

CENTRO UNIVERSITÁRIO DO INSTITUTO MAUÁ DE TECNOLOGIA

**ESTUDO DAS PRINCIPAIS VANTAGENS DO USO DA
FRENAGEM REGENERATIVA EM VEÍCULOS HÍBRIDOS.**

São Caetano do Sul
2014

VICENTE NUNES JUNIOR

**ESTUDO DAS PRINCIPAIS VANTAGENS DO USO DA
FRENAGEM REGENERATIVA EM VEÍCULOS HÍBRIDOS.**

Monografia apresentada ao curso de Pós-Graduação em Engenharia Automotiva, da Escola de Engenharia Mauá do Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia para obtenção do título de Especialista.

Orientador: Prof. Dr. Daniel Vilela.

São Caetano do Sul
2014

Nunes Junior, Vicente

Estudo das principais vantagens do uso da frenagem regenerativa em veículos híbridos. – São Caetano do Sul: 2014

112 p.

Monografia – Pós-Graduação em Engenharia Automotiva – Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia, São Caetano do Sul – SP, 2014.

Orientador: Prof. Dr. Daniel Vilela.

1. Freios 2. Frenagem regenerativa 3. Veículos híbridos. I Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a todos que acreditam que o estudo é um divisor de águas e buscam no conhecimento uma forma de transformar o mundo em que vivemos. Dedico este a minha família e amigos que sempre acreditaram e me deram forças para que este trabalho existisse.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus por me proporcionar saúde, disposição e força durante mais esta etapa de estudo que se encerra com este trabalho. Agradeço os meus pais que mesmo distantes sempre se fazem presentes em minha vida com todo amor, cuidado e atenção. Agradeço a minha noiva por todo amor, paciência, dedicação e carinho durante a execução deste trabalho. Agradeço aos sogros e cunhada por toda preocupação, interesse e força cedidas. Agradeço ao meu orientador pelo incentivo, tempo, atenção e conhecimento prestados durante o trabalho. Agradeço a todos os colegas da Mauá por todos os momentos de descontração, ajuda e companheirismo durante as aulas desta pós-graduação. Agradeço aos amigos simplesmente por estarem presentes em todos os momentos. Agradeço todos os colegas da Toyota pelo conhecimento prestado. A todos o meu obrigado e aproveitem o trabalho.

“O principio da sabedoria é temor e o respeito a Deus”.
Provérbios 3:7b

RESUMO

A necessidade por veículos ecológicos tem aumentado a busca por tecnologias que permitam diminuir a quantidade do consumo de energia, combustível e emissões de gases poluentes. Portanto em 1997 surgiram os veículos chamados de híbridos, cuja fonte de energia é o motor a combustão e o motor elétrico. Nos veículos híbridos temos um reservatório para o motor a combustão e uma bateria para o motor elétrico. Para funcionamento do motor elétrico é necessário que a bateria esteja carregada e para isso dispõem-se de alguns sistemas, sendo que um deles é chamado de frenagem regenerativa, cujo o princípio é converter parte da energia cinética da frenagem em eletricidade para recarregar a bateria, este ocorre com motor elétrico sendo utilizado como gerador. Portanto pretende-se ao longo deste trabalho apresentar a forma construtiva dos veículos híbridos, conceito, funcionamento, legislação dos sistemas de freios e fazer um comparativo entre um veículo com frenagem convencional por atrito e um veículo com sistema de frenagem regenerativa com o intuito de difundir o conhecimento de algo que em breve será a nova tendência em nosso país.

Palavras-chave: Freios. Frenagem regenerativa. Veículos híbridos.

ABSTRACT

The need for ecological vehicles has increased the search for technologies that allow reducing the amount of energy and fuel consumption and emissions of polluting gases. Therefore, in 1997 the vehicles called hybrid, whose energy source is the combustion engine and the electric motor, were brought out. In hybrid vehicles there is a reservoir for the combustion engine and a battery for the electric motor. To operate the electric motor it is necessary to charge the battery and to do so, there are some systems: one of which is called regenerative braking, whose principle is to convert part of the kinetic energy from braking into electricity to recharge the battery. This occurs with electric motor being used as a generator. Therefore it is intended throughout this present work to present the constructive shape of a hybrid vehicle, concept, operation, legislation of brake systems and to make a comparison between a conventional vehicle brake friction and a vehicle with regenerative braking system in order to spread knowledge of something that will soon be the new trend in our country.

Keywords: Brakes. Regenerative brake. Hybrids vehicles.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Publicidade de veículos elétricos do início do século XX.....	17
Figura 2 – Protótipo Ford Comuta em 1967.....	19
Figura 3 – Protótipo veículo elétrico GM 512.....	20
Figura 4 – Veículo híbrido Prius fabricado pela Toyota em 1997.....	21
Figura 5 – Sistema de coordenadas SAE.....	23
Figura 6 – Determinação do CQ na posição longitudinal.....	25
Figura 7 – Determinação do CG na posição transversal.....	26
Figura 8 – Determinação do CQ na posição vertical.....	27
Figura 9 – Determinação do ponto de CG para o veículo carregado.....	28
Figura 10 – Passeio longitudinal do CG.....	29
Figura 11 – Componentes do freio a tambor.....	31
Figura 12 – Sapata primária e secundária do freio a tambor.....	32
Figura 13 – Modelo de freio a tambor Simplex.....	33
Figura 14 – Modelo de freio a tambor Duplex.....	34
Figura 15 – Modelo de freio a tambor Duo-Duplex.....	34
Figura 16 – Modelo de freio a tambor duo-servo.....	35
Figura 17 – Fator freio x nível de atrito.....	35
Figura 18 – Componente do freio a disco.....	36
Figura 19 – Exemplo de disco sólido e disco ventilado.....	37
Figura 20 – Exemplo de funcionamento da pinça fixa.....	38
Figura 21 – Exemplo de funcionamento da pinça flutuante.....	39
Figura 22 – Exemplo de funcionamento do pinça deslizante.....	40
Figura 23 – Exemplo de pastilha de freio.....	41
Figura 24 – Exemplo em corte de válvula de corte fixo.....	42

Figura 25 – Exemplo de válvula de corte em posição aberta.....	43
Figura 26 – Exemplo de válvula de corte em posição fechada.....	43
Figura 27 – Distribuição de frenagem com válvula de corte.....	44
Figura 28 – Esquema de válvula sensível a carga.....	45
Figura 29 – Distribuição de frenagem com válvula sensível a carga.....	46
Figura 30 – Distribuição de frenagem da válvula de corte sensível a pressão.....	47
Figura 31 – Distribuição de frenagem da válvula de corte sensível a desaceleração.....	48
Figura 32 – Instalação do servo-freio.....	49
Figura 33 – Modelo de servo-freio a vácuo de dupla câmara.....	50
Figura 34 – Servo-freio acionado.....	51
Figura 35 – Servo-freio desacionado.....	52
Figura 36 – Cilindro mestre duplo com válvula central.....	53
Figura 37 – Componentes de um sistema de freio convencional.....	55
Figura 38 – Configurações hidráulicas típicas do sistema de freio.....	57
Figura 39 – Correção entre velocidade do veículo e distância de frenagem.....	63
Figura 40 – Critérios para correção da direção do veículo durante frenagem.....	64
Figura 41 – Critério para aprovação da estabilidade do veículo durante frenagem.....	65
Figura 42 – Teste de freio de estacionamento estático.....	69
Figura 43 – Arquitetura híbrido em série.....	72
Figura 44 – Arquitetura híbrido em paralelo.....	73
Figura 45 – Arquitetura híbrido em série paralelo.....	73
Figura 46 – Arquitetura híbrido complexo.....	74
Figura 47 – Configuração mais utilizada no Híbrido em série.....	75
Figura 48 – Mapa de potência x velocidade de um motor de combustão interna.....	77
Figura 49 – Configuração do veículo Híbrido em paralelo.....	79
Figura 50 – Híbrido em paralelo com acoplamento de torque de dois eixos.....	80

Figura 51 – Híbrido em paralelo com acoplamento de torque de um eixo pós transmissão.....	81
Figura 52 – Híbrido em paralelo com acoplamento de velocidade	82
Figura 53 – Híbrido em paralelo com acoplamento de torque e de velocidade.....	84
Figura 54 – Arquitetura utilizada no Toyota Prius de um eixo pós transmissão.....	86
Figura 55 – Arquitetura utilizada no Toyota Prius.....	87
Figura 56 – Diagrama conceitual da frenagem regenerativa.....	88
Figura 57 – Quadrantes de operação da máquina elétrica.....	89
Figura 58 – Exemplo de motor de ímã permanente CA trifásico.....	91
Figura 59 – Corrente alternada.....	92
Figura 60 – Diagrama simplificado 01.....	92
Figura 61 – Diagrama simplificado 02.....	93
Figura 62 – Diagrama simplificado 03.....	94
Figura 63 – Diagrama simplificado 04.....	94
Figura 64 – Torque gerado e velocidade rotacional.....	95
Figura 65 – Estratégia de controle do freio em série com ótima sensação de frenagem.....	96
Figura 66 – Estratégia de controle do freio em série com recuperação ideal de energia.....	98
Figura 67 – Estratégia de controle do freio em paralelo.....	100
Figura 68 – Variação das forças de frenagem com a taxa de desaceleração.....	101

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Classificação internacional dos veículos	59
Tabela 2 – Requisitos para aprovação do teste de frenagem a frio por categoria sem a conexão do motor.....	66
Tabela 3 – Requisitos para aprovação do teste de frenagem a frio por categoria sem a conexão do motor.....	66
Tabela 4 – Procedimento para aquecimento do sistema de freio.do motor.	67
Tabela 5 – Requisitos para aprovação do teste de frenagem a quente por categoria.	67
Tabela 6 – Requisitos do teste dinâmico de freio de estacionamento.	68
Tabela 7 – Velocidade máxima, média de velocidade, energia total de tração, total de energia consumida pelas resistências e energia consumida durante a frenagem em uma distância percorrida de 100 Km por um veículo de passageiro de 1500 kg.....	102
Tabela 8 – Comparativo entre um veículo equipado com sistema de frenagem regenerativa e veículo com sistema de freio convencional..	103

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

<u>Km</u>	<u>Quilômetros.</u>
<u>Km/h</u>	<u>Quilômetros por hora.</u>
<u>GM</u>	<u>General Motors.</u>
<u>OPEP</u>	<u>Organização de Países Exportadores de Petróleo.</u>
<u>Carb</u>	<u><i>California Air Resources Board</i></u> Conselho de Recursos Atmosféricos da Califórnia
<u>ZEV</u>	<u><i>Zero Emmission Vehicle</i></u> Veículo com zero emissão
<u>CG</u>	<u>Centro de gravidade</u>
<u>L</u>	<u>Distância entre eixo</u>
<u>°C</u>	<u>Celsius</u>
<u>CG</u>	<u>Centro de gravidade</u>
<u>EBD</u>	<u><i>Electronic Braking-force Distribution</i></u> Distribuição eletrônica da força de frenagem
<u>ABS</u>	<u><i>Antilock Braking System</i></u> Sistema de frenagem anti-bloqueio
<u>DOT</u>	<u><i>Department Of Transportation</i></u> Departamento de Transporte
<u>FMVSS</u>	<u><i>Federal Motor Vehicle Safety Standards</i></u>
<u>ECE R</u>	<u><i>Economic Commission for Europe Regulation</i></u> Comissão Econômica para Regulamentações da Europa
<u>ABNT</u>	<u><i>Associação Brasileira de Normas Técnicas.</i></u>
<u>CONTRAN</u>	<u>Conselho Nacional de Trânsito.</u>
<u>EV</u>	<u><i>Electric Vehicle</i> (Veículo Elétrico)</u>
<u>HEV</u>	<u><i>Hybrid Electric Vehicle</i> (Veículo Elétrico Híbrido)</u>
<u>Bsfc</u>	<u><i>Brake specific fuel consumption</i></u> Consumo de combustível específico na frenagem
<u>CA</u>	<u>Corrente Alternada</u>
<u>CC</u>	<u>Corrente Continua</u>

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO HISTÓRICA	16
1.1 INICIO E QUEDA DO VEICULO ELÉTRICO.....	16
1.2 RESSURGIMENTO ATRAVÉS DA NECESSIDADE.....	18
2 CONCEITOS DE FRENAGEM	23
2.1 INTRODUÇÃO A DINÂMICA VEICULAR	23
2.1.1 Sistema de coordenadas	23
2.1.2 Centro de gravidade (CG)	24
2.2 SISTEMA DE FREIO	30
2.2.1 Freio a tambor	30
2.2.2 Freio a disco	36
2.2.3 Válvulas reguladoras de pressão	41
2.2.3.1 Válvula de corte fixo.....	42
2.2.3.2 Válvula de corte sensível a carga.....	44
2.2.3.3 Válvula de corte sensível a pressão.....	46
2.2.3.4 Válvula de corte sensível a desaceleração.....	47
2.2.4 Servo-freio	48
2.2.5 Cilindro mestre	52
2.2.6 Fluido de freio	54
2.3 SISTEMAS DE FREIOS CONVENCIONAIS.....	55
3 LEGISLAÇÃO	59
3.1 APLICAÇÃO.....	59
3.2 ESPECIFICAÇÕES.....	60
3.2.1 Sistema de freio de serviço.....	60
3.2.2 Sistema de freio de emergência	60
3.2.3 Sistema de freio de estacionamento.....	61
3.3 TESTES	61
3.3.1 Requisito – Distância de frenagem.	61
3.3.2 Requisito – Estabilidade do veículo em frenagem.....	63
3.3.3 Teste – frenagem a frio	65
3.3.4 Teste – frenagem a quente	66
3.3.5 Teste – freios de estacionamento	68

3.3.6 Requisito – frenagem regenerativa.....	70
4 FRENAGEM REGENERATIVA	71
4.1 ARQUITETURA DOS VEÍCULOS ELÉTRICOS HÍBRIDOS.....	71
4.1.1 Híbrido em série.....	74
4.1.2 Híbrido em paralelo.....	78
4.1.2.1 Acoplamento de torque e de velocidade.....	83
4.2 FUNCIONAMENTO	88
4.2.1 Gerador elétrico.....	91
4.2.2 Sistema de freio do EV e HEV.....	95
4.2.2.1 Frenagem em série com ótima sensação de frenagem	96
4.2.2.2 Frenagem em série com recuperação ideal de energia.....	97
4.2.2.3 Frenagem em paralelo.....	100
4.3 BENEFÍCIOS.....	102
5 CONCLUSÕES.....	106
5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	108
REFERÊNCIAS.....	110

1 INTRODUÇÃO HISTÓRICA

Segundo Baran (2010) a tecnológicas recentes, ao contrario do que muitos acreditam. Embora existam muitos avanços nos veículos atuais como as baterias de íon de lítio e toda tecnologia digital dos carros modernos, não houveram mudanças radicais nos motores elétricos atuais mantendo assim a sua essência.

Os veículos elétricos de fato já foram concorrentes dos veículos a gasolina, porém por diversas razões, desde 1910, tiveram participação marginal na história do automóvel. A partir do lançamento do veículo Toyota Prius em 1997, observa-se o crescente número de lançamentos de veículos híbridos e puramente elétricos, além do aumento no número de tais veículos no mercado automotivo global. Neste capítulo verificaremos a trajetória desses veículos ao longo da história até os dias atuais.

1.1 INICIO E QUEDA DO VEICULO ELÉTRICO

Segundo Goldenberg (2005) no período de 1895 a 1910 os veículos elétricos tinham mais destaque que os movidos a gasolina nos Estados Unidos da América. No ano de 1900 foram produzidos cerca de 1575 veículos elétricos contra 936 veículos a gasolina, um dos motivos do sucesso do veículo elétrico foram os antecessores bondes elétricos, os primeiros sistemas metroviários e os sistemas ferroviários dos países europeus.

De acordo com Hoyer (2008) a história do veículo elétrico é interligada com a história da bateria. Em 1859, o belga Gaston Planté apresentou a primeira bateria de chumbo e acido, onde foi utilizada em diversos veículos elétricos desenvolvidos a partir de 1880 nos Estados Unidos da América, França e Reino Unido. Já em 1901, Tomas Edison desenvolveu a bateria de níquel-ferro com capacidade de armazenamento 40% maior que a bateria de chumbo, porém com custo de produção superior. Além das baterias duas tecnologias impulsionaram a produção desse tipo de veículo e melhoraram o seu desempenho, uma foi o sistema híbrido a gasolina e eletricidade, e o outro foi a frenagem regenerativa capaz de transformar a energia cinética do veículo em movimento em energia elétrica durante a frenagem.

A figura 1 mostra uma publicidade de veículo elétrico do inicio do século.

Figura 1 – Publicidade de veículos elétricos do início do século XX.



FONTE: GOLDEMBERG, Clovis; LEBENSZTAJN, Luiz; PELLINI, Eduardo Lorenzetti.

Porém por volta de 1905 os veículos a gasolina começaram a ganhar mais destaque devido aos seguintes pontos:

- Autonomia de aproximadamente 100 Km para o veículo a gasolina contra 50 Km do elétrico.
- Preço do veículo US\$ 1000 a US\$ 2000 para o veículo a gasolina contra US\$ 1250 a US\$ 3500 para o veículo elétrico.
- Custo operacional do veículo US\$ 0,01/ milha para o veículo a gasolina contra US\$ 0,02 a 0,03/ milha para veículo elétrico.

- Em 1901 foi descoberto grandes campos de petróleo no Texas fazendo com que o custo da gasolina diminuir.

Já entre 1906 e 1910 ficou evidente que os veículos a gasolina eram superiores aos veículos elétricos. Segundo Struben (2006) em 1912 quando os veículos elétricos chegaram a marca de 30.000 a frota de veículos a gasolina já estava em torno de 900.000 veículos.

A partir de 1930, a produção dos veículos elétricos diminuiu ainda mais, onde em algumas cidade dos Estados Unidos da América e Reino Unido, os mesmos eram utilizados para serviços como entrega de leite, coleta de lixo e serviço de entrega. Durante a primeira e segunda guerra foram registrados um aumento na produção desses veículos devido ao racionamento de gasolina e diesel, no Japão após guerra observa-se a popularização do veículo elétrico pelo mesmo motivo citado acima, porém o racionamento cessou após 1950 e a produção foi descontinuada.

1.2 RESSURGIMENTO ATRAVÉS DA NECESSIDADE

Segundo Goldenberg (2005) a partir de 1960 a questão da poluição veicular começa a gerar preocupação na população, sendo que os Estados Unidos da América, em 1967, publicaram regulamentos sobre o assunto, onde a partir de então as montadoras visualizaram o veículo elétrico com uma alternativa para a questão.

A montadora Ford, em 1967, de acordo com Science, lança o protótipo de veículo elétrico Comuta com capacidade de percorrer 60 Km em velocidade de 40 Km/h e é capaz de atingir 60 Km/h. A figura 2 mostra uma ilustração do veículo.

Figura 2 – Protótipo Ford Comuta em 1967.



FONTE: SCIENCE MUSEUM.

Já a montadora GM lançou, em 1968, o protótipo de veículo elétrico GM 512 que tinha algumas vantagens como percorrer 60 Km em trajetos urbanos e 91 Km em estradas de velocidade constante. A taxa de aceleração era de 12 a 13 segundos para chegar a 50 Km/h. A figura 3 mostra abaixo a ilustração do veículo.

Figura 3 – Protótipo veículo elétrico GM 512



FONTE: SCHUTT.

Apesar dos protótipos lançados na década de 60 nenhum deles chegou a ser produzido em larga escala devido a questão ambiental ainda não ter força suficiente.

Nos anos de 1970, segundo Baran (2010), três questões apontaram para o desenvolvimento de novas alternativas tecnológicas renováveis para a produção de energia, são elas:

- Em 1972, o lançamento pelo Clube de Roma do livro limites para o crescimento, onde é chama a atenção para a exploração de recursos naturais não renováveis.
- Em 1973, a crise do petróleo causada pelos embargos da OPEP trazendo racionamento em diversos países.
- A conscientização sobre o uso da energia nuclear como a segurança operacional e destino dos resíduos radioativos.

Também na mesma década, em 1976, o Departamento de Energia dos Estados Unidos da América criou um programa de desenvolvimento de carros elétrico e híbridos. O intuito era realizar uma pesquisa e difundir as vantagens no uso de tais veículos, pensando para aumentar a aceitação do público. Porém mesmo com muitas iniciativas para criação de veículos com fontes

alternativas, na década de 70 não houve avanço na produção desses veículos, devido ao fato dos mesmos serem ainda muito inferiores aos competidores convencionais.

O entusiasmo voltou mesmo no fim dos anos 80, segundo Goldenberg (2010), onde os veículos elétricos ganharam apoio de governantes, ambientalistas e fabricantes de veículos em todo o mundo. No início dos anos 90 o estado da Califórnia, nos Estados Unidos da América, criou as primeiras normas regulatória de emissão zero. A Carb (*California Air Resources Board*) órgão do governo responsável por monitorar a qualidade do ar do estado da Califórnia, definiu uma cota de vendas de veículos com emissão zero. De acordo com a legislação do estado citado acima, cada fabricante de veículos receberia US\$ 5.000 para cada ZEV (*Zero-emission-vehicle*) vendido dentro da cota, a partir de então a GM e Honda iniciaram o desenvolvimento de veículos elétricos viáveis ao mercado.

Em 1997, a fabricante Toyota, lança no mercado japonês o veículo híbrido Prius, veículo sedã de 04 portas. Segue abaixo figura do veículo:

Figura 4 – Veículo híbrido Prius fabricado pela Toyota em 1997.



FONTE: TOYOTA.

Segundo Baran (2010) a Honda foi a primeira a lançar um veículo híbrido no mercado norte americano, o híbrido Insight, no qual obteve sucesso imediato. Em 2000 foi a vez do Prius chegar em solo norte americano, onde encontrou um sucesso muito maior que o esperado pela fabricante japonesa Toyota, o mesmo aconteceu no mercado europeu. Em 2003, a Honda lançou o Civic híbrido e em 2004 a Ford lançou o Escape, utilitário esportivo na versão híbrida.

Como visto a partir de então o mercado automotivo inicia uma nova fase, no qual veículos elétricos e híbridos são desenvolvidos e aperfeiçoados com o objetivo de diminuir a dependências de combustíveis não renováveis e conseqüentemente a emissão de poluentes no meio ambiente. Segundo a fabricante Toyota, a família Prius obteve 52 % do mercado híbrido americano na primeira metade de 2012, registrando a marca de 1,2 milhões de veículos vendidos na América do Norte e 2,9 milhões no restante do mundo (dados de 30 de junho de 2012).

Em 2009, foi criado nos Estados Unidos da América o *American Clean Energy and Security Act 2009*. Lei esta que estabelece que a Secretaria de Energia e as distribuidoras de energia desenvolvam um plano para desenvolvimento de redes inteligentes integradas com suporte a tecnologia PHEV – *Plug in Hybrid Electric Vehicle*¹. Junto com a lei definiu-se uma quantia de US\$ 50 bilhões, até 2020, como assistência financeira para as montadoras que se dedicarem ao desenvolvimento de veículos híbridos.

¹ Plug in Hybrid Electric Vehicle são veículos equipados com baterias recarregáveis, que podem ser carregadas diretamente da rede de distribuição de eletricidade.

2 CONCEITOS DE FRENAGEM

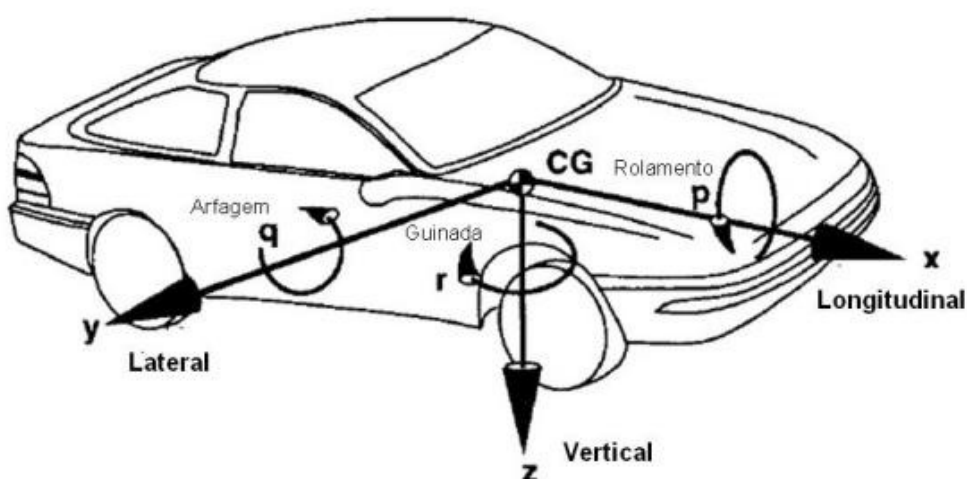
2.1 INTRODUÇÃO A DINÂMICA VEICULAR

A dinâmica veicular é uma área de estudo do movimentos dos veículos, automóveis, ônibus e caminhões em uma superfície de rolamento. Segundo Gillespie (1992), os movimentos interessados são a aceleração, a frenagem, a trajetória e o comportamento em curva. O comportamento da dinâmica do veículo é dado pela imposição de forças no veículo como gravidade, aerodinâmica e principalmente nos pneus devido ao contato direto com o pavimento. Tais forças são observadas pelo motorista como vibrações, ruídos e através dos instrumentos do veículo (Velocímetro, rotação do motor, temperaturas e etc...). Outro fator importante e que influência na dinâmica do veículo é o meio ambiente, pois o mesmo afeta o veículo e o motorista, o veículo através das condições da estrada e condições do ar (resistência aerodinâmica). Já o motorista é afetado pelo clima e visibilidade.

2.1.1 Sistema de coordenadas

De acordo com Gillespie (1992), convencionalmente os movimentos do veículo são referenciados a um sistema de coordenadas ortogonais fixados no CG do veículo, em acordo com a convenção de coordenadas SAE. A figura 5 mostra esta convenção.

Figura 5 – Sistema de coordenadas SAE



FONTE: Gillespie (1992)

X – Eixo longitudinal e parte dianteira do veículo.

Y – Eixo lateral e lado direito do veículo.

Z – Eixo vertical e descendente ao veículo.

p – Rolamento (*Roll*) referente ao eixo X.

r – Guinada (*Yaw*) referente ao eixo Z.

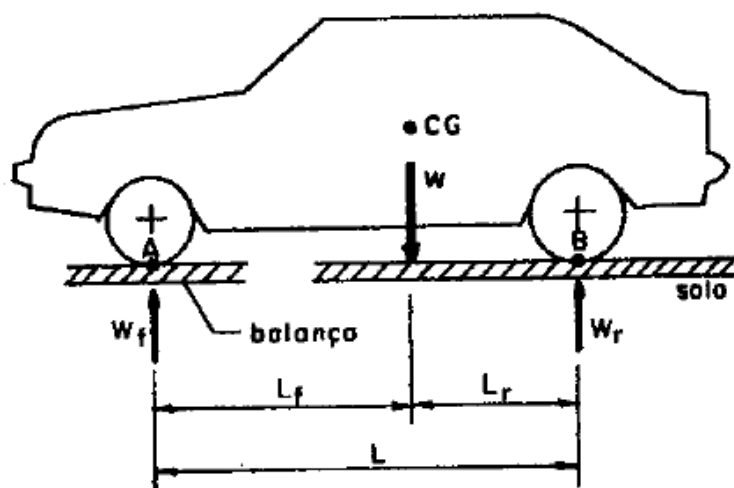
q – Arfagem (*Pitch*) referente ao eixo Y.

Podemos dizer que o estudo dinâmica veicular é dividido em três partes, sendo elas: Dinâmica Longitudinal, Dinâmica Lateral e Dinâmica Vertical. Em dinâmica longitudinal estuda-se o movimento do veículo no eixo longitudinal relacionado a performance, segurança, aceleração, retomada de velocidade, capacidade para desaceleração e estabilidade em frenagem. Já em dinâmica vertical estuda-se as acelerações e desacelerações no eixo vertical relacionado com o nível de conforto do veículo e suspensão. Em dinâmica lateral estuda-se o comportamento do veículo em curva, estabilidade direcional, sistema de direção e distribuição de massa no veículo.

2.1.2 Centro de gravidade (CG)

O posicionamento do CG no veículo é muito importante para a determinação de suas características de desempenho e estabilidade, segundo Canale (1989). É possível determinar a posição do CG pesando o eixo traseiro dianteiro e traseiro do veículo, conforme figura 6 abaixo, onde o modelo apresentado é para um veículo com peso em ordem de marcha, ou seja, peso do veículo somente com todos os equipamentos e fluidos necessários para o funcionamento do mesmo.

Figura 6 – Determinação do CQ na posição longitudinal.



FONTE: Canale (1989)

Segundo Canale (1989), com o valor conhecido de L e o resultado da medição de W_f e W_r obtém-se W .

$$W_r = W - W_f. \quad (2.1)$$

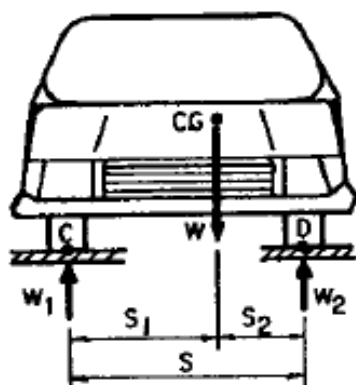
O valor de L_f e L_r é dado pela somatória dos pontos A e B da ilustração acima.

$$L_f = \frac{W_r * L}{W} \quad (2.2)$$

$$L_r = \frac{W_f * L}{W} \quad (2.3)$$

Da mesma forma acima é possível encontrar o CG na posição vertical, conforme Figura 7, abaixo:

Figura 7 – Determinação do CG na posição transversal.



FONTE: Canale (1989).

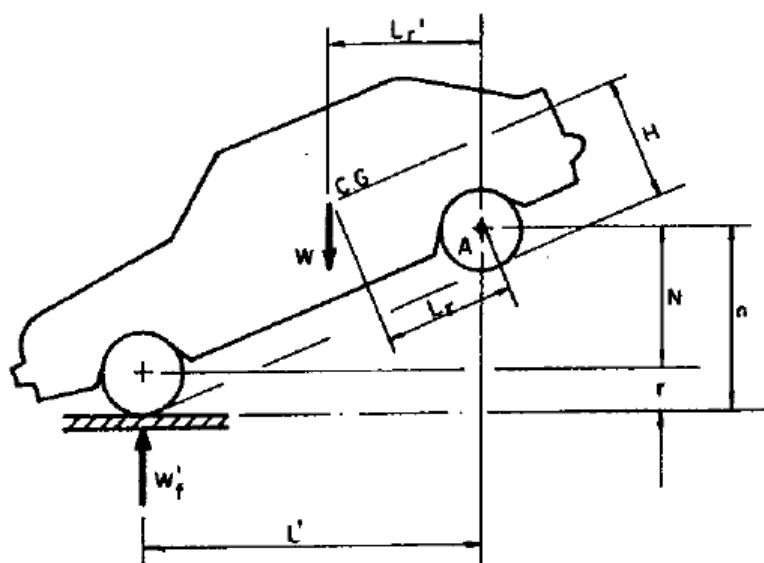
Com valor conhecido de W e S , obtêm-se os valores de S_1 e S_2 através da somatória dos pontos C e D :

$$S_1 = \frac{W_2 * S}{W} \quad (2.4)$$

$$S_2 = \frac{W_1 * L}{W} \quad (2.5)$$

Para se obter a posição do CG na vertical o trabalho é complicado, pois segundo Canale (1989), deve-se elevar a parte traseira do veículo até uma quantidade “ n ” qualquer, conforme figura 8 abaixo. Recomenda-se também aumentar a pressão dos pneus para uma medição de altura mais precisa em relação ao solo.

Figura 8 – Determinação do CG na posição vertical.



FONTE: Canale (1989).

Com a elevação a uma altura “n” é possível medirmos o valor de Wf' . Lembrando que as molas da suspensão devem estar travadas e a posição do CQ na longitudinal conhecido, ou seja, o valor de Lr' descrito acima.

Através da somatória em torno de “A” obtemos:

$$Lr' = \frac{Wf' * L'}{W} \quad (2.7)$$

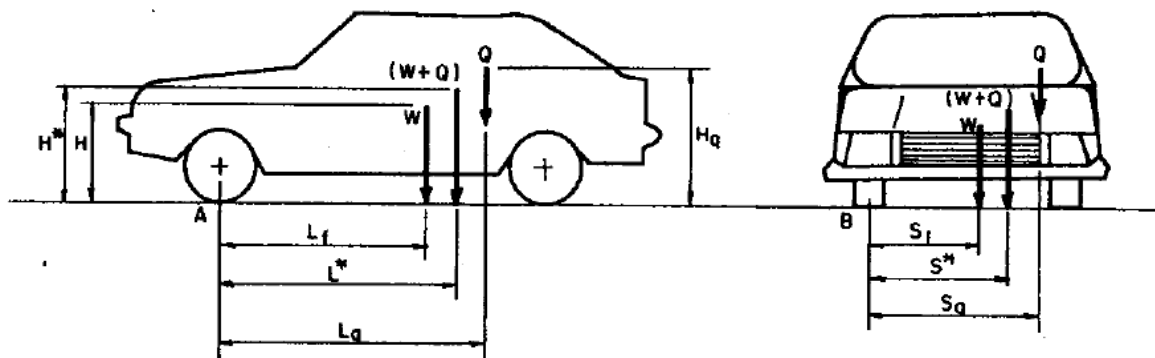
Sendo que $L'^2 = L^2 - N^2$ e substituindo em 2.7 obtemos:

$$Lr' = \frac{Wf'}{W} * \sqrt{L^2 - N^2} \quad (2.8)$$

Onde $N = n - r$.

Para um estudo mais abrangente podemos determinar o ponto de CG para o veículo carregado da mesma forma que determinamos acima. Figura 9 abaixo ilustra o veículo carregado.

Figura 9 – Determinação do ponto de CG para o veículo carregado.



FONTE: Canale (1989).

Através da somatória em torno de “A”, para vários carregamentos, temos a posição do CG para eixo longitudinal:

$$L'' = \frac{W \cdot L_f + \sum Q \cdot L_q}{W + \sum Q} \quad (2.9)$$

Através do somatório em torno do “B”, para vários carregamentos, temos a posição do CG para eixo transversal:

$$S'' = \frac{W \cdot S_1 + \sum Q \cdot S_q}{W + \sum Q} \quad (2.10)$$

E da mesma maneira é possível determinar a posição do ponto de CG para o eixo vertical:

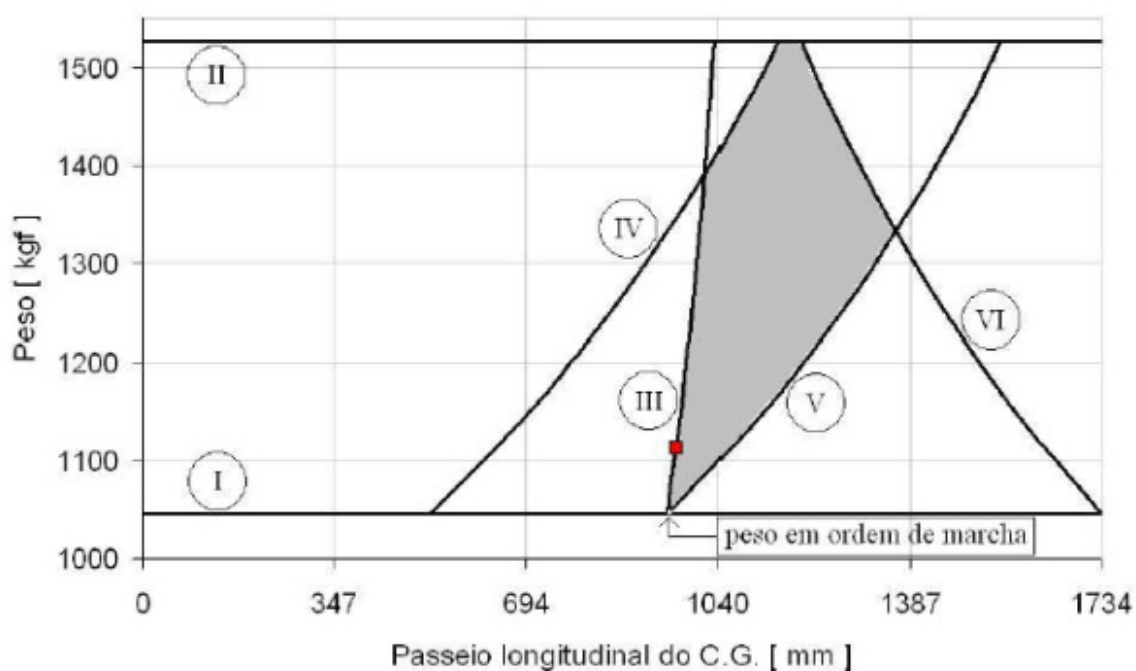
$$H'' = \frac{W \cdot H + \sum Q \cdot H_q}{W + \sum Q} \quad (2.11)$$

Com a execução dos cálculos acima pode-se concluir que a posição do CG do veículo varia de acordo com o carregamento do mesmo, isso afeta diretamente o comportamento do veículo em frenagem, desempenho em rampa e entre outros fatores. Porém as normas de freios estabelecem os requisitos mínimos de desempenho veicular sob qualquer carregamento permissível, entende-se por carregamento permissível aquele que respeita os limites impostos pelos fabricantes. Portanto para se conhecer as posições do CG e poder entender as suas consequências, Canale (1991) utiliza um método chamado “passeio pelo centro de gravidade”, técnica essa que é

utilizada para projetos aeronáuticos. Esta técnica tem como base as dimensões do veículo, limites de carregamento dos eixos, rodas e o limite de carga do veículo.

Figura 10 mostra exemplo de gráfico de passeio pelo CG.

Figura 10 – **Passeio longitudinal do CG.**



FONTE: Canale (1991).

Segundo Gioria (2008), a figura 10 apresenta a aplicação do método do passeio do CG em um veículo de passeio para se determinar o passeio longitudinal do CG. Com o peso em ordem de marcha do veículo se traça a reta (I) e com o peso total máximo do veículo se traça a reta (II). A curva (III) representa o carregamento do banco dianteiro a partir do peso em ordem de marcha. A curva (IV) limita o peso máximo do banco dianteiro. Da mesma forma, a curva (V) representa o carregamento do porta malas a partir do peso em ordem de marcha, e a curva (VI) o limite máximo de peso no porta malas. A área em destaque, ou delimitadas pelas curvas, é o passeio longitudinal do CG do veículo de acordo com o carregamento. O ponto destacado na curva (III) é chamado de peso operacional, que é o peso em ordem de marcha somado com o peso de um motorista de 75kgf no banco dianteiro.

2.2 SISTEMA DE FREIO

Assim como todo veículo necessita se movimentar utilizando a sua motorização, seja ela a combustão, elétrica ou ambas, o veículo também necessita reduzir a velocidade e parar utilizando um sistema de freio. Basicamente o sistema de freio tem como função permitir o usuário diminuir a velocidade, controlar o veículo durante a desaceleração em situações normais de uso ou até mesmo em um parada emergencial. Os sistemas de direção e o sistema de freio são os mais importantes na prevenção de acidentes.

Segundo Limpert (1992), a frenagem envolve a transformação das energias cinética e potencial do veículo em energia térmica. O projeto de freio deve considerar os fatores de estabilidade de frenagem, frenagem na curva, distância parada, desgaste do freio e análise térmica do sistema.

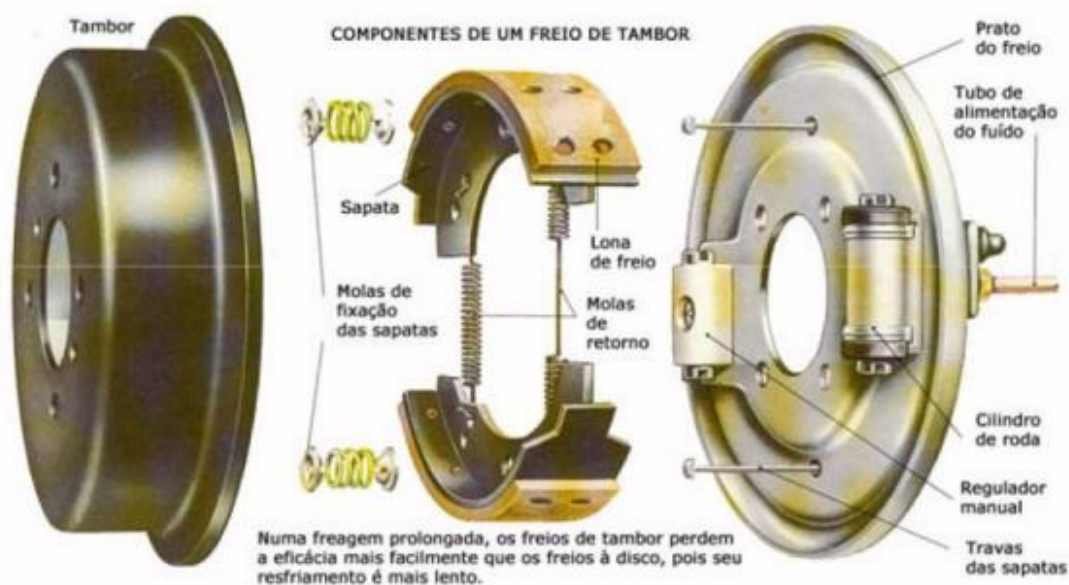
Atualmente são utilizados no setor automotivo os freios a disco e os freios a tambor, onde a legislação não determina qual o tipo de sistema a ser utilizado e sim os requisitos mínimos de frenagem a serem respeitados.

2.2.1 Freio a tambor

Os freios a tambor, segundo Viveros (2010), são amplamente utilizados no mercado automotivo brasileiro de veículos de passeios e comerciais, devido ao seu baixo custo quando comparado com os freios a disco. O freio a tambor consiste de um tambor girando solidário a roda do veículo e sapatas presas ao chassi nas quais onde as lonas se alojam, a força de frenagem é gerada pela compressão das lonas na superfície interna do tambor.

A figura 11 mostra um exemplo de freio a tambor e seus componentes.

Figura 11 – Componentes do freio a tambor.



FONTE: Raszl (2012).

Segundo Gillespie (1992), o freio a tambor foi muito utilizado por causa do alto fator de freio² e a fácil incorporação do sistema de freio. Porém por outro lado, o freio a tambor pode não ser tão consistente no desempenho de torque quanto ao freio a disco.

As taxas de desaceleração devem ser mantidas sob frenagem contínua e repetidas paradas a partir de altas velocidades, segundo o Guia Bosch (1995), os freios devem ter as seguintes características: absorção e dissipação térmica adequada, escoamento de ar sobre os freios suficiente para dissipar o calor gerado durante a frenagem e as pastilhas ou lona de freio devem manter suas propriedades de atrito por uma faixa ampla de temperatura.

O freio a tambor é altamente sensível a temperatura, ou seja, pode chegar a temperatura de *fade*³ rapidamente, temperatura na qual o coeficiente de atrito do freio diminui. Segundo Limpert (1992), uma temperatura de 400°C a 427°C não deve ser ultrapassada.

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

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

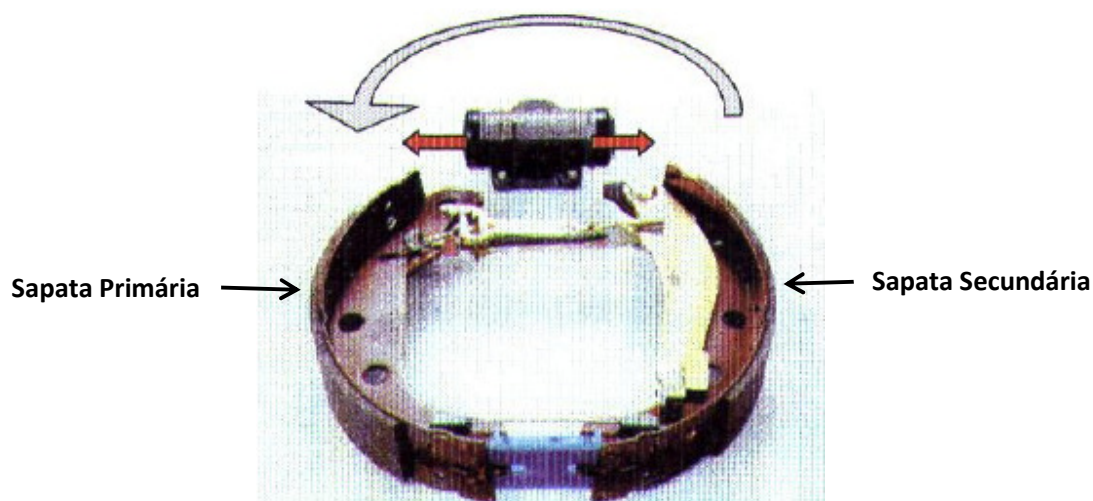
Além do coeficiente de atrito, o diâmetro do tambor aumenta com a temperatura, a 375°C o diâmetro do freio a tambor de um típico carro de passeio pode aumentar de 1 a 1,5mm, com um curso de cilindro de freio correspondentemente mais longo, suficiente para aumentar de 30 a 40% o valor normal do curso do pedal, ou seja, transmitindo a sensação de pedal baixo para o usuário.

Basicamente o sistema de freio a tambor é dado pelo arranjo feito com as sapatas. As sapatas por suas vez são divididas em:

- Sapata Primária (Guiada) – tende a se mover no sentido de rotação do tambor.
- Sapata Secundária (Arrastada) – Recebe a ação do cilindro de roda contrário ao sentido de rotação do tambor.

Figura 12 abaixo mostra as sapatas do freio tambor.

Figura 12 – Sapata primária e secundária do freio a tambor.

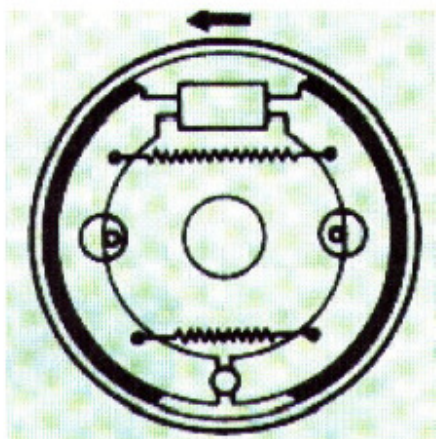


FONTE: Raszl (2012).

Existem 4 diferentes tipos de arranjos de projetos de freio: Simplex, Duplex, Duo-Duplex e o Duo-Servo.

No modelo simplex tem-se uma sapata de freio guiada e a outra arrastada. É configuração mais simples de freio a tambor. Segundo Ralz (2012), ao inverter o sentido de rotação do tambor, a sapata secundária passa a ser primária e a primária passa a ser secundária. A figura 13 abaixo mostra o modelo Simplex.

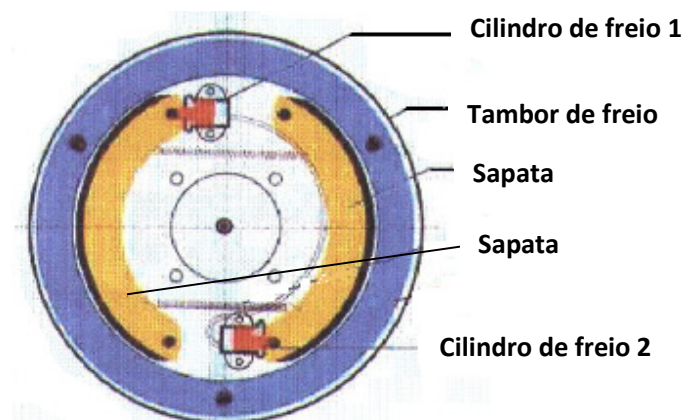
Figura 13 – **Modelo de freio a tambor Simplex.**



FONTE: Raszl (2012).

No modelo duplex tem-se duas sapatas guiadas, ou dependendo do sentido, duas sapatas arrastadas. Este modelo possui dois cilindros de roda, onde cada cilindro aciona uma das sapatas simultaneamente, de tal forma que em um sentido de rotação do tambor, ambas são primárias e, no sentido oposto, as duas são secundárias. A figura 14 abaixo mostra um exemplo de modelo duplex.

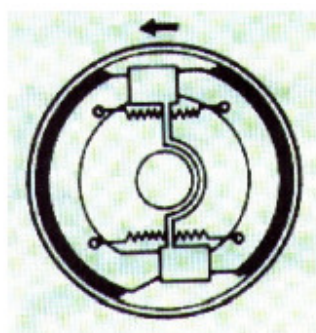
Figura 14 – Modelo de freio a tambor Duplex.



FONTE: Raszl (2012).

No modelo duo-duplex tem-se duas sapatas guiada independente do sentido de giro do tambor de freio. Este sistema possui 2 cilindros de roda, que aplicam forças simultâneas na sapatas de tal forma que o comportamento do sistema independe do sentido de rotação do tambor. A figura 15 abaixo mostra um exemplo de sistema duo-duplex.

Figura 15 – Modelo de freio a tambor Duo-Duplex.

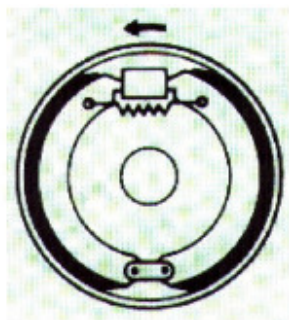


FONTE: Raszl (2012).

E o último modelo é o duo-servo tem-se uma sapata guiada e a outra duplamente guiada independente do sentido. Este sistema possui somente um cilindro de roda, o mesmo aplica uma força na sapata primária que recebe a força do tambor que é transferida para a sapata secundária. Essa reação soma-se à própria ação do pistão na sapata secundária, provocando assim um maior

desgaste na sapata secundária. A figura 16 abaixo mostra um exemplo de sistema de freio duo-servo.

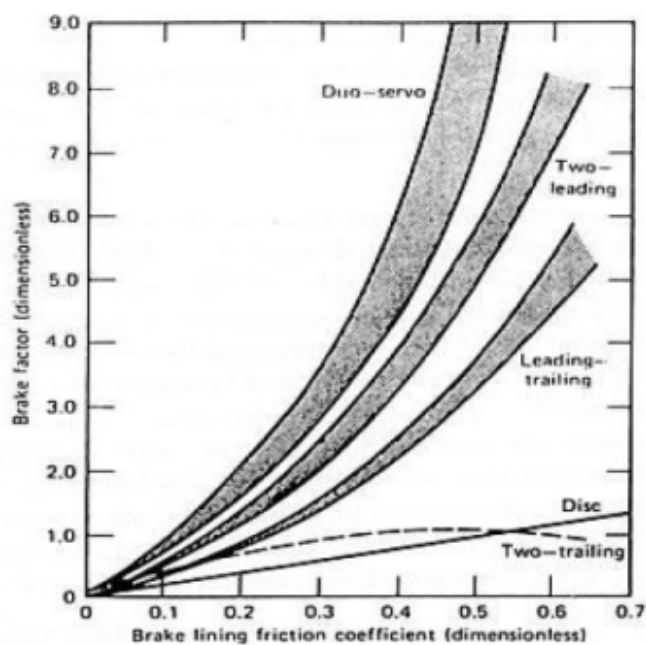
Figura 16 – Modelo de freio a tambor duo-servo.



FONTE: Raszl (2012).

A figura 17 abaixo mostra a relação entre a força exercida pelo cilindro de roda na sapata e a força que a sapata exerce na parede do tambor versus o nível de atrito.

Figura 17 – Fator freio x nível de atrito.

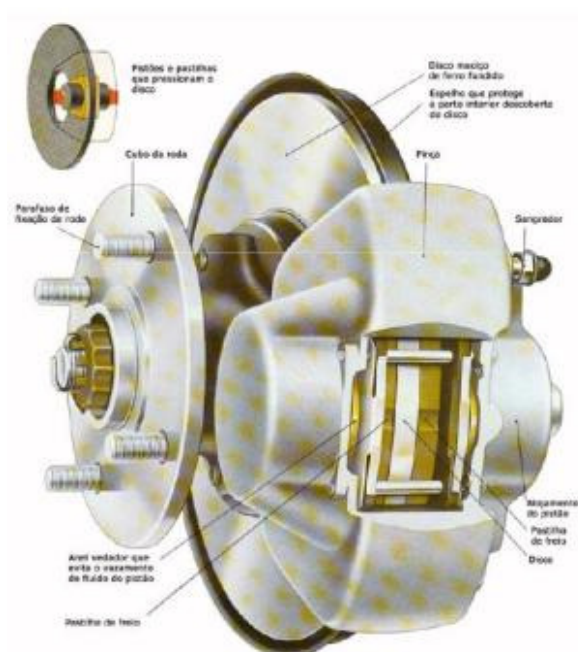


FONTE: Raszl (2012).

2.2.2 Freio a disco

Basicamente o sistema de freio a disco consiste em um disco ou rotor que gira solidário a roda do veículo, a força de frenagem ocorre quando o caliper, ou pinça, pressiona as pastilhas contra o disco que produz o torque do freio. A figura 18 mostra exemplo do freio a disco.

Figura 18 – Componente do freio a disco.



FONTE: Raszl (2012).

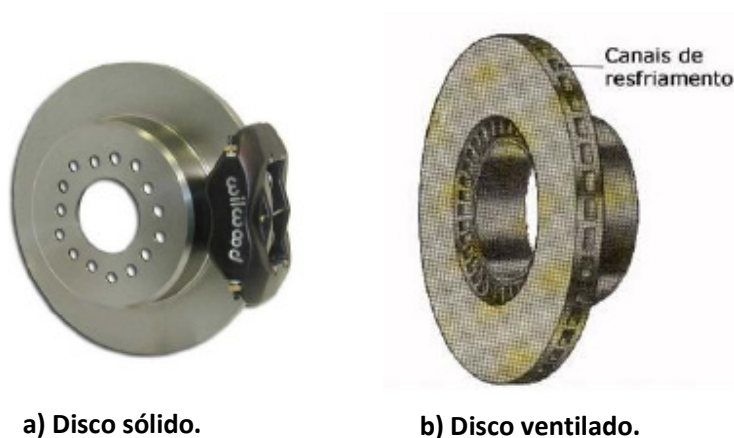
O freio a disco possui maior eficiência e maior linearidade entre o torque de frenagem e o coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco, segundo Gioria (2008). Porém a maior vantagem do freio a disco esta em operar com pouco *fade* à altas temperaturas de 800 a 900°C. O aquecimento do disco de freio aumenta a sua espessura e não causa perda no volume do fluido de freio, ou seja, não apresenta aumento no curso do pedal e não proporciona o efeito pedal solto.

Atualmente existem dois tipos de disco de freio no mercado o tipo sólido e o tipo ventilado. O tipo sólido tem como vantagem a facilidade em sua produção, devido a simplicidade do processo de fabricação que garante o preço baixo do produto. Porém segundo Ralz (2012), o disco de freio

sólido tem uma capacidade limitada de absorver energia liberada durante a frenagem, a falta de um sistema que auxilie na troca de calor com o meio (ar) faz com o sistema apresente um baixo desempenho de frenagem, isso devido após varias frenagens seguidas, o disco não possibilita mais liberar energia absorvida o que ocasiona *fade* e conseqüentemente aumenta a sua distância de frenagem.

Agora o disco ventilado pode contar com vários mecanismos para auxiliar a troca de calor com o meio. Devido a capacidade de troca de calor é o sistema adotado para competições e para o uso nos veículos de passeio em geral. Existem mais de 120 tipos de geometria diferentes para o disco de freio ventilado, porém os utilizados em larga escala é o modelo de palhetas retas. A figura 19 abaixo mostra um exemplo de disco sólido e disco ventilado.

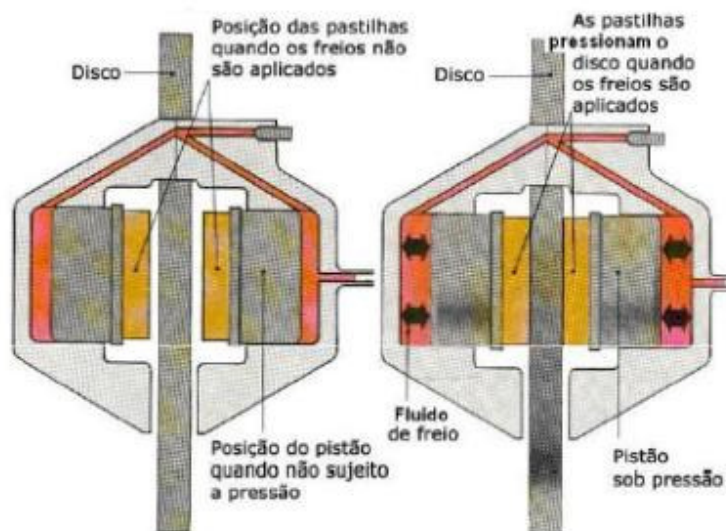
Figura 19 – **Exemplo de disco sólido e disco ventilado.**



FONTE: Ralz (2012).

Outro componente fundamental para o freio a disco é o tipo de pinça, existem três tipos de projeto o fixo, o deslizante e o flutuante. No projeto fixo a pinça é fixada no suporte e possui de dois a quatro êmbolos que empurram as pastilhas contra o disco quando o sistema esta pressurizado. A figura 20 mostra o funcionamento da pinça fixa.

Figura 20 – Exemplo de funcionamento da pinça fixa.

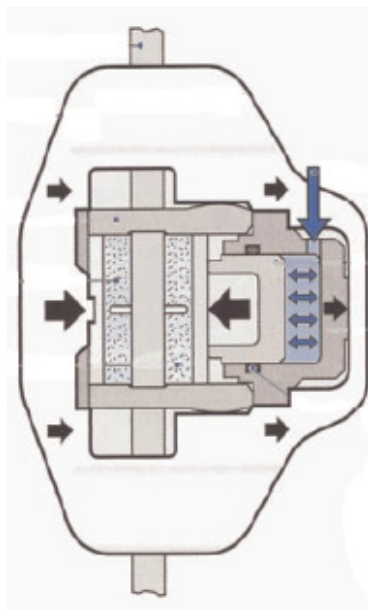


FONTE: Raszl (2012).

Segundo Gardinalli (2005), quando o fluido de freio adentra a câmara ele desloca os êmbolos que empurram a pastilha, que por sua vez atrita com o disco de freio solidário a roda do veículo e quando os freios são liberados, anéis de vedação retornam o pistão para posição. A energia cinética do veículo é dissipada em calor e a velocidade é reduzida. Esse grande calor gerado eleva a temperatura do fluido de freio através de trocas condutivas e convectivas, como pode-se observar o caminho do fluido de freio é muito próximo a região de troca de calor e existe pouca circulação de ar para arrefecimento. Portanto para este tipo de freio é mais comum ocorrer a falha por superaquecimento do fluido de freio que no projeto de pinça deslizante.

O projeto de pinça flutuante utiliza-se somente um embolo, quando o mesmo é acionado a pastilha de freio entra em contato com o disco e simultaneamente o mesmo embolo empurra a carcaça em direção oposta aplicando a pastilha externa contra o disco. A figura 21 abaixo mostra o funcionamento da pinça flutuante.

Figura 21 – Exemplo de funcionamento da pinça flutuante.

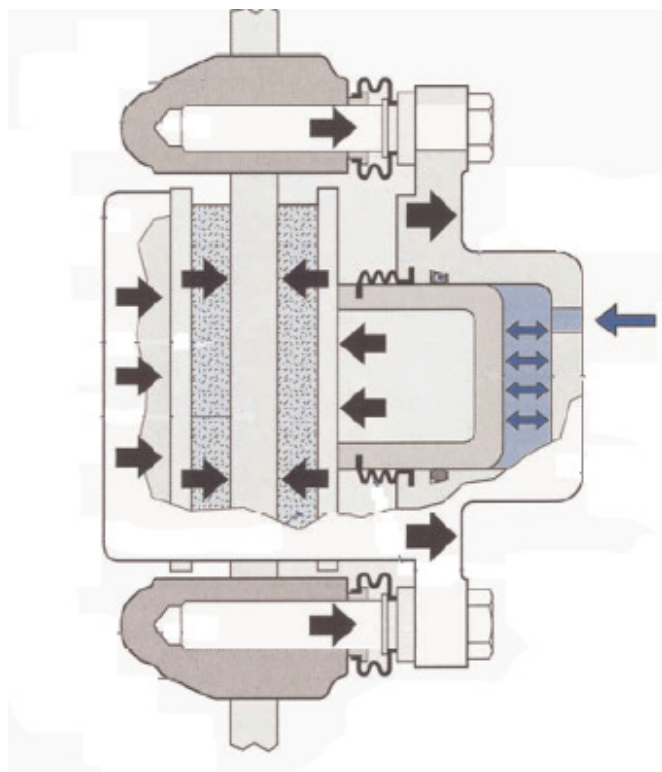


FONTE: Gardinalli (2005).

Pode-se observar que ao fluido de freio adentrar o mesmo movimentava o embolo, que por sua vez movimentava a pastilha e também a carcaça que mantém a pastilha externa. O deslocamento da pinça ocorre sobre duas guias localizadas no corpo fundido da carcaça e do suporte. Este projeto se destaca em relação ao fixo devido a sua instalação requerer pouco espaço, pois não possui embolo do lado externo, o mesmo está menos sujeito ao aquecimento do fluido de freio e tem menos pontos de vazamento.

E o último projeto é o pinça deslizante que se destaca pela manutenção ainda mais simples que o modelo anterior e por ser largamente utilizado nos veículos de passeio do mercado brasileiro, segundo Gardinalli (2005). O projeto pinça deslizante tem basicamente o mesmo funcionamento do pinça flutuante, porém desliza sobre pinos guia invés de se mover sobre guias do suporte. A figura 22 abaixo mostra o funcionamento do pinça deslizante.

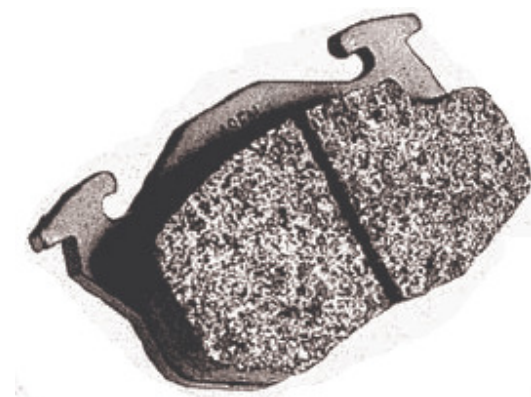
Figura 22 – Exemplo de funcionamento do pinça deslizante.



FONTE: Gardinalli (2005).

E a pastilha de freio complementa o conjunto de freio a disco, abaixo a figura 23 mostra uma exemplo de pastilha.

Figura 23 – Exemplo de pastilha de freio.



FONTE: Gardinalli (2005).

Segundo Gardinalli (2005), as pastilhas de freio mantêm contato com ambas as faces dos disco de freio, onde a mesma é constituída por uma placa metálica, onde em uma de suas faces é depositado o material de atrito. A outra face recebe a ação do êmbolo da pinça, que comprime o material depositado contra o disco de freio e assim gera-se o torque de atrito. O material de atrito é diretamente responsável pelo desempenho do freio e sua composição varia de acordo com a necessidade do projeto, em geral esta composição é baseada em limalhas de ferro, cobre em pó, oxido alumínio, resinas, grafite, antimônio, aglutinantes e redutores de ruído.

2.2.3 Válvulas reguladoras de pressão

Conforme Viveros (2010), durante a frenagem do veículo ocorrem transferências de carga do eixo traseiro para o eixo dianteiro do veículo, ou seja, existe uma variação dinâmica da carga de frenagem nos eixos dianteiro e traseiro. As forças de frenagem aplicadas nas rodas dianteiras do veículo devem ser maiores do que nas rodas traseiras, afim de evitar o travamento do eixo traseiro que causaria a instabilidade do veículo. Porém esta transferência de carga do eixo traseiro para o eixo dianteiro não é um processo linear. Sua magnitude aumenta em função da desaceleração. Por isso é necessário meios suplementares de reduzir pressão nas rodas traseiras em relação a pressão das rodas dianteiras.

Basicamente tem-se os seguintes modelos de válvulas reguladoras de pressão:

- Válvula de corte fixo.

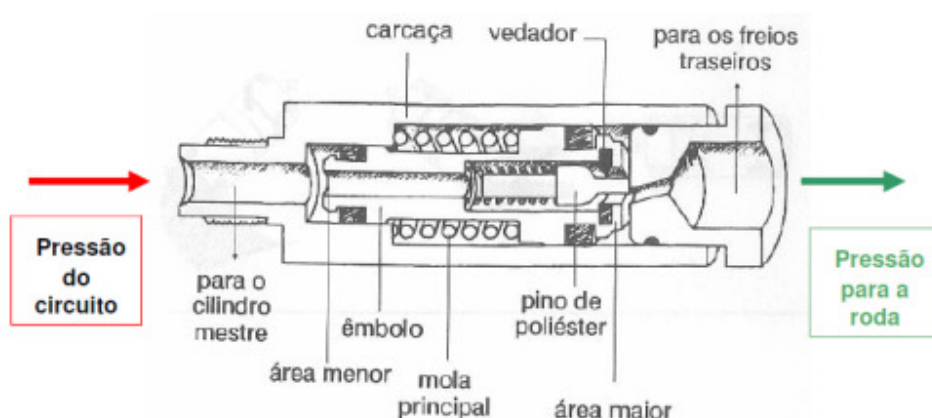
- Válvula de corte sensível a carga.
- Válvula de corte sensível a pressão.
- Válvula de corte sensível a desaceleração.

Segundo Gardinalli (2005), no mercado brasileiro as soluções mecânicas mais conhecidas são as válvulas de corte fixo e as válvulas de corte sensível a carga.

2.2.3.1 Válvula de corte fixo

A válvula de corte fixo são válvulas de baixo custo que permitem o aumento da pressão até o um determinado valor que é chamado de ponto de corte. A partir do ponto de corte, ainda que o motorista aumente a força aplicada no pedal, a pressão no eixo traseiro não aumentará mais. A figura 24 abaixo mostra exemplo dos componentes internos de uma válvula de corte fixo.

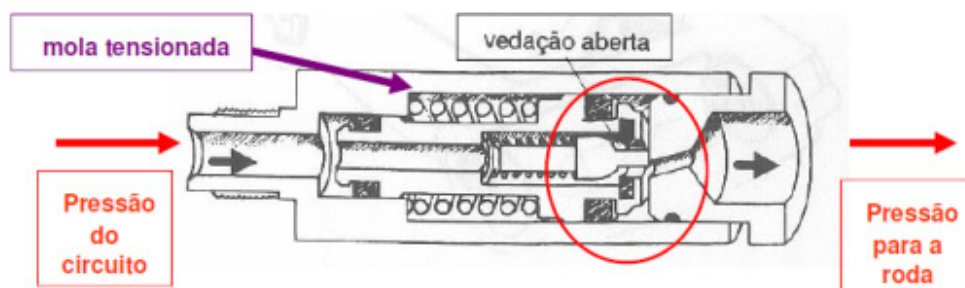
Figura 24 – Exemplo em corte de válvula de corte fixo.



FONTE: Raszl (2012).

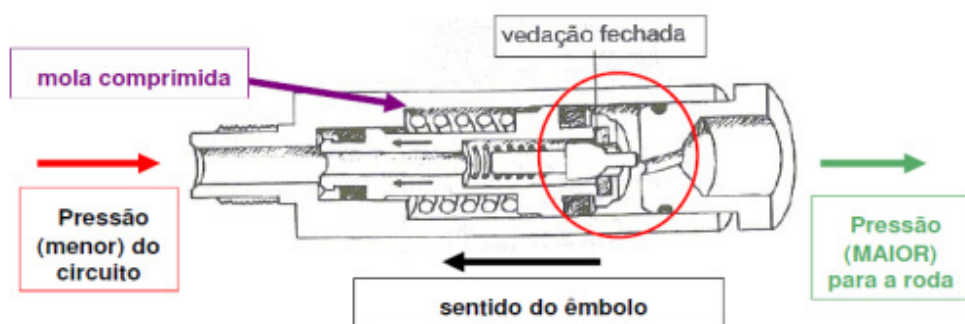
Segundo Raszl (2012), durante o funcionamento da válvula ocorre uma intermitência entre as posições aberta e fechada, pois quando o freio permanece acionado a pressão do lado da área menor aumenta e vence a mola principal, abrindo a passagem para o fluido de freio. Em seguida o fluido passa pela válvula e gera um aumento de pressão na área maior e novamente fecha e passagem. Portanto essa intermitência gera o ponto de corte. As figuras 25 e 26 mostram o funcionamento da válvula em posição aberta e fechada.

Figura 25 – Exemplo de válvula de corte em posição aberta.



FONTE: Raszl (2012).

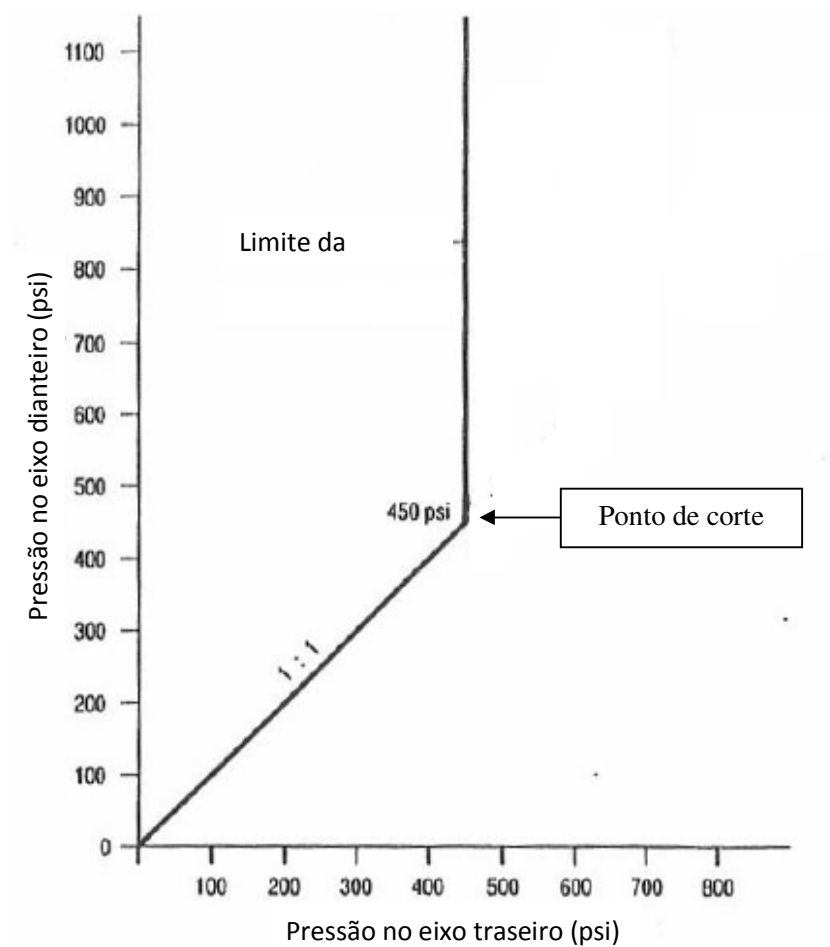
Figura 26 – Exemplo de válvula de corte em posição fechada.



FONTE: Raszl (2012).

A figura 27 na sequência demonstra a distribuição de frenagem utilizando uma válvula de corte, onde pode-se observar no exemplo que o ponto de corte é dado a 450 psi de pressão no eixo traseiro do veículo.

Figura 27 – Distribuição de frenagem com válvula de corte.

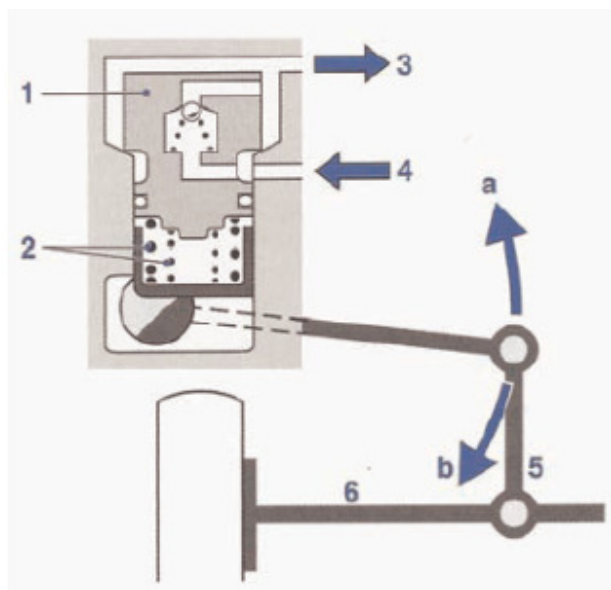


FONTE: Raszl (2012).

2.2.3.2 Válvula de corte sensível a carga

Segundo Gardinalli (2005), a aplicação da válvula sensível a carga tem aumentado no mercado brasileiro não somente em veículos de carga, como *pick ups* leves e caminhões, mas também em *station wagon* e até mesmo em veículo de compactos. A válvula sensível a carga é uma solução mecânica que visa diminuir a pressão nos freios traseiros em função da carga do veículo, uma vez que tem-se infinitas formas de distribuição de carga no veículo. A figura 28 abaixo mostra esquema de uma válvula sensível a carga.

Figura 28 – Esquema de válvula sensível a carga.



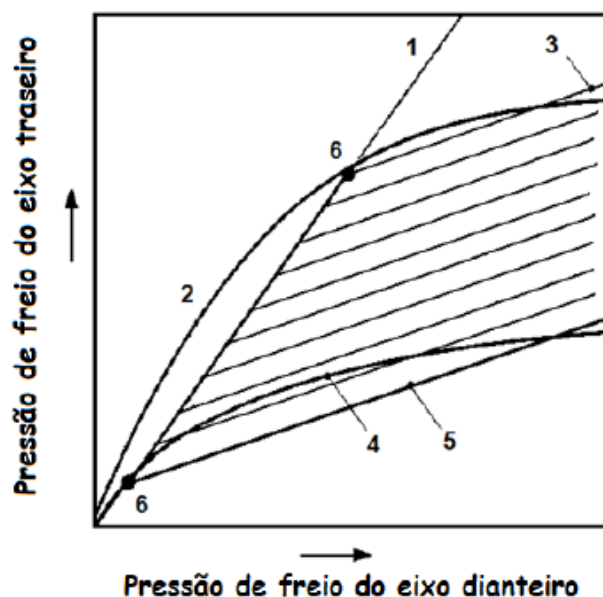
FONTE: Gardinalli (2005).

Na figura 28, (a) representa a condição de um veículo com carga, (b) veículo vazio, (1) êmbolo graduado, (2) molas de controle, (3) saída para os freios traseiros, (4) entrada do fluido vindo cilindro mestre, (5) mecanismo de acionamento e (6) eixo traseiro.

Segundo Gardinalli (2005), de acordo com a carga do veículo o mecanismo de acionamento (6) imprime um tensão de compressão nas molas de controle (2). No início, o fluido pressurizado pelo cilindro mestre entra pelo orifício (4) e encontra o êmbolo graduado (1) na posição superior devido a ação das molas de controle (2), permitindo a passagem sem restrição do fluido pela válvula. Na medição que a pressão no pedal aumenta, a pressão da câmara interna também aumenta tornando-se igual e acaba vencendo a força elástica da mola. Neste momento o ponto de corte ocorre e o embolo graduado (1) passa a vedar totalmente a passagem de fluido entre a sua parte superior e a sede cônica do corpo da válvula. Um novo aumento de pressão dependerá da capacidade da pressão aplicada elevar o êmbolo (1) forçando-o a abrir novamente a passagem para o fluido. E nesta condição o ocorrerá o mesmo que na válvula de corte fixo, pois a área pela qual pressão de entrada passa a agir é menor que a área onde a pressão atuante do freio atua, sendo assim ocorre um aumento de pressão na área maior e fecha a passagem do fluido.

O ciclo acima ocorre para cada posição de carga do veículo, pois de acordo com cada carregamento o mecanismo aplicará uma pré-carga diferente nas molas de controle (2), garantindo assim infinitos pontos de corte diferentes, conforme mostrado na figura 29 abaixo.

Figura 29 – Distribuição de frenagem com válvula sensível a carga.



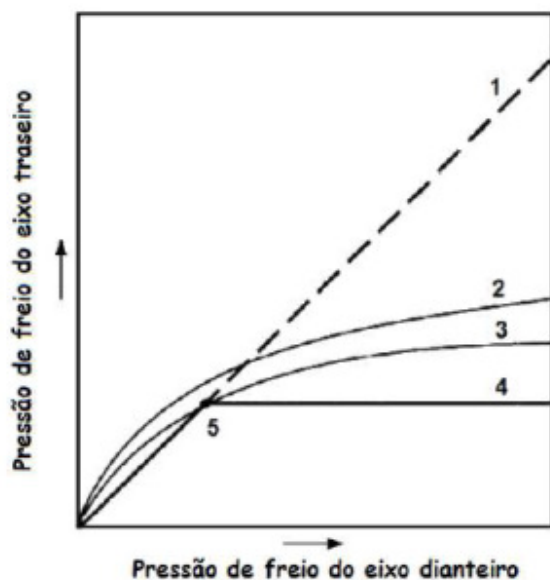
FONTE: Viveros (2010).

Segundo Viveros (2010), temos 1) força de frenagem sem o emprego de válvula, 2) distribuição ideal para um veículo carregado, 3) pressão reduzida por ação da válvula para um veículo carregado, 4) distribuição ideal para um veículo vazio, 5) pressão reduzida por ação da válvula para um veículo vazio e 6) ponto de corte.

2.2.3.3 Válvula de corte sensível a pressão.

Segundo Gioria (2008), a válvula de corte sensível a pressão é também conhecida como válvula limitadora de pressão. A mesma tem aplicação em veículos que o potencial de transferência de carga entre os eixos é restringido por uma capacidade de carga limitada e um baixo CG, como exemplo o carro de corrida. A figura 30 na sequência mostra a distribuição de frenagem da válvula de corte sensível a pressão.

Figura 30 – Distribuição de frenagem da válvula de corte sensível a pressão.



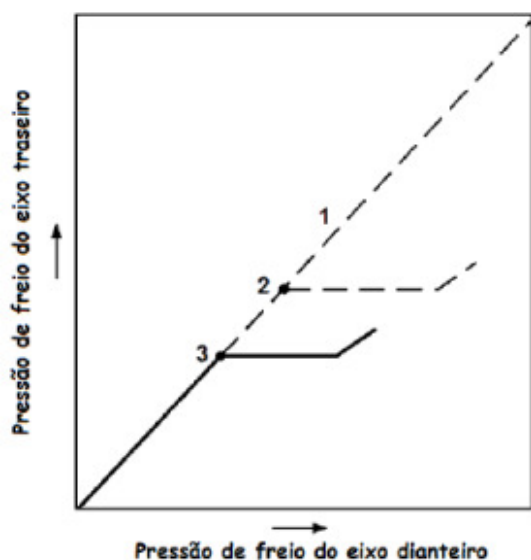
FONTE: Gioria (2008)

De acordo com a figura 30, observa-se 1) distribuição da força de frenagem sem o emprego de válvula, 2) distribuição ideal para veículo carregado, 3) distribuição ideal de um veículo vazio, 4) pressão reduzida por ação da válvula e 5) ponto de corte.

2.2.3.4 Válvula de corte sensível a desaceleração.

Segundo Viveros (2010), as válvulas de corte sensível a desaceleração são usadas em várias aplicações, pois as mesmas oferecem propriedades de compensação efetivas. Devido a pressão de frenagem requerida para manter qualquer taxa de desaceleração dependerá do carregamento do veículo, esta válvula oferece uma operação sensível à carga. A figura 31 na sequência mostra a distribuição de frenagem da válvula de corte sensível a desaceleração.

Figura 31 – Distribuição de frenagem da válvula de corte sensível a desaceleração.



FONTE: Viveros (2010).

Na figura 31 acima tem-se, 1) distribuição de força de frenagem sem o emprego de válvula, 2) ponto de corte para veículo carregado e 3) ponto de corte para veículo vazio.

De acordo com Gioria (2008), existem ainda outros fatores que influenciam na disponibilidade da força de frenagem em cada roda além da transferência longitudinal de carga. Como exemplo, a transferência lateral de carga, similar a transferência longitudinal de carga, porém gerada pela a aceleração lateral que causa rolagem no veículo. Outro fator é o carregamento dos pneus devido as diferentes possíveis distribuições de carga no veículo, apresentado na seção 2.1.2. E ainda variações na aderência na área de contato de cada pneu com o pavimento. Portanto conclui-se que surge a necessidade de controle mais preciso da distribuição de pressão de frenagem, onde EBD (*Electronic Braking-force Distribution*) e o controle individual de frenagem das rodas com o ABS (*Antilock Braking System*).

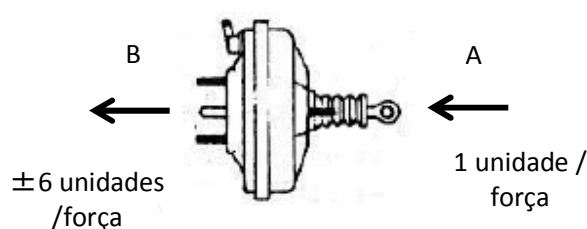
2.2.4 Servo-freio

Segundo Raszl (2012), o servo-freio para aplicações leves é uma unidade servo mecânica, cuja função é auxiliar de maneira exata, controlada, e diminuir o esforço físico do condutor para uma

frenagem segura do veículo. Ou seja, o servo-freio amplifica a pressão aplicada no pedal de freio para reduzir o esforço do condutor.

O servo-freio é montado entre o pedal do freio e o cilindro mestre, com o extensor de acionamento (A) fixado ao pedal de freio e o extensor de saída (B) em contato com o cilindro mestre, conforme figura 32 abaixo.

Figura 32 – Instalação do servo-freio.

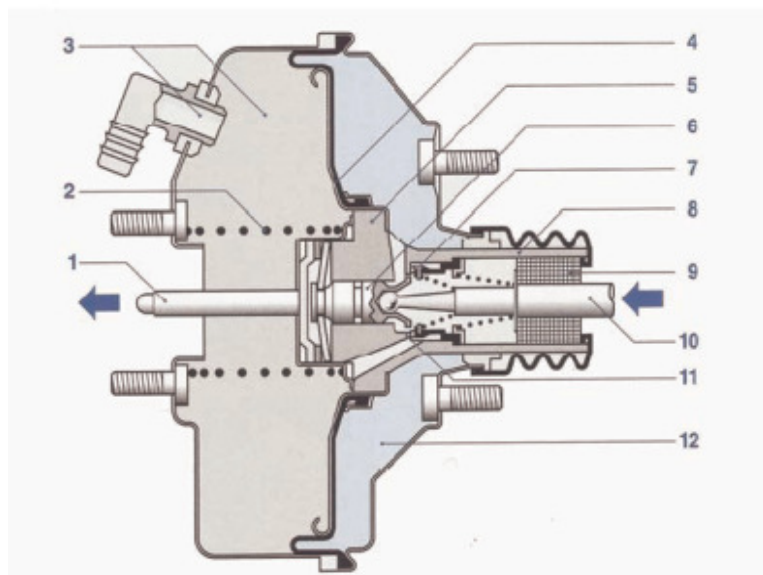


FONTE: Raszl (2012).

O servo-freio utiliza o vácuo criado no coletor de admissão do motor para aumentar a força do extensor de saída (B) em relação à força aplicada sobre o extensor de acionamento (A), podendo chegar ao aumento de aproximadamente 6:1, ou seja, para cada unidade ou força aplicada em A, conforme figura 32, tem-se 6 unidades ou força no extensor (B).

Conforme Gardinalli (2005), o modelo de servo-freio mais utilizado em veículos de passeio é o modelo a vácuo, que aproveita a pressão negativa do coletor de admissão de um motor ciclo Otto. O nível dessa pressão varia entre 500 a 900 mbar abaixo da pressão atmosférica, de acordo com as características construtivas do motor. Existe também o servo-freio hidráulico, mais comum em utilitários, veículos grandes e de carga, onde a assistência provém de uma bomba hidráulica acionada pelo motor do veículo. A figura 33 ilustra o modelo acima de servo-freio a vácuo.

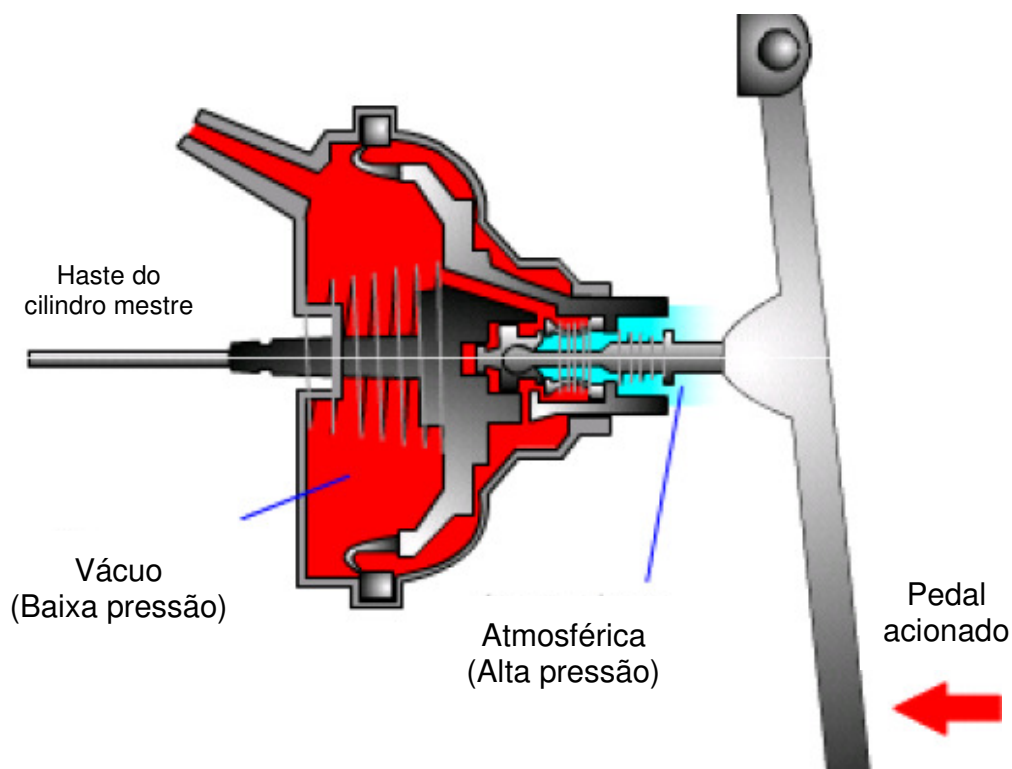
Figura 33 – Modelo de servo-freio a vácuo de dupla câmara.



FONTE: Gardinalli (2005).

No servo-freio a vácuo, uma membrana de borracha (4) está fixada a um disco metálico e separa as câmara de vácuo (3) e de trabalho (12). Quando o freio não está aplicado, as duas câmaras estão conectadas através de condutos pelo interior do corpo da válvula (8). Estabelece-se, desta maneira, vácuo em ambas as câmaras. Ao iniciar o acionamento do pedal de freio, a haste de conexão (10) se move afastando o êmbolo sensor (6), que abre a passagem do ar atmosférico via filtro (9) para a câmara de trabalho (12). Ao mesmo tempo, o movimento da haste de conexão (10) força o isolamento entre as duas câmaras, pela ação de válvula dupla (7) e seu assento (11), para que o ar atmosférico não atinja a câmara de vácuo. A diferença de pressão entre as duas câmaras gera uma força resultante no disco (5) que atua sobre a haste do cilindro mestre (1), assistindo o condutor na atuação do freio. A figura 34 na sequência ilustra o funcionamento do servo-freio durante frenagem.

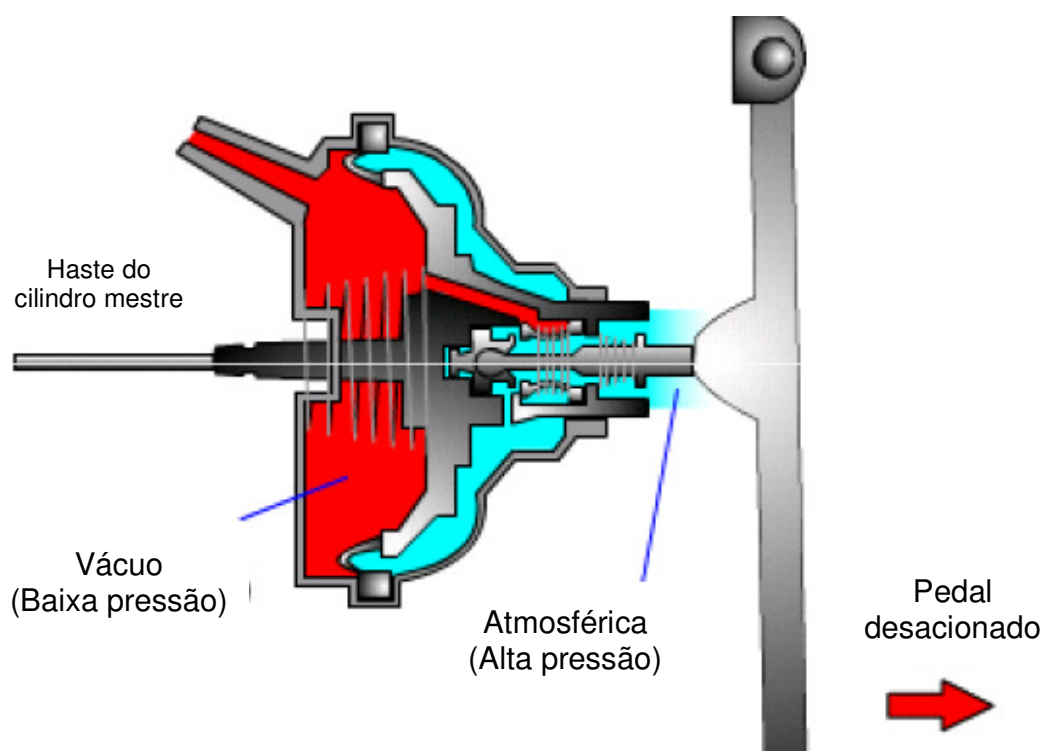
Figura 34 – Servo-freio acionado.



FONTE: Raszl (2012).

Quando o pedal de freio é liberado, a frenagem é interrompida, a membrana retorna por ação da mola (2) e as câmaras de vácuo (3) e trabalho (12) são novamente conectadas, preparando o dispositivo para uma nova frenagem assistida. A figura 35 na sequência ilustra o servo freio após desacionar o pedal de freio.

Figura 35 – Servo-freio desacionado.



FONTE: Raszl (2012).

Conforme Gardinalli (2005), com o conceito empregado neste modelo de servo-freio é garantida a atuação no cilindro mestre mesmo que ocorra uma ruptura na membrana, porém sem a assistência à vácuo. Este se dá em casos de danos a membrana, de forma puramente mecânica. A válvula de retenção (3) permanece aberta enquanto houver vácuo no coletor de admissão. Quando o motor do veículo é desligado, a válvula de retenção assegura um certa quantidade de vácuo no servo-freio, e evita que vapores de combustível contaminem a câmara de vácuo, danificando sua membrana de borracha.

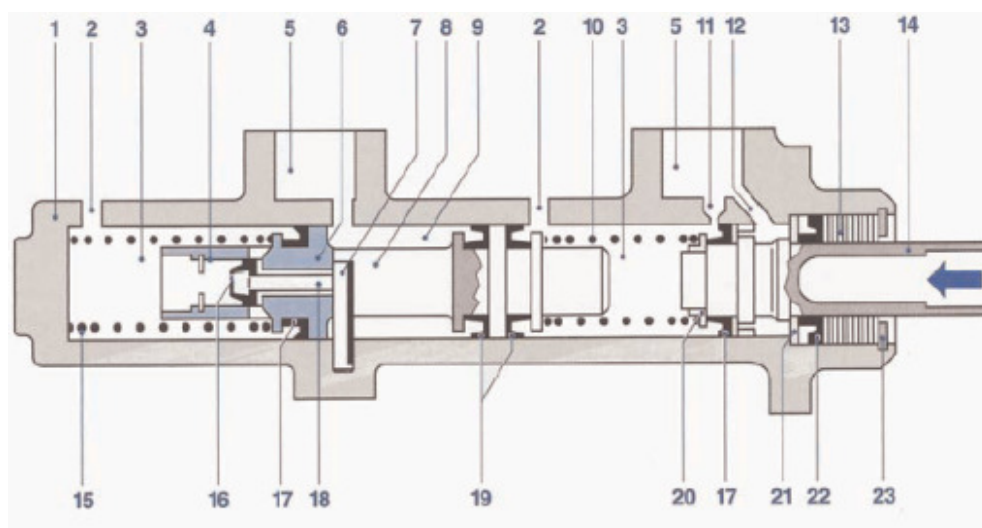
2.2.5 Cilindro mestre

Segundo Gardinalli (2005), o cilindro mestre é responsável pela conversão da força aplicada pelo servo-freio em pressão hidráulica no fluido, para acionamento dos freios das rodas. Basicamente existem 3 tipos de cilindro mestre: cilindro mestre simples, cilindro mestre duplo também conhecido como cilindro mestre *tandem* e o cilindro mestre duplo com válvula central.

Segundo Gioria (2008), as legislações ECE 13R09 e a FMVSS 105, exigem que veículos de passeio sejam equipados usando um cilindro mestre que atenda a dois circuitos de freios independentes, onde o aplicável seria o cilindro mestre duplo. Isto devido ao cilindro mestre duplo possui duas câmaras hidráulicas independentes, ou seja, caso ocorra perda de pressão em algum ponto do sistema de freio, perde-se pressão somente de duas rodas do veículo, possibilitando que os freios das outras rodas continuem operando normalmente.

A figura 36 na sequência mostra um modelo de cilindro mestre duplo com válvula central. Este modelo de cilindro mestre é aplicado em veículo equipados com ABS que requerem o uso da válvula central (16), sem esta ocorreriam danos ao copo central (17) durante as reduções de pressão promovida pelo módulo hidráulico. Já nos veículos sem ABS o modelo de cilindro de mestre duplo é aplicado.

Figura 36 – Cilindro mestre duplo com válvula central.



FONTE: Viveros (2008).

No cilindro mestre duplo com válvula central tem-se, (1) corpo do cilindro mestre, (2) saída para o circuito secundário de freio, (3) câmara secundária, (4) mola da válvula central, (5) conexão com o reservatório de fluido, (6) êmbolo flutuante, (7) batente da válvula central, (8) êmbolo intermediário, (9) câmara intermediária, (10) mola da câmara primária, (11) furo de compensação, (12) furo de retorno, (13) bucha, (14) êmbolo primário, (15) mola da câmara

secundária, (16) selo da válvula central, (17) copo principal, (18) pino da válvula central, (19) copos de isolamento, (20) anel suporte, (21) disco de encosto, (22) copo secundário e o (23) anel elástico.

Segundo Gardinalli (2005), quando o pedal de freio é acionado, o movimento é transmitido para o êmbolo primário (14) através da haste do cilindro mestre, via servo-freio. Ao ultrapassar o furo de compensação (11), êmbolo primário (14) começa a gerar pressão no fluido, que irá movimentar os êmbolos intermediário (8) e secundário (6). Como consequência deste movimento, pino (18) se afasta do batente (7) e o selo (16) fecha o retorno do fluido, iniciando a geração de pressão na câmara secundária também. Os freios de ambos os circuitos, primário e secundário, são acionados pelo deslocamento de fluido gerado nas respectivas câmaras. Quando o pedal de freio é desaplicado, o fluido retorna para o reservatório via câmara intermediária (9) e furo de retorno (12), por ação das molas (10) e (15).

2.2.6 Fluido de freio

Segundo Gardinalli (2005), o fluido de freio é o meio físico empregado para transmitir a energia muscular do motorista, amplificado pelo servo-freio e convertida em pressão hidráulica pelo cilindro mestre, até os freios, ou seja nas todas dianteiras e traseiras do veículo. Sua composição química normalmente está baseada em glicóis.

Tratando-se de fluido de freio uma das características mais importantes é o seu ponto de ebulição, pois os freios possuem regiões de forte elevação de temperatura. Ocorrendo, a presença de bolhas de vapor reduzirá a capacidade de transmissão de energia do cilindro mestre para os freios, já que parte da energia muscular será dissipada para comprimir as bolhas de vapor.

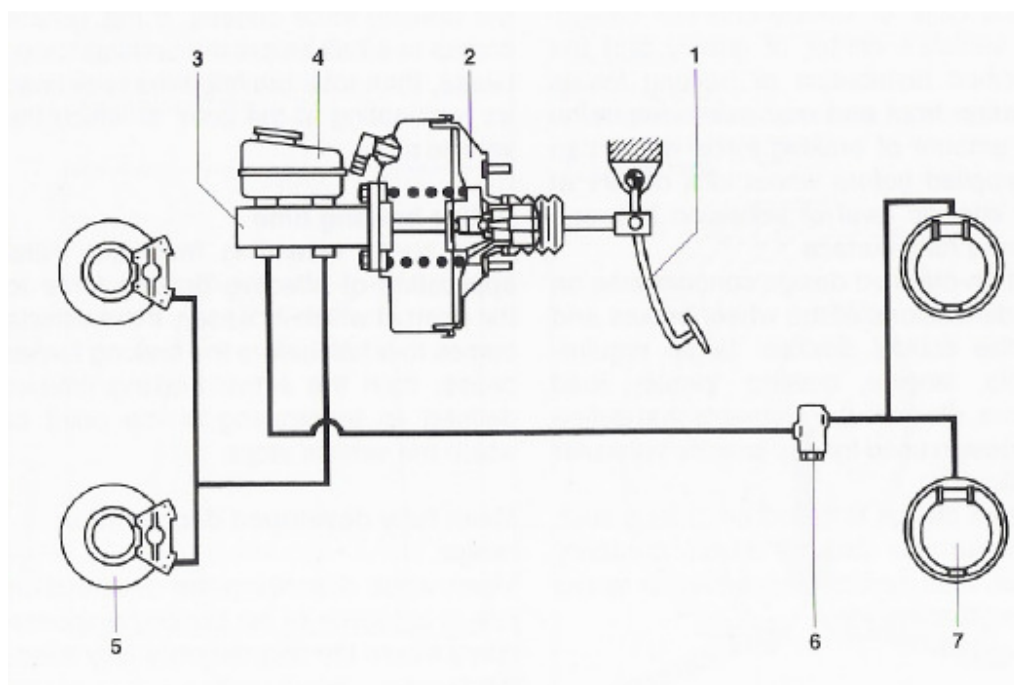
A dependência da viscosidade do fluido com a temperatura deve ser mínima, pois o veículo onde o fluido opera poderá estar exposto a climas frios (-40°C), ao mesmo tempo em que a temperatura do freio se eleva a medida que o mesmo é utilizado durante a viagem. Também a compressibilidade deve ser mínima e estável a temperatura. Uma vez que o freio é um item de segurança, não se pode admitir que o fluido seja corrosivo as parte metálicas ou ataque quimicamente os anéis de vedação em elastômeros existentes no sistema. As propriedades físico-químicas dos fluidos são designadas no Brasil pelas siglas DOT (*“Department Of*

Transportation”), acompanhadas de um ou mais dígitos, conforme norma americana FMVSS 116.

2.3 SISTEMAS DE FREIOS CONVENCIONAIS

Em um sistema de freio convencional, conforma figura 37 na sequência são empregados (1) o pedal de freio, (2) servo-freio, (3) cilindro mestre, (4) reservatório de fluido de freio, (4) freio dianteiros a disco, (6) válvula de corte e freios traseiros a tambor.

Figura 37 – Componentes de um sistema de freio convencional.



FONTE: Gioria (2008).

Portanto o sistema de freio tem o seguinte funcionamento ao ser solicitado pelo motorista, o pedal de freio (1) é acionado pela força muscular do mesmo quem aciona a haste de estradas do servo-freio (2), o servo-freio amplifica a força aplicada em aproximadamente 6 vezes ao movimentar a sua haste de saída. Já a haste de saída do servo-freio movimenta o êmbolo primário do cilindro mestre (3), figura 37 emprega um modelo de cilindro mestre duplo ou *tandem*, o cilindro mestre transforma a força recebida e pressuriza o fluido de freio nas conexões hidráulicas, sendo que parte do fluido de freio é enviado diretamente para atuação dos freios a

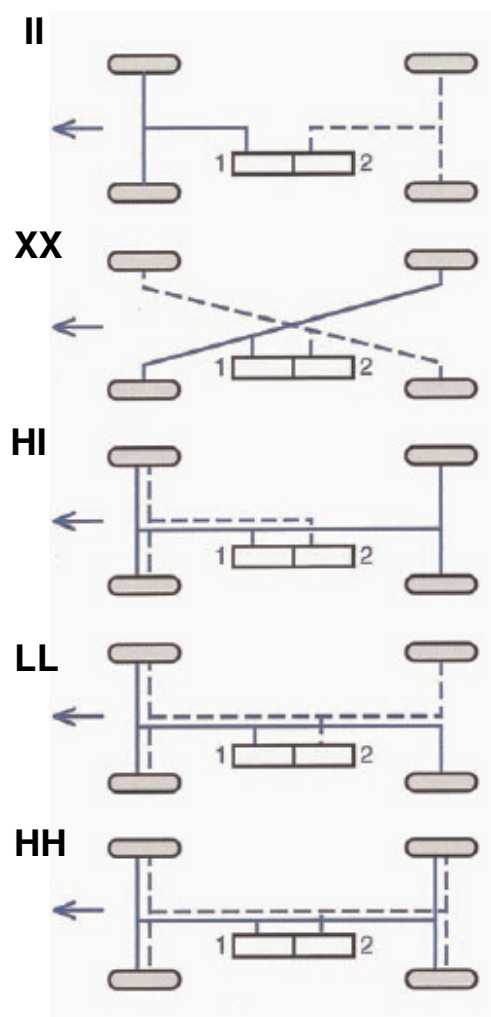
disco (5) na dianteira do veículo e a outra parte é enviada para acionamento dos freios a tambor (7) na traseira do veículo. O fluido de freio enviado para os freios a tambor passa pela válvula de corte (6) que limita a pressão no freio traseiro para evitar o travamento dos mesmos.

Porém segundo Gardinalli (2005), a norma alemã DIN 74000 prevê cinco possibilidades para configuração hidráulicas, designadas como circuitos II, X, HI, LL e HH.

- Configuração II: divisão eixo dianteiro / eixo traseiro. Um circuito freia o dianteiro e o outro o eixo dianteiro, conforme figura 37 acima;
- Configuração X: padrão de distribuição diagonal. Cada circuito freia uma dada roda dianteira e a roda traseira diagonalmente oposta;
- Configuração HI: divisão eixo dianteiro e eixo traseiro / eixo dianteiro. Um circuito freia os eixos dianteiros e traseiros, e um circuito freia somente o eixo dianteiro;
- Configuração LL: divisão eixo dianteiro e roda traseira / eixo dianteiro e roda traseira. Cada circuito freia o eixo dianteiro e uma roda traseira;
- Distribuição HH: divisão eixo dianteiro e eixo traseiro / eixo dianteiro e eixo traseiro.

A figura 38 abaixo exemplifica as configurações hidráulicas descritas acima.

Figura 38 – Configurações hidráulicas típicas do sistema de freio.



FONTE: Gardinalli (2005).

As configurações HI, LL e HH são críticas, pois como existe a conexão freios individuais aos dois circuitos, em caso de falha o veículo poderá ficar sem freios. Porém como visto no capítulo 2.2.5, para atender a legislação o sistema de freio deve possuir circuitos duplos e independentes para caso de falha.

Portanto as configurações II e X são as mais largamente empregadas, e além disso, envolvem menor quantidade de tubos, juntas, conexões, vedações estáticas ou dinâmicas. A configuração II é mais adequada aos veículos utilitários e comerciais leves, pois na eventualidade de uma falha

num dos circuitos, o eixo traseiro, frequentemente sob ação da carga transportada, dificilmente irá ao bloqueio. Já o circuito XX é o preferido em veículos de passeio, pois estes são muito mais suscetíveis ao efeito da transferência dinâmica de carga do que os comerciais. Nestes a distribuição em diagonal garantirá um mínimo de estabilidade em qualquer situação.

3 LEGISLAÇÃO

Sendo o sistema de freio considerado um item de segurança, ou seja, em caso de falha tem potencial de causar acidentes ferindo o usuário, é fundamental a definição de requisitos mínimos para aprovação do sistema. Nos Estados Unidos da América o órgão *Federal Motor Vehicle Safety Standard* utiliza a norma FMVSS 105, para definição do desempenho de frenagem normal e de emergência. Na Europa a norma utilizada é a ECE R13, prescrições para homologação de veículos referente a freios.

No Brasil a norma utilizada para homologação do sistema de freio é a ABNT NBR 10966, que rege sobre o desempenho de sistema de freio para veículos rodoviários. Porém de acordo com o CONTRAN resolução nº 777/93 as normas brasileiras são baseadas nos Regulamentos da Comunidade Europeia, ou seja, na ECE R13.

Portanto ao longo deste capítulo será utilizado como base a ECE R13.

3.1 APLICAÇÃO

A ECE R13 é aplicável aos seguintes casos:

Veículos de categorias M₂, M₃, N e O. Para categoria M₁ é aplicável o adendo R13H. A Tabela 1 abaixo mostra a classificação dos veículos por categoria.

Tabela 1 – **Classificação internacional de veículos.**

	CARROS E ÔNIBUS			VANS E CAMINHÕES			TRAILERS			
Categoria do Veículo	M1	M2	M3	N1	N2	N3	O1	O2	O3	O4
Nº de assentos de passageiros (excluindo o motorista)	≤ 8	> 8	> 8							
Peso máximo do veículo [toneladas]		≤ 5	> 5	≤ 3,5	3,5 a 12	> 12	≤ 0,75	0,75 a 3,5	3,5 a 10	> 10

FONTE: Gioria (2008).

Na sequência estão listados os critérios de aplicabilidade da norma ECE R13:

- Veículos cuja velocidade máxima ultrapasse 25 Km/h;
- Trailers que possam ser acoplados a veículos automotores cuja velocidade média ultrapasse 25 Km/h;
- Veículos adaptados para condutores inválidos.

3.2 ESPECIFICAÇÕES.

Segundo a norma ECE R13 (2011), o sistema de freio deve ser projetado, construído e montado para permitir que um veículo em uso normal, apesar das vibrações às quais poderá ser submetido, atenda às especificações da norma. Deve também resistir ao envelhecimento e corrosão ao qual exposto.

A efetividade do sistema de freio, incluindo os controles eletrônicos, não deve ser afetada por magnetismo ou campo elétrico. É permitido uma falha de detecção de sinal em até 10 ms, contanto que a performance de frenagem não seja afetada.

3.2.1 Sistema de freio de serviço

O freio de serviço deve possibilitar a diminuição progressiva da velocidade do veículo e fazê-lo parar de forma segura, rápida e eficaz, qualquer que seja a velocidade e carga, em uma pista ascendente ou descendente. Deve ser possível graduar esta ação de frenagem. O condutor deve ser capaz de realizar a ação de frenagem sem sair do seu assento e sem mover as mãos do volante da direção.

3.2.2 Sistema de freio de emergência

O freio de emergência deve possibilitar a parada do veículo a uma distância razoável, no caso de falha do freio de serviço. Deve ser possível graduar esta ação de frenagem. O condutor deve ser capaz de realizar esta ação de frenagem sem sair do seu assento, mantendo no mínimo uma das mãos no sistema de freio. Não deve haver mais de uma falha no freio de serviço ao mesmo tempo.

3.2.3 Sistema de freio de estacionamento

O freio de estacionamento deve manter o veículo parado em uma pista ascendente ou descendente, mesmo na ausência do condutor, os elementos que mantêm esta ação de frenagem devem ser puramente mecânicos. O condutor deve ser capaz de realizar esta ação de frenagem sem deixar o seu assento.

3.3 TESTES

Conforme ECE R13 (2011) o sistema de freio deve ser submetido a alguns testes para sua validação e confirmação de eficácia. Segue abaixo alguns requisitos e testes aplicados para aprovação do sistema.

Requisitos básicos para aprovação:

- 1 – Distância de frenagem;
- 2 – Estabilidade do veículo em frenagem.

Testes básicos para aprovação do sistema de freio baseado nos requisitos acima:

- 1 – Teste de frenagem a frio;
- 2 – Teste de frenagem a quente (FADE);
- 3 – Freio de estacionamento.

Requisito específico para veículos equipados com freios regenerativos:

- 1 – Sistema de frenagem regenerativa.

3.3.1 Requisito – Distância de frenagem.

O teste de distância de frenagem é um dos métodos utilizados para se determinar o desempenho do sistema de freio. Basicamente é medição da distância percorrida pelo veículo a partir do momento que o condutor aciona o pedal de freio até o momento que o veículo parar, onde a velocidade inicial não deverá ser inferior a 98% da velocidade solicitada pelo teste.

A média de desaceleração deve ser calculada em relação as distâncias percorridas entre os intervalos V_b e V_e , de acordo com a formula abaixo:

$$dm = \frac{V_b^2 * V_e^2}{25.92(S_e - S_b)} \left[\frac{m}{s^2} \right] \quad (3.1)$$

Onde,

dm = média de desaceleração em m/s^2 .

V_o = Velocidade inicial do veículo em Km/h.

V_b = Velocidade do veículo em $0.8 V_o$ em Km/h.

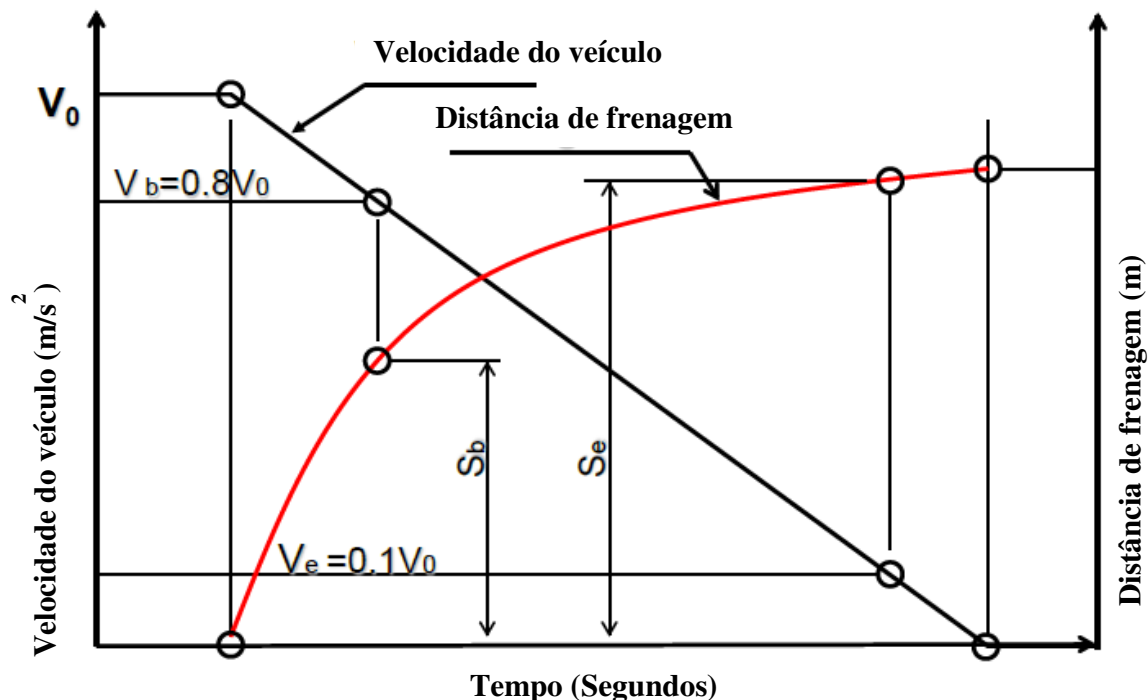
V_e = Velocidade do veículo em $0.1 V_o$ em Km/h.

S_b = Distância percorrida entre V_o e V_b em metros.

S_e = Distância percorrida entre V_o e V_e em metros.

Segue abaixo figura 39 com correlação da velocidade do veículo e distância de frenagem.

Figura 39 – Correção entre velocidade do veículo e distância de frenagem.



FONTE: ISHIHARA (2010).

Para este teste pode-se adotar como resultado a média da desaceleração (dm) ou também a distância de frenagem (S), portanto segue abaixo a conversão da formula 3.1 para distância:

$$dm = \frac{0.0308V_0^2}{S - 0.10V_0} \quad (3.2)$$

$$S = 0.10V_0 - \frac{0.0308V_0^2}{dm} [m] \quad (3.3)$$

3.3.2 Requisito – Estabilidade do veículo em frenagem.

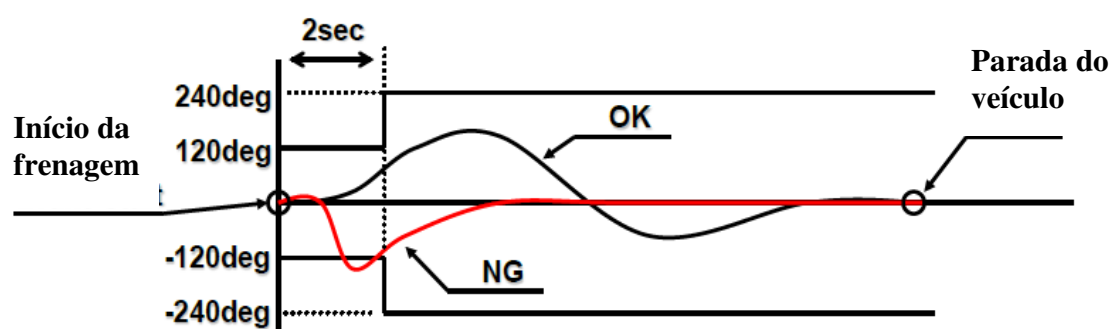
No teste realizado acima são avaliados mais alguns requisitos durante a execução do teste, como força aplicada no pedal de freio, correção necessária na direção do veículo, travamento das rodas e estabilidade da frenagem. Portanto segue abaixo os requisitos para os itens mencionados:

Esforço no pedal de 65 ~ 500 N máximo, sem o travamento das rodas.

Correção na direção do veículo é permitida nas condições abaixo:

- 1 – 120 ° nos primeiros 2 segundos;
- 2 – 240 ° no total até a parada do veículo. A figura 40 abaixo mostra os critérios abordados acima;

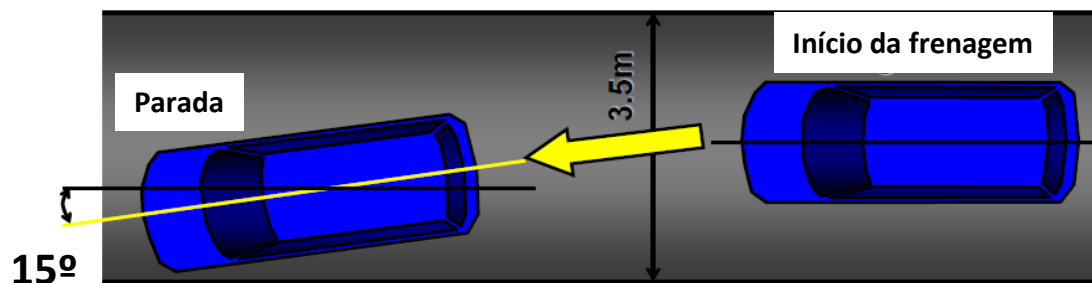
Figura 40 – Critérios para correção da direção do veículo durante frenagem.



FONTE: ISHIHARA (2010).

- Travamento das rodas não é permitido acima de 15 Km/h;
- Veículo deve ser estável durante a frenagem em uma pista de até 3,5 metros;
- 1 – O ângulo de deslizamento do veículo deve ser menor que 15°. A figura 41 abaixo mostra o ângulo de deslizamento e a largura da pista em que o veículo deve permanecer durante a frenagem.

Figura 41 – Critério para aprovação da estabilidade do veículo durante frenagem.



FONTE: ISHIHARA (2010).

3.3.3 Teste – frenagem a frio

Para realização deste teste os freios devem estar frios, segundo a ECE R13 (2011), os freios são considerados frios quando a temperatura medida no disco ou no lado externo do tambor de freio é menor que 100°C. O teste de frenagem a frio deve ser feito com o veículo carregado, onde a distribuição de massa deve ser descrita pelo fabricante, e também com veículo descarregado.

Para atendimento do teste os requisitos mínimos descritos acima devem ser atendidos, ou seja, aprovado em distância de frenagem, média de desaceleração (MDFF) e estabilidade na frenagem. Segue abaixo as tabelas 2 e 3 que prescrevem os valores que deverão ser atingidos para aprovação do teste de frenagem a frio.

Tabela 2 – Requisitos para aprovação do teste de frenagem a frio por categoria sem a conexão do motor.

Prescrição de valores e outros critérios (SEM a conexão do motor)						
Categoria	M1	M2	M3	N1	N2	N3
Velocidade Inicial Vo	100 km/h	60 Km/h	60 Km/h	80 Km/h	60 Km/h	60 Km/h
Distância de frenagem S	$0.1V + 0.0060V^2$ (70 metros)	$0.15V + V^2/130$				
Média de desaceleração dm	$\geq 6.43 \text{ m/s}^2$	$\geq 5.00 \text{ m/s}^2$				
Força aplicada no pedal de freio.	65 até 500 N	até 700 N				

FONTE: ECE R13 (2011).

Tabela 3 – Requisitos para aprovação do teste de frenagem a frio por categoria com a conexão do motor.

Prescrição de valores e outros critérios (COM conexão do motor)						
Categoria	M1	M2	M3	N1	N2	N3
Velocidade Inicial Vo	80% Vmax ≤ 160 Km/h	100 Km/h	90 Km/h	120 Km/h	100 Km/h	90 Km/h
		80% de Vmax, mas sem exceder a velocidade acima.				
Distância de frenagem S	$0.1V + 0.0067V^2$	$0.15V + V^2/103.5$				
Média de desaceleração dm	$\geq 5.76 \text{ m/s}^2$	$\geq 4.00 \text{ m/s}^2$				
Força aplicada no pedal de freio.	65 até 500 N	até 700 N				

FONTE: ECE R13 (2011),

3.3.4 Teste – frenagem a quente

Segundo a ECE R13 (2011), para execução do teste de frenagem a quente o sistema de freio deve passar por um procedimento para aquecer o freio, porém para cada categoria o especificado é diferente. O procedimento para aquecimento é basicamente atingir uma velocidade conhecida, acionar os freios até reduzir a outra velocidade também conhecida, onde esta sequência deve ser

feita algumas vezes e com um tempo determinado entre o termino de uma sequência e início de outra.

A tabela 4 abaixo determina os valores do procedimento de aquecimento para cada categoria de veículo.

Tabela 4 – Procedimento para aquecimento do sistema de freio.

Procedimento para aquecimento dos freios				
Categoria dos veículos.	V1: velocidade inicial (km/h).	V2: velocidade final (km/h).	Intervalo entre sequências (s).	Número de repetições (n).
M1	120	60	45	20
M2	80% Vmax ≤ 100	1/2 V1	55	15
N1	80% Vmax ≤ 120	1/2 V1	55	15
M3, N2 e N3	80% Vmax ≤ 60	1/2 V1	65	20

FONTE: ECE R13 (2011),.

Após aquecimento através do procedimento descrito acima o sistema de freio deverá ser avaliado através dos mesmos itens do teste de frenagem a frio, ou seja, aprovado em distância de frenagem, média de desaceleração e estabilidade na frenagem. A tabela 5 na sequência mostra os valores para o teste de frenagem a quente.

Tabela 5 – Requisitos para aprovação do teste de frenagem a quente por categoria.

Prescrição de valores e outros critérios - Teste de frenagem a quente						
Categoria	M1	M2	M3	N1	N2	N3
Velocidade Inicial Vo	100 Km/h	60 Km/h	60 Km/h	80 Km/h	60 Km/h	60 Km/h
Distância de frenagem S	75% do valores do teste a frio. 0.1 + 0.0080V2 (90 m)	80% do valores do teste a frio				
	60% do resultado de performance do teste a frio.	60% do resultado de performance do teste a frio.				
Média de desaceleração dm	≥ 4.82 m/s ²	≥ 5.00 m/s ²				
Força aplicada no pedal de freio.	65 até 500 N	até 700 N				

FONTE: ECE R13 (2011).

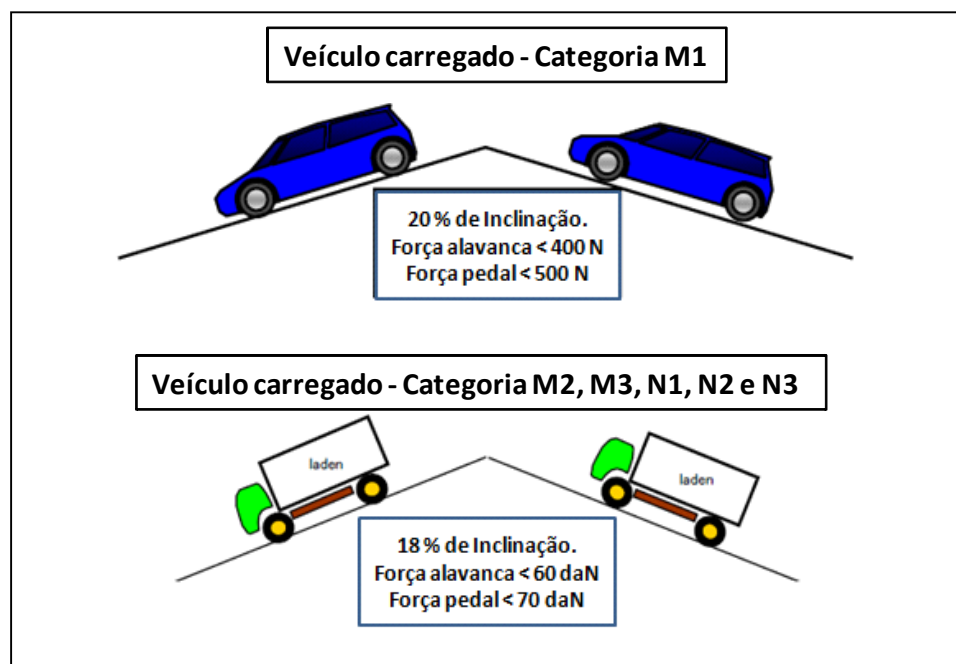
Além dos testes acima para os veículos de categoria M2, M3, N1, N2 e N3 são solicitados a um teste chamado de rodagem livre, onde após a temperatura dos freios cair deve-se avaliar durante a rodagem se os freios estão livres e também os mesmos não devem exceder a temperatura de 80°C em uma velocidade de 60 Km/h.

3.3.5 Teste – freios de estacionamento

O sistema de freio de estacionamento deve sempre ser combinado com outro sistema de freio, segundo a ECE R13 (2011), o freio de estacionamento deve ser capaz de manter um veículo carregado de categoria M1 estático em uma inclinação de 20%. Os veículos de categoria M2, M3, N1, N2 e N3 devem seguir o mesmo critério, porém em uma inclinação de 18%.

No veículo de classe M1 se o freio de estacionamento for manual a força de aplicação na alavanca de freio deve ser menor que 400 N e caso for por pedal a força deve ser menor que 500 N. Os veículos de categoria M2, M3, N1, N2 e N3 possuem o mesmo critério, porém com acionamento manual de até 600 N e por pedal de até 700 N. A figura 42 na sequência mostra os requisitos citados acima.

Figura 42 – Teste de freio de estacionamento estático



FONTE: ISHIHARA (2010).

Outro teste para freio de estacionamento é o teste dinâmico, onde o veículo deverá manter o motor desligado e uma velocidade inicial de 30 Km/h. Após atingir a velocidade inicial o freio de estacionamento é acionado e o mesmo deverá atender a uma média de desaceleração antes do veículo parar completamente. A tabela 6 abaixo mostra os valores para cada categoria de veículo.

Tabela 6 – Requisitos do teste dinâmico de freio de estacionamento.

Prescrição de valores - Teste dinâmico de freio de estacionamento.						
Categoria	M1	M2	M3	N1	N2	N3
Velocidade Inicial V_0	30 Km/h					
Média de desaceleração d_m	$\leq 1.5 \text{ m/s}^2$					
Força aplicada	Força alavanca < 400 N Força pedal < 500 N		Força alavanca < 600 N Força pedal < 700 N			

FONTE: ECE R13 (2011).

3.3.6 Requisito – frenagem regenerativa

Segundo a norma ECE R13 (2011) não existe um teste específico para os veículos híbridos ou elétricos equipados com sistema de frenagem regenerativa, porém existem alguns requisitos necessários para o sistema atingir.

O principal requisito é que durante a frenagem a zona de transição entre a frenagem regenerativa e a frenagem convencional, ou hidráulica, seja suave. Outro item que é solicitado para os veículos equipados com esta tecnologia é que o mesmo seja testado em condições de falhas, onde o sistema deverá ser aprovado em várias condições de falhas.

Durante a execução dos testes citados acima, teste de frenagem a frio e a quente, o sistema de frenagem regenerativa não deverá auxiliar o sistema de freio convencional. A norma cita para os veículos que não tem possibilidade de desativar o sistema, que o mesmo esteja com o nível de carga máxima da bateria durante os testes.

4 FRENAGEM REGENERATIVA

Segundo Ehsani (2005), umas das características mais importantes dos veículos elétricos e veículos híbridos é a sua capacidade em recuperar energia durante a frenagem. Os motores elétricos dos EVs (*Electric Vehicle* – Veículo Elétrico) e HEVs (*Hybrid Electric Vehicles* – Veículo Elétrico Híbrido) podem ser controlados para operarem como geradores para converter energia cinética em energia elétrica que pode ser armazenada na bateria e reutilizada. Esse modo de recuperar energia é chamado de frenagem regenerativa.

Segundo Ehsani (2005), normalmente o torque de frenagem solicitado é muito maior que o torque que um motor elétrico pode proporcionar. Portanto nos EVs e HEVs, sistemas de freios mecânicos a fricção devem existir juntos com o sistema de frenagem regenerativa elétrico. Assim o correto dimensionamento e controle de ambos sistemas de frenagem mecânico e elétrico são as principais preocupações.

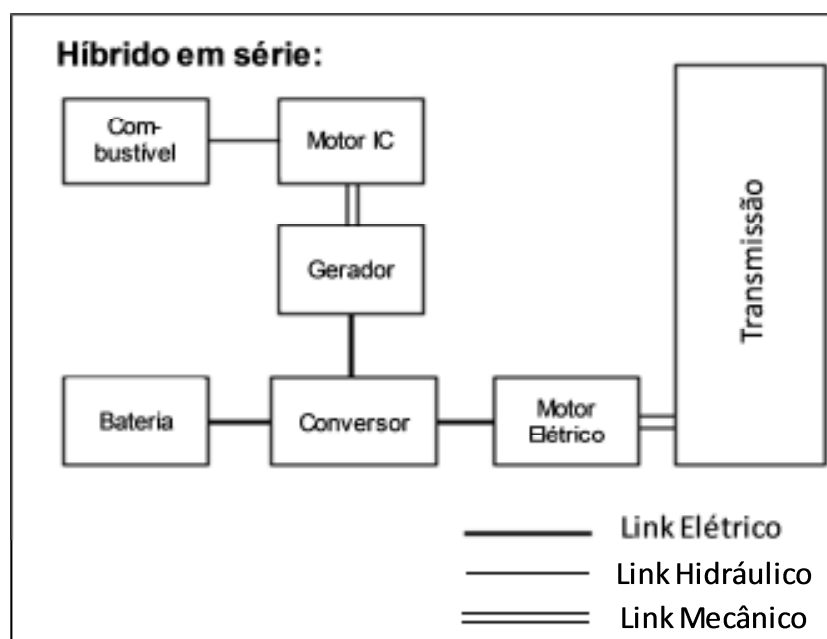
4.1 ARQUITETURA DOS VEÍCULOS ELÉTRICOS HÍBRIDOS

Conforme Ehsani (2005), veículos com motor de combustão interna tem um boa performance e um bom tempo funcionamento utilizando as vantagens do combustível proveniente do petróleo. Entretanto, o motor de combustão interna apresentam algumas desvantagens como a baixa economia de combustível que esta ligado a baixa eficiência do motor e a dissipação da energia cinética durante a frenagem, principalmente quando operado em áreas urbanas. Já os veículos elétricos possuem algumas vantagens sobre os veículos com motor de combustão interna, como por exemplo, a alta eficiência energética e o índice zero de emissão de poluentes ao meio ambiente. Porém, o desempenho, principalmente a autonomia de operação por carga de bateria, é muito menor se comparado com o motor de combustão interna.

Segundo Santos (2009), um veículo híbrido é aquele que opera com mais de um motor, com diferentes tipos de alimentação. Sendo que um EV pode aumentar significativamente a sua autonomia através de uma fonte de energia adicional, associado a motor de combustão interna a um grupo de gerador. Este tipo de carro é chamado de Veículo Elétrico Híbrido. Portanto o HEV tem as vantagens do veículo com motor de combustão interna e do veículo elétrico, superando assim as desvantagens citadas acima.

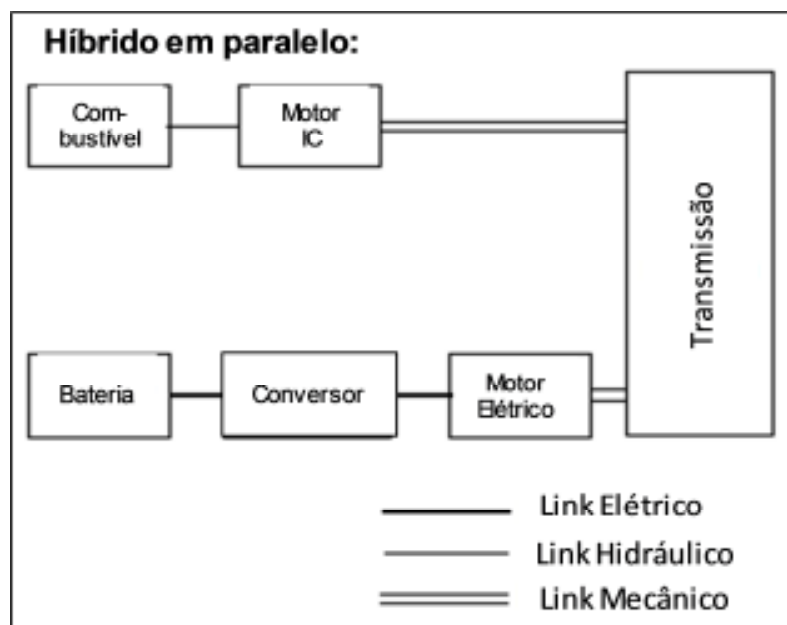
A arquitetura dos HEVs pode ser basicamente definida como a conexão os componentes que define o fluxo de energia e as portas de controle. Os HEVs são classificados em 4 grupos: híbrido em série, híbrido em paralelo, híbrido série paralelo e híbrido complexo. As figuras 43, 44, 45 e 46 na sequência mostraram as arquiteturas citadas acima.

Figura 43 – **Arquitetura híbrido em série**



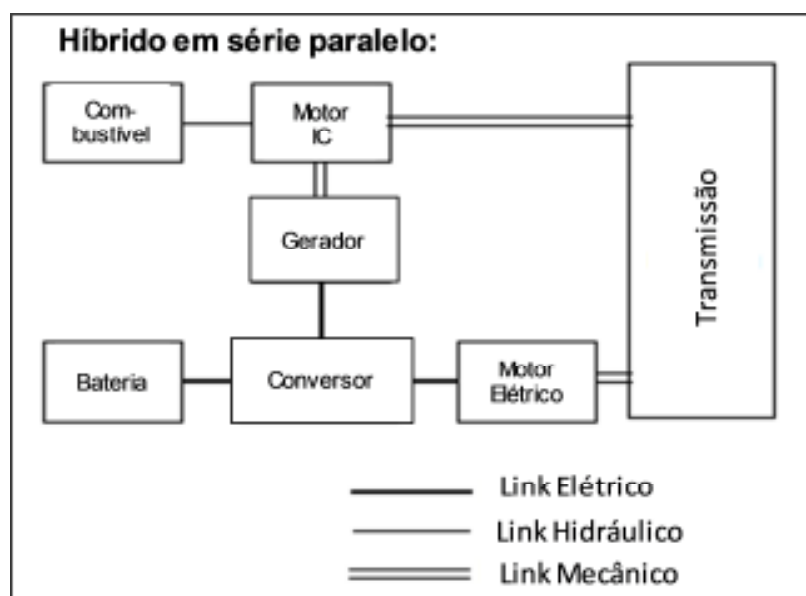
FONTE: Ehsani (2005)

Figura 44 – Arquitetura híbrido em paralelo



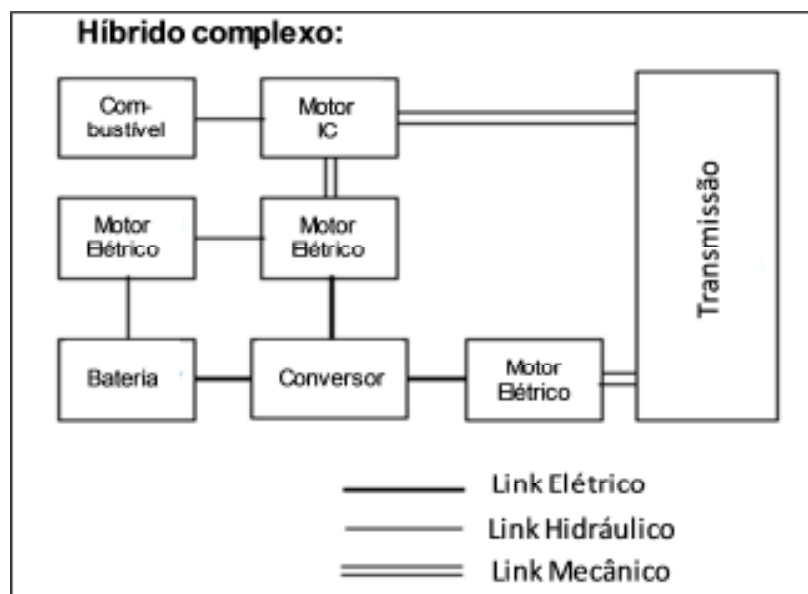
FONTE: Ehsani (2005)

Figura 45 – Arquitetura híbrido em série paralelo



FONTE: Ehsani (2005)

Figura 46 – Arquitetura híbrido complexo



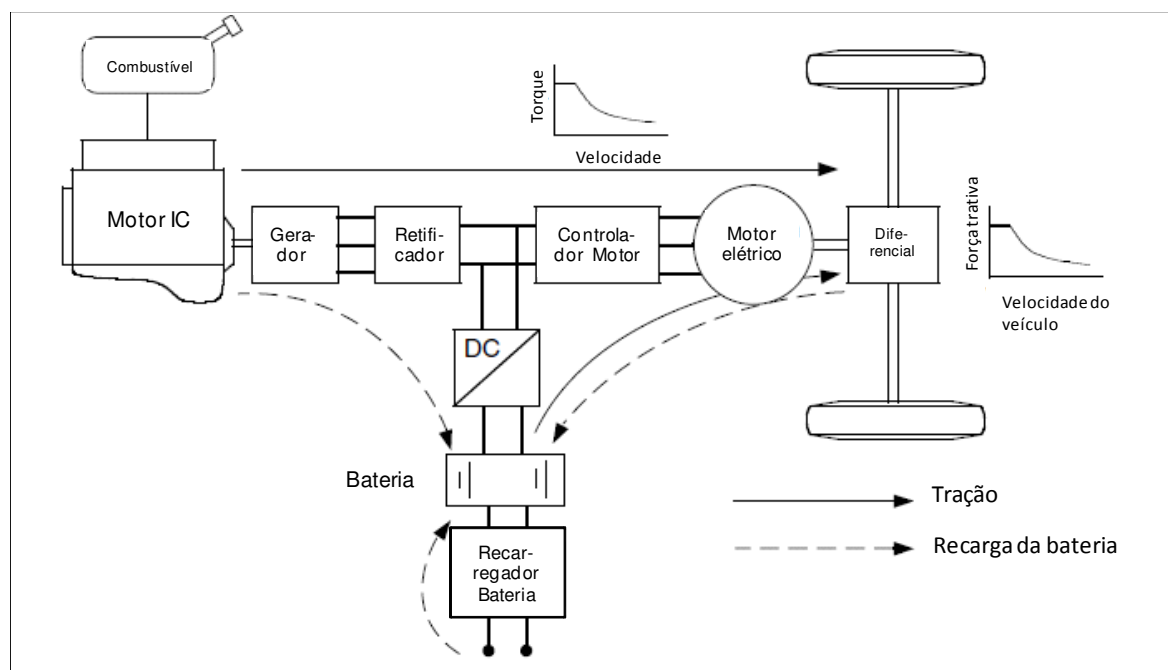
FONTE: Ehsani (2005)

Nos exemplos acima o motor IC (combustão interna) e o motor elétrico foram tratados como fonte de energia primária e fonte de energia secundária, respectivamente. Porém o motor de combustão interna pode ser trocado por outra fonte de energia ou a bateria trocada por ultra capacitor.

4.1.1 Híbrido em série

O HEV equipado com um sistema de propulsão em série é aquele onde duas fontes de energia alimentam um único motor, motor elétrico, que impulsiona o veículo. Segundo Ehsani (2005), o modelo híbrido em série mais encontrado é mostrado na Figura 47 na sequência.

Figura 47 – Configuração mais utilizada no Híbrido em série.



FONTE: Ehsani (2005)

Nesta configuração de híbrido em série temos uma fonte de energia unidirecional que é tanque de combustível e o conversor desta energia que é o motor de combustão interna acoplado a gerador elétrico, conforme comentado anteriormente o motor a combustão interna poderia ser substituído por outra fonte de energia. A saída do gerador elétrico é conectado a um barramento de energia elétrica através de um conversor eletrônico, neste caso um retificador. A fonte de energia bidirecional é uma bateria eletroquímica, conectada ao barramento por um conversor eletrônico de potência, conversor DC/DC. O barramento de energia também conectado ao controlador do motor elétrico. O motor elétrico pode ser controlado como um motor ou como um gerador, movimentos para frente ou reversos. Esta configuração precisa de um recarregador de bateria para recarregar a bateria através de uma rede de energia elétrica convencional, portanto esta configuração é de um veículo Plug in (ver página 22).

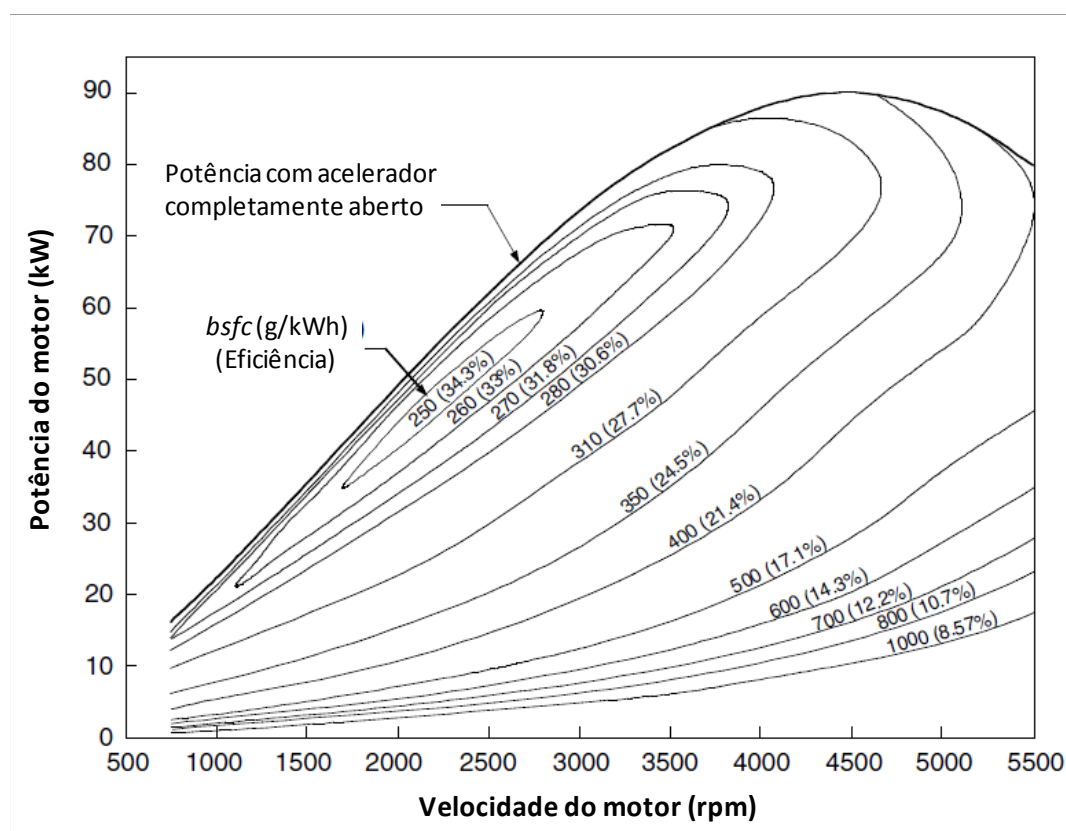
Conforme Ehsani (2005), os HEVs em série têm potencialmente os seguintes modos de operação abaixo:

- Modo puramente elétrico: o motor é desligado e a propulsão do veículo é dada somente através das baterias;
- Modo puramente a motor: A fonte de tração do veículo é vinda somente do motor a combustão e gerador, enquanto a bateria nem fornece ou recebe. A máquina elétrica serve como transmissão do motor a combustão para as rodas do veículo;
- Modo híbrido: A fonte de tração é recebida das baterias e do motor com gerador;
- Modo de tração pelo motor e recarga da bateria: O motor com o gerador fornece energia para propulsão do veículo e também para carregar a bateria;
- Modo de frenagem regenerativa: O motor com gerador é desligado e o motor elétrico é operador como um gerador. A energia gerada é utilizada para carregar a bateria;
- Modo de recarga da bateria: O motor elétrico não recebe energia e o motor com o gerador carregam a bateria;
- Modo híbrido de carregamento da bateria: Ambos motor com o gerador e o motor elétrico operam como geradores para carregar a bateria.

Os HEVs em série também oferecem muitas vantagens que podem ser observadas na sequência:

- O motor de combustão interna é completamente mecânico quando desacoplado do sistema. Portanto ele pode ser operado em qualquer ponto do mapa de característica potência x torque, podendo ser operado somente na região de máxima eficiência. Na sequência a figura 48 mostra o mapa de potência x velocidade de um motor de combustão interna;

Figura 48 – Mapa de potência x velocidade de um motor de combustão interna



FONTE: Ehsani (2005)

O parâmetro mais utilizado para medição de consumo no motor de combustão interna é o *bsfc* (*Brake – specific fuel consumption*), onde segundo o sistema internacional de unidades é dado pelo número de grama de combustível consumida pela potência de saída por hora, ou seja g/kWh. Obviamente que os menores valores de *bsfc* são os mais desejados, sendo que tipicamente os melhores resultados de *bsfc* do motor a combustão interna estão entre 250 a 270 g/kWh.

A eficiência e as emissões do motor podem ser melhorados nesta estreita região, portanto esta pequena região possibilita grandes melhorias para o uso do motor a combustão interna como menor consumo e melhoria nas emissões.

Devido os motores elétricos possuírem características de torque x velocidade próximo do ideal, não é necessário a utilização de transmissão multi engrenagem. Portanto, a construção é simplificada e o custo é reduzido. Pode-se também ao invés de utilizar somente um motor e um diferencial, utilizar dois motores elétricos um para cada roda. Isto proporcionaria velocidades diferentes para cada roda como um diferencial, porém poderia atuar como um diferencial autoblocante e auxiliar no controle de tração. O último passo seria utilizar um motor para cada roda, transformando o veículo em um *all-wheel-drive*, ou seja, tração nas quatro rodas e assim não necessitaria de diferencial e semi-eixo.

- Estratégia simples de controle do sistema.

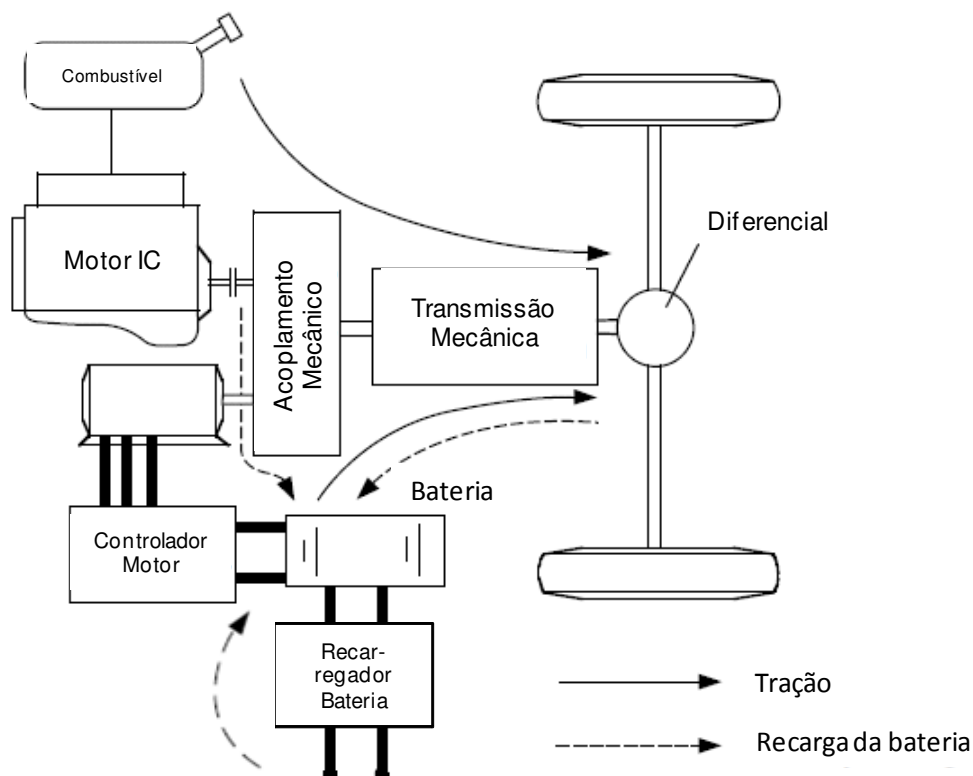
Entretanto os HEVs em série também oferecem algumas desvantagens que podem ser observadas na sequência:

- A energia do motor a combustão interna é convertida duas vezes, mecânica para elétrica no gerador e elétrica para mecânica no motor elétrico. As ineficiências do gerador e do motor aumentam e as perdas podem ser significantes;
- O gerador adiciona para o veículo peso e custo;
- O motor elétrico deve ser dimensionado para atender as exigências máximas, pois é o único motor de propulsão do sistema.

4.1.2 Híbrido em paralelo

Segundo Ehsani (2005), um HEV com sistema de propulsão híbrido em paralelo é aquele que utiliza um motor de combustão interna fornecendo energia para as rodas e recebe assistência de um motor elétrico que está mecanicamente acoplado a uma transmissão. Portanto as potências do motor a combustão e do motor elétrico são acopladas mecanicamente. A figura 49 na sequência mostra uma configuração do híbrido em paralelo.

Figura 49 – Configuração do veículo Híbrido em paralelo.

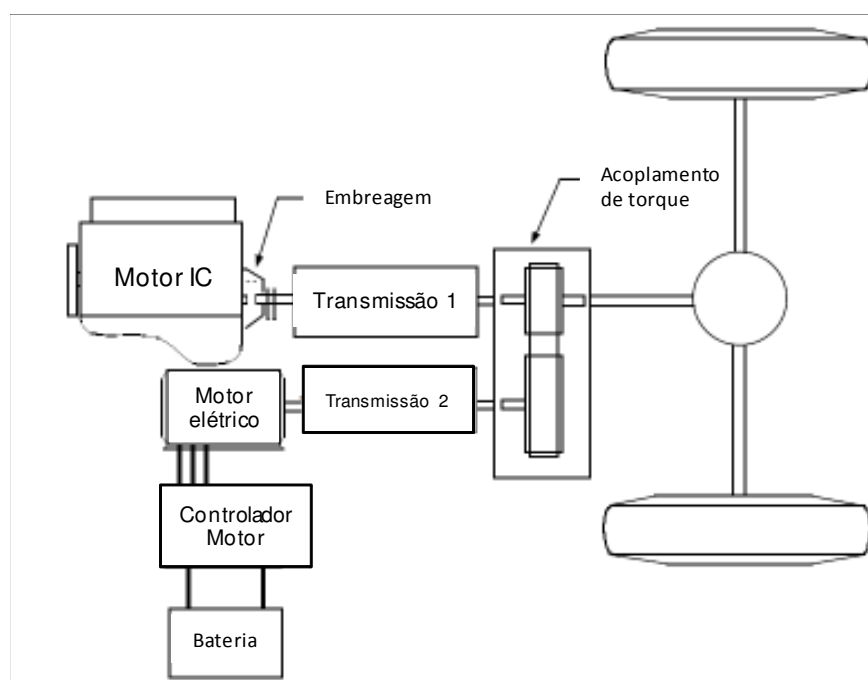


FONTE: Ehsani (2005)

Porém os acoplamentos mecânicos entre os motores e a potência do motor elétrico permitem várias combinações diferentes do sistema híbrido. Os acoplamentos mecânicos são divididos em dois grupos chamados: acoplamento de torque e acoplamento de velocidade.

O acoplamento de torque aumenta o torque fornecido pelo motor a combustão junto com o motor elétrico e também permite dividir o torque do motor a combustão para duas finalidades: propulsão do veículo e carregamento da bateria. O acoplamento de torque pode ser classificado em dois eixos e um eixo, onde nessas duas classificações a transmissão pode ser posicionada em diferentes posições, com diferentes engrenagens e conseqüentemente alcançando diferentes características de tração. A figura 50 na seqüência mostra um exemplo de híbrido em paralelo utilizando acoplamento de torque com 2 eixos.

Figura 50 – Híbrido em paralelo com acoplamento de torque de dois eixos

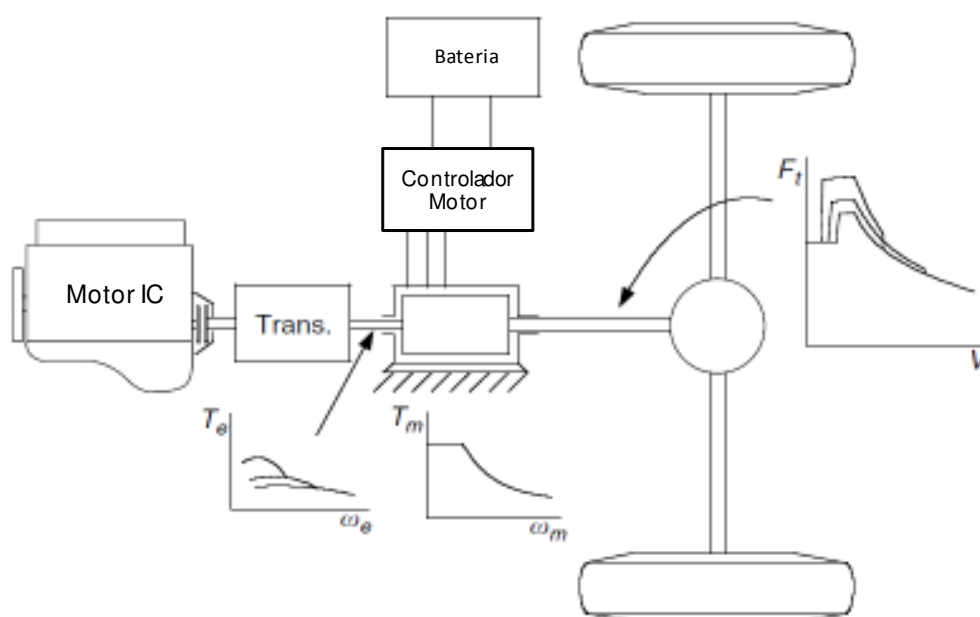


FONTE: Ehsani (2005)

Segundo Ehsani (2005), para a configuração acima é utilizado duas transmissões podendo ser a transmissão 1 multi engrenagem para compensar a desvantagem do motor a combustão e a transmissão 2 somente com uma engrenagem. Existe também a configuração onde a transmissão é aplicada após o acoplamento de torque.

Outra classificação de acoplamento de torque mencionada acima é a de somente um eixo, neste acoplamento o rotor do motor elétrico funciona como acoplamento de torque. Para este tipo de acoplamento de torque a transmissão pode ser aplicada antes do motor elétrico ou depois do motor elétrico, estas aplicações são chamadas pós-transmissão e pré-transmissão respectivamente. A figura 51 na sequência mostra o exemplo de um híbrido em paralelo com acoplamento de torque de um eixo pós-transmissão.

Figura 51 – Híbrido em paralelo com acoplamento de torque de um eixo pós-transmissão

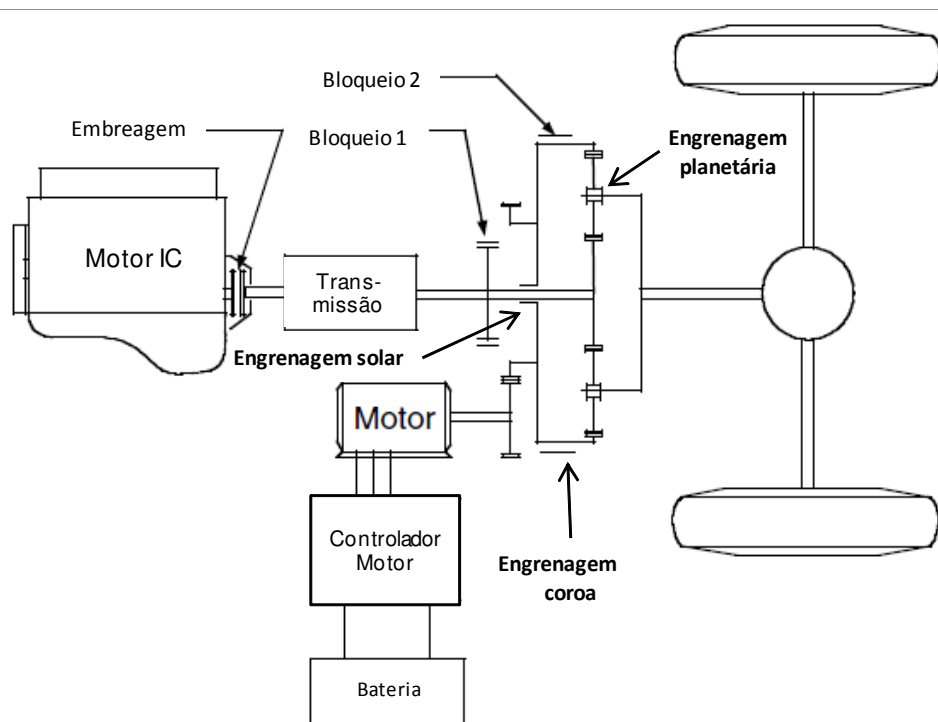


FONTE: Ehsani (2005)

Nota-se que esta configuração acima apresenta a desvantagem de não permitir o carregamento da bateria, utilizando o motor a combustão para acionar o motor elétrico como gerador, enquanto o veículo estiver parado pois a conexão do motor elétrico para as rodas é rígida.

O outro acoplamento mecânico mencionado é o acoplamento de velocidade. No acoplamento de velocidade é utilizado uma unidade de engrenagem planetária que contém três entradas ou saídas, a engrenagem solar, a engrenagem coroa e a engrenagem planetária. A relação entre torque e velocidade entre os três componentes indicam que o dispositivo é um acoplamento de velocidade, pois a velocidade da engrenagem solar é adicionada a velocidade da engrenagem coroa para a saída através das planetárias. A figura 52 na sequência mostra o híbrido paralelo com acoplamento de velocidade através do uso de engrenagem planetária e indica a posição dos componentes no sistema

Figura 52 – Híbrido em paralelo com acoplamento de velocidade



FONTE: Ehsani (2005)

Segundo Ehsani (2005), o motor a combustão interna fornece energia para a engrenagem solar através da embreagem e transmissão multi engrenagem. O motor elétrico fornece energia para a engrenagem coroa através de um par de engrenagens. Os bloqueios 1 e 2 são utilizados para bloquear as engrenagens solar e coroa no caso de parada do veículo, para satisfazer os modos de operação do sistema. Este modelo de híbrido pode satisfazer os seguintes modos de operação:

- Tração híbrida: Quando o bloqueio 1 e 2 não estão atuando na engrenagem solar e coroa, portanto as mesmas podem girar e os motores a combustão e elétrico podem fornecer energia para as rodas;
- Tração pelo motor a combustão: Quando o bloqueio 2 trava a engrenagem coroa e o bloqueio 1 permite que somente o motor a combustão forneça energia para as rodas;

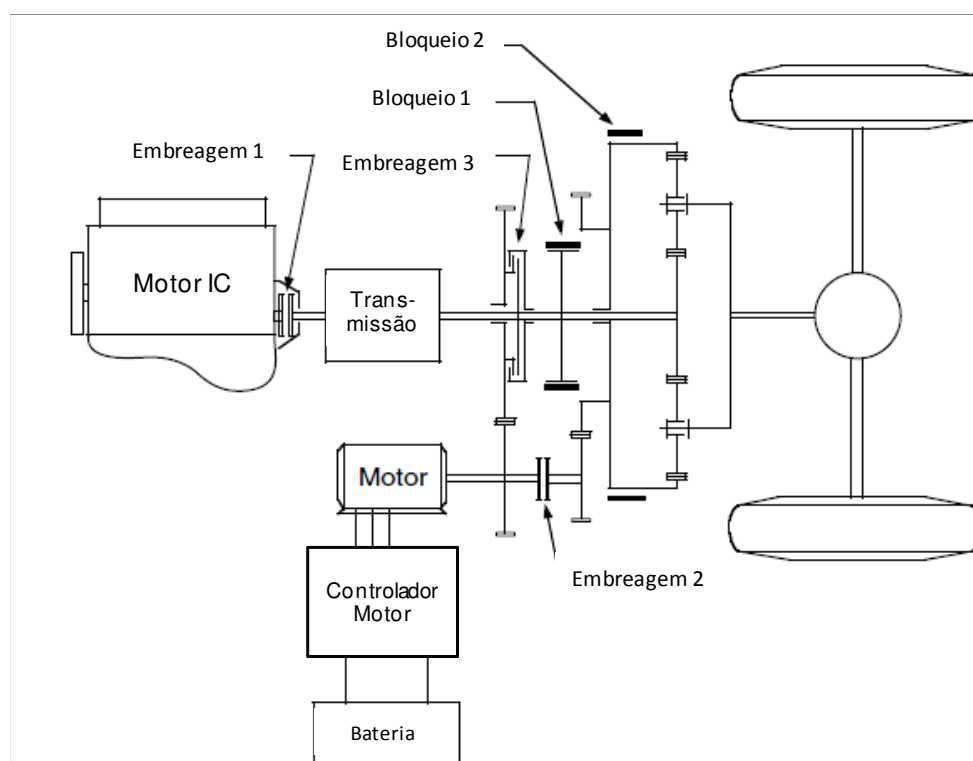
- Tração pelo motor elétrico: Quando o bloqueio 1 trava a engrenagem solar, motor a combustão é desligado ou embreagem desconectada, e o bloqueio 2 permite que somente o motor elétrico forneça energia para as rodas;
- Frenagem regenerativa: Bloqueio 1 trava a engrenagem solar, motor a combustão é desligado ou embreagem é desconectada, e a máquina elétrica é controlada em operação regenerativa recebendo o torque negativo das rodas. A energia cinética do veículo pode ser absorvida pelo sistema elétrico;
- Carregamento da bateria pelo motor a combustão: Quando o controlador aciona uma velocidade negativa na máquina elétrica, a máquina elétrica absorve energia do motor.

A principal vantagem do acoplamento de velocidade é que a velocidade dos dois propulsores podem ser desacopladas, portando a velocidade de cada propulsor pode ser escolhido livremente.

4.1.2.1 Acoplamento de torque e de velocidade

Segundo Ehsani (2005), através da combinação dos acoplamentos de torque e de velocidade juntos, pode se construir um acionamento em que torque e velocidade podem ser alternativamente escolhidos. A figura 53 na sequência exemplifica o modelo híbrido paralelo com acoplamento de torque e de velocidade.

Figura 53 – Híbrido em paralelo com acoplamento de torque e de velocidade



FONTE: Ehsani (2005)

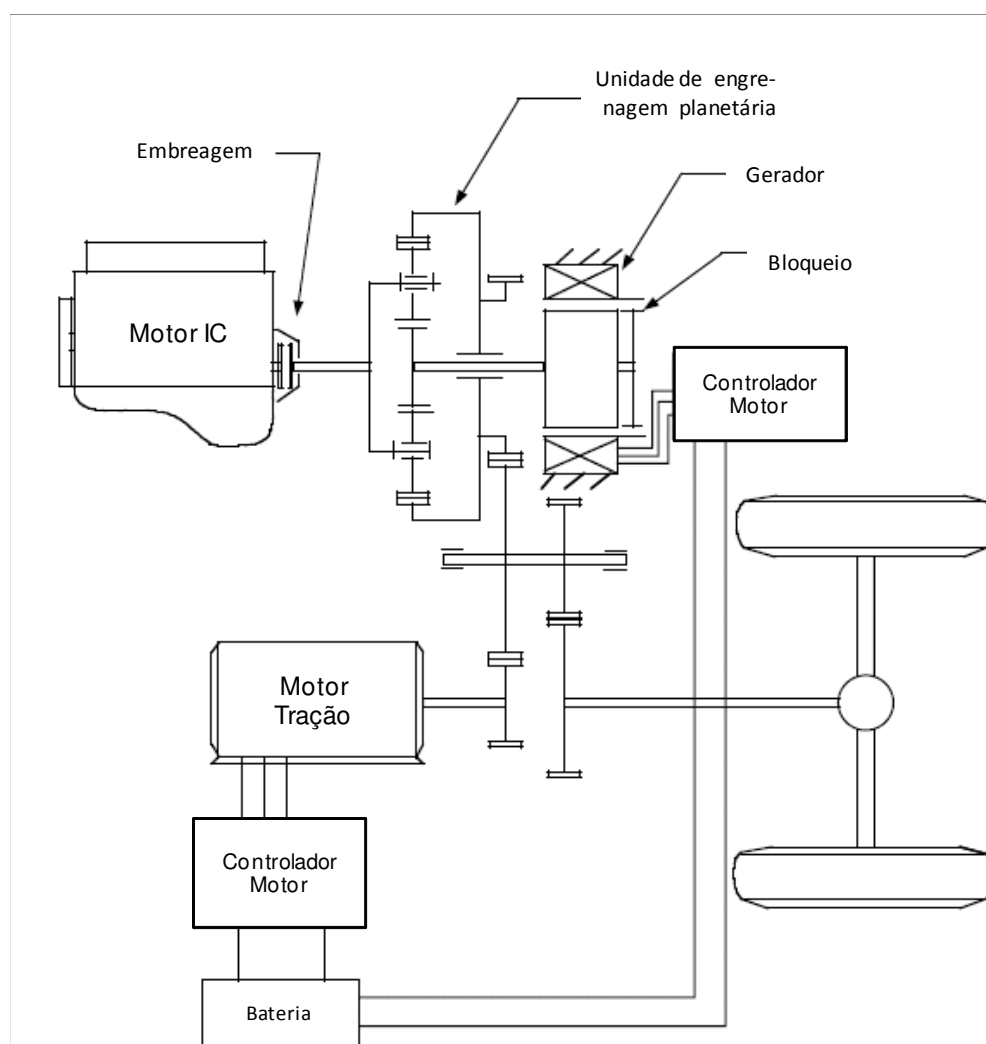
Quando o modo de operação escolher o acoplamento de torque, o bloqueio 2 trava a engrenagem coroa do sistema de engrenagem planetária, enquanto as embreagens 1 e 3 são acopladas e a embreagem 2 desacoplada. As energias do motor a combustão e do motor elétrico tem o fornecimento de torque aumentado para as rodas do veículo. Neste caso, o torque do motor a combustão e do motor elétrico não tem relação, porém as suas velocidades tem uma relação fixa. Quanto o modo de operação escolher o acoplamento de velocidade, a embreagem 1 é acoplada, enquanto as embreagens 2 e 3 são desacopladas, e os bloqueios 1 e 2 liberam as engrenagens solar e coroa. A velocidade da planetária, conectada ao eixo das rodas, é a combinação da velocidade do motor a combustão e do motor elétrico, mas o torque do motor a combustão e do motor elétrico são mantidos em uma relação fixa.

Portanto com opção de escolher entre o acoplamento de torque e o acoplamento de velocidade, os motores têm mais opções para determinar a sua maneira de operação e região de operação e

então otimizar a sua performance. Por exemplo, em baixas velocidades do veículo, o modo de acoplamento de torque seria mais adequado para alta aceleração ou subidas. Por outro lado, em alta velocidade do veículo, o acoplamento de velocidade poderia ser utilizado para manter a velocidade do motor a combustão em uma ótima região de operação.

Segundo Ehsani (2005), um bom exemplo de utilização dos acoplamentos de torque e velocidade em um sistema híbrido paralelo é o desenvolvido pela Toyota Motor Corporation e empregado no veículo híbrido Toyota Prius. A figura 54 na sequência apresenta o modelo utilizado no Toyota Prius.

Figura 54 – Arquitetura utilizada no Toyota Prius

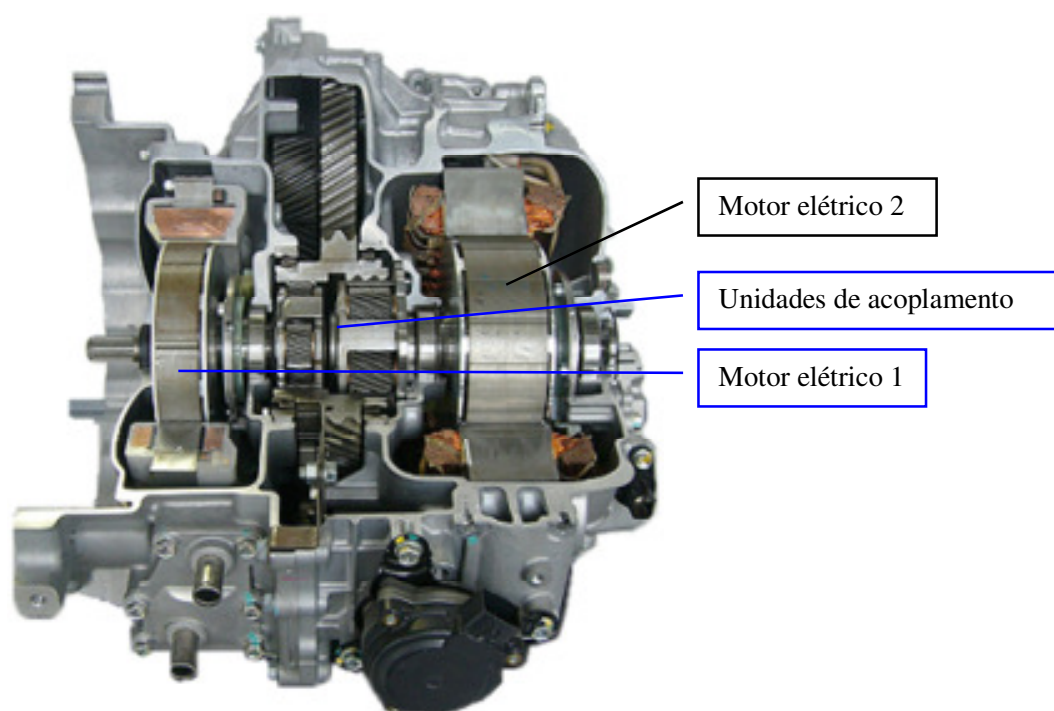


FONTE: Ehsani (2005)

Um pequeno motor elétrico é conectado através da unidade de engrenagem planetária, ou acoplamento de velocidade. A unidade de engrenagem planetária divide a velocidade do motor a combustão em duas partes. Uma saída envia para o pequeno motor elétrico através da engrenagem solar, e a outra envia para o eixo das rodas através da engrenagem coroa e da unidade de engrenagem fixa (acoplamento de torque). Um grande motor de tração elétrico, aproximadamente de 10 kilowatts, é também conectado a unidade de engrenagem fixa para constituir a unidade de acoplamento de torque. Em baixas velocidades, o pequeno motor elétrico opera com velocidade positiva e absorve parte da energia do motor a combustão interna. Com o

aumento da velocidade do veículo e velocidade do motor a combustão fixada em um dado valor, a velocidade do pequeno motor elétrico tende a zero, isso é chamado de velocidade sincronizada. Nesta velocidade o bloqueio será ativado para bloquear o rotor e o estator em conjunto. Portanto o sistema de acionamento é um sistema em paralelo. Quando o veículo funciona em alta velocidade, de modo a evitar uma alta velocidade do motor a combustão, que conseqüentemente consumiria muito combustível, o pequeno motor elétrico pode ser operado com velocidade negativa e então fornecer energia para o motor elétrico de propulsão. Uma grande quantidade de combustível pode ser economizada através do uso da unidade de engrenagem planetária e do pequeno motor elétrico para ajustar a velocidade do motor a combustão de modo a operar no range ideal. A figura 55 na seqüência mostra as unidades de acoplamento mecânico e os motores elétricos utilizados no veículo Toyota Prius.

Figura 55 – **Arquitetura utilizada no Toyota Prius**

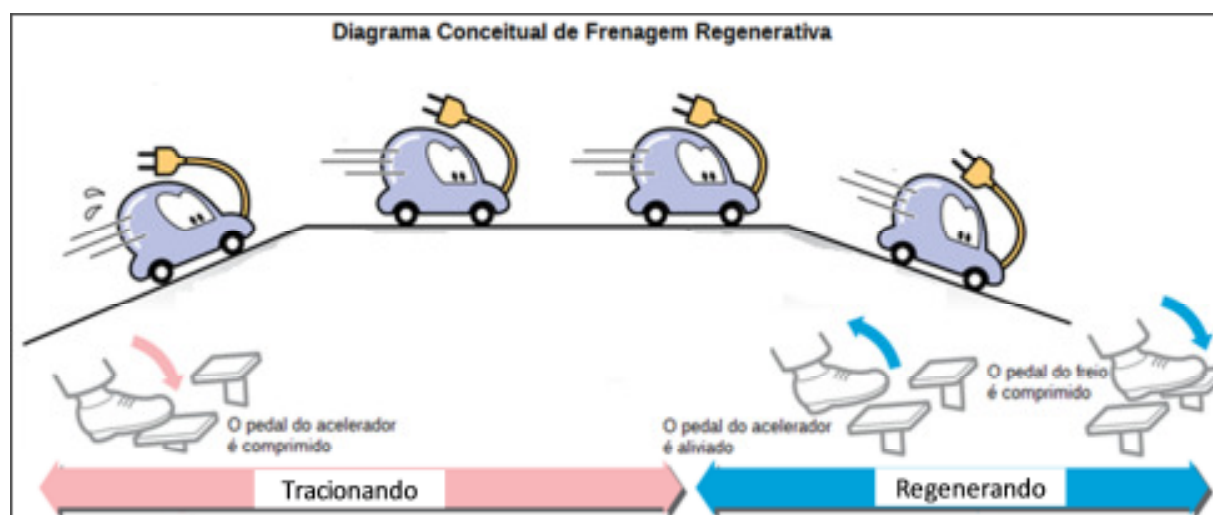


FONTE: TEAM21 (2012)

4.2 FUNCIONAMENTO

Conforme verificado o princípio da frenagem regenerativa é converter a energia cinética do veículo em energia elétrica que é armazenada na bateria do veículo para ser usada novamente quando solicitado. Porém essa recuperação de energia durante a frenagem também ocorre em outras situações e não somente quando o condutor aciona o pedal de freio, a frenagem regenerativa inicia o seu processo no momento que o condutor retira o pé do acelerador com o veículo em movimento. A figura 56 na sequência exemplifica o funcionamento da frenagem regenerativa.

Figura 56 – Diagrama conceitual da frenagem regenerativa

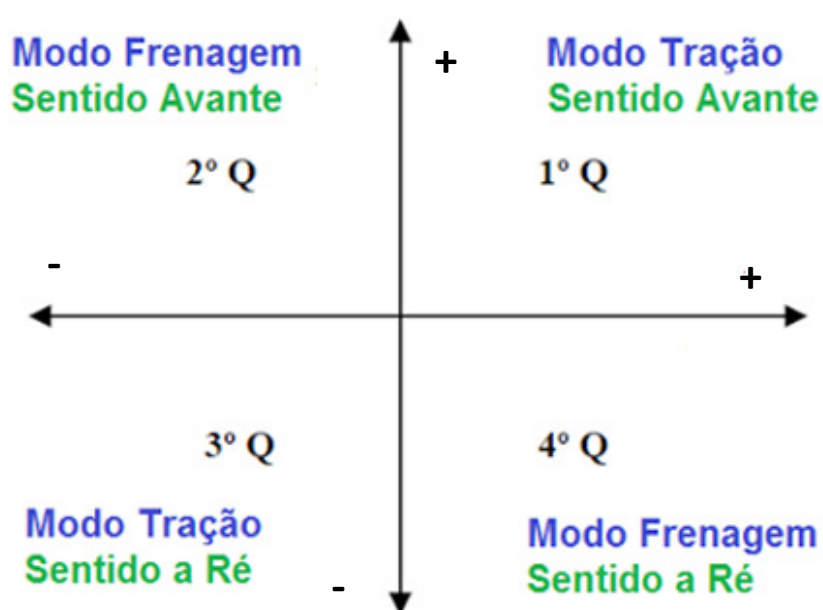


FONTE: Lenz (2013)

Segundo Lenz (2013), é possível que o veículo que está em movimento possa estar ganhando velocidade ou acelerando, porém sem que o mesmo esteja sendo tracionado. Isso é típico de uma locomoção em pista de declive, mesmo utilizando o conjugado do motor elétrico, pode-se ganhar velocidade, sem a necessidade de gastar energia. Neste específico caso é a energia chamada de potencial que está sendo convertida em cinética e em paralelo sendo convertida também em energia elétrica para a bateria. E quando opera-se em pista plana ou aclive só temos a desaceleração, independente de pisar no freio ou não, como citado acima, o HEV inicia o processo em modo de frenagem, onde o veículo deixa de gastar energia e passa a recuperá-la para armazenar na bateria.

O processo de recuperar a energia durante a frenagem ocorre através do motor elétrico, que pode ser chamado não somente como motor elétrico, mas sim de máquina elétrica. Máquina elétrica, pois o mesmo atua como motor elétrico para tracionar o veículo e como gerador elétrico durante a frenagem regenerativa. Porém no ponto de vista de acionamento a máquina elétrica opera de 4 formas distintas, que são chamadas de quadrantes de acionamento. A figura 57 na sequência apresenta os quadrantes da máquina elétrica.

Figura 57 – Quadrantes de operação da máquina elétrica



FONTE: Lenz (2013).

Segundo Lenz (2013), pode-se definir os modos de operação da máquina elétrica da seguinte forma:

- 1º Quadrante – Aceleração ou manutenção da velocidade estável do veículo, com tração no sentido avante. Portanto as variáveis de velocidade e torque são positivas. O motor elétrico está absorvendo energia da bateria para converter em energia cinética, tracionar as rodas e mover a carga.

- 2º Quadrante – Frenagem do veículo que está em movimento no sentido avante. A partir do momento que o usuário alivia o pé no pedal do acelerador o modo de frenagem passa a operar. O oposto ao 1º quadrante começa a ocorrer, pois o motor passa a ser gerador e começa a receber a energia cinética do veículo e transforma em energia elétrica para a bateria. Porém o veículo continua movendo-se no sentido avante, a velocidade ainda tem sinal positivo, porém o torque do motor age contra a energia cinética do veículo e passa a ter valor negativo.
- 3º Quadrante – Aceleração ou manutenção da velocidade estável do veículo, com tração no sentido inverso ou seja o veículo sendo utilizado em marcha ré. Este é similar ao 1º quadrante, motor tracionando e consumindo energia da bateria, porém a velocidade e torque assumem valores negativos.
- 4º Quadrante – Modo de frenagem do veículo no sentido reverso ou seja desaceleração utilizando a marcha ré. Portanto tem-se a velocidade negativa e o torque da máquina elétrica com sinal positivo, pois opõem-se a cinética do veículo.

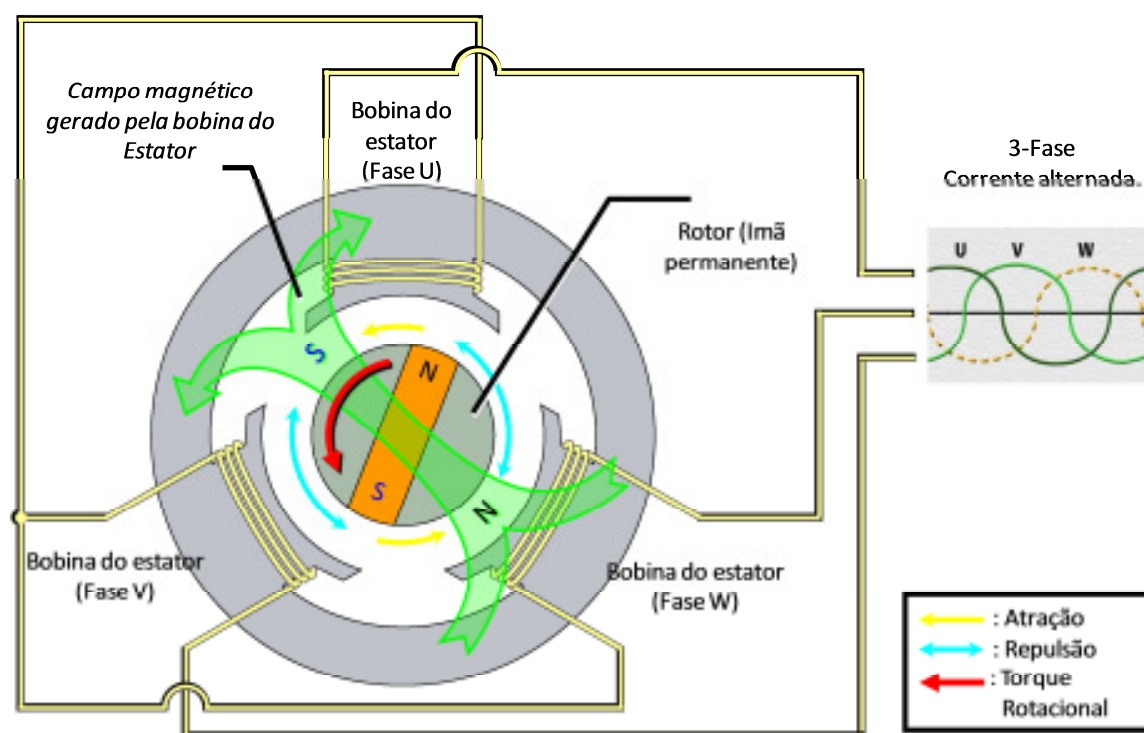
Observa-se que nos quadrantes 1 e 3, a máquina elétrica atua de fato como motor para tracionar o veículo. Nos quadrantes 2 e 4, a máquina elétrica opera em modo de frenagem deixando de receber a energia e passando a fornecer energia. No momento que a máquina elétrica para de receber energia o veículo continua se movimentando e conseqüentemente suas rodas também, logo a máquina elétrica é forçada a girar, onde a mesma passa a ser um gerador aonde o movimento faz surgir uma tensão elétrica entre os seus terminais.

Segundo Lenz (2013), para ocorrer o torque contrário a inércia do veículo, criado pela máquina elétrica, é necessário que a energia gerada pelo gerador seja consumida em alguma aplicação. Nos HEVs e EVs o uso da energia elétrica gerada é para recarregar a bateria, porém antes a energia elétrica será convertida para o armazenamento (CA trifásica passará por um inversor e depois pelo conversor CC/CC e será enviada para bateria como CC).

4.2.1 Gerador elétrico

Para visualização do funcionamento da máquina elétrica será utilizado como exemplo um motor de imã permanente CA trifásico utilizado no Toyota Prius. A figura 58 na sequência mostra um exemplo de motor de imã permanente CA trifásico.

Figura 58 – Exemplo de motor de imã permanente CA trifásico

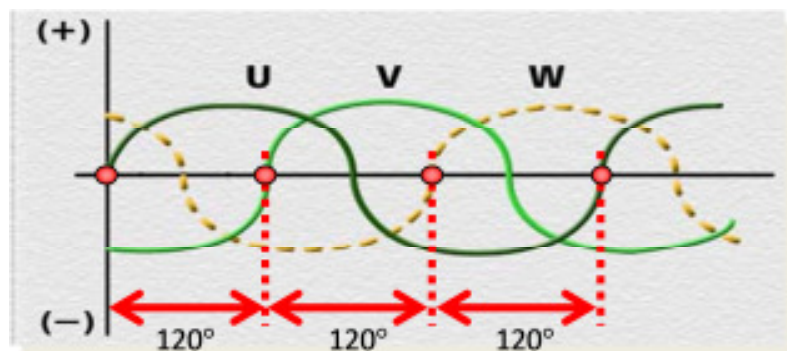


FONTE: TEAM21 (2012)

Segundo o grupo de trabalho do TEAM21 (2012), no motor de ímã permanente trifásico uma estrutura de bobina de três fases é utilizado no estator, convencionalmente aqui chamadas de Fase U, Fase V e Fase W. Quando uma corrente trifásica é aplicada, um campo magnético é gerado dentro do motor. Através do controle do campo magnético de acordo com a orientação e velocidade do rotor, os ímãs permanentes no rotor ficaram atraídos pelo campo magnético rotacional, gerando torque. Quando a máquina elétrica esta gerando eletricidade, a rotação do rotor com ímã permanente causa uma mudança no campo magnético, e a corrente flui nas bobinas do estator, devido a indução magnética. A corrente gerada é trifásica correspondente as

fases das bobinas do estator, sendo que as correntes são defasadas em 120° uma da outra. A figura 59 na sequência mostra as correntes alternadas.

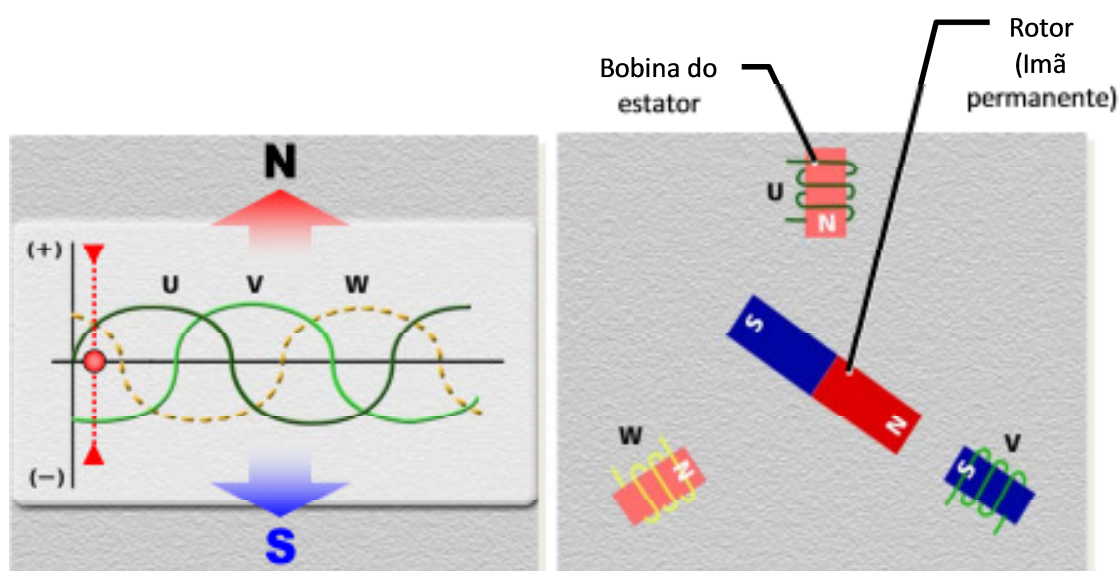
Figura 59 – Corrente alternada



FONTE: TEAM21 (2012)

Quando a corrente passa no sentido positivo, as bobinas do estator fases U, V e W passam a ser polo norte. E quando a corrente flui no sentido negativo, elas tornam-se polo sul. A figura 60 na sequência exemplifica a situação acima.

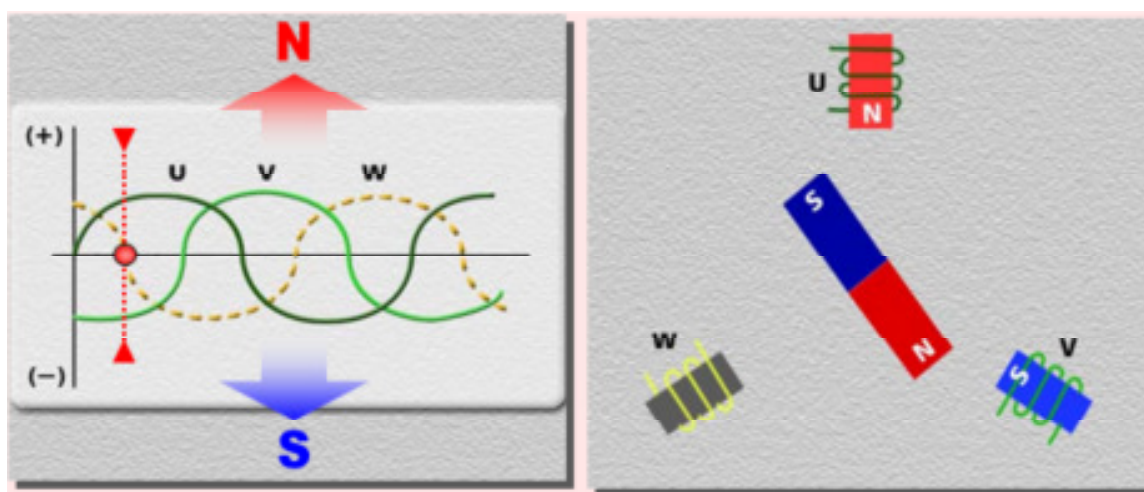
Figura 60 – Diagrama simplificado 01



FONTE: TEAM21 (2012)

Na figura 60, a corrente é aplicada na direção positiva nas bobinas dos estator de fases U e W, portanto estas tornam-se polo norte. E também a corrente também esta sendo aplicada no sentido negativo na bobina de fase V, tornando-a polo sul. A intensidade do campo magnético do campo magnético gerado nas fases U e W são iguais ao da fase V, sendo que a quantidade de corrente é proporcional a intensidade do campo magnético. Como resultado, os campos magnéticos gerados nas bobinas do estator para as fases U, V e W ambos atrairão e repelirão o rotor, imã permanente, em um modo cooperativo, e o rotor irá girar conforme as posições apresentadas nas ilustrações na sequência. A figura 61 ilustra o giro do rotor de imã permanente.

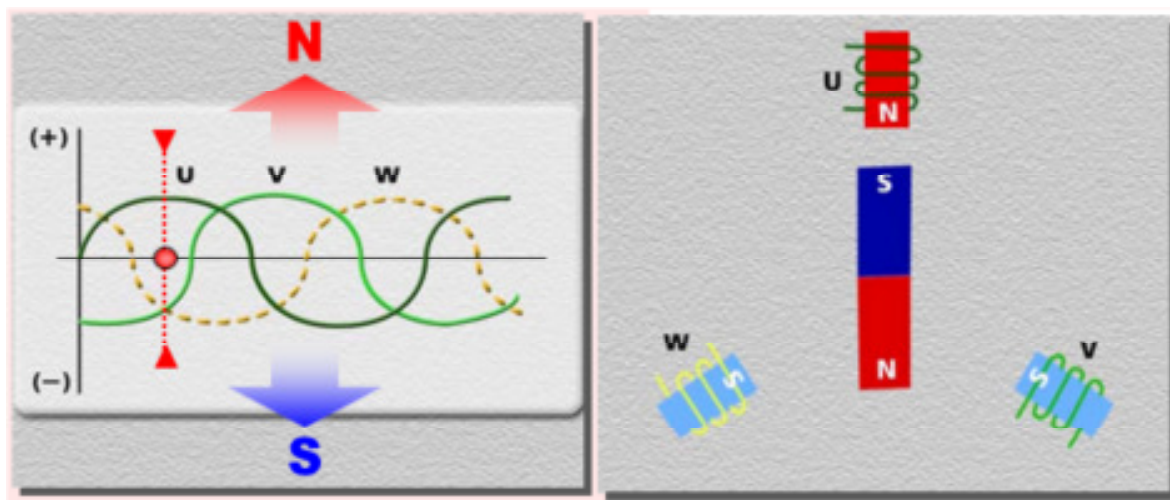
Figura 61 – Diagrama simplificado 02



FONTE: TEAM21 (2012)

Segundo o grupo de trabalho do TEAM21 (2012), de acordo com a posição do rotor a direção e a quantidade de corrente enviada para a bobina do estator mudou. De acordo a figura 61, a corrente esta aplicada no sentido positivo na fase da bobina U, portanto a fase permanece como polo norte. Da mesma forma a corrente é aplicada na bobina de fase V, onde permanece como polo sul. Nenhuma corrente é aplicada na bobina de fase W, portanto não é gerado campo magnético. Como resultado, devido ao rotor ser atraído e repelido pelos campos magnéticos, o rotor gira para a posição mostrada na figura 62 na sequência.

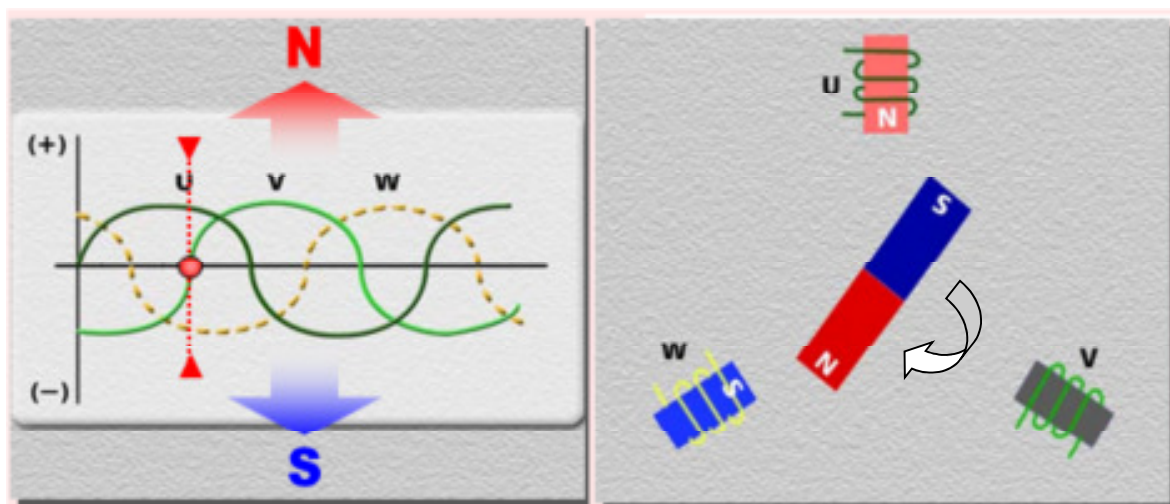
Figura 62 – Diagrama simplificado 03



FONTE: TEAM21 (2012)

A quantidade e o sentido da corrente são mudados sequencialmente de acordo com a posição do rotor e um campo magnético rotativo é produzido utilizando as bobinas do estator nas fases U, V e W. O rotor de ímã permanente é atraído e repelido pelo campo magnético rotativo fazendo com que ele rode, conforme figura 63 na sequência.

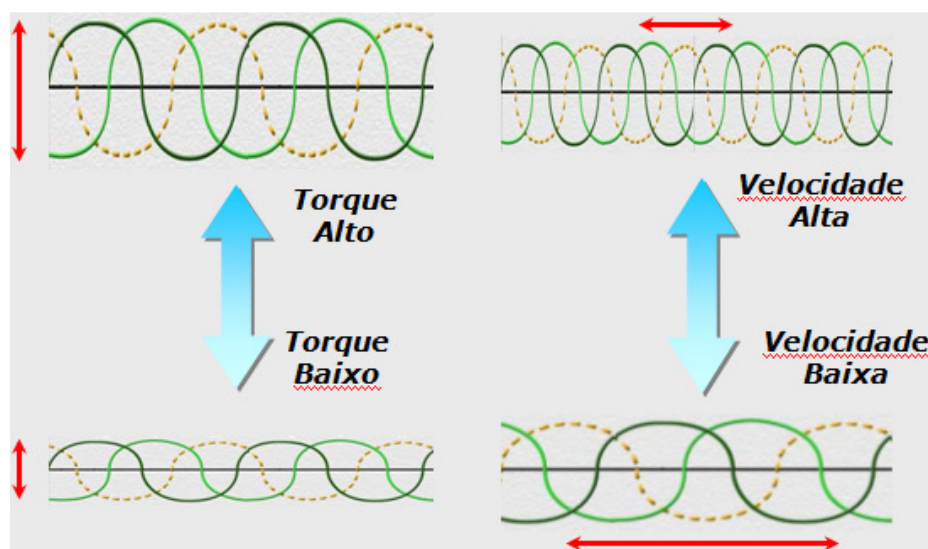
Figura 63 – Diagrama simplificado 04



FONTE: TEAM21 (2012)

Segundo o grupo de trabalho do TEAM21 (2012), o torque gerado pelo motor elétrico de ímã permanente trifásico CA é proporcional a corrente, quanto maior a amplitude da corrente maior é o torque gerado, e a velocidade rotacional é controlada conforme a frequência da corrente alternada, ou seja, quanto maior a frequência maior a velocidade rotacional. A figura 64 na sequência ilustra as informações acima.

Figura 64 – Torque gerado e velocidade rotacional



FONTE: TEAM21 (2012)

4.2.2 Sistema de freio do EV e HEV

Segundo Ehsani (2005), a frenagem regenerativa no EV e HEV adiciona alguma complexidade no projeto do sistema de freio. Dois pontos necessitam ser discutidos sobre este assunto:

- Como atender a força de frenagem total solicitada entre a frenagem regenerativa e o freio a fricção convencional, de modo a recuperar o máximo possível da energia cinética do veículo durante a frenagem.
- Como distribuir a força de frenagem total entre os eixos dianteiro e traseiro a fim de encontrar um estado de equilíbrio entre os sistemas de freio.

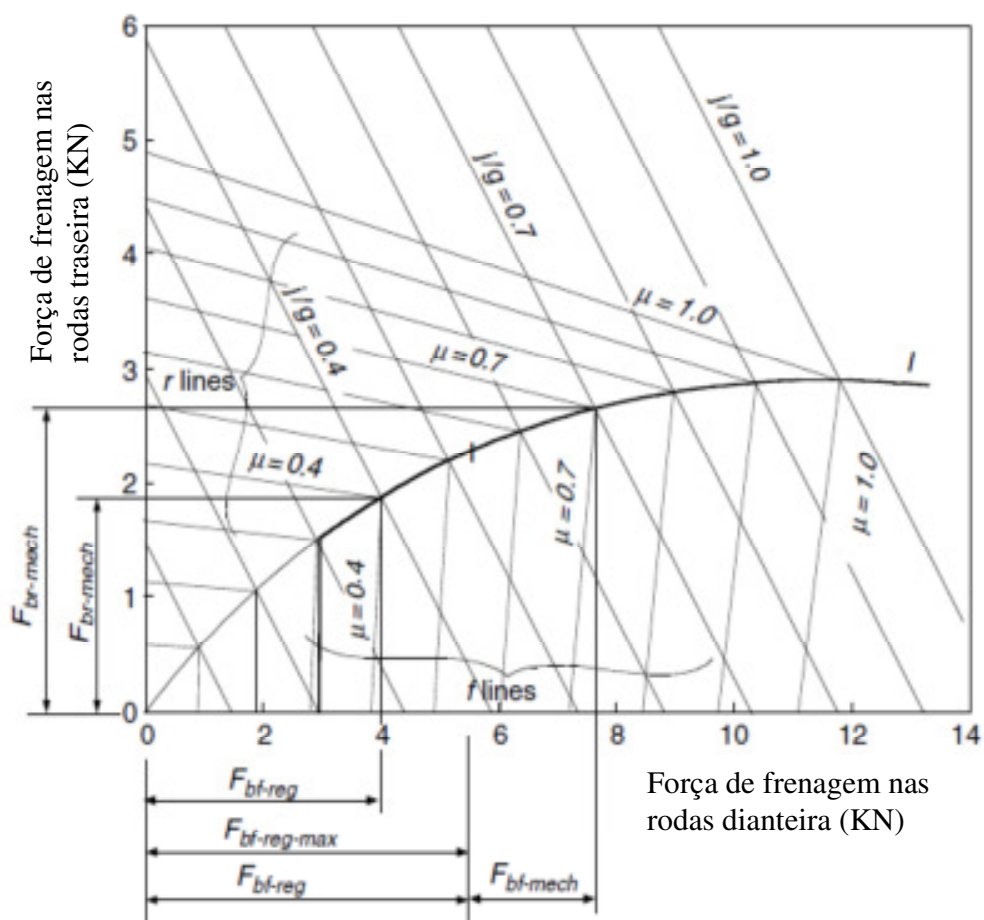
A frenagem regenerativa normalmente é eficaz somente no eixo traçado do veículo, onde o motor de tração deve ser controlado para produzir a quantidade adequada de força de frenagem

para a recuperação da energia cinética, tanto quanto possível, e ao mesmo tempo o freio mecânico deve ser controlado para atender a necessidade do comando de força do usuário. Basicamente existem três diferentes estratégias de controle do freio: Frenagem em série com ótima sensação de frenagem, frenagem em série com recuperação ideal de energia e frenagem em paralelo.

4.2.2.1 Frenagem em série com ótima sensação de frenagem

Segundo Ehsani (2005), a frenagem em série com ótima sensação de frenagem é um controlador de freio que controla a força de frenagem entre o eixo dianteiro e o eixo traseiro. A figura 65 na sequência ilustra o funcionamento do sistema de freio.

Figura 65 – Estratégia de controle do freio em série com ótima sensação de frenagem



FONTE: Ehsani (2005).

Na figura 65 são utilizados os seguintes termos:

- F_{bf} , força de frenagem do freio dianteiro.
- F_{bf-reg} , força de frenagem regenerativa do freio dianteiro.
- $F_{bf-reg-max}$, força de frenagem regenerativa máxima do freio dianteiro.
- F_{bf-mec} , força de frenagem do freio mecânico por atrito dianteiro.
- $F_{br-mech}$, força de frenagem do freio mecânico traseiro.

Segundo Ehsani (2005), quando solicitado um comando de desaceleração, através do pedal de freio, menor que 0.2g, somente a frenagem regenerativa das rodas dianteiras é aplicada, simulando o freio motor utilizado nos veículos convencionais. Quando o comando de desaceleração for maior que 0.2g, as forças de frenagem do eixo dianteiro e traseiro seguem a curva ideal de frenagem I, como mostrado na figura 65.

A força de frenagem no eixo dianteiro é dividida em duas partes: força da frenagem regenerativa e força dos freios mecânicos de atrito. Quando a força de frenagem solicitada for menor do que a máxima força que o motor elétrico pode produzir, só a frenagem regenerativa será aplicada. Quando a força solicitada for maior que a força da frenagem regenerativa disponível, o motor elétrico operará para produzir o torque máximo de frenagem e a força de frenagem restante é atendido pelo sistema de freio mecânico.

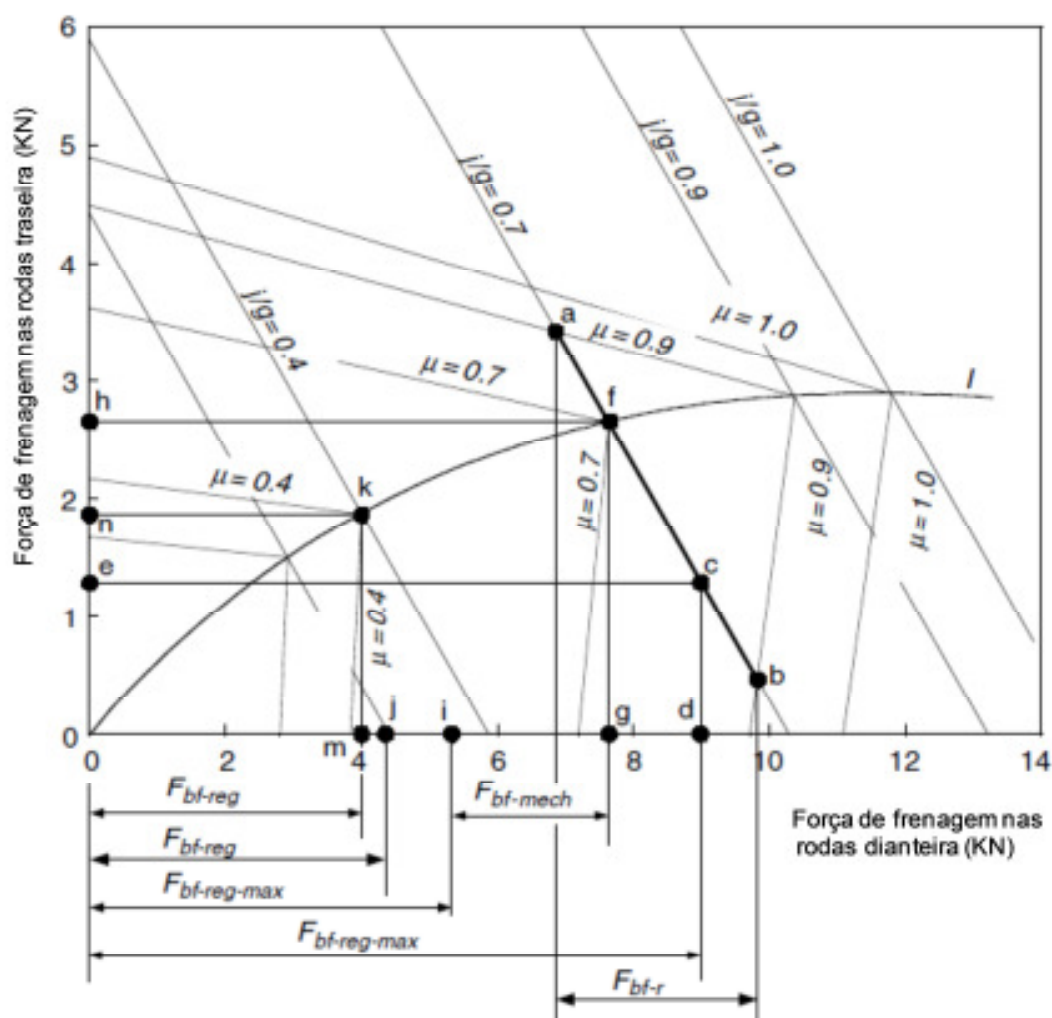
Segundo Ehsani (2005), o que deve ser observado é que a máxima força da frenagem regenerativa produzida pelo motor elétrico esta relacionada com a velocidade do motor elétrico. Em baixa velocidade o torque máximo é constante. Porém em alta velocidade, o torque máximo decresce hiperbolicamente com a velocidade. Portanto o torque do freio mecânico varia de acordo com a velocidade do veículo durante a frenagem.

4.2.2.2 Frenagem em série com recuperação ideal de energia

Segundo Ehsani (2005), a frenagem em série com recuperação ideal de energia tem o principio de recuperar o quanto for possível da energia de frenagem na condição de atender a força de frenagem total solicitada para determinada desaceleração. Quando o veículo é freado a uma taxa

de desaceleração de $j/g < u$, ou seja, valor de desaceleração menor que o coeficiente de adesão, as forças de frenagem dos eixos dianteiro e traseiro podem variar em um certo intervalo, desde que a força de frenagem total seja igual a massa do veículo em aceleração. A figura 65 na sequência ilustra o funcionamento do sistema de freio.

Figura 66 – Estratégia de controle do freio em série com recuperação ideal de energia



FONTE: Ehsani (2005).

O intervalo de variação entre os eixos dianteiro e traseiro é mostrado na figura 66 pela grossa linha sólida ab, onde $u = 0.9$ e $j/g = 0.7$. Neste caso a frenagem regenerativa deve ser utilizada como prioridade. Se a força da frenagem regenerativa estiver disponível neste intervalo, como

exemplo no ponto c, a força de frenagem no eixo dianteiro deve ser desenvolvida somente pela frenagem regenerativa sem o freio mecânico. A força de frenagem no eixo traseiro, representada pelo ponto e, deverá ser desenvolvida para atingir a força de frenagem total solicitada. Se na mesma rodovia a força disponível da frenagem regenerativa for menor que o correspondente ponto a, exemplo o ponto i da figura 66, o motor elétrico deverá ser controlado para produzir o máximo de força regenerativa. A força de frenagem dianteira e traseira devem ser controladas no ponto f, de modo a otimizar a sensação do motorista e reduzir a distancia de frenagem. No caso de necessidade de uma força de frenagem adicional no eixo dianteiro este deve ser desenvolvido pelo freio mecânico, representado por $F_{bf-mech}$, e a força de frenagem no eixo traseiro é representada pelo ponto h.

Segundo Ehsani (2005), quando a taxa de desaceleração, j/g , for muito menor que o coeficiente de adesão do pavimento, com exemplo $j/g = 0.3$ na figura 66, a força de frenagem regenerativa deve suprir a demanda da força de frenagem total, somente a frenagem regenerativa será utilizada sem o freio mecânico no eixo dianteiro.

Quando a taxa de desaceleração, j/g , for igual ao coeficiente de adesão do pavimento u , o ponto de operação das forças de frenagem dianteira e traseira devem estar na curva I. Em um pavimento com alto coeficiente de adesão, $u = 0.7$ como no ponto f da figura 66, a máxima força da frenagem regenerativa é aplicada e o restante é aplicado pelo freio mecânico. No pavimento com baixo coeficiente de adesão, como exemplo $u = 0.4$ no ponto k da figura 66, somente a frenagem regenerativa é utilizada para desenvolver a força de frenagem do eixo dianteiro.

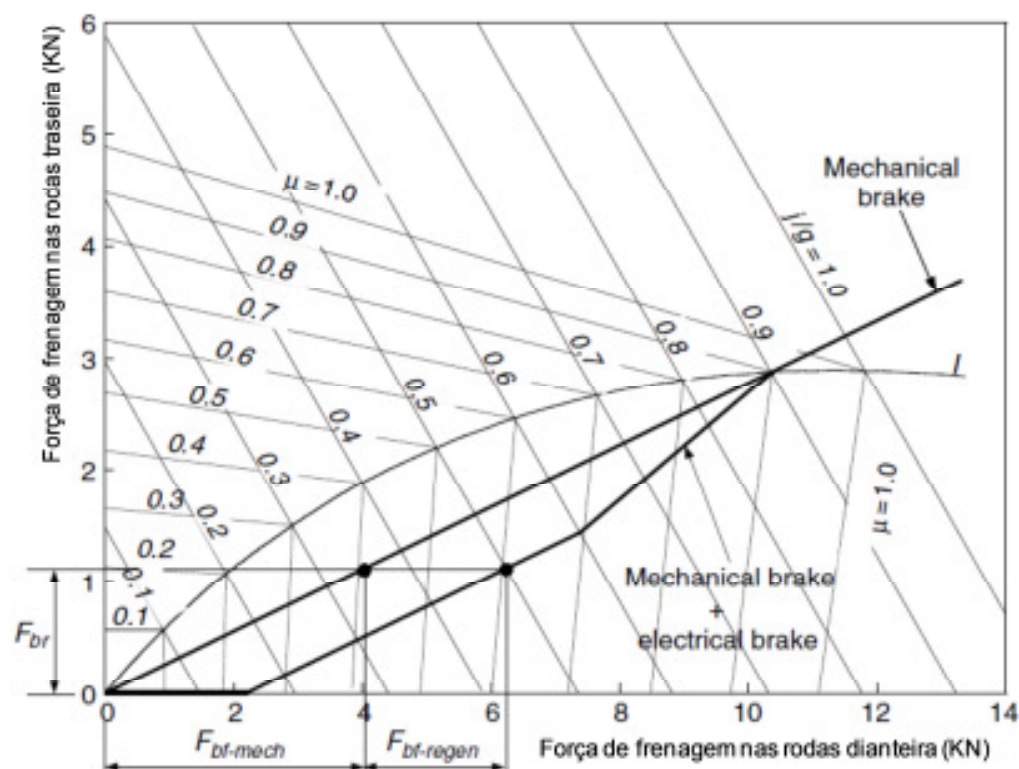
Quando a taxa de desaceleração, j/g , for muito maior que o coeficiente de adesão do pavimento u , essa taxa de desaceleração nunca será alcançada devido a limitação de adesão do pavimento. A máxima desaceleração que o veículo poderá obter $(a/g) = u$. O ponto de operação das forças do eixo dianteiro e traseiro estarão na curva I, correspondente a u , como exemplo o ponto de operação k da figura 66, onde $u = 0.4$ e a máxima taxa de desaceleração é $j/g = 0.4$.

Segundo Ehsani (2005), deve ser notado que ambos os sistemas de frenagem em série, com ótima sensação ou com recuperação ideal de energia, necessitam de um controle ativo da frenagem regenerativa e da frenagem mecânica para o eixo dianteiro e traseiro.

4.2.2.3 Frenagem em paralelo

Segundo Ehsani (2005), o sistema de frenagem em paralelo incluía a frenagem regenerativa e a frenagem mecânica, na qual se produzem forças de frenagem em paralelo e simultaneamente. O sistema de frenagem em paralelo possui um sistema convencional de frenagem que tem uma relação fixa de força de frenagem para os eixos dianteiros e traseiros. A frenagem regenerativa incrementa uma força de frenagem adicional no eixo dianteiro do veículo, resultando na curva de distribuição da força total de frenagem. A força do freio mecânico no eixo dianteiro e traseiro do veículo são proporcionais a pressão hidráulica no cilindro mestre. A figura 67 na sequência ilustra o funcionamento da frenagem em paralelo.

Figura 67 – Estratégia de controle do freio em paralelo

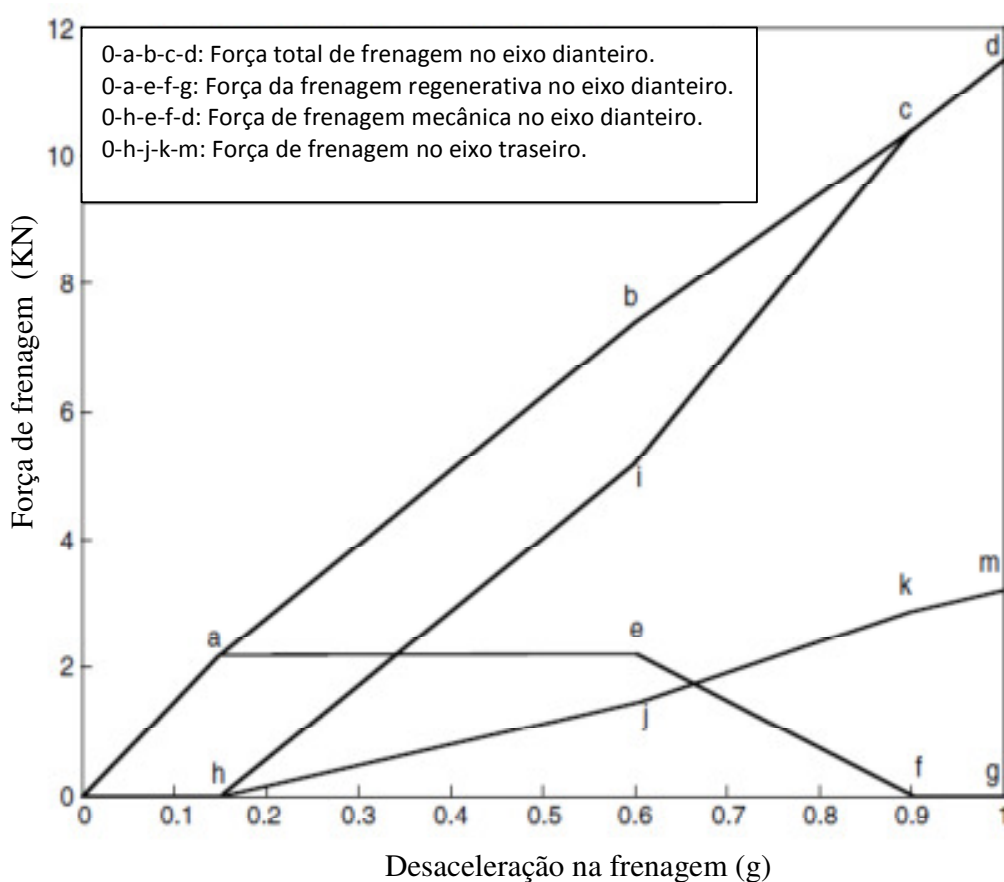


FONTE: Ehsani (2005).

No sistema de frenagem em paralelo a frenagem regenerativa é desenvolvida para ser zero quando o veículo estiver em alta velocidade e a solicitação de desaceleração for também alta, por exemplo, acima de $j/g = 0.9$, devido a manter o balanceamento da frenagem. Quando a demanda

for menor que esta desaceleração citada acima, a frenagem regenerativa é efetiva. E também quando a solicitação de desaceleração for menor que $j/g = 0.15$, somente a frenagem regenerativa é aplicada, simulando o freio motor utilizado nos veículos convencionais. A figura 68 na sequência apresenta um exemplo da força total de frenagem, força da frenagem regenerativa e a força da frenagem mecânica nos eixos dianteiro e traseiro do sistema de frenagem em paralelo de um veículo de passageiros.

Figura 68 – Variação das forças de frenagem com a taxa de desaceleração



FONTE: Ehsani (2005).

Segundo Ehsani (2005), o sistema de frenagem em paralelo não necessita de um sistema de frenagem mecânico controlado eletronicamente. Um sensor de pressão detecta a pressão no interior do cilindro mestre, que representa a solicitação de desaceleração. O sinal da pressão é regulado e enviado para o controlador do motor elétrico para controlar o motor elétrico a

fornecer o torque de frenagem solicitado. Comparando o sistema em paralelo com ambos sistema de freio em série, o sistema de frenagem em paralelo tem sua construção e controles muito mais simples. Porém a sensação do usuário e a quantidade de energia recuperada são comprometidos.

4.3 BENEFÍCIOS

Segundo Ehsani (2005), uma quantidade de energia significativa é consumida durante a frenagem. Frear um veículo de 1500 Kg de uma velocidade de 100 km/h até zero consome cerca de 0.16 KWh em poucas dezenas de metros. Quando os veículos são dirigidos nos padrões das grandes cidades, na forma de andar – parar – andar, uma quantidade significativa de energia é consumida pelas frequentes frenagens, resultando em um alto consumo de combustível. A tabela 7 na sequencia lista a velocidade máxima, média de velocidade, energia total de tração, total de energia consumida pelas resistências (resistência ao rolamento e aerodinâmica) e energia consumida durante a frenagem em uma distância percorrida de 100 Km por um veículo de passageiro de 1500 kg.

Tabela 7 – Velocidade máxima, média de velocidade, energia total de tração, total de energia consumida pelas resistências e energia consumida durante a frenagem em uma distância percorrida de 100 Km por um veículo de passageiro de 1500 kg.

	Estrada Urbana (FTP 75)	Rodovia (FTP 75)	Rodovia (US 06)	Cidade de Nova York
Velocidade máxima (Km/h)	86.4	97.7	128.5	44.6
Velocidade média (Km/h)	27.9	79.3	77.5	12.2
Energia total de tração (KWh)	10.47	10.45	17.03	15.51
Energia total consumida pelas resistências (KWh)	5.95	9.47	11.73	4.69
Energia total consumida pelas frenagens (KWh)	4.52	0.98	5.30	10.82
Porcentagem da frenagem em relação ao total de energia consumida (%).	43.17	9.38	31.12	69.76

FONTE: Ehsani (2005).

Conforme tabela 7, indica que a energia de frenagem em típicas áreas urbanas atingem mais de 25 % da energia total de tração. E em cidades grandes como Nova York e São Paulo, atinge-se a ordem de 70% da energia total de tração é consumida pelos freios. Portanto a frenagem regenerativa pode resultar em uma significativa economia de combustível nos EVs e HEVs.

Os dados do veículo Toyota Prius apresentam que durante uma frenagem regenerativa onde o HEV esta a 60 Km/h e desacelera até parar, consegue-se recuperar cerca de 1% até 3% de sua bateria, esta variação ocorre dependendo da forma que o pedal de freio é pressionado. Em uma desaceleração de 40 Km/h de forma suave até parar o veículo, a recuperação está entre 2% e 3% de sua bateria. Segundo dados do catalogo do Toyota Prius (2014), a bateria de lítio utilizada no HEV tem potencia de 4.45 KWh, portanto considerando a máxima recuperação 3% da bateria durante a frenagem, é recuperado 0.113 KWh aproximadamente durante uma frenagem. Considerando a autonomia do Toyota Prius de 25 Km no modo puramente elétrico a cada frenagem regenerativa nas condições acima representaria aproximadamente 750 metros a mais de autonomia para o veículo.

Outra vantagem apresentada pela frenagem regenerativa é o menor desgaste dos componentes dos sistemas de freio convencional, pois conforme apresentado no capítulo 4.2.2, a frenagem regenerativa auxilia a frenagem do veículo e em algumas situações é utiliza integralmente, ou seja, sem o auxilio do freio mecânico. A tabela 8 na sequência mostra um comparativo entre um veículo com sistema de frenagem regenerativa e um veículo convencional.

Tabela 8 – Comparativo entre um veículo equipado com sistema de frenagem regenerativa e veículo com sistema de freio convencional.

	Veículo equipado com Sistema de frenagem regenerativa .		Veículo com sistema de freio convencional	
Manufatura	Processo complexo pois se faz necessário o emprego peças complexas, eletrônica para controle do sistema e os mesmos componentes do freio	-	Processo convencional com os componentes citados no capítulo 2.	+

	convencional.			
Conforto	Transmite sensação de segurança e conforto ao usuário.	+	Transmite sensação de segurança e conforto ao usuário.	+
Economia	Frenagem regenerativa recupera parte da energia cinética do veículo durante a frenagem. Em uma frenagem o veículo Toyota Prius pode recuperar aproximadamente 0.113 KWh, o que representa um acréscimo de 750 metros em sua autonomia.	+	Durante a frenagem convencional a energia cinética é transformada em energia térmica pelos freios a fricção que é dissipada ao meio ambiente, portanto não existe aproveitamento desta energia.	-
Durabilidade	A frenagem ocorre no veículo através da combinação da frenagem regenerativa com a frenagem convencional, sendo que em determinada situação a frenagem regenerativa pode atuar sozinha. Portanto ocorre um aumento da durabilidade dos componentes do freio convencional.	+	Os freios convencionais são solicitados durante todas as frenagens, portanto não existe ganho de durabilidade.	-
Uso independente	Não é possível manter somente a frenagem regenerativa, pois o motor elétrico não possui torque suficiente para frenagem total do veículo. Portanto é necessário o emprego do freio mecânico.	-	Sistema de freio convencional opera sem a necessidade da frenagem regenerativa.	+
Legislação	Atende os requisitos de legislação citados no capítulo 3.	+	Atende os requisitos de legislação citados no capítulo 3.	+

Espaço	Componentes da frenagem regenerativa ocupam um espaço maior no veículo: motor elétrico, controlador do motor, bateria e etc...	-	Componentes ocupam pouco espaço.	+
Preço *	Preço maior, pois são necessários os componentes citados acima.	-	Preço menor.	+
Meio ambiente	Toyota Prius 1.8 tem índice de emissões de CO2 de 89 g/Km.	+	Média de emissões de CO2 em um veículo 1.8 é 191.26 g/Km.	-

FONTE: O Autor

Na tabela 8 acima se observa uma vantagem do veículo com freios convencionais de em quatro itens, manufatura por o processo ser o tradicional sistema de freio, uso independente do sistema sem necessidade de algo agregado para sua função primária, menor espaço por não necessitar de mais componentes e o menor custo por não haver necessidade de empregar mais tecnologia.

O veículo com sistema de frenagem regenerativa apresenta vantagem em três itens dos nove apresentados, o primeiro é a economia por recuperar a energia cinética o que resultará em econômica de combustível, maior durabilidade dos componentes do freio mecânico pelo fato de ser menos exigido durante as frenagens e menor emissão de poluentes ao meio ambiente. Nos requisitos de conforto e legislação ambos os sistemas cumprem os papéis estabelecidos.

5 CONCLUSÕES

Ao finalizarmos este trabalho podemos dizer que novamente os veículos elétricos e híbridos voltam a ser concorrente dos veículos a combustão após aproximadamente 100 anos, pois de 1895 a 1910 os veículos elétricos eram a maioria nos Estados Unidos da América. Com o lançamento do Toyota Prius 1997 e os lançamentos do início do século XX o mercado automotivo iniciou uma nova fase com objetivo de diminuir a dependências de combustíveis não renováveis e conseqüentemente a emissão de poluentes no meio ambiente.

Verificamos que o estudo do CG do veículo é fundamental para o desenvolvimento do sistema de freio, uma vez que o CG varia de acordo com o carregamento do veículo e que essa variação influencia diretamente no comportamento do veículo em frenagem, desempenho em rampa e entre outros fatores. Atualmente são utilizados no setor automotivo os freios a disco e a tambor, sendo que o freio a tambor é altamente sensível a temperatura e não deve ultrapassar 427° C, porém ele é viabilizado no mercado devido ao seu baixo custo. Já o freio a disco tem a sua maior vantagem operar normalmente em altas temperaturas como de 800° C a 900° C. Além dos componentes citados acima são também utilizados no sistema de freio o servo-freio, sua função é controlar e diminuir o esforço físico do condutor, o cilindro mestre que converte a força do servo-freio transformando em pressão hidráulica no sistema e a válvula de corte que te a função de reduzir pressão nas rodas traseiras em relação a pressão das rodas dianteiras para evitar instabilidade durante a frenagem.

Sendo o sistema de freio um sistema ligado diretamente a segurança, requisitos mínimos de atendimento tornam-se necessários, além de testes para aprovação do sistema. O Brasil, através da CONTRAN resolução nº 777/93, baseia-se na norma Europeia ECE R13. Os requisitos mínimos para aprovação são a distância de frenagem e estabilidade durante a frenagem. Os testes são o de frenagem a frio, frenagem a quente e freio de estacionamento. A legislação abrange também alguns requisitos para os veículos equipados com sistema de frenagem regenerativa, como a transição suave durante a frenagem na zona de transição entre a frenagem regenerativa e a frenagem convencional, porém não existe um teste específico para os veículos híbridos ou elétricos equipados com o sistema.

Verificamos que os veículos híbridos combinam as vantagens da propulsão a combustão interna e da propulsão elétrica, portanto o mesmo opera com dois motores, obtendo assim o melhor de cada sistema. Porém os arranjos dos motores podem ser feitos de diversas maneiras, onde os mais utilizados são os arranjos em série e o paralelo. O arranjo em paralelo é aquele que utiliza um motor de combustão interna fornecendo energia para as rodas e recebe assistência de um motor elétrico que está mecanicamente acoplado a uma transmissão, onde esta transmissão é chamada de acoplamento mecânico, o acoplamento de mecânico é muito importante para o sistema, pois define características de tração do veículo. Existem dois tipos de acoplamento mecânico o acoplamento de torque, que aumenta o torque fornecido pelo motor a combustão junto com o motor elétrico e também permite dividir o torque do motor a combustão, e o acoplamento de velocidade que além de aumentar a velocidade permite desacoplar os propulsores, portanto a velocidade de cada propulsor pode ser escolhido livremente. Os veículos híbridos em paralelo de maior rendimento utilizam os dois acoplamentos mecânicos citados acima, exemplo do veículo Toyota Prius, desta forma o benefício de torque e velocidade podem ser escolhidos alternadamente.

Os veículos híbridos e elétricos possuem uma importante característica de recuperar a energia cinética durante a frenagem, esta característica é chamada de frenagem regenerativa. Durante uma frenagem convencional a energia cinética do veículo é transformada em energia térmica e é dissipada para o meio ambiente, na frenagem regenerativa o motor elétrico, que é comumente chamado de máquina elétrica, é utilizado na função de gerador para converter a energia cinética do veículo em energia elétrica para armazenamento da bateria. A frenagem regenerativa ocorre a partir do momento que o pé é retirado do acelerador até o veículo parar completamente, seja pelo acionamento dos freios ou pelo torque contrario que a frenagem regenerativa proporciona ao veículo, simulando o freio motor de um veículo convencional.

A frenagem regenerativa é utilizada em conjunto com a frenagem convencional nos HEV e EV, devido a frenagem regenerativa não possuir torque suficiente para atender a demanda solicitada durante uma frenagem convencional ou emergencial. Portanto a frenagem regenerativa atua em conjunto com os freios convencionais por atrito. Basicamente quando a solicitação de desaceleração for entre 0.15g a 0.30g, a frenagem regenerativa atua sozinha para parar o veículo e quando a solicitação for superior a força da frenagem regenerativa o restante da força é

complementada pelo freio convencional. Portanto podemos observar que a frenagem regenerativa auxilia a diminuir o uso da frenagem convencional e consequentemente diminui o seu desgaste aumentando a sua durabilidade.

O veículo Toyota Prius em determinada condição de frenagem regenerativa apresenta até 3% de energia elétrica recuperada o que representa um aumento de aproximadamente 750 metros a mais em seu modo elétrico de uso. Portanto em uma cidade como São Paulo em que aproximadamente 70% da energia utilizada no veículo é para frenagem os ganhos de economia de combustível seriam superiores. Outra vantagem, porém associada ao veículo híbrido é a redução na quantidade de emissão de poluentes no meio ambiente.

Porém, caso não exista uma priorização da questão de consumo e/ou da questão ambiental sobre os requisitos de custo e complexidade de desenvolvimento e manufatura, vantagens expostas acima no comparativo feito entre os veículos com sistema convencional e a frenagem regenerativa, o veículo com frenagem convencional apresentou mais vantagens, pois tem menor custo, pode operar sem a necessidade do outro sistema e ocupa menor espaço. Ou seja, o veículo com frenagem convencional atende ao proposto e é acessível a população, porém os benefícios que a frenagem regenerativa, no HEV ou EV, proporciona ao veículo não deve ser vista como luxo, mas sim como alternativa de diminuir o consumo de combustíveis fósseis e diminuir os impactos no meio ambiente.

Desta forma, a adoção de sistemas de frenagem regenerativa em maior escala de forma a tornar esta tecnologia acessível a uma maior parcela da população e maximizar os ganhos ambientais atrelados ainda depende de maior conscientização por parte da população e desenvolvimento de legislações específicas que levem em conta estes aspectos de economia de combustível e benefícios ambientais, tornando a tecnologia mais competitiva com relação aos sistemas de frenagem convencionais.

5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Partindo da base de conhecimento exposta neste trabalho, pode-se sugerir os seguintes temas para desenvolvimentos futuros:

- Fazer um comparativo entre diferentes métodos de frenagem regenerativa com o objetivo identificar qual é o mais eficiente.
- Instrumentar um HEV ou EV e quantificar os valores recuperados pela frenagem regenerativa em diversas situações de uso, levando-se em consideração condições específicas de uso de grandes centros urbanos brasileiros.
- Iniciar estudo sobre a aplicação de célula de combustível nos veículos.

REFERÊNCIAS

BARAN, Renato.; LEGEY, Luiz F.L. **Veículos elétricos: história e perspectivas Brasil.** Artigo XIII Congresso Brasileiro de Energia, 2010. p. 207-224.

BERMAN, Brad et al. **Regenerative Braking.** Disponível em: <<http://www.hybridcars.com/regenerative-braking/>>. Acesso em: 12 set. 2013.

CANALE, A. C. **Automobilística: dinâmica e desempenho.** São Paulo: Érica, 1989. P. 62.

CANALE, A. C. **Estudo de desempenho de autoveículos rodoviários considerando o passeio pelo centro de gravidade e restrições impostas pelo binômio pneumático x pavimento.** 1991. 290 f. Tese (Doutorado) - Universidade de São Paulo, São Carlos, 1991.

CLARKE, Peter; MUNEER, Tariq; CULLINANE, Kevin. **Cutting vehicle emissions with regenerative braking.** Edinburgh: Elsevier, 2010. 8 p.

CATALOGO, Toyota Prius. **Catalogo Toyota Prius.** Disponível em: <http://www.toyota.pt/Images/catalogoPriusPlugIn_tcm270-1183565.pdf/>. Acesso em: 19 mai. 2014.

DUGONSKI, Carolina; ZOSCHKE, Loane Maria. **ESTUDO DE UM SISTEMA DE APROVEITAMENTO DA ENERGIA ARMazenada NA FRENAGEM REGENERATIVA ELÉTRICA EM ELEVADORES.** 2011. 147 f. Dissertação (Engenharia) - Curso de Engenharia Industrial Elétrica, Departamento de Acadêmico de Eletrotécnica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2011.

EHSANI, M.. et al. **Modern electric, hybrid electric, and fuel cell vehicles.** United States Of America: Crc Press, 2005. 419 p.

ELECTRIFICATION, IEEE Transportation (Ed.). **Prius Plug-in Hybrid.** Disponível em: <<http://electricvehicle.ieee.org/vehicles/prius-plug-in-hybrid/>>. Acesso em: 09 ago. 2013.

ERIKSSON, Mikael. **Friction and Contact Phenomena of Disc Brakes Related to Squeal.** 2000. 47 f. Dissertação (.) - Acta Universitatis Upsaliensis, Uppsala, 2000.

FERREIRA, André Augusto. **SISTEMA SUPERVISÓRIO DE GESTÃO DE MÚLTIPLAS FONTES DE SUPRIMENTO PARA APLICAÇÕES EM VEÍCULOS ELÉTRICOS.** 2007. 187 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Elétrica, Universidade Estadual de Campinas., Campinas, 2007.

GARDINALLI, Geraldo José. **COMPARAÇÃO DO DESEMPENHO DE FRENAGEM SIMULADA X EXPERIMENTAL DE UM VEÍCULO DE PASSEIO COM FREIOS HIDRÁULICOS E ABS.** 2005. 112 f. Tese (Mestrado) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo., São Paulo, 2005.

GILLESPIE, T. D., **Fundamentals of Vehicles Dynamics,** Warrendale – USA: Society of Automotive Engineers, 1992, 470 pg.

GIORIA, Gustavo dos Santos. **INFLUÊNCIA NA UTILIZAÇÃO DO ABS NA SEGURANÇA VEICULAR BASEADA NA EFICIÊNCIA DE FRENAGEM E NA PROBABILIDADE DE TRAVAMENTO DAS RODAS.** 2008. 146 f. Tese (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo., São Carlos, 2008.

GOLDEMBERG, Clóvis; LEBENSZTAJN, Luiz; PELLINI, Eduardo Lorenzetti. **A EVOLUÇÃO DO CARRO ELÉTRICO,** 2005. Disponível em: <<http://www.lps.usp.br/lps/arquivos/conteudo/grad/dwnld/CarroEletrico2005.pdf>>. Acesso em: 10 ago. 2013.

HOYER, K. G. **The History of Alternative Fuels in Transportation: The Case of electric and Hybrid Cars.** Utilities Policy. S/I: Elsevier, 2008.

LENZ., André Luis. **Freio Regenerativo:** Sistema de Recuperação de Energia Cinética. Disponível em: <<http://automoveiseletricos.blogspot.com.br/2013/03/freio-regenerativo-sistema-de.html>>. Acesso em: 08 set. 2013.

LIMPERT, R. **Brake design and safety.** SAE international, 1992.

PENG, D.; ZHANG, Y.; YIN, C.I.; ZHANG, J.W.. **COMBINED CONTROL OF A REGENERATIVE BRAKING AND ANTILOCKBRAKING SYSTEM FOR HYBRID ELECTRIC VEHICLES.** 6. ed. Shanghai: Ksae, 2008. 9 p. (6).

MILLIKEN, W. F; MILLIKEN, D. L, Race car vehicles dynamics, **Warrendale – USA: Society of Automotive Engineers,** 1995, 893 pg.

M.ISHIHARA. **Ece brake regulation.** Disponível em: <http://www.jasic.org/j/07_wp29/pdf/2010/24th_Expert_Meeting_j.pdf>Acesso em: 02 abr. 2014.

RASZL, Guilherme. **Sistemas de freios: Tipos de projetos de freios: Tambor e Disco.** 01 fev. 2012, 30 maio 2012. 35 p. Notas de Aula. Apresentação.

SANTOS, Aliandro Henrique Costa. **Uma Contribuição ao Estudo dos Freios de Atrito para Aplicação em Frenagem Regenerativa.** 2009. 173 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica., Departamento de Projeto Mecânico, Universidade Estadual De Campinas, Campinas, 2009.

SCHUTT., Noel. **GM 512 hybrid,** 2005. Disponível em: <<http://schutt.org/blog/2010/01/gm-512-hybrid/>>.Acesso em: 20.jan.2014.

SCIENCE MUSEUM. **Ford Comuta electric car 1967.** Disponível em: <<http://www.sciencemuseum.org.uk/images/manualsspl/10221430.aspx>>. Acesso em: 20.jan. 2014.

STRUBEN.,J; Steman., J.D. **Transition challenges for alternative fuel vehicle and transportation system,** 2006. Disponível em:

<<http://www.systemdynamics.org/conferences/2006/proceed/papers/STRUB391.pdf>>.
Acesso em: 20.jan. 2014.

UNITED NATIONS. ***ECE R13 - uniform provisions concerning the approval of vehicles of categories M, N and O with regard to braking.*** Geneva, 2011. (Revision 7).

VIVEROS, Henry Pizarro. **Análise do desempenho na frenagem de um cavalo mecânico e semi-reboque com suspensão mecânica e sistema ABS mediante simulação em matlab/ simulink.** 2010. 103 f. Tese (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica. Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo. São Carlos, 2010.

TEAM 21. **Hybrid system.** , 2012. CD-ROM.

TOYOTA. Disponível em: <<http://www.toyota.com/esq/img/gallery/full/1997-toyota-prius.jpg>>. Acesso em: 20.jan.2014.