleração lateral também é analisada afim de melhor modular a pressão nas linhas de freio [15].

5.1.2 Loop de controle do Sistema ABS

De modo geral, o controle em loop do feedback do sistema ABS (ver Figura 35) constitui-se de:

- Sistema controlado: veículo com os freios, rodas e o atrito entre pneus e o pavimento;
- Perturbações: condições e perfil da superfície do pavimento, carregamentos no veículo e pneus.
- Controle: sensores de velocidade e unidade de controle ABS;
- Variáveis de entrada: velocidade das rodas, aceleração/desaceleração das rodas e escorregamento;
- Variáveis manipuláveis: pressão nas linhas de freio.

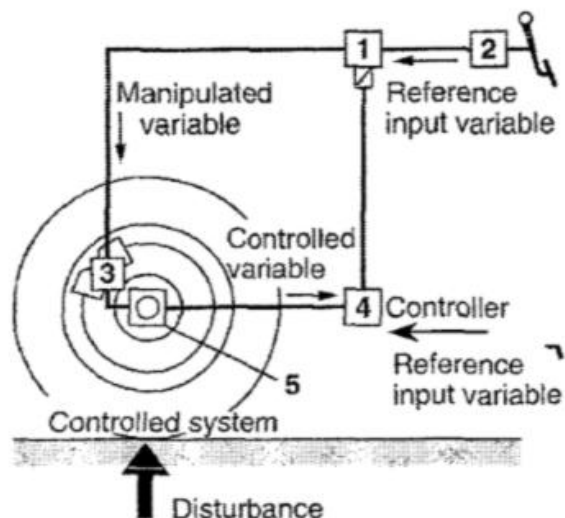


Figura 35 - Componentes do ABS:1-modulador hidráulico com válvula solenóide;2-Cilindro mestre;3-Cilindro de freio;4-ECU;5- Sensor de velocidade.

5.1.3 Conceitos para o controle ABS em veículos de dois eixos

O controle ABS pode ser atuado de diversas, sendo três delas mais comuns:

- **Single-wheelcontrol:** o sensor de velocidade de uma das rodas controla o ajuste feito na pressão do freio daquela roda. Este tipo de controle resulta em uma máxima frenagem na roda e, por consequência, uma máxima desaceleração do veículo como um todo. Este tipo de controle é utilizado em geral nas rodas dianteiras do veículo;
- **Select-lowcontrol:** a roda de menor tração controla a pressão no freio das rodas de ambos os eixos. Isto resulta em um torque de frenagem reduzido e em uma distancia de parada maior. Contudo, isto resulta em um momento de guinada muito menor. Este tipo de controle é utilizado em geral nas rodas traseiras do veículo;
- **Select-high control:** a roda de maior tração controla a pressão no freio das rodas de ambos os eixos. Isto resulta em um maior momento de guinada e no travamento das rodas de menor tração.

Além destas opções, é muito comum verificar a utilização de soluções combinadas. A Honda, por exemplo, utiliza o select –high nas rodas dianteiras e o select-low nas traseiras. Partições diagonais do sistema hidráulico requerem quatro sensores de velocidade, um para cada roda, além de duas válvulas de controle para os freios traseiros.

5.1.4 Componentes do sistema ABS

Como dito anteriormente, o sistema ABS é composto pelos sensores de velocidade nas rodas, uma unidade de controle eletrônica e um modulador de pressão hidráulica. Nesta seção, abordar-se-á cada um deles (ver Figura 36).

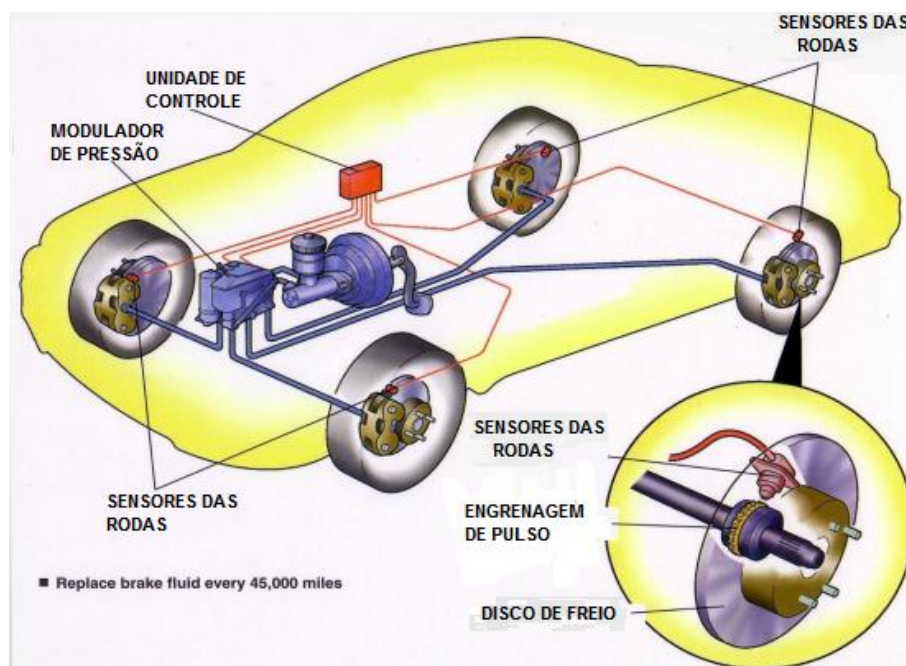


Figura 36 - Disposição dos elementos do sistema ABS.

Sensores de velocidade das rodas

Os captadores de pulso utilizados são os eletromagnéticos ou os de efeito Hall com rodas dentadas montadas diretamente nos elementos rotativos da transmissão ou no cubo das rodas. A medida que as rodas se movimentam a roda dentada gera uma

diferença de potencial no sensor, sendo a frequência dessa voltagem diretamente proporcional a rotação da roda (ver Figura 37).



Figura 37 - Sensor de velocidade com anel de pulso.

Unidade de controle eletrônica (ECU- Eletronic Controller Unit)

A unidade de controle recebe, amplifica e filtra o sinal do sensor e calcula as velocidades e acelerações da roda. Esta unidade também utiliza a velocidade de duas rodas diagonalmente opostas para estimar a velocidade do veículo. O escorregamento é obtido comparando esta velocidade com a velocidade de cada uma das rodas. Os sinais da aceleração e o escorregamento servem para alertar a unidade de qualquer intenção de travamento nas rodas. Tal alerta é respondido enviando um sinal para o modulador de pressão de cada cilindro de freio das rodas.

A ECU também reconhece falhas no sistema desligando a parte com mau funcionamento ou reiniciando o sistema por completo.

Modulador de Pressão Hidráulica.

Este dispositivo é um mecanismo eletro-hidráulico que reduz, mantém e restaura a pressão no freio das rodas manipulando uma válvula solenoide no sistema hidráulico. O dispositivo forma um elo entre o cilindro mestre e os cilindros de freio de cada roda (ver Figura 38).

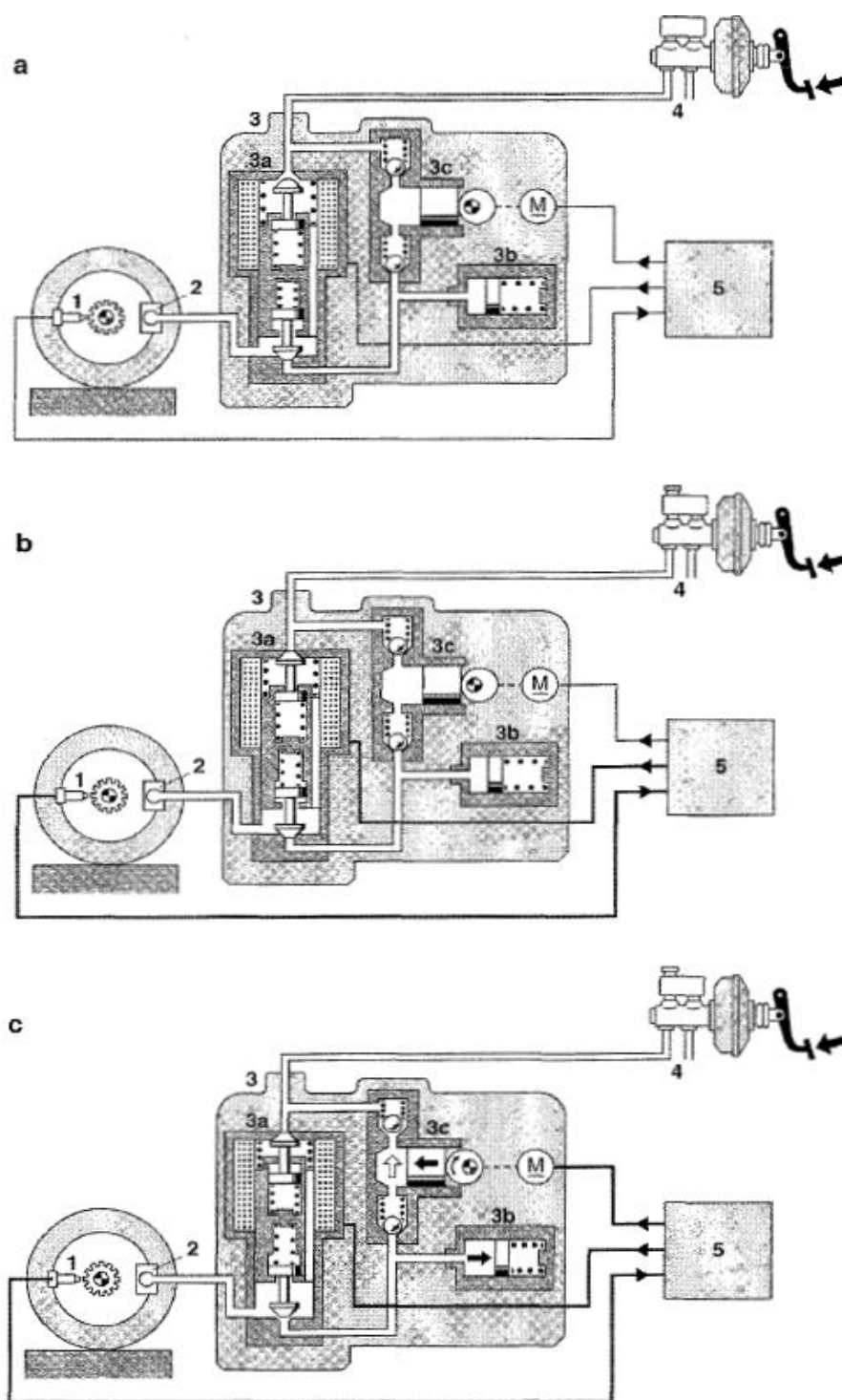


Figura 38 - Modular de pressão. a) Elevação da pressão;b)Manutenção da pressão;c)Redução de pressão. 1-sensor de velocidade;2-Cilindro de freio; 3-Modulador de pressão;3a-Valvula Solenoide;3b-Acumulador;3c- Bomba de retorno;4- Cilindro mestre;5- ECU.[17]

5.2 Ciclo típico de controle

Quando o escorregamento atinge um determinado limite, definido pelo engenheiro durante o desenvolvimento do veículo, o software determina a intervenção no nível de pressão hidráulica da roda que se encontra instável, com o objetivo de evitar seu travamento. Então, ocorre o fechamento da válvula solenóide de entrada. Diz-se, então, que o ABS entrou em estágio de manutenção de pressão, pois ainda que o motorista aumente a pressão no pedal, o sistema não permitirá que a pressão aumente.

Caso a iminência de travamento das rodas continue presente, o sistema passa para o estágio de redução da pressão, cessado o risco de travamento da roda instável, o ABS retorna para sua condição normal, que é a de aumento de pressão, onde toda pressão gerada pela pressão do pedal passa pelo módulo, sem sofrer nenhuma interferência deste e alcança o freio da roda.

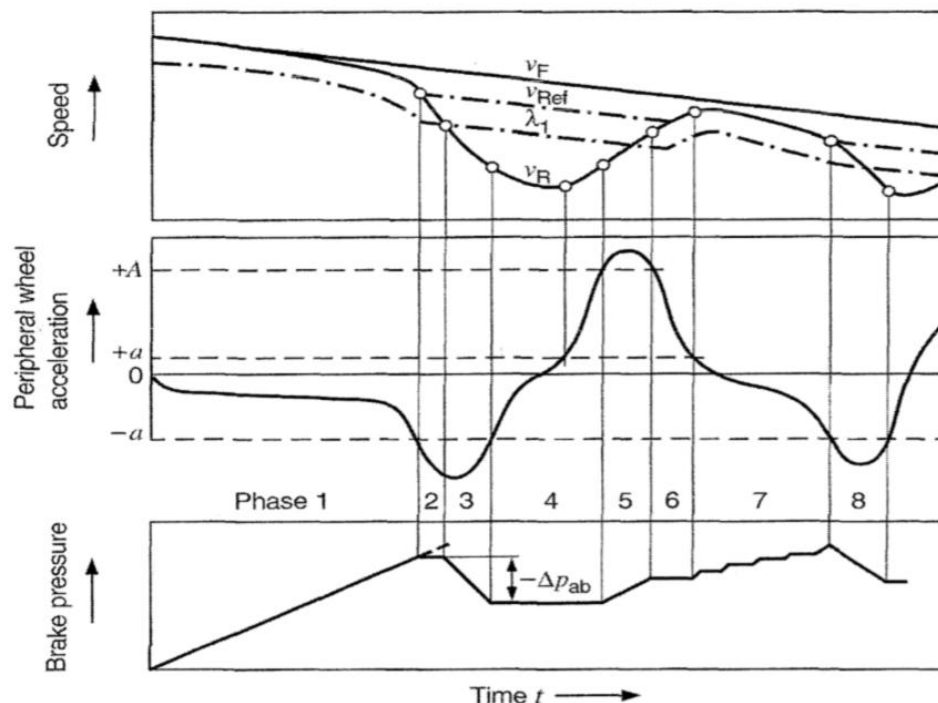


Figura 39 - Ciclos do sistema ABS [17].

O ciclo de regulação ABS (ver figura 39) pode não passar de décimos de segundo, especialmente em pavimentos de alta aderência, como pode se estender a 20 ou 30 segundos, em situações de baixíssima aderência, como no gelo. Nas condições brasileiras, a intervenção do ABS costuma ser breve, em torno de 5 a 7 segundos. O tempo de atuação irá depender da severidade da situação, da velocidade, da aderência, da forma como o freio foi aplicado, etc.

O ciclo é repetido tantas vezes forem necessárias, em frequências próximas a 20 vezes por segundo, até que os sensores indiquem que o escorregamento está contido aos limites estabelecidos na fase projeto.

5.3 Plataforma de Controle no Simulink

O mecanismo de controle de um sistema ABS consiste, basicamente, em realizar repetidas medições das velocidades das 4 rodas do veículo em um período muito curto de tempo, de tal forma que a variação de aceleração do mesmo não possa ser considerada significativa. Ao medir as velocidades do veículo e da roda é possível obter o valor do escorregamento. Neste instante, o sistema avalia se as rodas estão operando próximo às condições do valor de pico para o escorregamento.

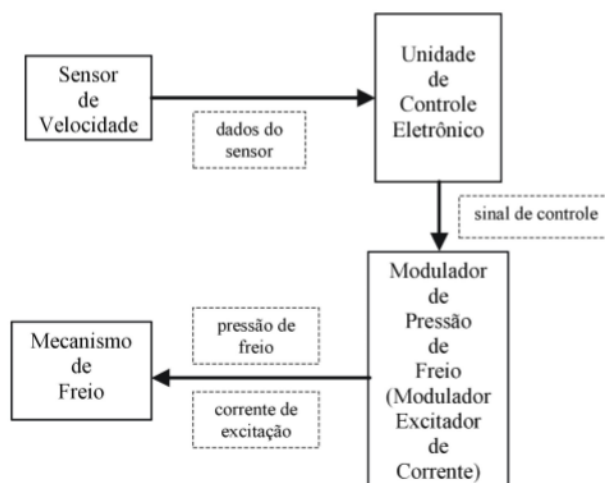


Figura 40 - Diagrama de blocos simplifica de um sistema ABS 1.

Caso isso não esteja ocorrendo, altera-se a pressão no fluido de freio, de modo a aproximar o valor de escorregamento a um valor de ótimo. O mecanismo simplificado do sistema ABS pode ser encontrado na Figura 40.

Em um ambiente de simulação, como o Simulink, o diagrama de blocos necessita de um mecanismo de feedback, este é responsável por analisar os dados retirados dos sensores na ECU e assim atuar, através do modulador de pressão, sobre o sistema (ver Figura 41).

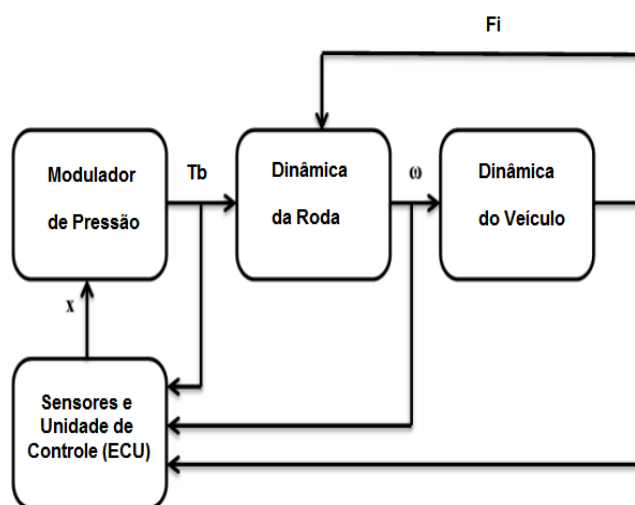


Figura 41 - Diagrama de blocos simplificado de um sistema ABS 2.

Na Figura 41, pode-se notar que o torque de frenagem, T_b , é a entrada para o sistema do veículo, sendo que este é obtido através de um tratamento de dados que resulta na correção da pressão aplicada sobre o fluido de freio. Sendo assim, tem-se:

$$T_b = T_{bp} + u * sign$$

onde:

- T_b : é o torque que será aplicado sobre os freios afim de que não ocorra o travamento das rodas, maximizando a capacidade de frenagem e minimizando a distância de parada;
- T_{bp} : é o torque resultante da pressão imposta pelo condutor ao pedal;
- u : é a parcela do torque resultante da modulação de pressão gerada pelo dispositivo ABS;

- sign: é o sinal que é enviado pela ECU ao modulador de pressão que resulta na diminuição, manutenção ou restauração da pressão nos cilindros de freio.

Para realizar a simulação utilizando um controle da planta é necessário computar o erro proveniente da diferença entre o escorregamento desejado e o escorregamento real e utilizar o mesmo com a finalidade de obter a modulação da pressão, para tanto, tem-se o erro dado por:

$$e = \lambda_d - \lambda$$

onde:

- e: representa o erro;
- λ_d : representa o escorregamento desejado, que varia de acordo com a condição da interface;
- λ : representa o escorregamento real.

5.3.1 Dinâmica Hidráulica da frenagem

Na modelagem do sistema de controle preciso levar em conta que taxa de pressão modulada na frenagem é proporcional ao controle de uma válvula. Portanto, tal taxa é proporcional ao comando da válvula. O erro computado passa por um relé (representado nas equações anteriores pelo sign) este é integrado e multiplicado pela área do pistão e seu raio obtendo a torque aplicado a roda. A função de transferência de primeira ordem presente entre o bloco de integração e o relé representa o atraso que existe na abertura e fechamento da válvula [13].

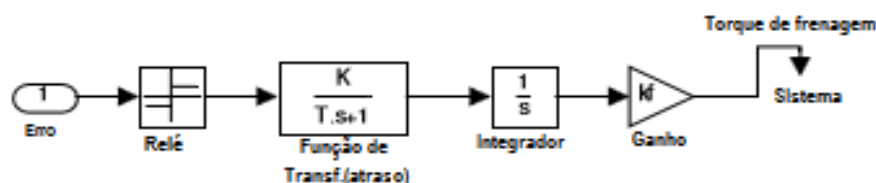


Figura 42 - Simulink da Dinâmica Hidráulica da frenagem.

Portanto, tem-se a seguinte plataforma de simulação no Simulink na Figura 47, que corresponde ao modelo de controle ABS. A maioria dos controladores ABS disponíveis no mercado são implementados por controladores on-off (controlador Bang-bang, representado pelo relé).

5.3.2 Ajuste do deslizamento desejado

A metodologia de controle, neste trabalho, consiste em ajustar diretamente um deslizamento desejado (λ_{des}) que esteja próximo ao máximo coeficiente de atrito. Para tanto, utiliza-se a dinâmica que relaciona o comportamento da taxa do deslizamento da roda em função da velocidade linear do veículo, da velocidade angular da roda, do coeficiente de atrito e do torque dos freios. O deslizamento pode ser ajustado por diversas técnicas de controle entre elas:

- A) Estrutura Variável (EV): Buckholtz(2002) e Kachroo (1999) utilizam controladores de modos deslizantes para ajustar as velocidades do veículo e da roda, de tal forma que o deslizamento seja levado para o deslizamento desejado. Neste tipo de abordagem faz-se necessárias as medidas diretas dos torques dos freios e da velocidade angular das rodas, enquanto os valores da velocidade linear e do coeficiente de atrito são estimados pelo uso de observadores não-lineares.
- B) Regulação Linear Quadrática: projeta-se um controlador usando um ganho programado baseado na linearização local da equação da dinâmica da roda. Uma função de Lyapunov, para sistema de controle não linear, é obtida utilizando uma equação de Riccati, para que haja estabilidade e robustez, tendo em vista as incertezas do coeficiente de atrito.
- C) Proporcional e Integral: Solyom e Rantzner(2003) projetam um controlador baseado na linearização da equação da dinâmica do deslizamento da roda e na dependência dos ganhos com a velocidade do veículo.

5.3.3 Dinâmica do freio eletromecânico

5.4 Controle a Estrutura Variável e Modos deslizantes

A característica principal deste método de controle consiste em utilizar uma lei de controle chaveada para levar a trajetória dos estados da planta em direção a uma superfície específica (chamada superfície de chaveamento ou superfície de deslizamento) no espaço de estados, e manter a trajetória dos estados nesta superfície durante o tempo subsequente. Quando o sistema está no modo deslizante, o mesmo sofre menor influência por parte de alterações paramétrica ou de distúrbios externos, o que dá robustez ao sistema controlado[11].

5.4.1 Motivação para utilizar o Controle por Estrutura Variável

O controle por estrutura variável para a aplicação neste trabalho oferece algumas vantagens, entre elas: bom comportamento no transitório, estabilidade exponencial global, capacidade de rejeitar perturbações não modeladas, insensibilidade das não-linearidades da planta a ser controlada. Por estes motivos e devido ao fato do sistema a ser controlado conter incertezas em seus parâmetros (roda, veículo, interface pneu/pavimento) faz-se atrativo o uso do controle a estrutura variável, tornando-se uma solução de grande desempenho e robustez para sistemas do tipo ABS.

5.4.2 Estratégia de controle

O escopo do projeto, não consiste em apresentar a teoria do controle à estrutura variável via modos deslizantes. No entanto, nesta seção serão apresentadas, de forma menos rigorosa, os principais conceitos utilizados neste trabalho, deixando a encargo de bibliografias especializadas um maior rigor na apresentação desta teoria.

A técnica de controle via modos deslizantes foi desenvolvida na União Soviética na década de 70 por Utkin [22], desde então, tem sido empregado em diversos sistemas não lineares nos quais tem encontrado ampla aceitação.

Primeiramente, considera-se um sistema descrito por equações de estado através de uma superfície no espaço de estados. Nesta equação de estados uma parcela de sua entrada é descontínua, o que é de grande importância para que o sistema funcione de maneira eficaz em sistemas cujas interações não são tão bem conhecidas ou que não possuam grande linearidade.

Em geral a equação de estados é apresentada da seguinte forma:

$$\dot{x} = f(x, t) + B(t, x)u$$

Nesta abordagem, tem-se que f são as funções genéricas e B , que é a matriz de incertezas, representa os distúrbios e as incertezas assumidas. A mesma não precisa ser conhecida, apenas estimada.

Para uma lei de controle bem projetada tem-se que qualquer trajetória iniciada na superfície de escorregamento deve permanecer na mesma indefinidamente, quando isto de fato ocorre é dito que as trajetórias estão escorregando pela superfície. Obviamente, não basta apenas projetar uma lei de controle que atue de maneira eficiente, é preciso também tomar certas precauções acerca da superfície de escorregamento, pois esta deve ser estipulada de modo que as trajetórias nela contidas deslizem em “direção” a um valor pré-determinado, no caso deste trabalho deve-se projetar a superfície de controle que dirija suas trajetórias assintoticamente para o valor de escorregamento desejado ($\lambda_{des} = 0,2$).

“Define-se a superfície de escorregamento $S(t)$ no espaço R^n por meio da equação $s(x,t)=0$, sendo s , por sua vez, definido pelo seguinte operador[22]:

$$s(x, t) = \left(\frac{d}{dt} + \alpha\right)^{n-1} \tilde{x}$$

onde tem-se que α é a uma constante positiva e que $\tilde{x} = x - x_d$ é o erro de acompanhamento, onde x é o estado do sistema e x_d o estado desejado”.

Na Figura 44, encontra-se uma ilustração simplificada deste mecanismo de controle, ilustrando duas possíveis situações.

Na primeira, algumas trajetórias estão dentro da superfície de escorregamento e há a indicação de que as mesmas tendem a ir para um estado desejado, quando este tipo de dinâmica ocorre entre as trajetórias e a superfície de escorregamento diz-se que o sistema está em regime de escorregamento.

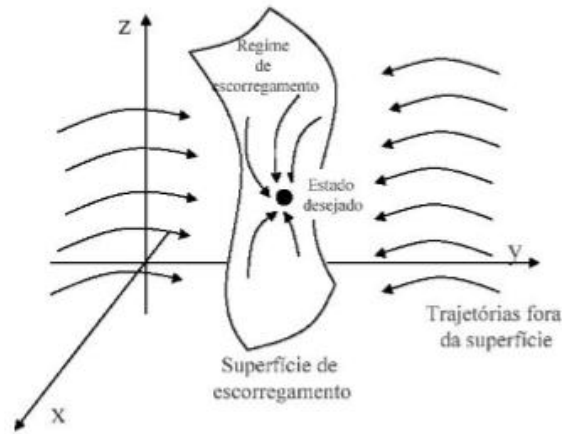


Figura 44 -Esquema de deslizamento das trajetórias [11].

A segunda situação possível, também expressa na Figura 44, diz respeito a trajetórias que não se iniciam na superfície de escorregamento. Para que estas sejam levadas até a mesma faz-se necessário que a lei de controle obedeça, assim como denominado por Utkin em 1978, a “condição de escorregamento”, dada por:

$$\frac{1}{2} \frac{d}{dt} s^2 < -\eta |s|$$

Onde η é uma constante positiva associada, de certa forma, com a velocidade de convergência na qual uma trajetória externa a superfície de escorregamento se dirige para a mesma. Esta fase é denominada de fase de aproximação e pode ser parametrizada pelo tempo de alcance, dado por:

$$t_{alcance} \leq \frac{|s(0)|}{\eta}$$

onde $s(0)$ é a condição inicial da trajetória antes que a lei de controle atue sobre a mesma (ver Figura 45).

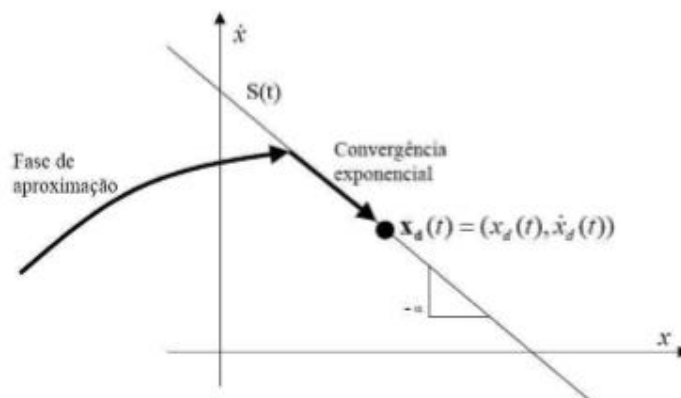


Figura 45 - Esquema da fase de deslizamento[11].

A partir do momento que a trajetória atinge a superfície de controle, a mesma se dirige a condição desejada (set-up) de maneira exponencial fazendo com que o erro de acompanhamento tenda rapidamente a zero.

Como dito anteriormente, a lei de controle possui um termo descontínuo através da superfície de escorregamento, que pode ser modelado semelhante a um controle do tipo “liga-desliga” (relé). O sinal de controle pode então ser apresentado da seguinte maneira:

$$u = \frac{1}{\hat{b}}(-\hat{f} - k \cdot \text{sign}\left(\frac{s}{\phi}\right))$$

onde:

- \hat{b} é um ganho limitado que está relacionado a incerteza do sistema;
- \hat{f} é o valor estimado da função genérica;
- k é o ganho do termo do termo descontínuo da lei de controle;
- sign representa a função descontínua que modela a parcela descontínua da lei de controle;
- Φ corresponde a largura da camada limite próxima a superfície de escorregamento na qual ocorre a transição de sinal. Em linhas gerais este

termo evita que oscilações de alta frequência que excitam modos não modelados possam ocorrer.

Aplicação da Teoria ao problema

Visto que o termo a ser controlado será o deslizamento, pode-se escrever a equação de estado do problema da seguinte forma:

$$\dot{\lambda} = f + bu$$

Neste caso a equação diferencial é de primeira ordem com grau relativo igual a 1. Portanto, a superfície de deslizamento é dada pela diferença entre a saída atual do sistema e o deslizamento ideal:

$$s = \lambda - \lambda_{des}$$

Sabe-se de seções anteriores que o escorregamento pode ser dado pela seguinte expressão:

$$\lambda = \frac{v - \omega R}{v}$$

Ao ser derivada a equação assume o seguinte formato:

$$\dot{\lambda} = \frac{1}{v} [R\dot{\omega} - (1 + \lambda)\dot{v}]$$

Fazendo-se as substituições e operações necessárias é possível reescrever a expressão da seguinte forma:

$$\dot{\lambda} = \frac{1}{v} \left[- \left(\frac{R^2}{J} + (1 + \lambda) \frac{4}{m} \right) F_i - \frac{R}{J} T_{bi} \right]$$

Sendo esta equação de estado do sistema, onde:

$$u = T_{bi} = \frac{1}{\hat{b}} (-\hat{f} - k \cdot \text{sign} \left(\frac{s}{\phi} \right))$$

$$f = \frac{1}{v} \left[- \left(\frac{R^2}{J} + (1 + \lambda) \frac{4}{m} \right) F_i \right] \text{ e } b = -\frac{1}{v} \left[\frac{R}{J} \right]$$

Alguns parâmetros ainda devem ser calculados, tais como k e Φ , ao passo que \hat{f} e \hat{b} são funções baseadas em estimativas do estado e parâmetros do veículo.

Estimativa do valor de k :

De acordo com [11], pode se obter k , fazendo:

$$k = F + D + \eta$$

onde:

- F é o limitante superior do erro de modelagem, que será adotado como 10% do valor máximo de \hat{f} ;
- D é o limitante superior do distúrbio (escolhido pelo projetista);
- η é uma constante positiva (relacionada ao tempo de alcance, que para este projeto é de 0,5s)

Primeiramente, faz-se o cálculo do valor de \hat{f}_{max} , para tal utilizam-se os valores de velocidade mínima igual a 1m/s, que corresponde ao limite inferior de velocidade no qual o sistema de controle permanece operante. O valor de F_i será substituído pelo valor de F_{imax} sendo assim pode-se obter o valor de F (limitante superior do erro de modelagem). Efetuando-se os cálculos obtém-se:

$$F_{imax} \approx 2770 \text{ N}$$

$$f_{max} \approx 630$$

Como dito, o valor de F será estimado como sendo igual a 10% do valor de f_{max} , obtém-se, portanto:

$$F \approx 63$$

Os demais parâmetros do controlador são oferecidos pelo projetista, sendo que estes foram escolhidos de forma otimizada a fim de obter a melhor resposta do sistema. Esses parâmetros podem ser alterados de forma que o valor de k não fique menor que o valor de F , uma vez que D e η são valores positivos.

Estimativa da camada limite (Φ):

Esta seção destina-se a realizar uma primeira estimativa do valor da largura da camada limite, esta será uma função do ganho de controle descontínuo k , calculado na seção anterior e do erro de regime ε , este será estimado em 0,1 uma vez que esta é a magnitude dos valores do deslizamento. Para o cálculo da largura da camada limite, utiliza-se a seguinte fórmula:

$$\phi = \sqrt{k\varepsilon}$$

5.5 Diagrama de Blocos no Simulink

A estratégia de controle empregada neste trabalho consiste (ver Figura 46) em cascatear o controlador pelo deslizamento desejado, o modelo de freio, a planta, um bloco que calcula o deslizamento da roda e outro bloco para calcular a força de atrito em função do deslizamento.

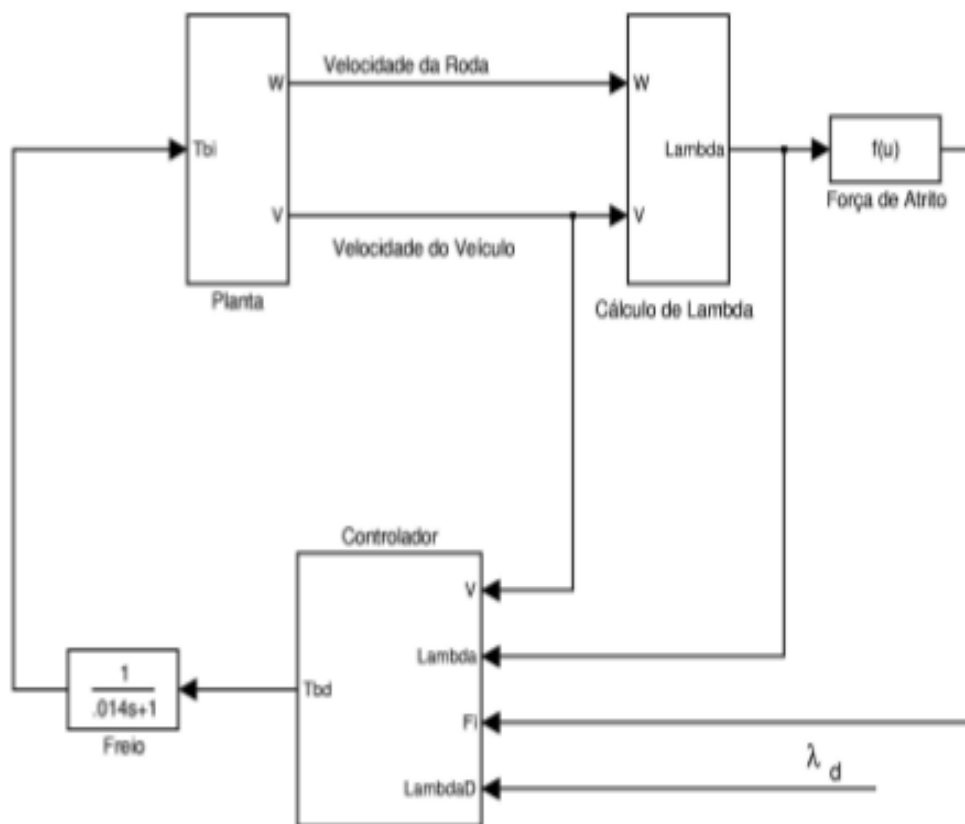


Figura 46 - Diagrama da estratégia de controle utilizada.

Na figura 47, consta o diagrama de blocos da planta controlada. No diagrama é possível notar um bloco que contém o sistema a ser controlado onde os parâmetros geométricos e inerciais do veículo servem de entrada, bem como a dinâmica de frenagem. Na outra parte é possível notar o controle a partir do deslizamento desejado.

Na parte inferior da Figura 47, é possível notar a presença de um bloco chamado sign, o qual tem a função de funcionar como um relé que responde ao erro entre o deslizamento desejado e o deslizamento real. Este bloco representa a parcela da lei de controle que, como dito anteriormente, é descontínua. Dentro deste bloco estão alguns parâmetros de entrada previstos pelo controle de E.V. via modos deslizantes, tais como: a largura da camada limite e um erro relacionado a mesmo.

Em seguida há um bloco que é uma função de transferência que representa o modulador de pressão [20], que a partir da decisão do relé a informação entra no bloco de modulação de pressão e então é multiplicado por um ganho, também prevista pela estrutura do controle utilizado.

Esta parcela descontínua da lei de controle é somada a uma outra parcela contínua e em conjunto ambas atuam sobre a planta, que modela a frenagem do veículo.

O bloco constante 0.2 representa o valor de referência para o escorregamento desejado, este é comparado como escorregamento real através de uma simples subtração entre ambos.



6. RESULTADOS

Nesta seção serão apresentados os resultados para um veículo com o sistema de ABS, simulado com o auxílio da ferramenta Simulink (ver Figura 47). A seguir os resultados das simulações feitas, após a inclusão do controle (ver Figuras 48,49 e 50 e Anexo B).

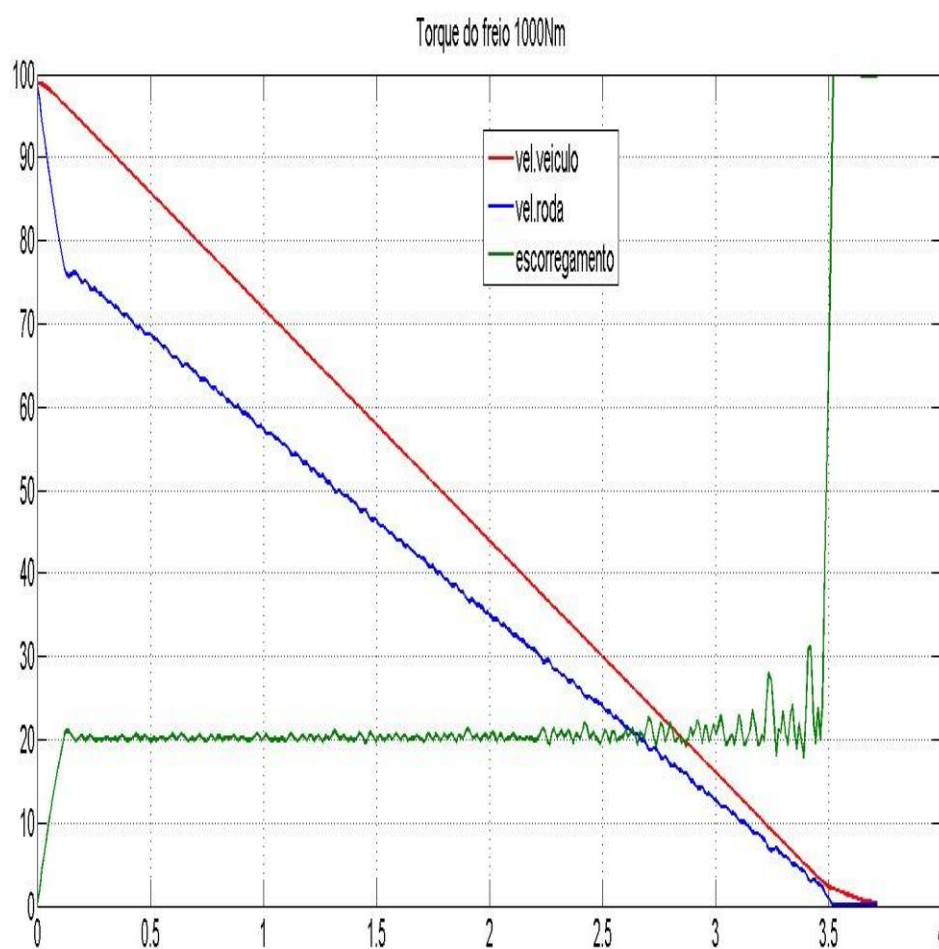


Figura 48 - Velocidades e escorregamento em função do tempo (1000 Nm).

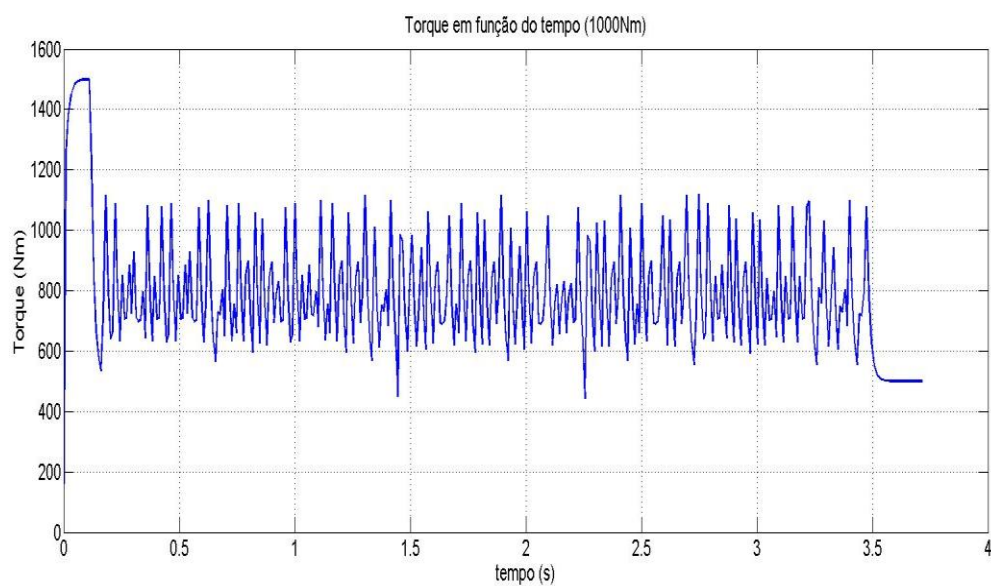


Figura 49 - Torque modulado de frenagem em função do tempo (1000 Nm)

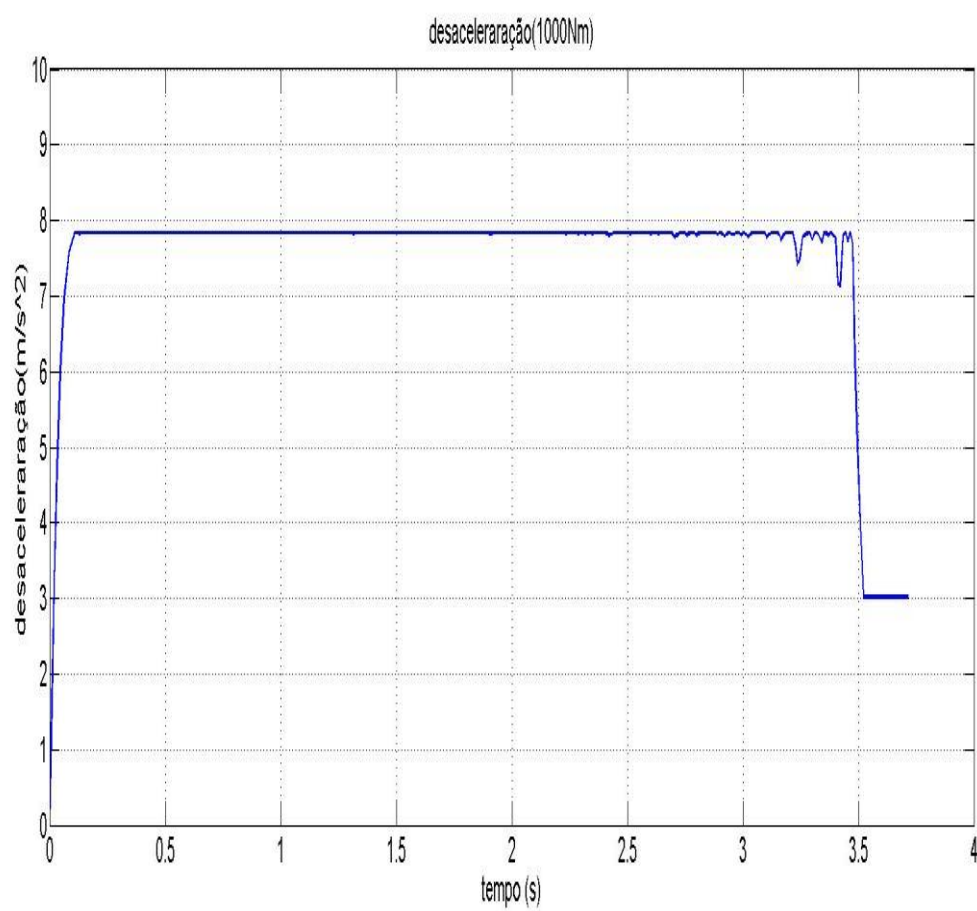


Figura 50 - Desaceleração em função do tempo (1000 Nm).

Os demais gráficos para os outros torques serão colocados no Anexo B.

Na Tabela 7, está exposto para cada condição de torque a respectiva distancia de parada assim como o tempo necessário para mesma, tal qual foi feito para a planta não controlada.

Tabela 7 - Tabela com dados de parada e torque do sistema controlado.

Torque de frenagem (Nm)	Distância de parada (m).	Tempo de parada (s).
1100	50,32	3,61
1000	50,11	3,88
800	50,31	3,81
600	50,59	3,66
500	50,93	4,14

Como foi possível notar, os tempos de frenagem e as distâncias de parada foram reduzidas. Para os torques mais elevados, assim com para os casos de menor torque, foi notável a redução dos valores.

Nota-se que o escorregamento calculado oscila próximo a condição de ótimo (20%), isso garante a robustez do sistema, um dos testes feito para validar o controle a estrutura variável utilizando os modos deslizantes.

Salienta-se aqui, também, que a redução brusca da velocidade da roda deve-se ao overshoot do torque promovido no início da frenagem quando o mesmo assume valores mais elevados, como era de se esperar.

O overshoot gerado pelo controle do torque imposto pelo condutor, via pressão na linha de freio, também faz com que o sistema tenha uma taxa de desaceleração maior no inicio da frenagem, ou seja, quanto maior o torque imposto, maior o overshoot do sistema e por sua vez a desaceleração atinge seu limite máximo mais rapidamente.

Segue na Tabela 8 um comparativo do percentual de melhora (redução do parâmetro) obtido pelo uso do ABS. Note:

Tabela 8 - Tabela com dados de percentual de redução dos parâmetros de parada.

Torque de frenagem (Nm)	Distância de parada (%).	Tempo de parada (%).
1100	43	53
1000	21	33
800	21	18
600	40	37
500	49	41

Nota-se nos casos críticos (adota-se como casos críticos nesse comentário os dois primeiros casos) uma redução significativa dos parâmetros de interesse.

Vale ressaltar aqui, que o torque está relacionado à pressão imposta no fluido de freio. É possível comparar a Figura 49 a Figura 39 e notar que há certa correspondência entre os ciclos previstos pelo ABS, ou seja, os transitórios presentes no torque de frenagem imposto a roda eram esperados, pois estes, de forma indireta, representam a modulação da pressão na linha de freio.

Tabela 9 - Comparação Simulação x Experimental.

	Simulação	Experimental	Diferença (%)
Tempo até a parada	3,74	3,63	2,7
Distância até a parada	50,33	51,40	2,1

Neste trabalho, o veículo escolhido utilizado e suas características foram os mesmo utilizados em [4]. A fim de verificar a validade das simulações feitas neste trabalho, comparou-se os resultados simulação aos resultados experimentais obtidos em [4]. Na tabela 9, constam essas comparações e a diferença, em porcentagem, para os parâmetros de parada em ambas as situações.

7. CONCLUSÃO

Neste trabalho o controlador apresenta robustez e estabilidade diante das variações dos parâmetros, o que se nota a partir dos gráficos de escorregamento, em cada uma das situações. Através da Tabela 9, foi possível verificar compatibilidade entre a simulação feita e um dado experimental[4], dando validade e credibilidade ao modelo sugerido.

Com o uso do controlador proposto foi possível reduzir os parâmetros de distância de parada e tempo de frenagem consideravelmente, nos casos críticos, sem que as acelerações assumissem valores elevados. As acelerações, por sua vez, se comportam da maneira esperada, sem que a frenagem gere desconforto significativo ao motorista e passageiros do veículo.

Algumas sugestões para trabalhos futuros podem levar em conta outros mecanismos de controle, embora, o escolhido seja o de mais simples implementação e comum utilização em veículos de passeio, o desempenho de outros métodos pode apresentar melhores resultados e menos sofisticação de equipamentos, sendo mais atraentes comercialmente.

Uma comparação entre diversos métodos de controle pode ser feita a fim de se estudar qual deles tem o melhor custo benefício para os fabricantes. Pode-se fazer também uma abordagem que leve em consideração o conforto dos passageiros durante a frenagem.

Além disso, pode-se utilizar modelos mais sofisticados que relacionem o escorregamento ao coeficiente de atrito, alguns modelos levam em conta também a velocidade angular do pneu, assim como material do mesmo, condições de uso, entre outras especificações, sendo, por sua vez, mais precisos e de mais difícil implementação.

8. BIBLIOGRAFIA

- [1] BOSCH. Conventional and eletronic braking systems.3.ed. Plochigen: Robert Bosch GmbH, 2003.
- [2] Gillespie, T.D.; Fundamentals of vehicle dynamics. Warrandale: Society of Automotive Engineers Inc., 1992.
- [3]Abeid, L.;Tort, A.C. As forças de atrito e os freios ABS. Revista Brasileira de Ensino de Física, v. 36, n. 2, 2306, 2014.
- [4] Gardinalli, Geraldo José. Canale, Antonio Carlos (orient). Comparação do desempenho de frenagem simulada x experimental de um veículo de passeio com freios hidráulicos e ABS. São Paulo, 2005. 96 p.
- [5] FIAT, AntiLockBrakes (LUCAS varity EBC 430).
- [6] Camargo Júnior, João Batista. Silva, A. C.. Dantas Junior, C A. Sistemas de controle metro-ferroviários. Comitê Brasileiro Metro-Ferrovriario-Abnt, **1995**.
- [7]Spironelli, Fabio Garcia. Costa Neto, Álvaro (orient). Estudo dos sistemas de freio anti-blocante (ABS) utilizando um modelo de controlador de escorregamento SCBS (SlipControlBraking System). São Carlos, 1999.120 p.
- [8] Wheel-rail interface handbook edited by R. Lewis and U. Olofsson.
- [9] Canale, Antonio Carlos. Gioria, Gustavo dos Santos. Gibran, Carlo. Gardinalli, Geraldo. Eficiência de frenagem e a necessidade do ABS. São Carlos, 2007. p. 121-132. Revista Minerva, São Carlos, v. 4, n. 2, p. 121-132, jul./dez. 2007.
- [10] MITSCHKE, M.; WALLENTOWITZ, H. Dynamik der Kraftfahrzeuge. 4.Aufl. Berlin: Springer, 2004.
- [11]LIMA, JOSÉ DE JESUS BOTELHO.Sistema Antibloqueio (ABS) para Freios Eletromecânicos utilizando Controle por Modos Deslizantes [Rio de Janeiro] 2005, 124p. 29,7 cm (COPPE/UFRJ,M.Sc., Engenharia Elétrica, 2005) Tese - Universidade Federal do Rio de Janeiro, COPPE.

- [12] Niemann, Gustav. Rehder, Otto Alfredo (trad). Elementos de máquinas. São Paulo, EdgardBlücher, 1971. 3v.
- [13] Seibum B. Choi, “Antilock Brake System With a Continuous Wheel Slip Control to Maximize the Braking Performance and the Ride Quality.”, IEEE Transactions on control system technology, vol. 16, no.5, 2008
- [14] White, Frank M..Fluid mechanics. 6th ed. New York, McGraw-Hill, c2008.xiii, 864 p. ill..
- [15] K.Z. Rangelov, SIMULINK model of a quarter-vehicle with an anti-lock braking system, Master’s Thesis -Eindhoven: Stan AckermansInstituut, 2004. - Eindverslagen Stan AckermansInstituut, 2004.
- [16] A. B. Sharkawy, ‘Genetic fuzzy self-tuning PID controllers for antilock braking systems’ Engineering Applications of Artificial Intelligence, vol. 23, pp. 1041–1052, 2010.
- [17] Robert Bosch GmbH, Driving-safety systems 2nd edition, SAE, ImprimeenAllemagne,Germany, 19 99, ISBN 0-7680-05 11 -6
- [18] H. Pacejka, I. Besselink, Magic Formula Tyre Model with Transient Properties, Vehicle Dynamics supplement Vol. 27, Swets&Zeitlinger Publishers, ISBN 90-256-1488- 31997
- [19] Hamzah.N, “ Antilock braking control using robust control approach .”,Master of Engineering Thesis, Faculty of Malayasia University, 2006.
- [20] I. Petersen. Wheel Slip Control in ABS brakes Using Gain Scheduled Optimal Control with Constraints. PhD thesis, Department of Engineering Cybernetics Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norway, 2003.
- [21] J. Wong. Theory of Ground Vehicles.2nd ed. Wiley and Sons, New York, 1978.
- [22] V. I. Utkin. Sliding Modes and their Application to Variable Systems. MIR Publishers, Moscow, 1978.

9. ANEXO A

Segue abaixo neste anexo, as programações e diagramas de bloco.

- **Simulação para o modelo de escorregamento:**

```
clear;
teta=0;
massatot=1184;
wf=6023.34;
wt=5591.7;
g=9.8;
v0=27.777
rodoar=1.2;
areafront=1.8;
c=0.32;
f=0.01;
eficfreio=0,95;
fatordefreiofrente=0.84;
fatordefreiotras=2.2;
refd=0.104;
reft=0.1;
r=0.281;
hcg=0.549;
t=2;
dt=0.001;
w(1,1)=v0/r;
mi=0.8;
Pd=60;
// colocar aqui a expressão de dv/dt//
velocidadesc=1;
velocidade(1,1)=v0;
tempo(1,1)=0;
while(velocidadesc> 0);
    x=t-1;
velocidadesc=
(massatot*g*(mi+0.01)+0.5*c*areafront*velocidade(x,1)*vel
ocidade(x,1))*dt/massatot+velocidade(x,1);
wesc=((wf*mi)*r
Pd*10^5*3.14159265*0.054^2*0.104*0.5*0.84*0.95)*dt/(0.06*
massatot*r^2/2) + w(x,1);
w(t,1)=wesc;
```



```

velocidade(t,1)=velocidadesc;
    h=wesc
if(wesc> 0.01)
j=t;
end
if(wesc< 0.01)
mi=0.55;
        h=0;end
        w(t,1)=h;
tempo(t,1)=t*dt;
t=t+1;
end
plot2d(tempo, velocidade(:,1), 5)
xlabel('Velocidade do veículo durante a frenagem','tempo
(s) ','velocidade(m/s) ')
d=1;
n=2;
distdeparada=0;
while (t>d)
    n=d+1;
    altura=(velocidade(d,1) + velocidade(n,1))/2;
    distdeparada=distdeparada+altura*dt;
    d=d+1;
end

```

- **Dados de entrada:**

```

massa = 1184
g=9.8
Rw=0.281
h=0.281
v0=100/3.6
w0=v0/Rw
Jw=5;
lambp=0.2
mip=0.8
b=1.1862
c=1.2778
L=b+c
w=massa*g
normaldiant=6023.34
normaltras=5591.7

```

```

%%%%%%%%%%%% dados do EV modos desliz. %%%%%%%%%%%%%%

```

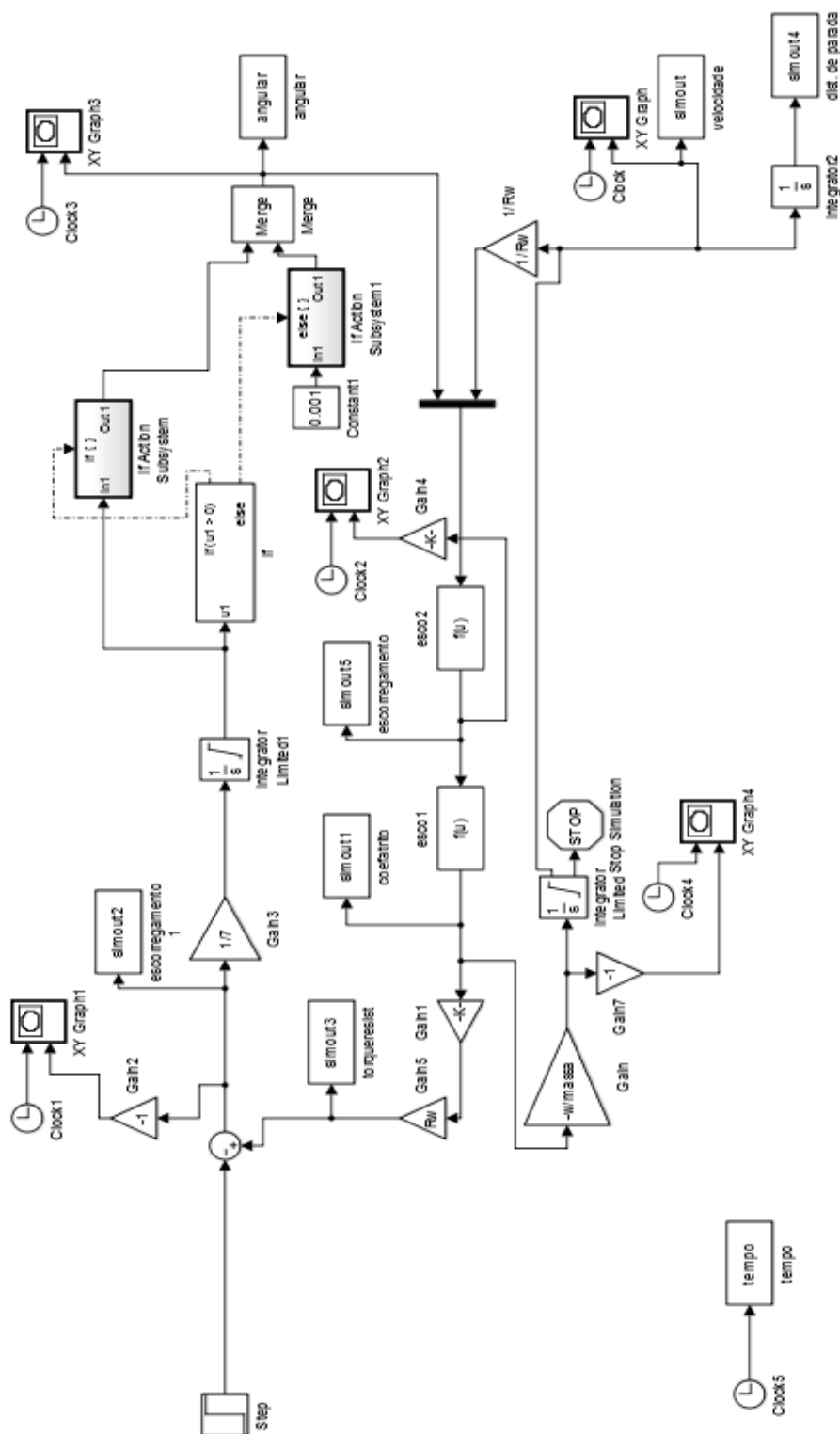
```

t_alc =0.2 %%%valor pode ser alterado :%%
F_atr_max_est=mip*massa*g/4
fmax= 1*(0.281^2/Jw + 8/massa)*F_atr_max_est
eta=0.2/t_alc
D=22 %%% valor pode ser alterado %%%
erro= 0.1 %%% valor pode ser alterado, mas evite altera-
lo significativamente %%%
k=0.1*fmax + D + eta
phi= (k*erro)^0.5

%%%%%%%%%% dados do EV modos desliz. %%%%%%%%%%%

```

- Simulink sem controle



10. ANEXO B

Neste Anexo, estão expostos os demais gráficos referentes ao sistema controlado. Nos primeiros gráficos de cada caso as linhas de cor vermelha e azul representam respectivamente as velocidade (em rad/s) do veículo e da roda e a linha verde corresponde ao escorregamento (em %).

- Gráficos para torque imposto de 1100Nm.

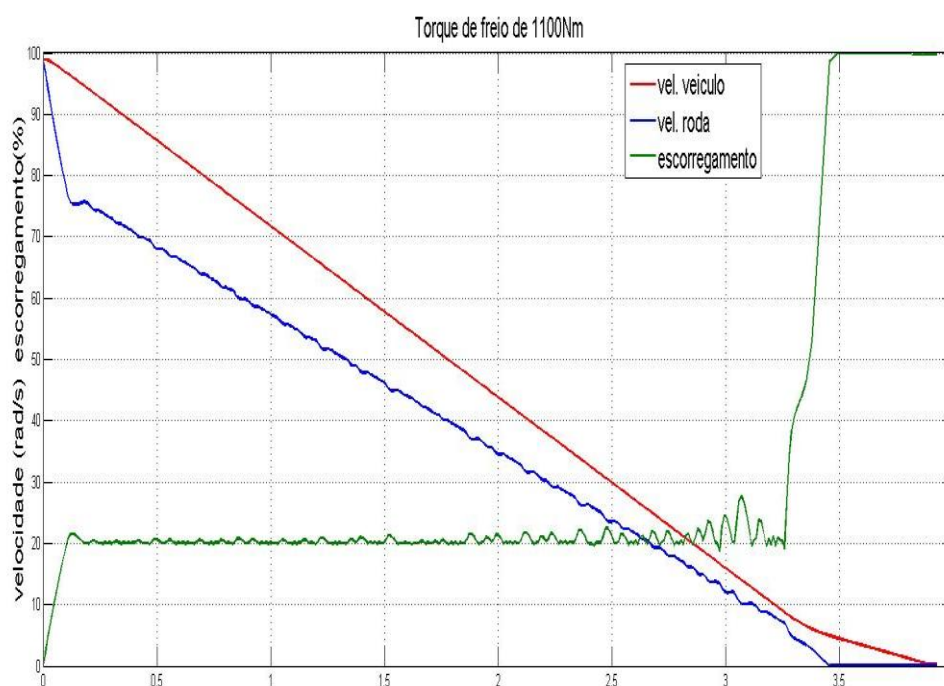


Figura 51 - Velocidades e escorregamento em função do tempo (1100 Nm).

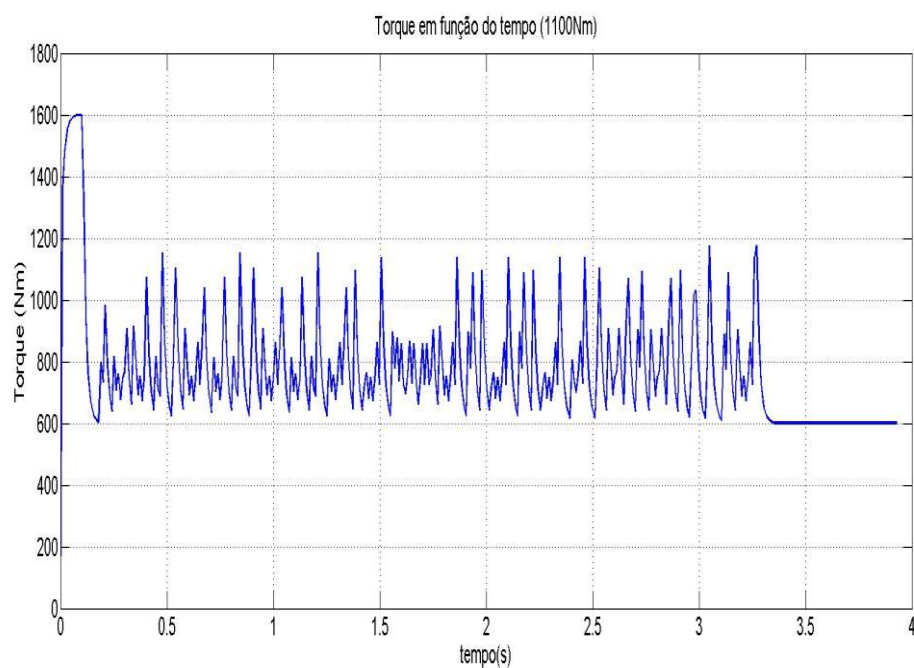


Figura 52 - Torque modulado de frenagem em função do tempo (1100 Nm).

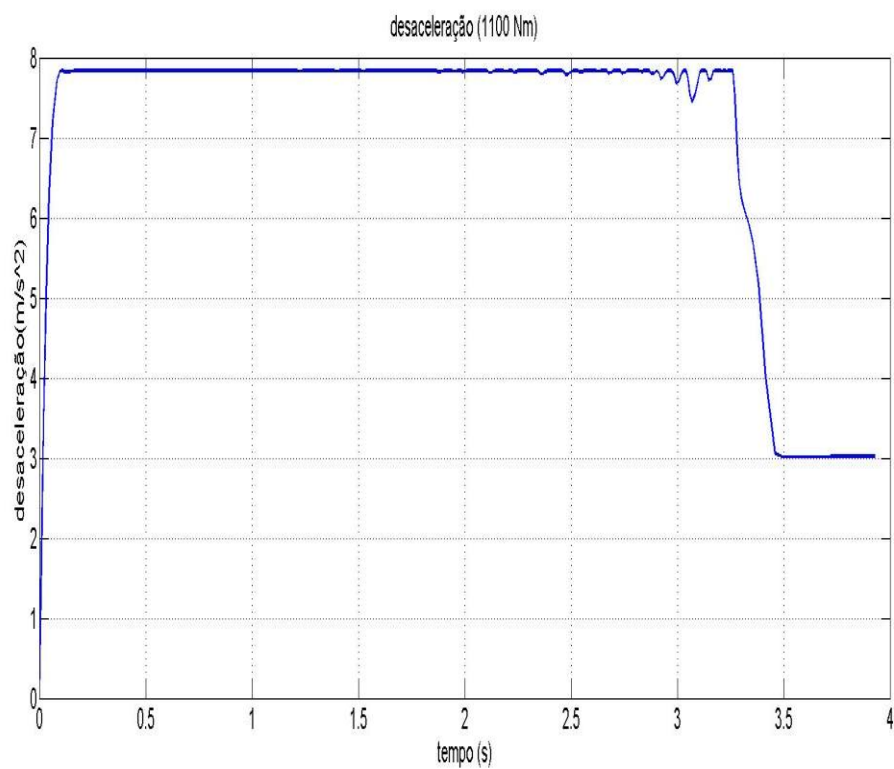


Figura 53 - Desaceleração em função do tempo (1100 Nm).

- Gráficos para torque imposto de 800 Nm.

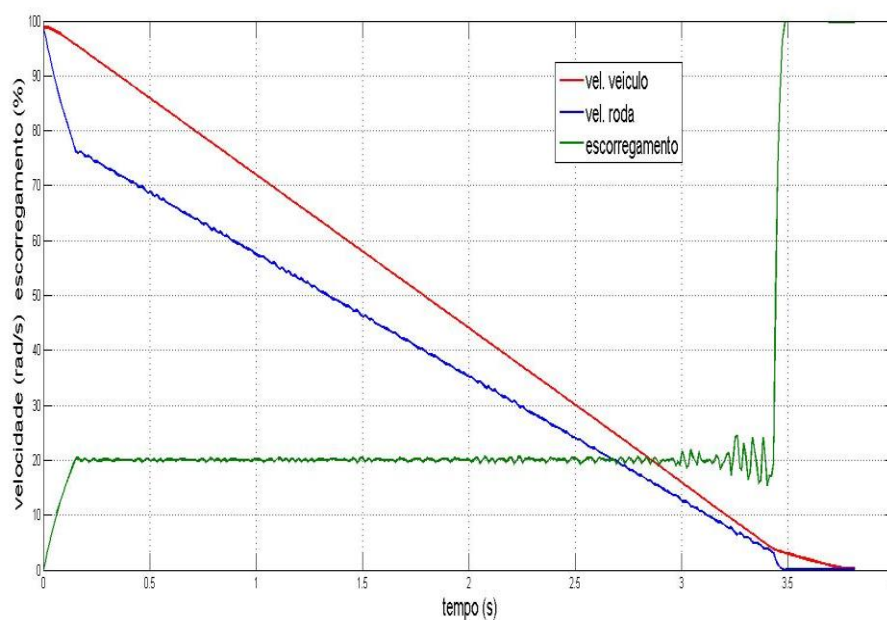


Figura 54 - Velocidades e escorregamento em função do tempo (800 Nm).

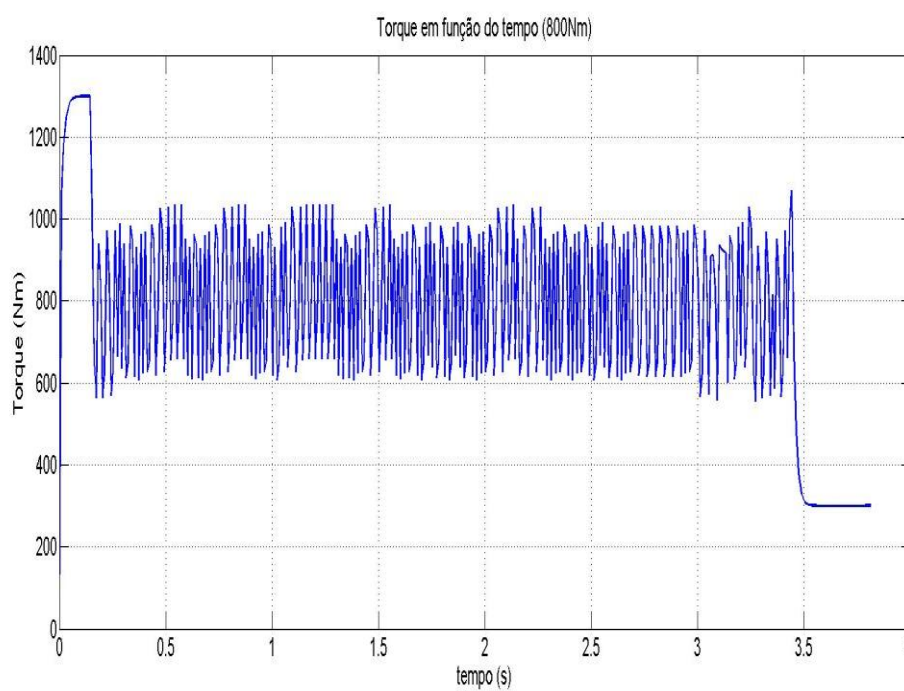


Figura 55 - Torque modulado de frenagem em função do tempo (800 Nm).

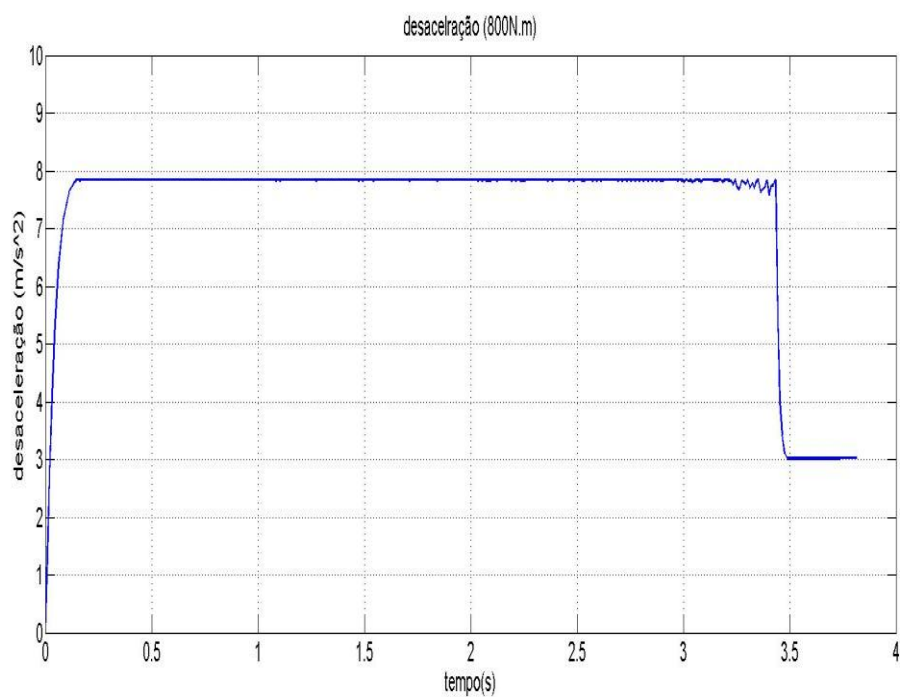


Figura 56 - Desaceleração em função do tempo (800 Nm).

- Gráficos para torque imposto de 600 Nm.

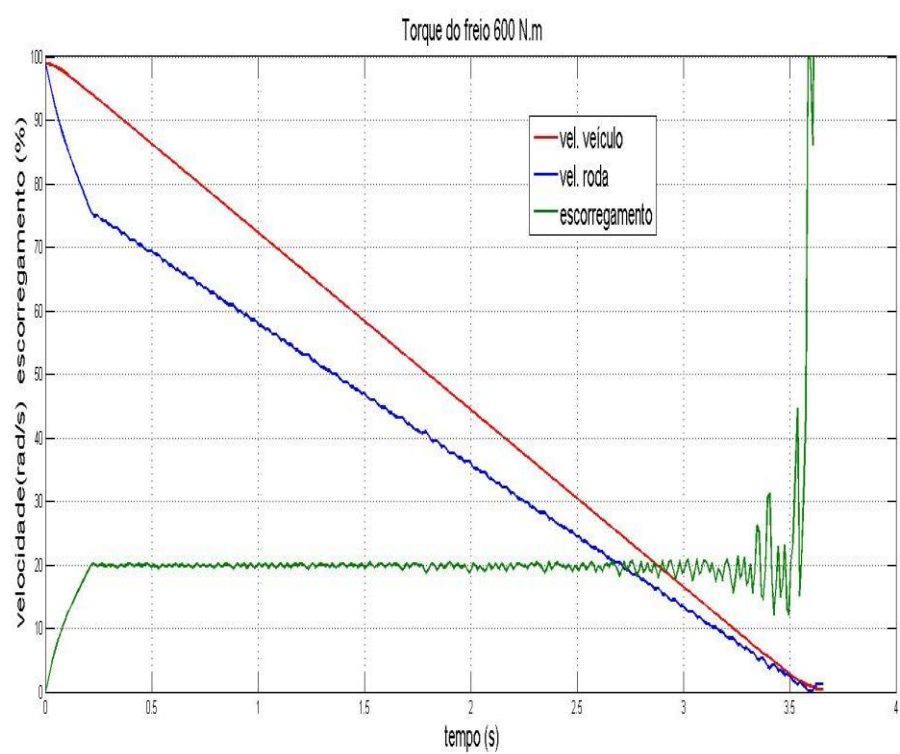
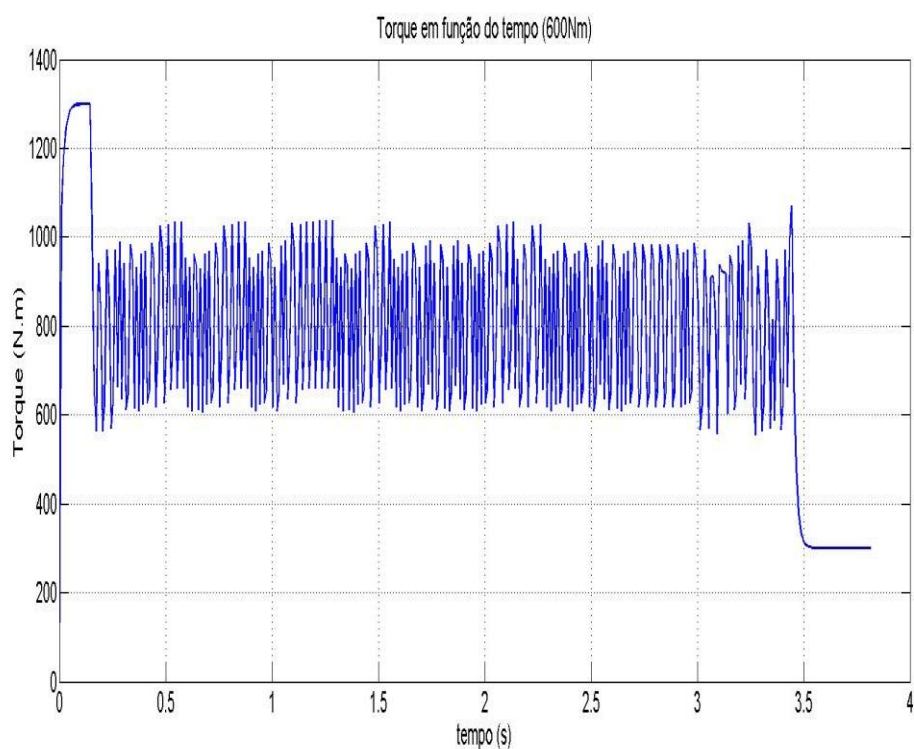
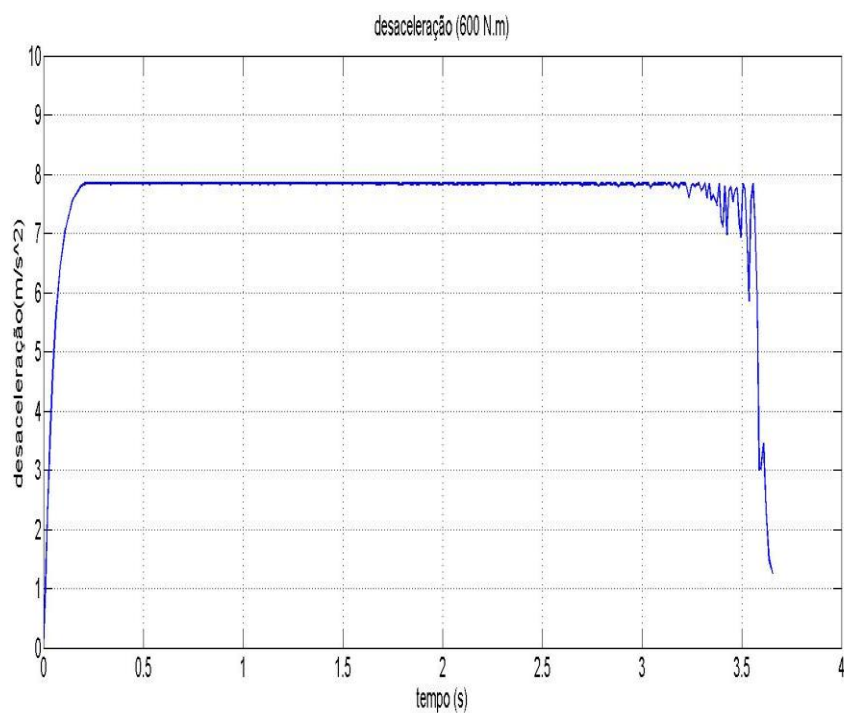


Figura 57 - Velocidades e escorregamento em função do tempo (600 Nm).**Figura 58 - Torque modulado de frenagem em função do tempo (600 Nm).****Figura 59 - Desaceleração em função do tempo (600 Nm).**

- Gráficos para torque imposto de 500 Nm.

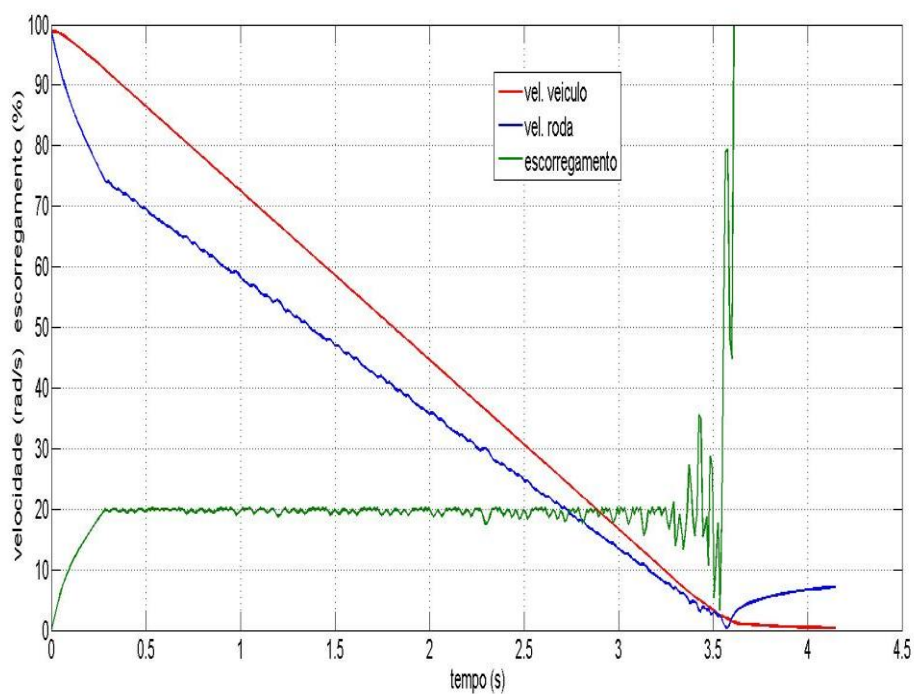


Figura 60 - Velocidades e escorregamento em função do tempo (500 Nm).

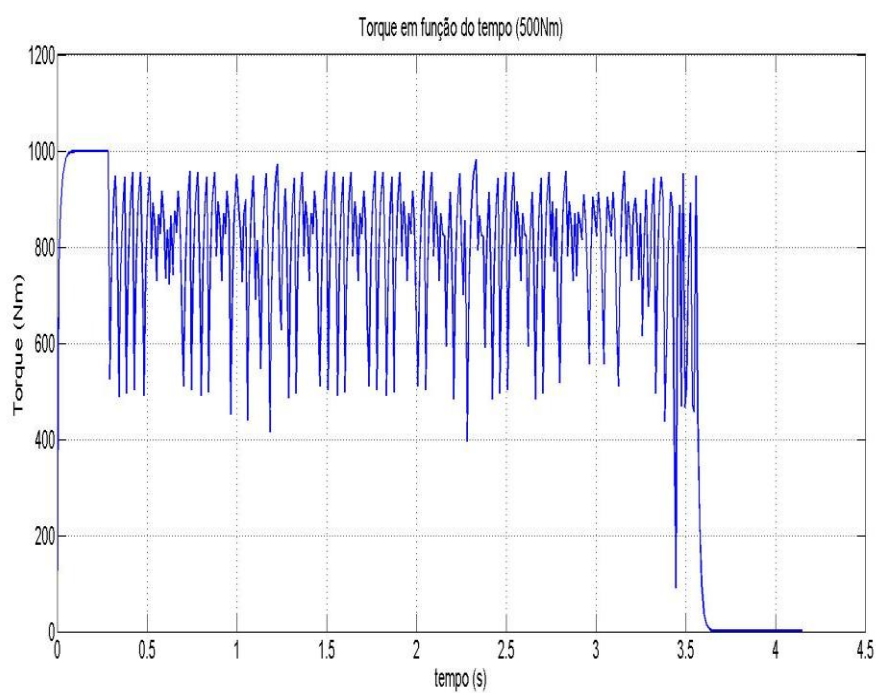


Figura 61 - Torque modulado de frenagem em função do tempo (500 Nm).

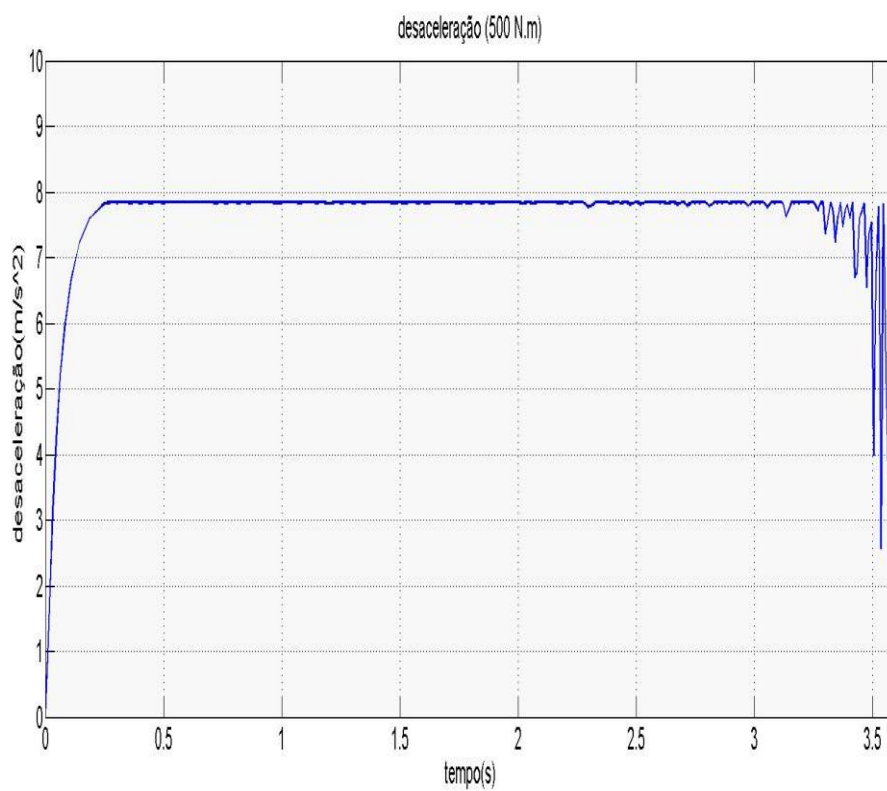


Figura 62 - Desaceleração em função do tempo (500 N.m).