

MARCOS CARBONI BUENO

MARCOS VINICIOS GOMES DE OLIVEIRA

10,0 (dez)
M. V. Gomes
09/12/02

Nota final
9,3 (nove e tres)
ADM

**PROJETO DE FREIO DE ESTACIONAMENTO
ACIONADO ELETRICAMENTE**

Trabalho de Formatura apresentado à
Escola Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do título de
Bacharel em Engenharia

São Paulo

2002

MARCOS CARBONI BUENO

MARCOS VINICIOS GOMES DE OLIVEIRA

**PROJETO DE FREIO DE ESTACIONAMENTO
ACIONADO ELETRICAMENTE**

Trabalho de Formatura apresentado à
Escola Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do título de
Bacharel em Engenharia

Área de Concentração:

Engenharia Mecânica

Orientador:

Prof. Dr. Ronaldo de Breyne Salvagni

São Paulo

2002

AGRADECIMENTOS

Ao meu pai, Paulo Bueno, pelo apoio, pelo incentivo e pelas idéias quanto à elaboração deste projeto.

À minha mãe e minha irmã, pelo estímulo durante meus anos de estudo.

Ao nosso orientador, Prof. Ronaldo Salvagni e aos colegas da General Motors do Brasil, que muito contribuíram para que este trabalho fosse realizado.

Marcos C. Bueno

Aos meus pais e à minha irmã, pelo apoio durante todos estes anos.

Ao nosso orientador, Prof. Ronaldo Salvagni, pelas diretrizes seguras durante a elaboração deste trabalho.

Aos meus colegas de classe, sem os quais sobreviver à Poli teria sido, sem dúvida, muito mais difícil.

Aos colegas da General Motors do Brasil, em especial Paulo Bueno, Otávio Xavier, Eduardo Godinho e Ronaldo Suda, pelo auxílio e pelo incentivo para a realização deste trabalho.

Marcos V. Oliveira

RESUMO

O presente trabalho refere-se ao estudo de viabilidade para a implementação de um sistema de freio de estacionamento em um novo projeto de automóvel de passeio a ser fabricado no Brasil. Nesse contexto, são identificadas as alternativas existentes e viáveis atualmente, tanto do sistema convencional quanto do sistema elétrico, levando em conta aspectos legais e técnicos. Essas alternativas para o novo sistema serão então confrontadas, de forma que uma delas será tomada como a mais adequada, com base em critérios de seleção previamente determinados. Então, a alternativa selecionada será modelada e uma aplicação real será desenvolvida.

ABSTRACT

This report presents the viability study for implementation of a parking brake system in a new passenger car project to be manufactured in Brazil. In this context, the existing and feasible alternatives, which can be of the conventional or of the electrical system, will be identified and compared, considering technical and legal requirements. The most suitable one will then be chosen, regarding decision criteria previously determined. The following step is to model the selected alternative, and to develop a real application of it.

SUMÁRIO

RESUMO	v
ABSTRACT	vi
LISTA DE FIGURAS	x
LISTA DE TABELAS	xii
LISTA DE SÍMBOLOS	xiii
1 INTRODUÇÃO	1
2 DEFINIÇÃO DO PROBLEMA	2
3 OBJETIVOS	3
4 REQUISITOS DE PROJETO	4
4.1 Requisitos Legais	4
4.2 Requisitos Técnicos	5
5 ESTUDO DO MERCADO	6
6 DESCRIÇÃO DAS ALTERNATIVAS	8
6.1 Freio de Estacionamento Convencional	8
6.1.1 Controle	8
6.1.2 Luzes de Advertência	9
6.1.3 Mecanismo	9
6.1.3.1 Cabos	9
6.1.3.2 Barras	12
6.1.3.3 Alavancas	13
6.1.3.4 Equalizadores e Ajustes	13
6.1.4 Freio de Estacionamento no Tambor Traseiro	13
6.1.5 Freio de Estacionamento no Disco Traseiro	14
6.1.5.1 Freio de Estacionamento com Tambor Auxiliar	14
6.1.5.2 Freio de Estacionamento no Caliper Traseiro	15
6.2 Freio de Estacionamento Elétrico	17
6.2.1 Sistema <i>Cable Puller</i>	17
6.2.1.1 Controle	17
6.2.1.2 Mecanismo	18

6.2.2	Sistema com Atuação Direta.....	18
6.2.2.1	Controle.....	18
6.2.2.2	Mecanismo.....	18
6.2.3	Sistema com Caliper Integrado.....	21
6.2.3.1	Controle.....	21
6.2.3.2	Mecanismo.....	21
6.2.4	Sistema <i>Spring Brake</i>	23
6.2.4.1	Controle.....	23
6.2.4.2	Mecanismo.....	23
7	CRITÉRIOS DE SELEÇÃO.....	27
7.1	Sistema de Garantia contra Falhas (<i>backup</i>).....	27
7.2	Espaço Ocupado pelo Sistema.....	27
7.3	Esforço Ergonométrico	27
7.4	Segurança.....	27
7.5	Custo e Investimento.....	28
7.6	Massa	28
7.7	Manutenção.....	28
7.8	Durabilidade.....	28
8	COMPARAÇÃO E SELEÇÃO DA MELHOR ALTERNATIVA.....	30
9	FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	34
9.1	Eletroímã.....	34
9.2	Cálculo de Molas	41
9.3	Freio a Tambor.....	45
9.3.1	Tipos de Freio a Tambor.....	45
9.3.2	Auto-Energização	51
9.3.3	Fator de Frenagem	51
10	DIMENSIONAMENTO	54
10.1	Freio de Estacionamento a Tambor	54
10.1.1	Aplicação de valores numéricos	56
10.2	Mola	58
10.2.1	Aplicação de valores numéricos	59
10.3	Eletroímã.....	61

10.3.1	Aplicação de valores numéricos	61
10.3.2	Rotinas em MATLAB.....	64
10.4	Visão Geral do Modelo Desenvolvido.....	68
11	DESENHOS TÉCNICOS	71
	ANEXOS	76
	Eletroímã Cilíndrico de Translação (1).....	76
	Eletroímã Cilíndrico de Translação (2).....	78
	Eletroímã Toroidal Articulado na Extremidade.....	79
12	REFERÊNCIAS.....	81

LISTA DE FIGURAS

Figura 6.1 - Esquema da Unidade de Controle do Freio de Estacionamento	8
Figura 6.2 - Instalação Convencional do Freio de Estacionamento.....	9
Figura 6.3 - Montagem do Equalizador	10
Figura 6.4 - Conector do Cabo Intermediário aos Cabos Traseiros.....	11
Figura 6.5 - Cabo e Envoltório	12
Figura 6.6 - Retentor prendendo o Envoltório	12
Figura 6.7 - Montagem do Freio de Estacionamento no Tambor Traseiro.....	14
Figura 6.8 - Montagem do Tambor Auxiliar	15
Figura 6.9 - Mecanismo de Porca-e-Parafuso.....	16
Figura 6.10 - Mecanismo de Esfera-e-Rampa	17
Figura 6.11 - Visão Geral do Sistema com Atuação Direta.....	19
Figura 6.12 - Visão Lateral do Sistema com Atuação Direta	20
Figura 6.13 - Visão Geral do Sistema Integrado.....	22
Figura 6.14 - Esquema da Montagem do Sistema Integrado	23
Figura 6.15 - Eletroímã Utilizado	24
Figura 6.16 - Desenho Final do Sistema.....	25
Figura 9.1 - Conversor Genérico com dois circuitos elétricos.....	35
Figura 9.2 - Um tipo de eletroímã de excitação única	39
Figura 9.3- (a) Mola helicoidal carregada axialmente; (b) Diagrama de corpo livre mostrando fio sujeito a cisalhamento direto e torsional.....	42
Figura 9.4 - Tipos de terminais para molas de compressão.....	43
Figura 9.5 - Montagem da Lona de Freio	45
Figura 9.6 - Freio Simplex	46
Figura 9.7 - Freio Duplex.....	47
Figura 9.8 - Freio Duo-Duplex	48
Figura 9.9 - Servo-Freio.....	49
Figura 9.10 - Freio Duo-Servo	50
Figura 9.11 - Coeficientes de Frenagem como função do Coeficiente de Atrito	52
Figura 9.12 - Forças Atuantes no Tambor	53
Figura 10.1 - Veículo em uma rampa de 30% de inclinação	54

Figura 10.2 - Forças agindo na superfície externa do pneu e na superfície interna do tambor	55
Figura 10.3 - Gráfico relacionando o diâmetro do condutor e a altura do material ferromagnético	65
Figura 10.4 - Forças na mola e no eletroímã em função do entreferro, na situação de açãoamento	66
Figura 10.5 - Forças na mola e no eletroímã em função do entreferro, na situação de regime	67
Figura 10.6 - Visão Geral do Sistema Spring Brake.....	68
Figura 10.7 - Visão geral do sistema, mostrando o material ferromagnético	69
Figura 10.8 - Visão Frontal do Sistema Projetado.....	70
Figura A1.1 - Esquema de eletroímã cilíndrico de translação.....	76

LISTA DE TABELAS

Tabela 8.1 - Quadro de Decisão.....	30
Tabela 9.1 - Fórmulas para Dimensões de Molas de Compressão (N_a = número de espiras ativas).....	43
Tabela 9.2 - Constantes de Terminação da Mola.....	44

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Altura da seção transversal de um eletroímã genérico
A	Área da seção transversal do fio do condutor
b	Base da seção transversal do núcleo ferromagnético
C	Índice de mola
C^*	Coeficiente de frenagem
d	Diâmetro do fio do condutor; diâmetro do fio da mola
D	Diâmetro médio da mola
D_{int}	Diâmetro interno do núcleo ferromagnético
D_{pneu}	Diâmetro do pneu (estático)
D_{tambor}	Diâmetro do tambor de freio
e	Entreferro
$E_{eletint}$	Energia elétrica introduzida no sistema
e_J	Perdas por efeito Joule
e_{max}	Entreferro máximo
e_{mec}	Perdas mecânicas
$E_{mecforn}$	Energia mecânica fornecida ao sistema
E_{mecint}	Energia mecânica introduzida no sistema
$E_{mectotal}$	Energia mecânica total do sistema
e_{min}	Entreferro mínimo
F	Força
\mathfrak{I}	Força magnetomotriz (f.m.m.)
F_a	Força de atuação do mecanismo de freio sobre a sapata
F_d	Força de atrito desenvolvida na superfície do tambor de freio
F_{des}	Força desenvolvida pelo eletroímã
g	Aceleração da gravidade

G	Módulo de rigidez torsional
h	Altura da seção transversal do núcleo ferromagnético
i_i	Corrente elétrica no circuito i
I	Corrente elétrica
J	Momento polar de área
k	Constante de mola
K_s	Fator de correção de cisalhamento
l	Comprimento
L	Comprimento desenvolvido do fio do condutor
L_0	Comprimento livre da mola
L_i	Indutância própria da bobina i
M	Indutância mútua entre bobinas; massa do veículo
N	Número de espiras da bobina
N_a	Número de espiras ativas da mola
N_t	Número total de espiras da mola
r	Raio
R	Resistência elétrica
\mathfrak{R}	Relutância magnética
\mathfrak{R}_e	Relutância magnética do entreferro
\mathfrak{R}_t	Relutância magnética total
R_{pneu}	Raio do pneu (estático)
S	Área da seção transversal do eletroímã
t	Tempo; espessura do envoltório do enrolamento
T	Momento torsor
U	Energia de deformação
v_i	Tensão elétrica de excitação do circuito i
x	Posição; deflexão da mola

Letras Gregas

α	Constante de terminação da mola
----------	---------------------------------

β	Densidade de corrente elétrica no condutor
ΔE_{eletr}	Variação da energia armazenada no campo elétrico
ΔE_{mag}	Variação da energia armazenada no campo magnético
ΔE_{mec}	Variação da energia mecânica armazenada no sistema
μ	Coeficiente de atrito entre a lona e o tambor de freio
μ_0	Permeabilidade magnética do vácuo
ρ	Resistividade elétrica
Σe	Somatória das perdas Joule, ferromagnéticas e mecânicas
τ_{max}	Tensão de cisalhamento máxima na mola

1 INTRODUÇÃO

O presente trabalho refere-se a um estudo de viabilidade, seleção dentre diversas propostas de freio de estacionamento e projeto da alternativa selecionada, para ser utilizado em automóveis de passeio fabricados no Brasil.

Um veículo de passeio comum possui freio de serviço e freio de estacionamento. A função do freio de serviço é permitir ao motorista reduzir gradualmente a velocidade do veículo durante uma condução normal ou fazê-lo parar completamente. Esse freio de serviço é acionado hidráulicamente, e possui duas linhas distintas de fluido, para evitar perda total da eficiência do sistema em caso de falha em uma linha.

Já o sistema de freio de estacionamento deve permitir que o veículo seja mantido mecanicamente em repouso em superfícies planas ou inclinadas e, particularmente, na ausência de motorista.

O freio de estacionamento não é projetado para atuar como freio de serviço auxiliar. A força de frenagem obtida através do freio de estacionamento é muito menor que a força conseguida através do freio de serviço. Isso ocorre porque o primeiro atua apenas nas duas rodas traseiras, o que diminui a superfície de atrito disponível para efetuar-se a frenagem, enquanto o segundo atua nas quatro rodas, e também conta com o servo-freio para reduzir o esforço imposto pelo motorista.

O sistema de freio de estacionamento não utiliza a linha do sistema hidráulico de frenagem. Em automóveis de passeio, ele é comumente acionado por cabos e alavancas de forma a fazer com que o freio traseiro atue.

Para que seja acionado, o freio de estacionamento conta, na maioria dos casos, com uma alavanca, acionada manualmente, posicionada no interior do habitáculo, entre os bancos do motorista e do passageiro. Puxando-se a alavanca para cima, aciona-se o freio. Um mecanismo de catraca mantém o freio acionado. Para a liberação do freio, pressiona-se um botão na alavanca para a liberação da catraca.

2 DEFINIÇÃO DO PROBLEMA

Os automóveis de passeio devem dispor de um sistema que faça com que eles permaneçam mecanicamente em repouso, em superfícies planas ou inclinadas, particularmente na ausência do motorista. Tal sistema, chamado freio de estacionamento, existe na totalidade dos veículos de passeio, e são todos muito semelhantes quanto ao funcionamento.

Outra função importante desse sistema é atuar como freio de emergência no caso de falha do freio de serviço. Por isso, eles possuem acionamentos independentes.

Além disso, o dispositivo considerado deve também auxiliar o motorista a colocar o carro em movimento quando este está parado em uma ladeira.

Com base nessa necessidade verificada e nos requisitos de projeto de tal dispositivo, serão apresentadas e comparadas diversas alternativas para sua implementação.

3 OBJETIVOS

O objetivo do presente trabalho é verificar o funcionamento do freio de estacionamento, e verificar a viabilidade de se implementar um sistema com acionamento elétrico em alguns segmentos de automóveis de passeio do mercado nacional. Para isso, serão seguidas as seguintes etapas:

- Análise do funcionamento do freio de estacionamento em automóveis de passeio;
- Estudo das normas vigentes no Brasil, que regulamentam o sistema de freio de estacionamento;
- Estudo do mercado nacional, no tocante à aceitação dos sistemas mecânico e elétrico de acionamento do freio de estacionamento;
- Descrição do funcionamento do sistema de freio de estacionamento mais utilizado atualmente em veículos de passeio;
- Apresentação de quatro novas propostas de operação do freio de estacionamento, com acionamento elétrico ao invés de mecânico;
- Estabelecimento de critérios que permitam a opção entre os diversos sistemas de freio apresentados;
- Comparação entre os sistemas convencional e os quatro novos sistemas elétricos apresentados;
- Seleção, com base nos critérios, de um sistema de freio para utilizar-se nos veículos de passeio fabricados no Brasil, dentro do segmento especificado.

4 REQUISITOS DE PROJETO

4.1 Requisitos Legais

Segundo a norma européia ECE 13-H, na qual se baseia a norma brasileira – Resolução CONTRAN 777/93 –, “o sistema de freio de estacionamento deve ser capaz de manter o veículo estacionário em uma inclinação positiva ou negativa na ausência do motorista, com as partes móveis mantidas na posição de travamento por um mecanismo puramente mecânico”. Além disso, o motorista deve ser capaz de executar o comando de frenagem de seu assento.

Outras restrições feitas ao sistema de freio de estacionamento são de que o controle deste sistema deve ser independente do controle do freio de serviço – entendendo-se por controle a atuação direta do motorista para permitir a transmissão da energia requerida pela ação de frenagem – e que o sistema de freio de estacionamento deve ser projetado de forma a atuar mesmo com o veículo em movimento. Sua atuação, esteja o veículo parado ou em movimento, deve ser sinalizada para o motorista, por meio de uma lâmpada vermelha localizada no painel de instrumentos.

Esta mesma norma, nos testes a que o sistema de freio de estacionamento deve ser submetido, especifica que o freio de estacionamento deve ser capaz de manter o veículo totalmente carregado parado numa rampa com inclinação de 20%, positiva ou negativa. Um sistema que tenha de atuar muitas vezes antes de atingir a performance prescrita é admitido. Caso o mecanismo de controle seja manual, a máxima força aplicada deve ser de 400 N. Se o sistema for mecânico, esta máxima força é de 50 N.

4.2 Requisitos Técnicos

O sistema de freio de estacionamento que se deseja implementar deve ser capaz de executar as seguintes funções:

- Gerar torque de frenagem nas rodas, em resposta a um comando do motorista;
- Possibilidade de acionamento em subidas e descidas, com sistema de travamento do mecanismo;
- Possibilidade de acionamento mesmo que a chave tenha sido retirada;
- Possibilidade de ajuste para compensar o desgaste dos atuadores.

5 ESTUDO DO MERCADO

Neste trabalho, pretende-se escolher entre um sistema convencional e um elétrico de freio de estacionamento para um veículo de passeio a ser fabricado no Brasil. Embora os automóveis sejam produtos de engenharia, eles possuem a peculiar característica de serem produtos cuja compra está fortemente ligada à emoção que causam nos consumidores.

A partir da metade dos anos 1930, o estilo dos carros passou a ser levado em conta pelos fabricantes durante o projeto de um novo carro. Ainda hoje, estilo e preço (em comparação com o preço dos concorrentes) são os fatores determinantes para o sucesso de um veículo. Com o avanço da eletrônica, a eletrônica embarcada nos automóveis de passeio também aumentou. Como a introdução dos dispositivos eletrônicos era sempre a partir dos veículos topo-de-linha, passou-se a associar sistemas de acionamento elétrico e de controle eletrônico a uma condição tecnológica superior, geralmente contrapondo-se a sistemas mecânicos utilizados há muitos anos. Trata-se da necessidade de oferecer produtos inovadores, o que é muito procurado pelos consumidores. Mesmo que a substituição de um sistema largamente conhecido e testado por um sistema inovador não seja uma decisão puramente técnica.

Devido a este fator subjetivo, ainda que o estudo de viabilidade mostre o sistema convencional como o mais indicado para a aplicação, o sistema elétrico poderia ser oferecido como um opcional do veículo. Esta decisão seria fundamentada em pesquisas realizadas pelo departamento de Marketing da empresa, junto a potenciais compradores do veículo.

Considerar-se-á que o sistema de freio de estacionamento será instalado em um veículo do segmento dos médios, cujo preço varia entre R\$ 35.000,00 e R\$ 45.000,00. Os concorrentes potenciais fabricados atualmente no Brasil seriam: Chevrolet Astra e Zafira, Fiat Stilo, Ford Focus, Honda Civic, Mercedes-Benz Classe A, Citroën Picasso, Renault Scenic, Toyota Corolla, Volkswagen Golf e Bora e Peugeot 307.

No ano de 2001, foram vendidos no atacado cerca de 170 mil veículos deste segmento (fonte: ANFAVEA). Uma proposta para a entrada no mercado deste

sistema seria de obter cerca de 25% de participação no mercado, o que significaria 45 mil veículos/ano, considerando os números de 2001.

6 DESCRIÇÃO DAS ALTERNATIVAS

6.1 Freio de Estacionamento Convencional

6.1.1 Controle

O controle do freio de estacionamento de automóveis de passeio – o escopo deste trabalho – é a alavanca acionada pelo motorista.

A maioria dos sistemas de freio de estacionamento utiliza a lona ou a pastilha do freio de serviço para bloquear as rodas traseiras.

A alavanca é normalmente instalada entre os dois bancos dianteiros. Conforme a alavanca é puxada para cima, o mecanismo de catraca trava de forma a manter uma tensão nos cabos e, assim, os freios acionados. Para liberar o freio, um botão acionado por mola, localizado na extremidade da alavanca, é mantido pressionado enquanto a alavanca é abaixada até a posição inicial.

A Figura 6.1 ilustra uma unidade de controle de freio de estacionamento:

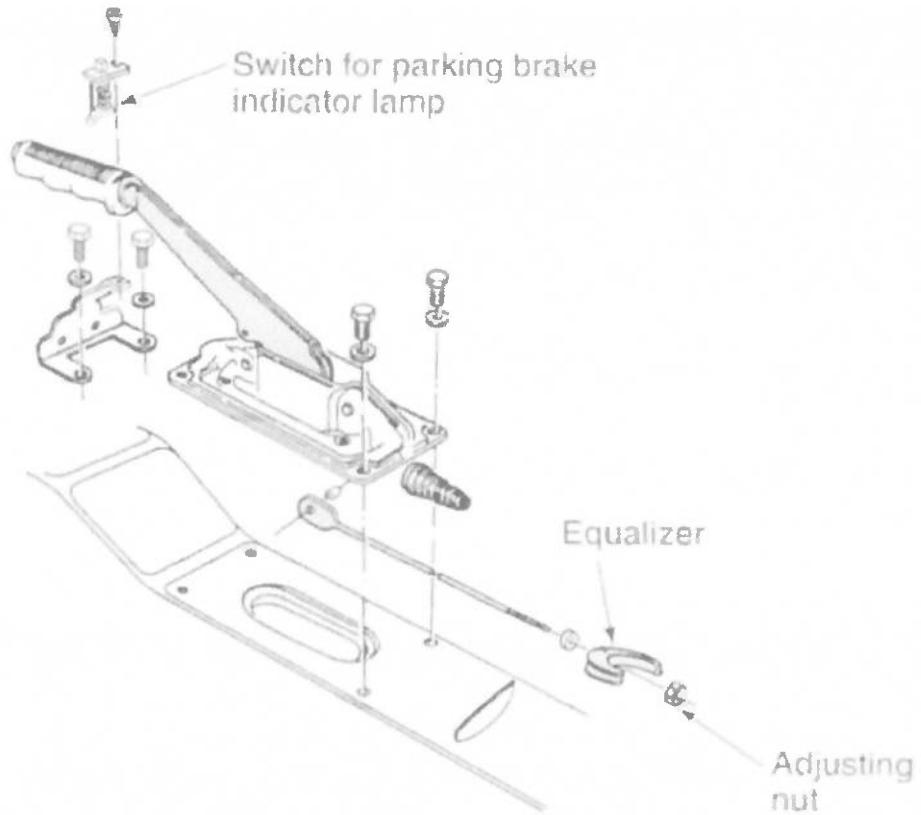


Figura 6.1 - Esquema da Unidade de Controle do Freio de Estacionamento

6.1.2 Luzes de Advertência

Uma luz de advertência, localizada no painel de instrumentos, indica que o freio está aplicado. Um interruptor normalmente aberto fecha quando a alavanca é puxada, acendendo a lâmpada. O interruptor é ajustado de forma que a lâmpada só se apaga quando a alavanca é abaixada completamente.

6.1.3 Mecanismo

O mecanismo do freio de estacionamento transmite igualmente a força da alavanca até os atuadores nas rodas traseiras.

6.1.3.1 Cabos

O freio de estacionamento convencional utiliza cabos para conectar a alavanca aos atuadores, conforme ilustra a Figura 6.2. Os cabos não devem enroscar, quebrar ou estirar. Eles são constituídos de fios de aço de alta resistência que devem estar torcidos uns sobre os outros. As extremidades dos cabos possuem diferentes tipos de conectores, que os unem às outras partes do mecanismo. Alguns cabos possuem roscas ou braçadeiras nas extremidades enquanto outros, por sua vez, possuem conectores esféricos ou em forma de pastilha, que encaixam em furos ou em entalhes de outros dispositivos do mecanismo.

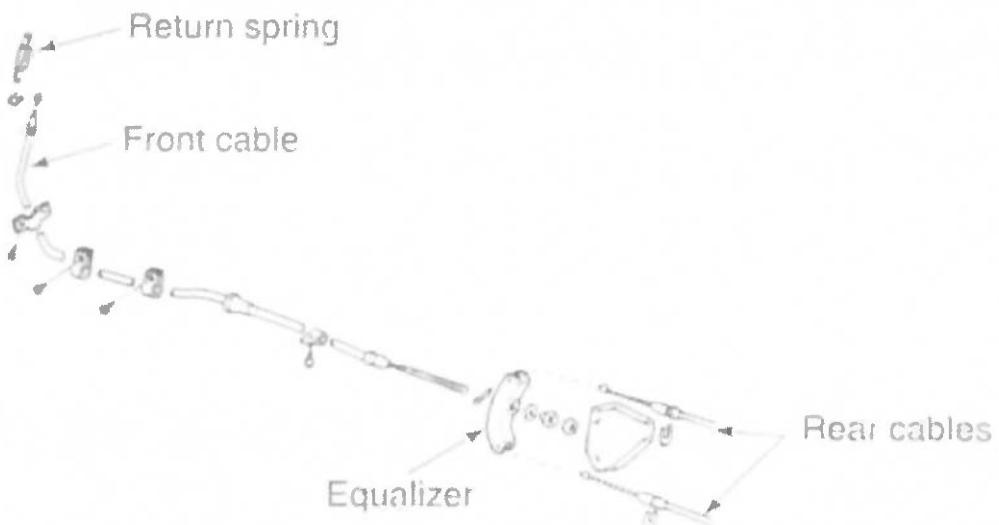


Figura 6.2 - Instalação Convencional do Freio de Estacionamento

O cabo dianteiro conecta a alavanca ao *equalizador*, que efetua a distribuição da força de frenagem entre as duas rodas traseiras. O equalizador é apenas uma alavanca montada sobre um pino ou uma guia sulcada em forma de U. Puxando-se o cabo dianteiro, move-se a alavanca ou guia que, por sua vez, transmite força igualmente para os dois cabos das rodas, conforme mostra a Figura 6.3:

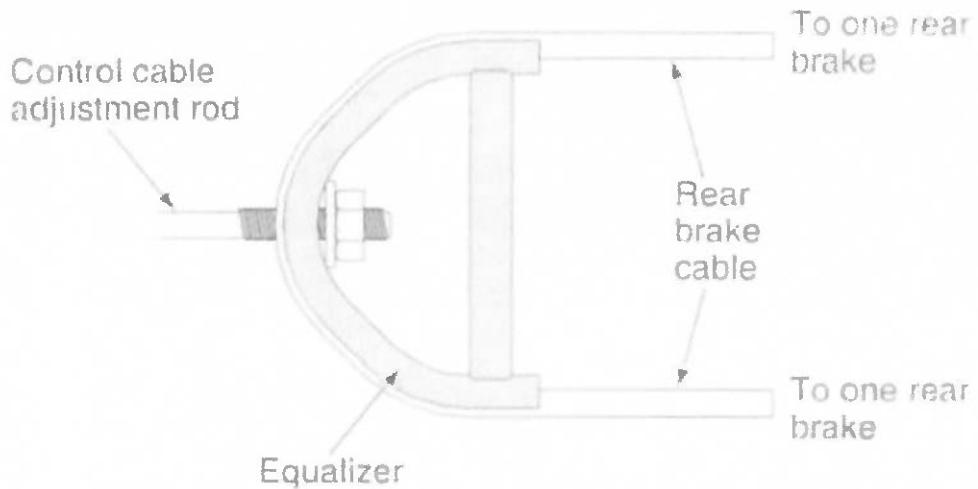


Figura 6.3 - Montagem do Equalizador

Alguns veículos possuem instalação com três cabos, que inclui um cabo intermediário passando através do equalizador. Normalmente, um ou dois cabos traseiros são anexados diretamente ao intermediário, através de um conector (Figura 6.4). O outro cabo traseiro é ligado ao intermediário com algum tipo de ajuste.

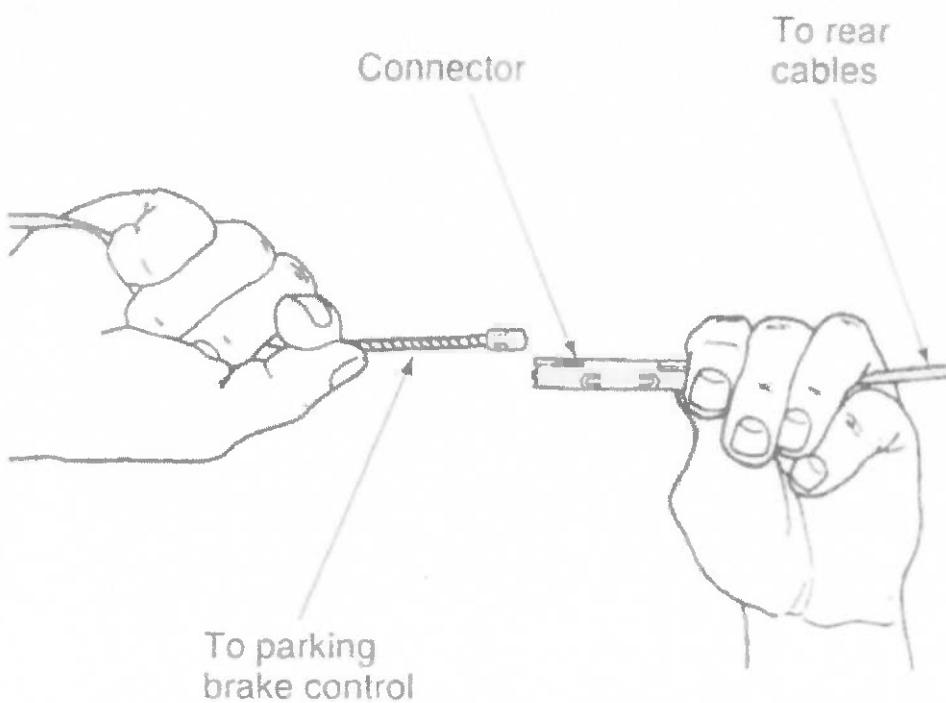


Figura 6.4 - Conector do Cabo Intermediário aos Cabos Traseiros

Alguns sistemas possuem um cabo separado para cada roda traseira, ligados à alavanca. Cada cabo é ajustado separadamente, não havendo a necessidade do equalizador.

Retentores e ganchos mantêm o cabo na posição correta sobre o eixo traseiro, carroceria e assoalho do veículo. Estes retentores permitem a flexão e movimento do cabo no ponto de fixação, e ajudam o equalizador no seu papel.

Os cabos normalmente são cobertos por um envoltório (conduíte) metálico flexível - Figura 6.5. O cabo desliza por dentro do envoltório e é protegido contra desgaste e poeira. Uma extremidade do envoltório é ligada a um grampo na parte inferior do veículo através de algum tipo de retentor, enquanto a outra extremidade é ligada ao atuador (Figura 6.6). Muitos cabos são revestidos com nylon ou plástico, o que permite que eles deslizem mais facilmente através do envoltório. Os revestimentos ajudam a reduzir a contaminação e corrosão, além de tornar mais fácil a aplicação do freio.

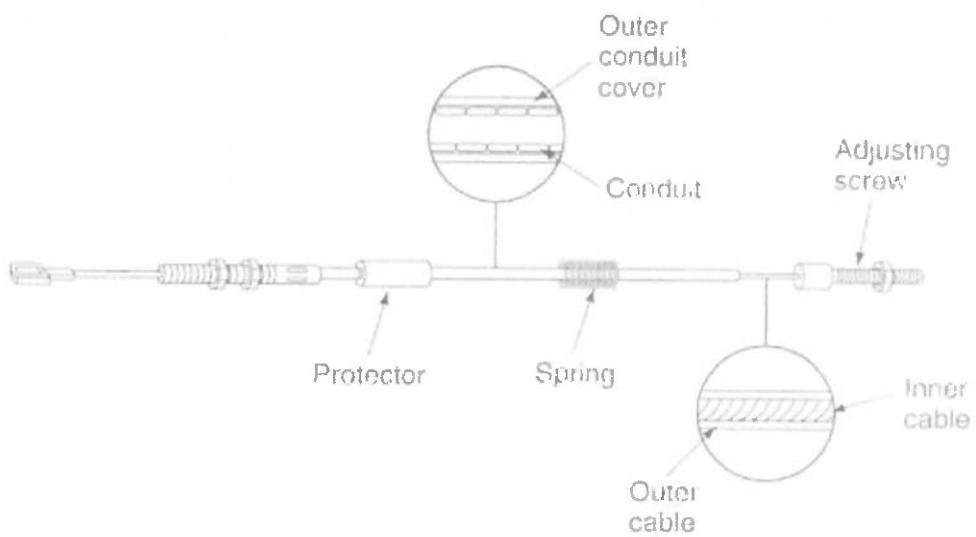


Figura 6.5 - Cabo e Envoltório

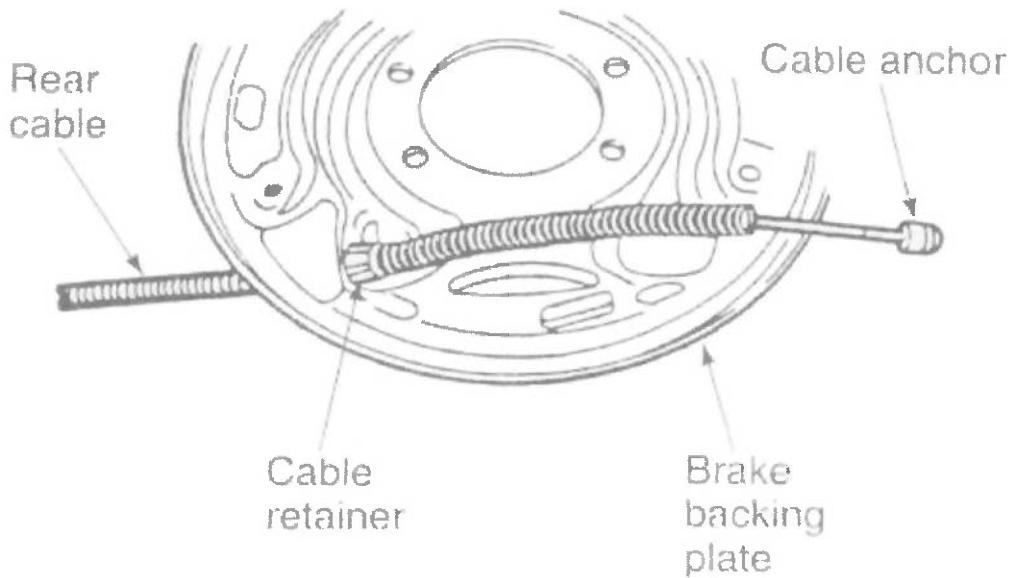


Figura 6.6 - Retentor prendendo o Envoltório

6.1.3.2 Barras

No mecanismo de freio de estacionamento, o uso mais comum de barras sólidas de aço acionadas por alavanca é para cobrir uma pequena distância em linha reta até um equalizador ou alavanca intermediária. A barra é normalmente ligada à alavanca de acionamento por um pino. A outra extremidade da barra é geralmente rosqueada, para permitir ajuste do mecanismo.

6.1.3.3 Alavancas

Alavancas são necessárias nesse sistema para minimizar o esforço de acionamento por parte do motorista. Muitas instalações possuem também uma alavanca intermediária sob a carroceria para aumentar a força de aplicação. A alavanca intermediária também é projetada para, em conjunto com o equalizador, garantir que a força aplicada às duas rodas traseiras seja a mesma.

6.1.3.4 Equalizadores e Ajustes

A força aplicada em cada roda deve ser a mesma. Caso isso não ocorra, o sistema pode não funcionar corretamente. Para atender a este requisito, utiliza-se o equalizador, que possui um ajuste.

O exemplo mais comum de equalizador é uma guia em forma de U ligada a uma barra rosqueada. O cabo traseiro (ou intermediário) desliza para frente e para trás sobre a guia para balancear a força aplicada em cada roda. Em algumas instalações, a guia é ligada a uma alavanca para aumentar a força aplicada.

Outro tipo de equalizador é montado sobre um longo cabo localizado entre o habitáculo e uma roda traseira. Um cabo mais curto é montado entre o equalizador e a outra roda. Quando o freio de estacionamento é aplicado, o cabo longo aplica a força diretamente e continua a se mover após a roda ter sido bloqueada. A continuação do movimento puxa o equalizador e o cabo mais curto, de forma a bloquear a outra roda.

6.1.4 Freio de Estacionamento no Tambor Traseiro

Trata-se do tipo mais comum de freio de estacionamento. É utilizada a própria lona do freio de serviço. O mecanismo de acionamento das lonas é um projeto relativamente simples e econômico. A Figura 6.7 mostra uma instalação comum com freio traseiro a tambor. O cabo passa por um envoltório que atravessa a placa traseira. A extremidade do cabo é ligada à extremidade inferior da alavanca do freio de estacionamento. Quando o cabo é puxado, essa alavanca é acionada, e as lonas são pressionadas contra o tambor, bloqueando a roda. Quando o freio de estacionamento é liberado, uma mola de retração faz com que as lonas retornem à posição inicial, sem contato com o tambor.

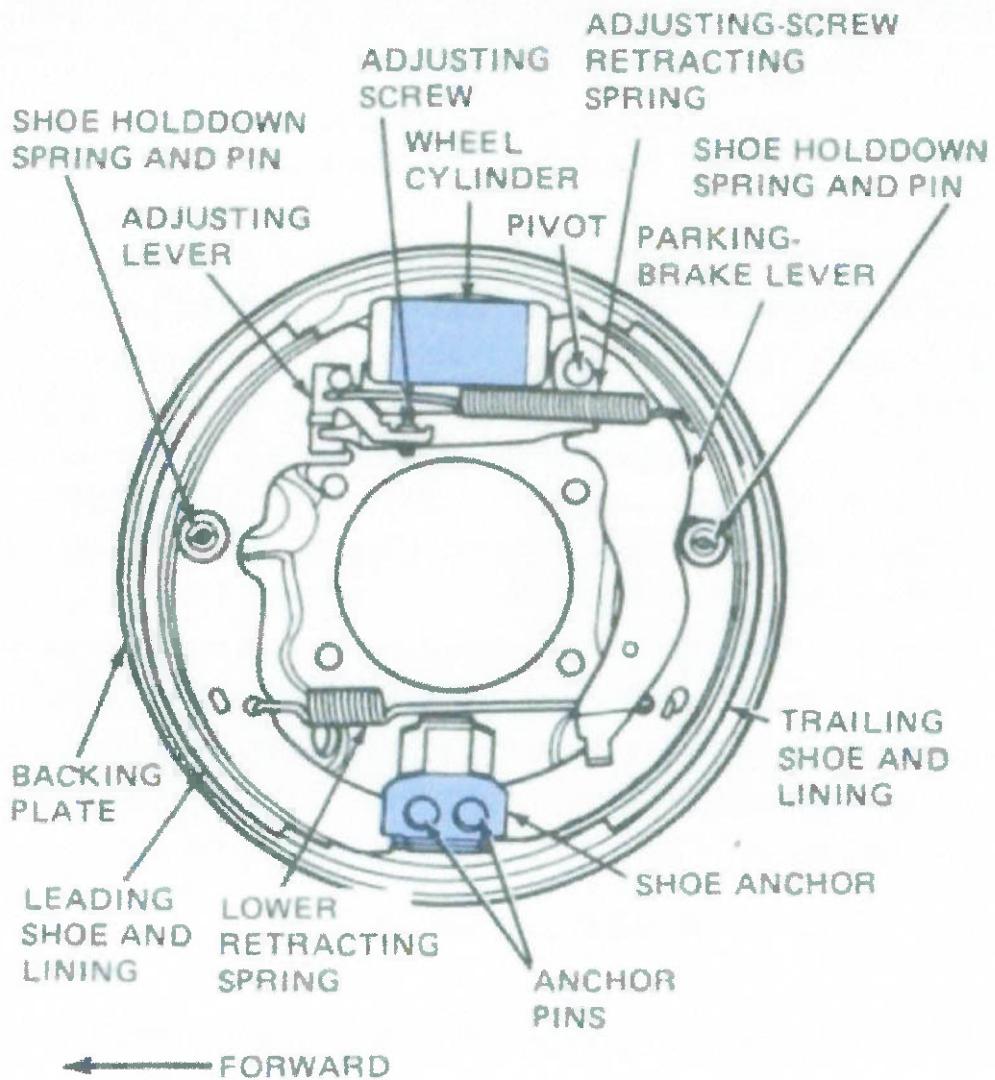


Figura 6.7 - Montagem do Freio de Estacionamento no Tambor Traseiro

6.1.5 Freio de Estacionamento no Disco Traseiro

Existem dois tipos diferentes para este sistema de freios. Ambos requerem projetos mais complicados que no caso do freio de estacionamento no tambor traseiro.

6.1.5.1 Freio de Estacionamento com Tambor Auxiliar

Freios traseiros a disco com caliper fixo ou flutuante possuem um pequeno tambor acoplado ao disco traseiro (Figura 6.8). Um par de lonas é montado na placa traseira, que é parafusada à carcaça do eixo ou ao cubo da roda. As lonas operam independentemente do freio de serviço. Elas são acionadas por cabos, a partir da

alavanca de açãoamento. O cabo ligado a cada roda move uma alavanca articulada, açãoando as lonas da mesma maneira que ocorre no freio de estacionamento no tambor traseiro. Este tambor auxiliar deve ser ajustado manualmente.

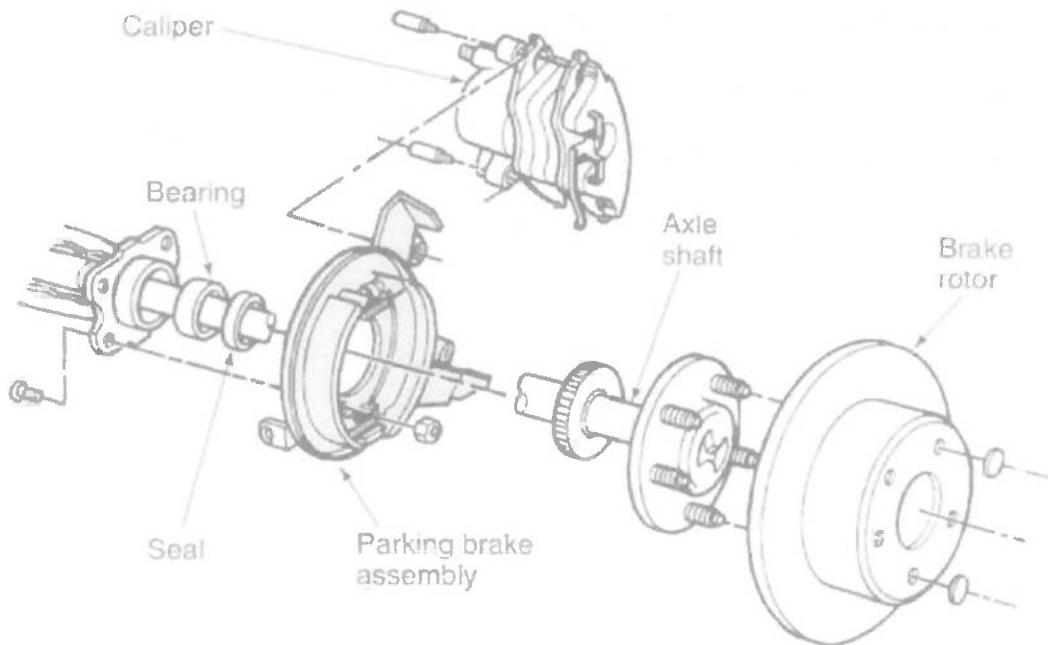


Figura 6.8 - Montagem do Tambor Auxiliar

6.1.5.2 Freio de Estacionamento no Caliper Traseiro

Os freios traseiros a disco com caliper flutuante ou deslizante possuem componentes que açãoam mecanicamente o pistão do caliper, pressionando as pastilhas contra os discos. Esse tipo de freio de estacionamento possui uma alavanca que parte do lado interno do caliper.

Os dois tipos mais comuns dessa variedade de freio de estacionamento são o *porca-e-parafuso* e o *esfera-e-rampa*.

Um exemplo de mecanismo porca-e-parafuso é o de caliper deslizante da Figura 6.9. A alavanca do caliper é ligada a um parafuso dentro do mesmo, que é rosqueado em uma porca. Esta porca, por sua vez, é entalhada no interior de um cone que se encaixa no pistão do caliper. Quando o freio de estacionamento é açãoado, a alavanca mencionada gira o parafuso. Como a porca está entalhada no interior do cone, ela não pode girar. Portanto, ela força o cone contra o pistão, que é empurrado para fora pelos movimentos da porca e do cone. Analogamente, o pistão não pode girar, porque ele está solidário à pastilha, a qual é fixada no caliper. O pistão, então,

aciona a pastilha de freio interna, e o caliper desliza como na operação do freio de serviço, empurrando a pastilha externa contra o disco. Uma mola de ajuste gira a porca quando o freio de estacionamento é liberado, fazendo com que o desgaste das pastilhas seja compensado.

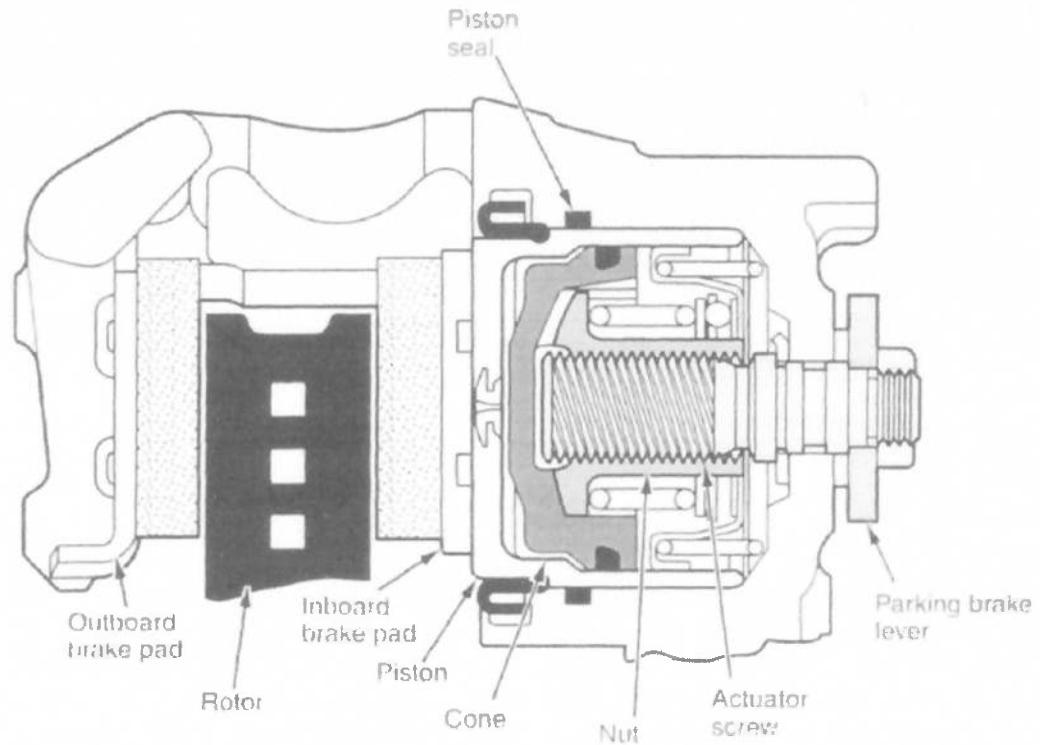


Figura 6.9 - Mecanismo de Porca-e-Parafuso

Já o sistema de esfera-e-rampa é exemplificado pela Figura 6.10. A alavanca do caliper é ligada a um eixo que possui uma placa na outra extremidade. Uma outra placa é ligada a um parafuso de pressão dentro do pistão do caliper. As duas placas são montadas paralelamente, e três esferas de aço as separam. Quando o freio de estacionamento é acionado, a alavanca gira o eixo e a placa. Sulcos na superfície da placa empurram as esferas contra sulcos similares na outra placa. Conforme as placas se movem tendendo a se separar, o parafuso de pressão força o pistão para fora. Como o parafuso de pressão não pode girar porque está solidário ao caliper, o pistão aciona a pastilha interna, e o caliper desliza como na operação do freio de serviço e empurra a pastilha externa contra o disco. Quando o pistão move-se em relação ao parafuso de pressão, uma porca de ajuste dentro do pistão gira para diminuir as folgas e proporcionar ajuste.

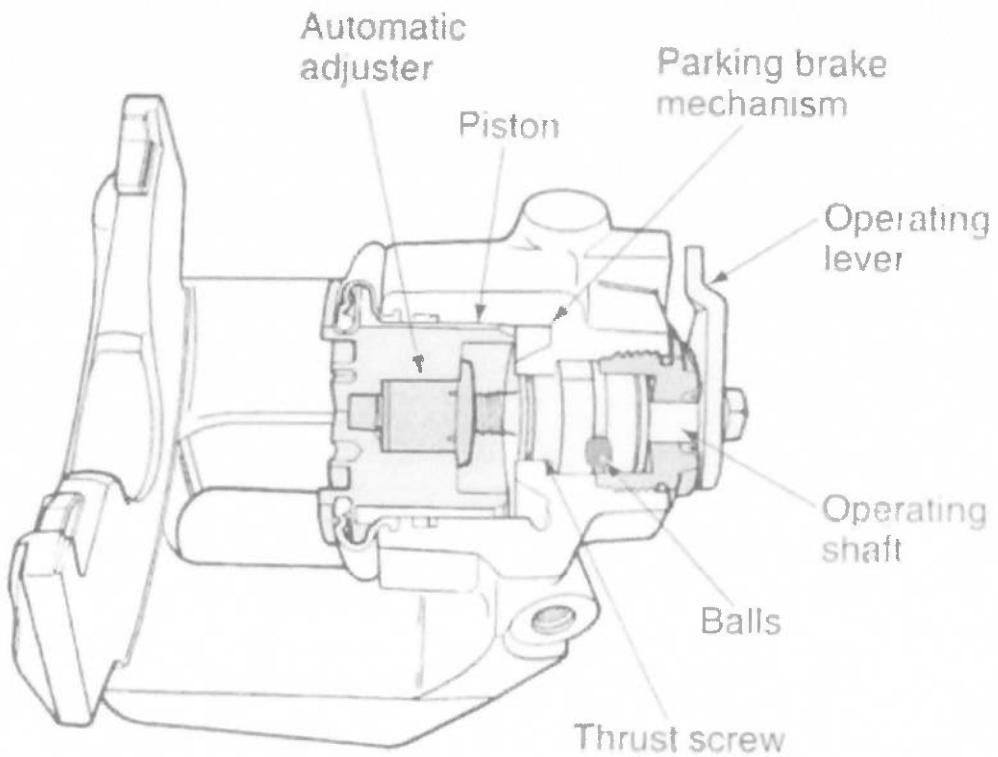


Figura 6.10 - Mecanismo de Esfera-e-Rampa

6.2 Freio de Estacionamento Elétrico

6.2.1 Sistema Cable Puller

6.2.1.1 Controle

O controle do sistema é realizado através de um motor elétrico de 12V, ligado diretamente à bateria. Esse motor fica situado na região do túnel central, entre os bancos dianteiros. O acionamento desse motor é feito através de um botão ou de uma alavanca, situada em posição equivalente à do sistema convencional, com a finalidade de proporcionar maior conforto ao motorista, uma vez que ele já está habituado a esse método de acionamento do dispositivo.

Apesar da possibilidade de se utilizar uma alavanca, sua função é a mesma do botão, cujo papel é apenas fechar o circuito e permitir o acionamento do motor. Não há possibilidade de se graduar a força de acionamento dos atuadores; ou eles estão acionados, ou não estão.

6.2.1.2 Mecanismo

O mecanismo de atuação é similar ao descrito no caso convencional. O motor elétrico, quando acionado, puxa um cabo, que possui na sua extremidade um equalizador que, por sua vez, está ligado a dois cabos, que chegam às duas rodas traseiras. Os cabos também são similares aos utilizados no sistema convencional.

O dispositivo atuador pode ser o próprio caliper do freio de serviço ou um tambor auxiliar, para o caso de freio traseiro a disco, ou o tambor do freio de serviço, para o caso de freio a tambor. Para o projeto desenvolvido no presente trabalho, será selecionado freio a disco traseiro, com o atuador elétrico acionando o caliper.

O *backup* deste sistema é feito por um sistema de travamento mecânico do mecanismo controlado pelo motor, ou seja, quando não há energia no motor, o mecanismo está em posição de travamento.

6.2.2 Sistema com Atuação Direta

6.2.2.1 Controle

O controle deste sistema também é realizado através de um motor elétrico de 12 V, ligado diretamente à bateria do veículo. Este motor fica situado no *kick-up*, ou seja, a região do assoalho abaixo do banco traseiro e próxima ao tanque de combustível.

Como não há alavanca, o acionamento é feito através de um botão. Ao contrário do caso anterior, este sistema possui uma unidade de controle, o que faz com que haja graduação da tensão aplicada no motor elétrico e, portanto, também há graduação da força aplicada.

6.2.2.2 Mecanismo

O mecanismo de atuação é similar ao do caso convencional e do sistema *Cable Puller*, uma vez que o motor elétrico traciona os cabos, que acionam o caliper. Porém, como há uma unidade de controle integrada, não há necessidade do equalizador.

O *backup* deste sistema é semelhante ao do sistema *Cable Puller*.

Este sistema pode ser visto na Figura 6.11 e na Figura 6.12, a seguir.



Figura 6.11 - Visão Geral do Sistema com Atuação Direta

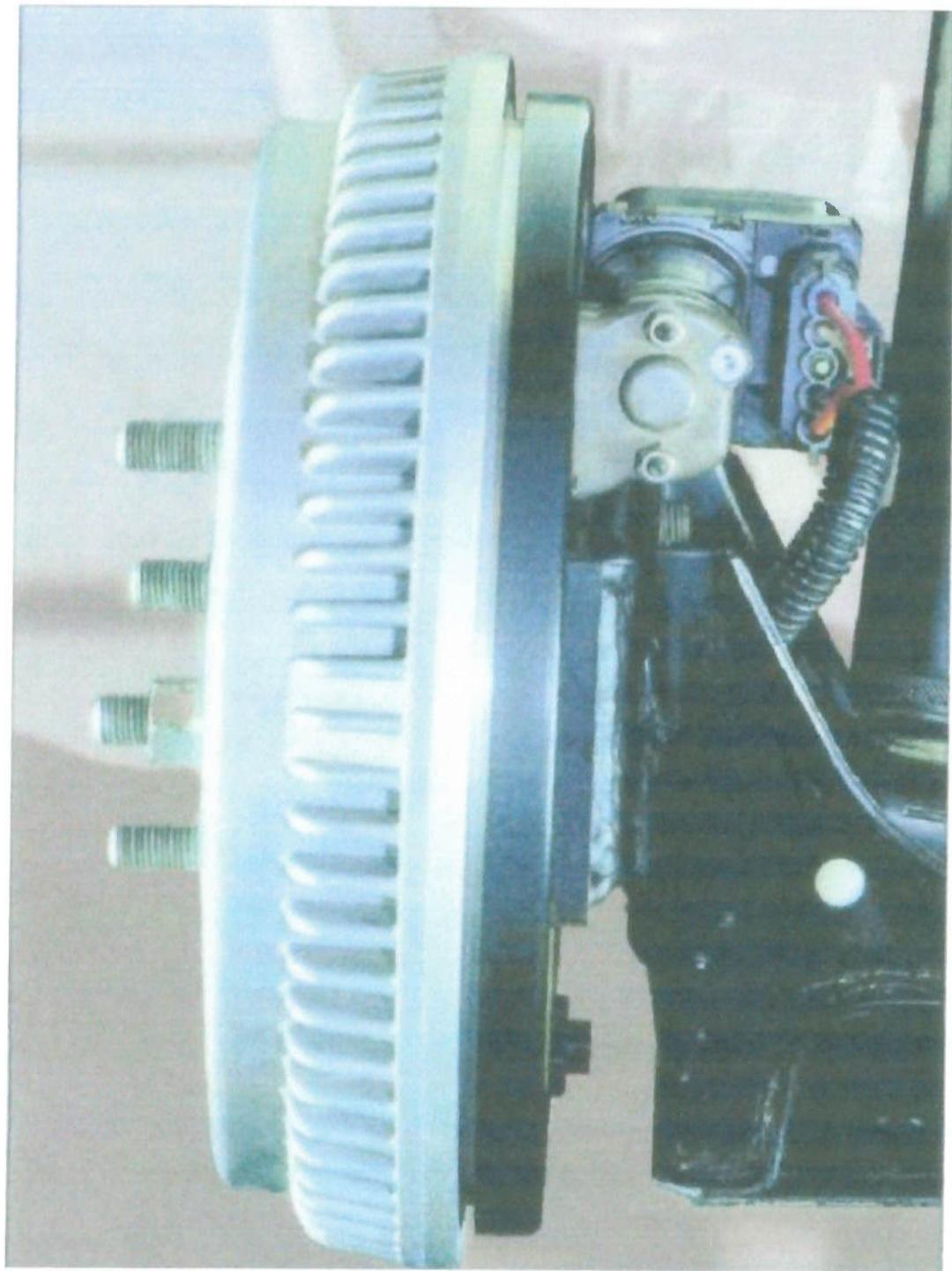


Figura 6.12 - Visão Lateral do Sistema com Atuação Direta

6.2.3 Sistema com Caliper Integrado

6.2.3.1 Controle

Analogamente ao caso anterior, o controle deste sistema é feito por um botão, que aciona um motor elétrico de 12 V. Este motor está ligado à bateria do veículo e a uma outra bateria auxiliar, que fornece energia para o sistema no caso de falha da principal.

6.2.3.2 Mecanismo

A atuação no freio de serviço é feita por um caliper hidraulicamente acionado, que pode ser flutuante ou deslizante. Quando o freio de estacionamento é acionado, é este mesmo caliper que atua, mas acionado pelo motor elétrico, que conta com um sistema de redução. Uma visão geral do sistema e sua montagem podem ser vistos, respectivamente, nas Figura 6.13 e Figura 6.14.

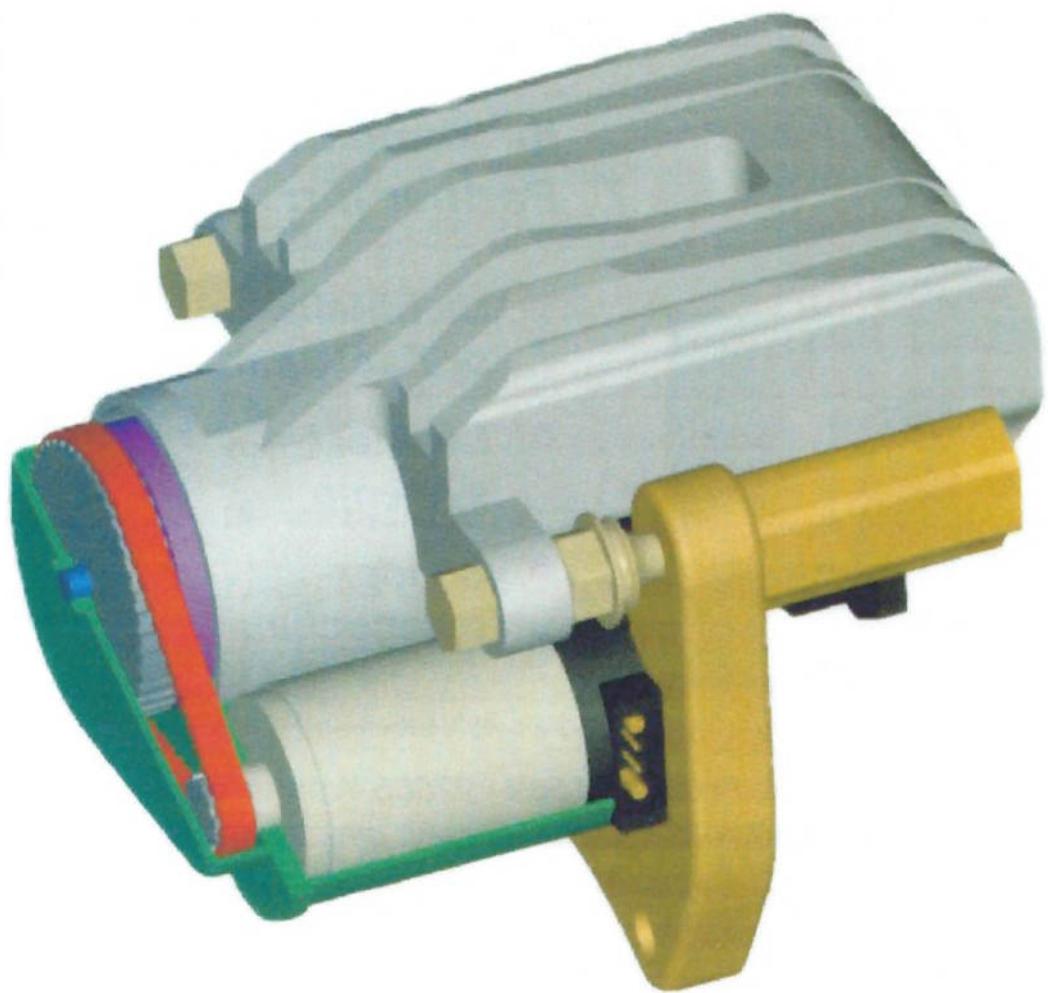


Figura 6.13 - Visão Geral do Sistema Integrado

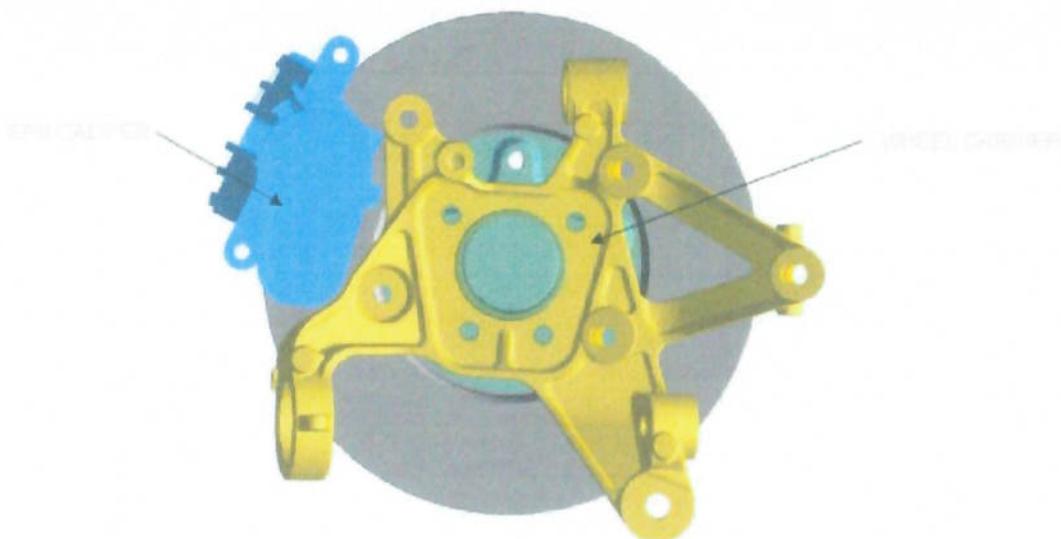


Figura 6.14 - Esquema da Montagem do Sistema Integrado

6.2.4 Sistema *Spring Brake*

6.2.4.1 Controle

O controle deste sistema, assim como nos sistemas anteriores, é feito através de um botão no painel de instrumentos, comandado pelo motorista. Uma luz de advertência indica o acionamento do sistema.

6.2.4.2 Mecanismo

No desenvolvimento do sistema com *spring brake*, será considerado o freio de serviço a disco e tambor auxiliar para o freio de estacionamento.

O sistema com *spring brake* difere dos demais pelo fato de permanecer acionado quando não há fornecimento de energia (sistema “normalmente fechado”). Isto é obtido através de uma mola, que permanece acionando as lonas do freio de estacionamento contra o tambor.

Para vencer a força da mola, utiliza-se um eletroímã de translação, que movimenta as sapatas no sentido de liberar o freio. Quando o motorista deseja liberar o freio de estacionamento, o sistema é energizado com corrente elétrica contínua, proveniente da bateria de 12 V do veículo. A corrente elétrica, ao passar pelo enrolamento do eletroímã, produz um fluxo magnético, gerando uma força no sentido

de diminuir o entreferro, ou seja, contrária à força da mola. A forma construtiva que será adotada para o sistema é mostrada na Figura 6.15:

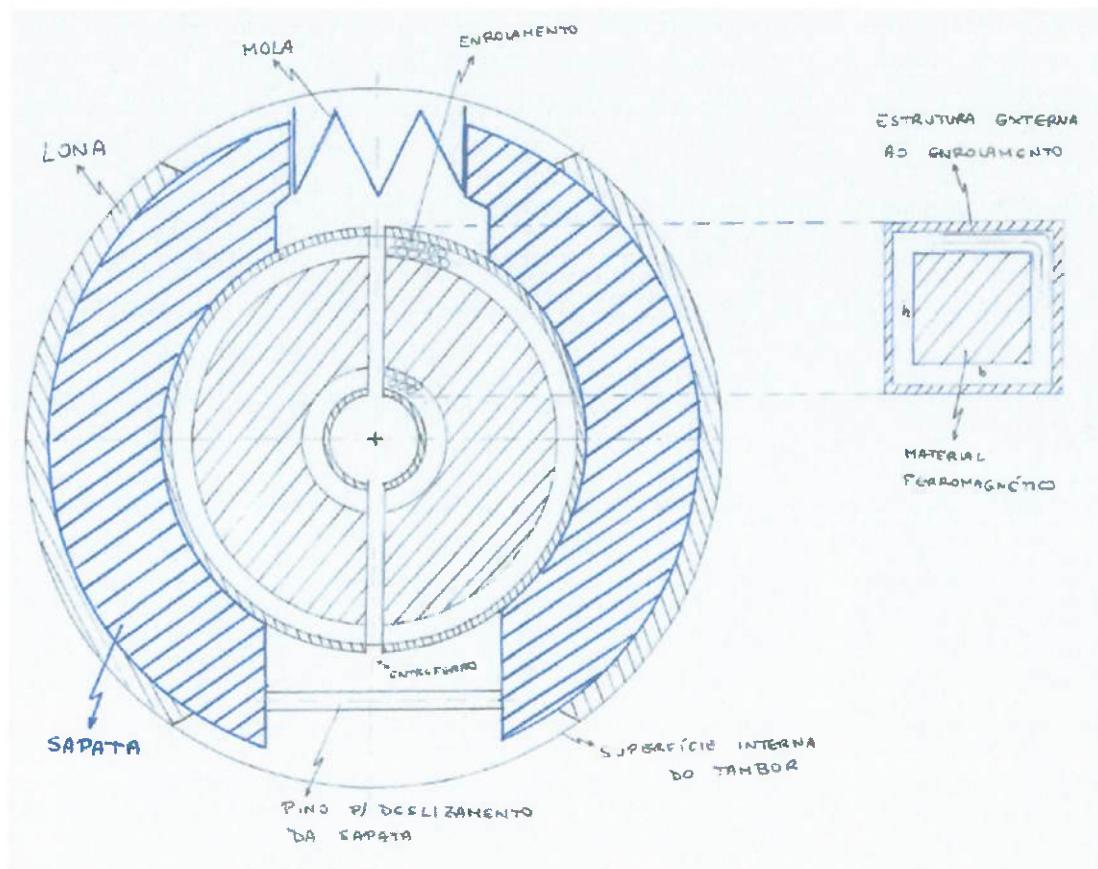


Figura 6.15 - Eletroímã Utilizado

O formato do eletroímã assemelha-se a um toróide de seção retangular, com dois entreferros diametralmente opostos. Envolvendo o eletroímã existe uma estrutura também de seção retangular solidária às sapatas. A Figura 6.15 foi um esboço inicial do projeto. Após a realização dos cálculos apresentados neste relatório, desenvolveu-se o modelo final, e uma vista isométrica do sistema obtido está mostrada na Figura 6.16:

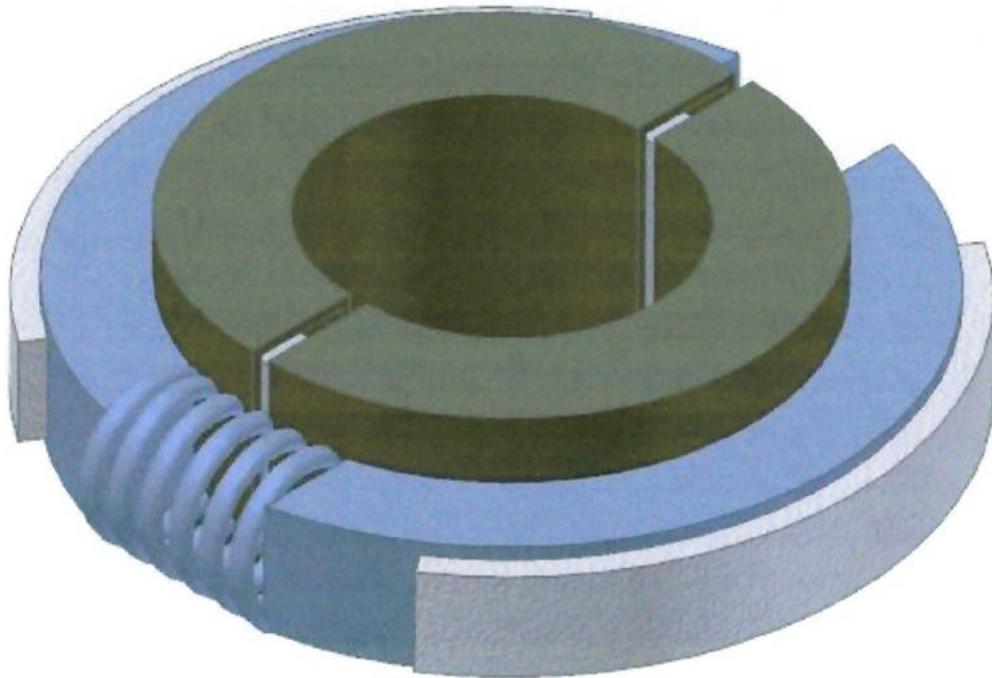


Figura 6.16 - Desenho Final do Sistema

Este sistema também contempla a possibilidade de liberação mecânica, caso haja descarga da bateria. Essa liberação deve ser implementada através de um parafuso que, ao ser apertado, movimenta as sapatas no sentido de comprimir a mola e, assim, liberar o sistema.

O acionamento do sistema é feito com uma corrente elétrica alta. Como será mostrado adiante, isso é necessário devido à condição de entreferro máximo observada com o sistema desenergizado. Após o acionamento do eletroímã, o entreferro diminui até seu valor mínimo, o que faz com que a corrente elétrica necessária para vencer a força da mola seja muito menor. Portanto, na condição de regime de funcionamento, a corrente elétrica será reduzida e mantida neste valor enquanto se desejar que o freio permaneça liberado.

A implementação deste mecanismo deve ser feita da seguinte forma: o circuito deve possuir uma resistência variável. Na condição transiente de acionamento, a resistência deve ser mínima, para que se obtenha o máximo de corrente elétrica. Depois de atingida a condição de regime, a resistência do circuito aumenta de forma a manter uma corrente elétrica baixa. Essa lógica de controle da

resistência deve ser implementada na central eletrônica de controle (ECM) do veículo.

7 CRITÉRIOS DE SELEÇÃO

Aqui, serão apresentados os critérios de seleção utilizados. Além disso, serão determinados os pesos de cada critério, entre 1 e 5.

7.1 Sistema de Garantia contra Falhas (*backup*)

Este sistema de garantia contra falhas é necessário apenas para os sistemas elétricos, pois isso é uma exigência legal, não sendo necessário para o sistema convencional.

O peso deste critério é 4.

7.2 Espaço Ocupado pelo Sistema

Este critério trata do espaço ocupado pelo dispositivo de acionamento no habitáculo e pelo atuador nos seus respectivos locais de instalação, bem como do espaço requerido para a instalação dos elementos que levam o sinal do comando do motorista, sejam eles os cabos de aço, no caso do sistema convencional, ou os cabos elétricos.

Este critério terá peso 4.

7.3 Esforço Ergonométrico

O acionamento do sistema convencional é feito por alavanca. Como o rendimento dos cabos é baixo, isso faz com que o esforço de acionamento aumente, o que cria o problema da determinação da rota dos cabos que resulte no mínimo esforço de acionamento exercido pelo condutor. Como os sistemas elétricos são acionados através de um botão no painel, o esforço de acionamento é praticamente nulo.

Este critério, por ser de grande importância, terá peso 5.

7.4 Segurança

O sistema convencional vem sendo utilizado há muitos anos, e é uma tecnologia já amplamente conhecida e testada. Os sistemas elétricos, ao contrário, são uma tecnologia nova e pouco testada. Por outro lado, estes sistemas trazem um

sistema antitravamento já embutido em sua lógica de controle, o que traz um aumento de segurança.

O peso deste critério será 4.

7.5 Custo e Investimento

Como já visto anteriormente, o sistema convencional tem larga utilização e é uma tecnologia estabelecida há muito tempo. Portanto, o custo deste sistema é consideravelmente mais baixo que o dos sistemas elétricos. Além disso, para a instalação de um sistema elétrico há a necessidade do desenvolvimento de novos componentes (disco de freio, caliper ou tanque de combustível, dependendo do sistema escolhido).

Este critério possui importância semelhante ao Esforço Ergonométrico e, por isso, também receberá peso 5.

7.6 Massa

Na Europa, este item é crítico, já que há variação da carga tributária que incide sobre o veículo, dependendo de sua massa. Além disso, a redução da massa tem reflexos positivos no desempenho do veículo e no consumo de combustível, itens que podem definir a escolha do consumidor no momento da compra.

Este critério receberá peso 3.

7.7 Manutenção

O sistema de freio de estacionamento apresenta desgaste natural de seus atuadores (pastilhas, discos ou lonas, dependendo do tipo) e a possibilidade de ajuste dos atuadores para que não haja diminuição da capacidade de frenagem é um requisito de projeto. Dessa forma, é importante que a manutenção do sistema possa ser feita de maneira rápida e sem complicações.

O peso deste critério será 2.

7.8 Durabilidade

Este critério estabelece a vida útil do sistema a ser instalado, levando em consideração a complexidade do mecanismo e os materiais utilizados. Como isso

está diretamente ligado aos gastos do consumidor, é importante que o sistema tenha a maior vida útil possível.

Assim, o peso deste critério será 4.

8 COMPARAÇÃO E SELEÇÃO DA MELHOR ALTERNATIVA

Com base nos critérios apresentados no item anterior, será elaborado um quadro de decisão para embasar a seleção de um sistema de freio de estacionamento para os veículos de passeio nacionais do segmento de mercado considerado.

O quadro de decisão pode ser visto a seguir:

Critério	Peso	Sistemas				
		Convencional	Cable Puller	Atuação Direta	Caliper Integrado	Spring Brake
Garantia contra Falhas	12,90	5	3	3	5	5
Espaço Ocupado	12,90	1	3	4	4	5
Esfogo Ergonométrico	16,13	1	5	5	5	5
Segurança	12,90	5	3	4	4	5
Custo e Investimento	16,13	5	3	3	2	3
Massa	9,68	5	3	3	4	4
Manutenção	6,45	4	4	3	5	4
Durabilidade	12,90	5	3	3	3	3
Total	100	3,77	3,39	3,58	3,90	4,26

Tabela 8.1 - Quadro de Decisão

Do quadro de decisão acima, pode-se ver que a melhor alternativa é o sistema *Spring Brake*.

Inicialmente foram atribuídos pesos de 1 a 5 para cada critério, conforme o item 7. O quadro apresenta os pesos normalizados, mantendo as mesmas proporções, mas de forma que a soma total seja 100.

Outro fator importante, mas que não foi contemplado neste quadro de decisão, é um fator subjetivo relacionado ao apelo de vendas. O comprador de um automóvel de passeio é fortemente influenciado, hoje em dia, pela eletrônica embarcada que o veículo possui. Este tipo de apelo de vendas associa sistemas de acionamento elétrico e controle eletrônico a uma condição tecnológica superior, geralmente contrapondo-se a sistemas mecânicos utilizados há muitos anos. Trata-se de uma necessidade de vender produtos com alguma inovação, o que é bastante procurado por um consumidor de um veículo de passeio.

Garantia contra Falhas

Os sistemas convencional, com caliper integrado e *spring brake* obtiveram as melhores notas porque, enquanto não há necessidade de garantia contra falhas para o convencional, o com caliper integrado apresenta como *backup* uma bateria adicional somente para seu motor elétrico e o *spring brake* é normalmente travado. Os outros dois sistemas tiveram desempenho pior porque possuem garantia contra falhas menos confiáveis que os outros.

Espaço Ocupado pelo Sistema

Neste critério, a vantagem foi dos sistemas *spring brake*, com atuação direta e com caliper integrado, uma vez que não há necessidade de alavanca. O comprimento dos cabos no sistema com atuação direta é menor que o do sistema convencional, e não há necessidade deles quando o caliper é integrado e no *spring brake*.

O sistema *cable puller* apresenta restrições na área do túnel central, que deve ser redesenhado para que se encaixe o motor elétrico. Já o sistema com atuação direta tem intersecção com o tanque de combustível, que deve ter seu volume reduzido, enquanto que o sistema com caliper integrado necessita de uma unidade de controle separada e de bateria adicional.

Esforço Ergonométrico

Neste critério, as notas mais altas foram para os sistemas elétricos, uma vez que o acionamento é feito por um botão no painel, ou uma alavanca que não requer esforço do motorista para o sistema *cable puller*. O sistema convencional, por sua vez, apresenta esforço de acionamento maior, pois a força de frenagem aplicada provém do esforço do motorista, daí sua nota mais baixa.

Segurança

O sistema convencional vem sendo utilizado nos veículos há muitos anos, e é uma tecnologia conhecida e de eficiência comprovada, tendo, por isso, recebido a nota mais alta. Os sistemas elétricos com atuação direta e com caliper integrado, por sua vez, possuem em sua lógica de controle rotinas que impedem o travamento

imediato das rodas em caso de acionamento com o veículo em movimento. O *spring brake*, caso haja descarga da bateria, pode ser liberado mecanicamente.

Custo e Investimento

O sistema com caliper integrado obteve a pior nota porque, além da necessidade de um novo caliper, deve ser desenvolvido um novo disco de freio que suporte este caliper e o esforço de frenagem mais alto. Para o sistema com atuação direta há a necessidade de um caliper reforçado e do desenvolvimento de um novo tanque de combustível, de menor volume. Para o sistema *cable puller*, deve ser desenvolvido um atuador reforçado, além do desenho do túnel central precisar ser refeito para acomodar o motor elétrico.

Massa

O sistema convencional obteve a nota máxima uma vez que ele serve de base para a comparação neste item, uma vez que possui a menor massa dentre os sistemas. Os sistemas *cable puller* e com atuação direta tiveram as piores notas porque são os sistemas que apresentam as maiores massas.

Manutenção

A maior nota foi dada ao sistema com caliper integrado, pois não há necessidade de ajustes externos no cabo nem na distância entre a pastilha e o disco de freio, uma vez que o sistema é auto-ajustável. As notas dadas aos sistemas convencional, *cable puller* e *spring brake* foram as mesmas porque existe a necessidade de ajustes periódicos devido ao desgaste dos atuadores (pastilhas ou lonas, dependendo do caso). O mesmo vale para o sistema com atuação direta, mas sua manutenção é mais complicada devido à localização do sistema.

Durabilidade

O sistema convencional obteve a nota máxima neste critério pois, a longo prazo, é um sistema que não apresenta problemas em seus componentes. Somente os atuadores devem ser trocados, muito mais pelo desgaste causado no uso com o freio de serviço do que com o freio de estacionamento. Já os sistemas elétricos são uma

tecnologia recente, e sua durabilidade em longo prazo ainda não foi comprovada, daí a nota mais baixa.

9 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

9.1 Eletroímã

O balanço de uma conversão eletromecânica de energia, para um intervalo de tempo Δt é a seguinte:

$$E_{eletint} + E_{mecint} = \Delta E_{mec} + \Delta E_{mag} + \Delta E_{elet} + \sum e \quad (9.1)$$

Onde:

$E_{eletint}$ - energia elétrica introduzida no sistema;

E_{mecint} - energia mecânica introduzida no sistema;

ΔE_{mec} - variação de energia mecânica armazenada;

ΔE_{mag} - variação de energia armazenada no campo magnético;

ΔE_{elet} - variação de energia armazenada no campo elétrico;

$\sum e$ - somatório das perdas joule (devido à corrente elétrica), perdas ferromagnéticas (devido ao fluxo magnético), perdas mecânicas (atrito) e perdas por transmissão de calor.

Será apresentada a energia mecânica em função das indutâncias para um conversor eletromecânico duplamente excitado. O eletroímã simples que será utilizado é um caso particular do duplo circuito.

Seja a Figura 9.1 um conversor eletromecânico genérico do tipo de campo magnético. No sistema, $dE_{eletint}$ é a energia elétrica introduzida no intervalo de tempo infinitesimal dt . Pode ser vista como a soma das energias elétricas introduzidas em cada um dos circuitos, no intervalo de tempo considerado. O conversor, então, fornece uma energia mecânica dE_{mec} , sob a forma de uma força e um deslocamento ou um conjugado e uma rotação. Como será modelado um eletroímã de translação, ocorrerá o primeiro caso. Cada excitação na Figura 9.1 é

representada por um circuito indutivo equivalente RL em série. L_1 e L_2 são as indutâncias próprias e M , a indutância mútua. A expressão genérica (9.1) fica:

$$dE_{elet\,int} + dE_{mec\,int} = dE_{mec} + dE_{mag} + \sum de \quad (9.2)$$

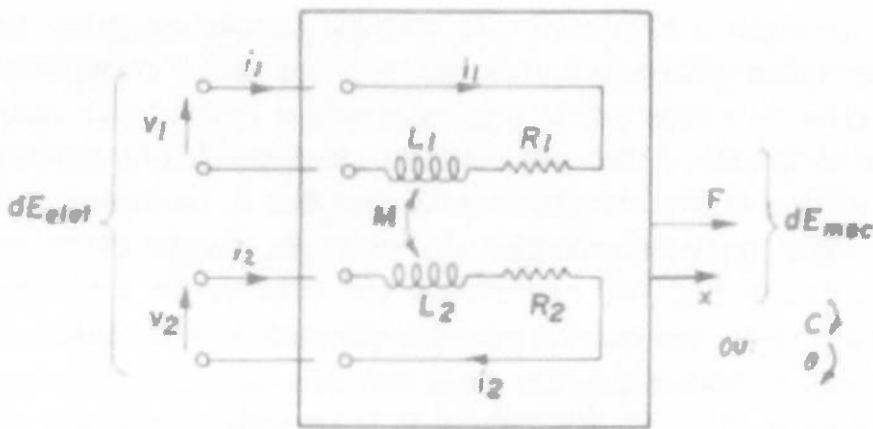


Figura 9.1 - Conversor Genérico com dois circuitos elétricos

O termo dE_{elet} , relativo à variação da energia elétrica, não foi considerado por se tratar de um conversor de acoplamento por campo magnético no qual, para tensões usuais, é normalmente desprezível quantitativamente.

Os termos da expressão (9.2) são:

$$dE_{elet\,int} = v_1 i_1 dt = v_2 i_2 dt$$

$$v_1 = R_1 i_1 + \frac{d(L_1 i_1)}{dt} + \frac{d(M i_2)}{dt} \quad (9.3)$$

$$v_2 = R_2 i_2 + \frac{d(L_2 i_2)}{dt} + \frac{d(M i_1)}{dt}$$

O sistema será considerado linear em todos os aspectos e, portanto, isento de saturação nos circuitos magnéticos. As variações de indutâncias poderão ser provocadas por alterações geométricas e do meio, mas não por efeito da variação de

corrente elétrica. Assim sendo, derivando os produtos indutância x corrente elétrica nas expressões de (9.3), tem-se:

$$\begin{aligned} v_1 &= R_1 i_1 + L_1 \frac{di_1}{dt} + i_1 \frac{dL_1}{dt} + M \frac{di_2}{dt} + i_2 \frac{dM}{dt} \\ v_2 &= R_2 i_2 + L_2 \frac{di_2}{dt} + i_2 \frac{dL_2}{dt} + M \frac{di_1}{dt} + i_1 \frac{dM}{dt} \end{aligned} \quad (9.4)$$

Nas expressões de (9.4) os termos genéricos em $L di/dt$ e $M di/dt$ são forças eletromotrices (f.e.m.) na forma variacional, que ocorrem em qualquer circuito passivo indutivo, e que não tomam parte no processo de conversão eletromecânica de energia. Por sua vez, os termos em $i dL/dt$ e $i dM/dt$ ocorrem devido a variações das indutâncias no tempo e podem ser consequência de um certo deslocamento dx no intervalo de tempo dt . Basta que as indutâncias sejam função da posição x e tem-se que:

$$\begin{aligned} i \frac{dL(x)}{dx} \frac{dx}{dt} \\ i \frac{dM(x)}{dx} \frac{dx}{dt} \end{aligned} \quad (9.5)$$

Nestas expressões, dx/dt é a velocidade de deslocamento na direção x e $dL(x)/dx$ e $dM(x)/dx$ são chamadas indutâncias macionais. Assim sendo, esses termos correspondem a f.e.m. macionais, e são eles os termos interessantes em conversões eletromecânicas, como será visto adiante. Substituindo (9.4) em (9.3) e agrupando convenientemente os termos, vem:

$$\begin{aligned} dE_{eletintr} &= [R_1 i_1^2 + R_2 i_2^2] dt + [L_1(x) i_1 + M(x) i_2] di_1 + [L_2(x) i_2 + M(x) i_1] di_2 \\ &\quad + i_1^2 dL_1(x) = i_2^2 dL_2(x) + 2i_1 i_2 dM(x) \end{aligned} \quad (9.6)$$

O passo seguinte é analisar dE_{mag} . Para isso, parte-se da equação da energia armazenada em campo magnético:

$$E_{mag} = \frac{1}{2}L_{11} \cdot i_1^2 + \frac{1}{2}L_{22} \cdot i_2^2 + M \cdot i_1 \cdot i_2 \quad (9.7)$$

Diferenciando a expressão (9.7) em função das indutâncias próprias e mútuas, tem-se:

$$dE_{mag} = \frac{1}{2} [i_1^2 dL_1(x) + 2i_1 L_1(x) di_1] + \frac{1}{2} [i_2^2 dL_2(x) + 2i_2 L_2(x) di_2] + \\ + i_1 i_2 dM(x) + M(x) i_1 di_2 + M(x) i_2 di_1 \quad (9.8)$$

$$dE_{mag} = [L_1(x)i_1 + M(x)i_2]di_1 + [L_2(x)i_2 + M(x)i_1]di_2 + \\ + \frac{1}{2}i_1^2 dL_1(x) + \frac{1}{2}i_2^2 dL_2(x) + i_1 i_2 dM(x) \quad (9.9)$$

Por hipótese, considera-se que só existam perdas por efeito Joule e perdas mecânicas:

$$\sum de = de_J + de_{mec} \quad (9.10)$$

Por convenção, a energia elétrica fornecida pelo sistema (entrando) será considerada positiva, e a energia mecânica fornecida pelo sistema (saindo) será considerada negativa:

$$dE_{elet\,int} = -dE_{mec\,form} \quad (9.11)$$

Substituindo-se as expressões (9.10) e (9.11) na expressão (9.2) e agrupando os termos correspondentes à energia mecânica, tem-se:

$$-dE_{mec\,form} - dE_{mec} - de_{mec} = dE_{mag} + de_J - dE_{elet\,int} \quad (9.12)$$

A soma dos três primeiros termos é a energia elementar, total, desenvolvida pelo sistema no intervalo de tempo dt . Será chamada $dE_{mec\ total}$. Ela inclui a energia útil, as perdas mecânicas e as variações de energia cinética e potencial nas partes móveis do sistema. Com isso, a expressão anterior fica:

$$dE_{mec\ total} = dE_{elet\ int} - dE_{mag} - de_J \quad (9.13)$$

Substituindo-se as expressões (9.6) e (9.9) em (9.13) observa-se que o termo $(R_1 i_1^2 + R_2 i_2^2)dt$ cancela-se com de_J . Os termos di_1 e di_2 , pertencentes a $dE_{elet\ int}$ e dE_{mag} , cancelam-se também. Estes termos são provenientes das f.e.m. variacionais, e envolvem apenas a parcela de energia que é trocada entre a fonte elétrica e o campo magnético. Os termos em dL e dM pertencentes a $dE_{elet\ int}$ e dE_{mag} e oriundos das f.e.m. macionais, subtraem-se, restando para energia mecânica apenas metade daquela introduzida pela fonte elétrica. Então, pode-se escrever:

$$dE_{mec\ total} = \frac{1}{2} i_1^2 dL_1(x) + \frac{1}{2} i_2^2 dL_2(x) + i_1 i_2 dM(x) \quad (9.14)$$

Sendo o trabalho mecânico desenvolvido pelo sistema eletromecânico (de translação) o produto da força desenvolvida F_{des} na direção x pelo seu deslocamento elementar dx , no intervalo de tempo dt , tem-se, pela equação (9.14):

$$F_{des} = \frac{1}{2} i_1^2 \frac{dL_1(x)}{dx} + \frac{1}{2} i_2^2 \frac{dL_2(x)}{dx} + i_1 i_2 \frac{dM(x)}{dx} \quad (9.15)$$

Seja um eletroímã linear simples, com entreferro de faces planas. Os eletroímãs abertos, com entreferros relativamente grandes, podem ser considerados lineares com boa aproximação. A eles se aplicam as relações (9.14) e (9.15), com indutâncias consideradas invariáveis com as correntes elétricas de excitação. Para o eletroímã simples, aberto, da Figura 9.2, a corrente elétrica de excitação está sendo fornecida em regime permanente por uma fonte de tensão contínua. O cálculo da

força desenvolvida por esse eletroímã pode ser feito por particularização da expressão (9.15) para o caso de excitação simples, isto é, com L_2 e M nulas:

$$F_{des}(x) = \frac{1}{2} I^2 \frac{dL(x)}{dx} \quad (9.16)$$

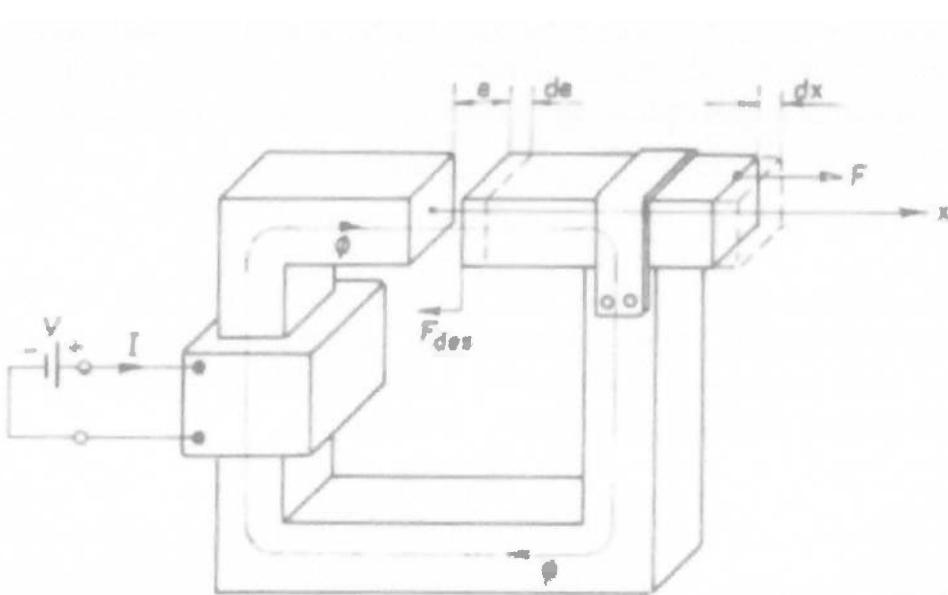


Figura 9.2 - Um tipo de eletroímã de excitação única

Com o intuito de simplificar os cálculos, a indutância mútua foi assumida como sendo nula. Como seu valor é proporcional ao fluxo, tem-se que na situação de entreferro máximo (situação crítica, onde a força desenvolvida é menor) sua contribuição não seja significativa no cálculo da força, pois o fluxo é menor quanto maior é o entreferro. Portanto, o cálculo da força exercida será desenvolvido para um eletroímã de excitação única.

Seja uma força F , externa, aplicada ao eletroímã, no sentido de aumentar o entreferro. Se o entreferro é razoavelmente grande, pode-se desprezar a diferença de potencial no material ferromagnético, de modo que a relutância total será igual à relutância do entreferro.

A indutância L_1 será, com boa aproximação:

$$L_1 = \frac{N^2}{\mathfrak{R}_t} \cong \frac{N^2}{\mathfrak{R}_e} = \frac{N^2}{\frac{e}{\mu_0 S}} \quad (9.17)$$

na qual S é a área da superfície tomada na região central do entreferro e , sobre um plano perpendicular ao eixo x , e devidamente corrigida pelo fator de espraiamento. Para uma seção retangular de lados a e b , tem-se que $S = (a+e)(b+e)$. Esta expressão é válida, com certa segurança, no intervalo $0 < (a+e)(b+e) - ab < ab/5$.

Supondo um deslocamento infinitesimal dx , no sentido da força F , que corresponde a uma energia mecânica elementar Fdx , tem-se a variação dx coincidente com o acréscimo de no entreferro:

$$\frac{dL_1(x)}{dx} = \frac{dL_1}{de} = -\frac{\mu_0 N^2 S}{e^2} \quad (9.18)$$

Substituindo em (9.16), tem-se a força desenvolvida para o entreferro e :

$$F_{des} = -\frac{1}{2} \mu_0 S \frac{(NI)^2}{e^2} \quad (9.19)$$

sendo $NI = \mathfrak{I}$ (força magnetomotriz – f.m.m.).

A resistência elétrica de um condutor é dada pela relação (9.20):

$$R = \frac{\rho \cdot L}{A} \quad (9.20)$$

Na equação acima, ρ é a resistividade elétrica do material, L o comprimento do fio e A é a área da seção transversal do condutor. A partir dessa relação, será calculada a resistência elétrica do enrolamento da bobina, e serão calculadas as resistências elétricas auxiliares que devem ser utilizadas para que se tenha as correntes elétricas de acionamento e de regime desejadas.

9.2 Cálculo de Molas

Da Resistência dos Materiais, a máxima tensão no fio da mola é dada por $\tau_{\max} = \pm \frac{Tr}{J} + \frac{F}{A}$, sendo o primeiro termo do lado direito relacionado à torção e o último à tensão de cisalhamento. Escrevendo em função de D (diâmetro médio da mola) e de d (diâmetro do fio), tem-se:

$$\tau = \frac{8FD}{\pi d^3} + \frac{4F}{\pi d^2} \quad (9.21)$$

Define-se o índice da mola por:

$$C = D/d \quad (9.22)$$

Este índice é uma medida da curvatura da mola. Combinando as equações (9.21) e (9.22), chega-se a:

$$\tau = K_s \frac{8FD}{\pi d^3} \quad (9.23)$$

Na relação acima, K_s é o fator de correção de cisalhamento, e este fator é dado pela seguinte relação:

$$K_s = \frac{2C + 1}{2C} \quad (9.24)$$

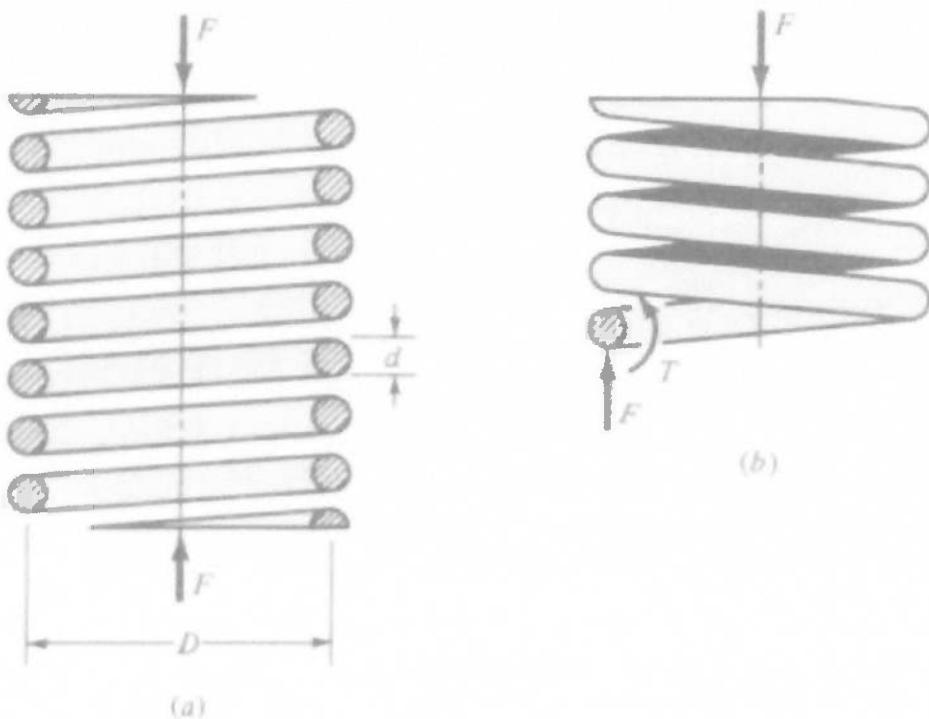


Figura 9.3- (a) Mola helicoidal carregada axialmente; (b) Diagrama de corpo livre mostrando fio sujeito a cisalhamento direto e torsional

Da Resistência dos Materiais, tem-se a equação da energia de deformação, dada abaixo:

$$U = \frac{T^2 \cdot I}{2 \cdot G \cdot J} + \frac{F^2 l}{2 \cdot A \cdot G} \quad (9.25)$$

Partindo da equação (9.25), aplicando-se o Teorema de Castigiano e arranjando-se convenientemente a expressão, a constante de mola é dada por:

$$k = \frac{d^4 G}{8 D^3 N_t} \quad (9.26)$$

Na equação acima, N_t é o número de espiras da mola e G é o módulo de rigidez torsional do material.

Segundo a ref. [13], para molas de compressão, existem quatro terminais possíveis, conforme a Figura 9.4. Para calcular suas dimensões, utiliza-se a Tabela 9.1.

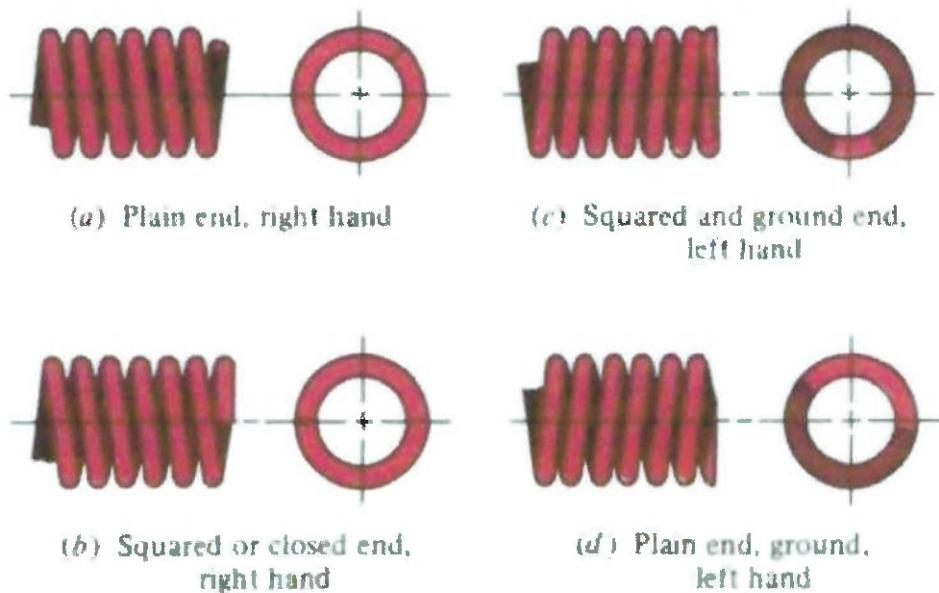


Figura 9.4 - Tipos de terminais para molas de compressão

TERM	TYPE OF SPRING ENDS			
	PLAIN	PLAIN AND GROUND	SQUARED OR CLOSED	SQUARED AND GROUND
End coils, N_e	0	1	2	2
Total coils, N_t	N_a	$N_a + 1$	$N_a + 2$	$N_a + 2$
Free length, L_0	$pN_a + d$	$p(N_a + 1)$	$pN_a + 3d$	$pN_a + 2d$
Solid length, L_s	$d(N_t + 1)$	dN_a	$d(N_t + 1)$	dN_a
Pitch, p	$(L_0 - d)/N_a$	$L_0/(N_a + 1)$	$(L_0 - 3d)/N_a$	$(L_0 - 2d)/N_a$

Source: Associated Spring-Barnes Group, *Design Handbook*, Bristol, Conn., 1981, p. 32.

Tabela 9.1 - Fórmulas para Dimensões de Molas de Compressão (N_a = número de espiras ativas)

A estabilidade da mola à flambagem para o aço é, segundo a ref. [13]:

$$L_0 < 2.63 \frac{D}{\alpha} \quad (9.27)$$

Na equação (9.27), α é a constante da terminação da mola, obtida da Tabela 9.2.

END CONDITION	CONSTANT α
Spring supported between flat parallel surfaces (fixed ends)	0.5
One end supported by flat surface perpendicular to spring axis (fixed); other end pivoted (hinged)	0.707
Both ends pivoted (hinged)	1
One end clamped; other end free	2

*Ends supported by flat surfaces must be squared and ground.

Tabela 9.2 - Constantes de Terminação da Mola

9.3 Freio a Tambor

9.3.1 Tipos de Freio a Tambor

Dependendo do tipo de montagem da lona, pode-se distinguir dois tipos de freio a tambor:

- Lonas pivotadas em pontos fixos (Figura 9.5 a, b);
- Lonas deslizantes com suportes paralelo ou oblíquo (Figura 9.5 c, d).

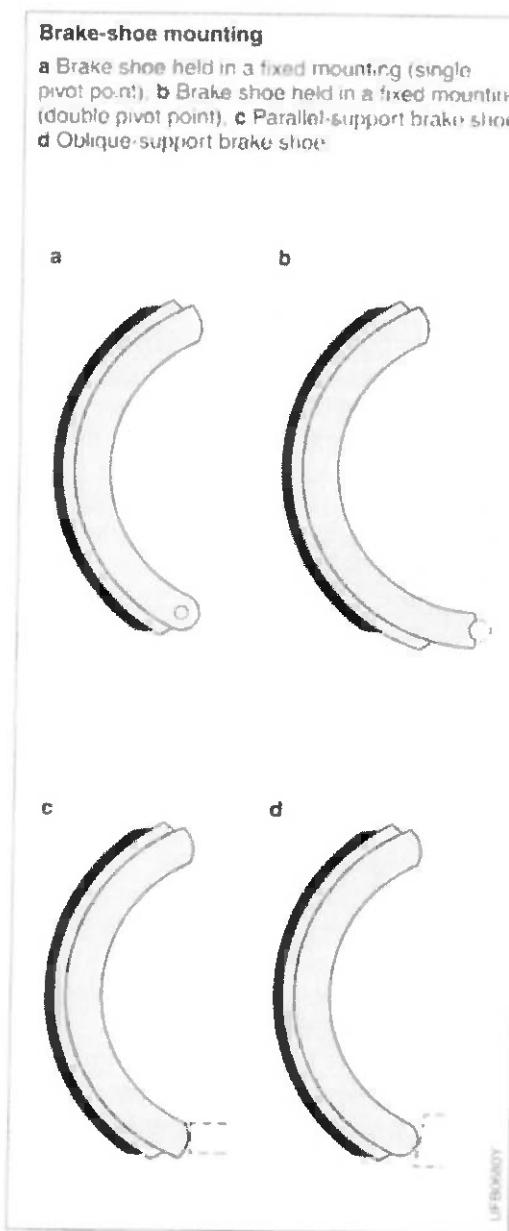


Figura 9.5 - Montagem da Lona de Freio

Freio Simplex (Figura 9.6):

As sapatas são forçadas para fora pelos pistões de um cilindro de dupla ação. A sapata está pivotada em dois pontos ou em um ponto duplo. Quando o veículo está se movendo para frente, a auto-energização ocorre na lona primária, e a auto-inibição, na lona secundária. Em marcha à ré, os resultados são análogos.

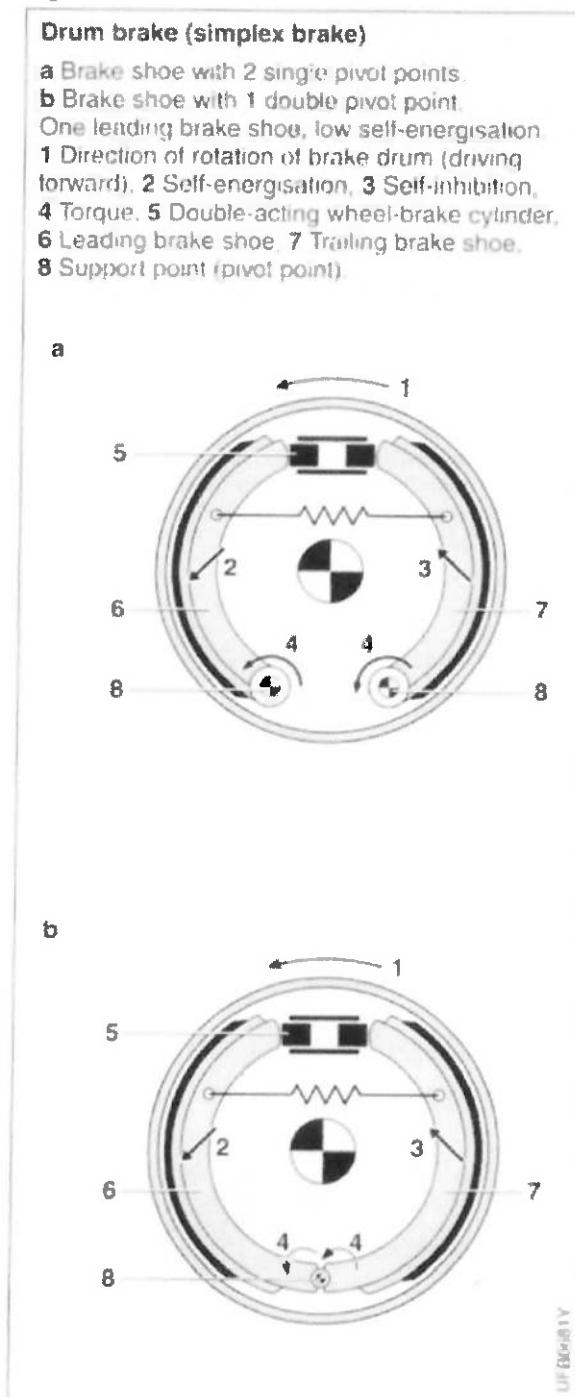


Figura 9.6 - Freio Simplex

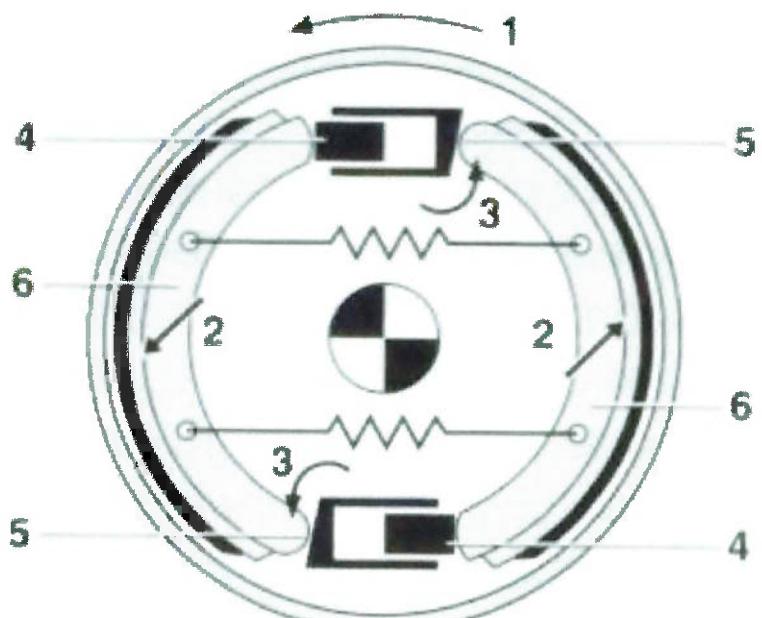
Freio Duplex (Figura 9.7):

Cada uma das sapatas deslizantes é atuada pelo seu próprio cilindro unidirecional. As sapatas tocam a extremidade do cilindro do lado oposto. O freio duplex é de simples ação. Em outras palavras, com o veículo movendo-se para frente, existem duas sapatas primárias, auto-energizadas. Em marcha à ré, não há auto-energização.

Drum brake (duplex brake)

Two leading brake shoes, high self-energisation.

1 Direction of brake-drum rotation (forward driving), 2 Self-energisation, 3 Torques, 4 Wheel-brake cylinders, 5 Support points, 6 Brake shoes.



UF B0582Y

Figura 9.7 - Freio Duplex

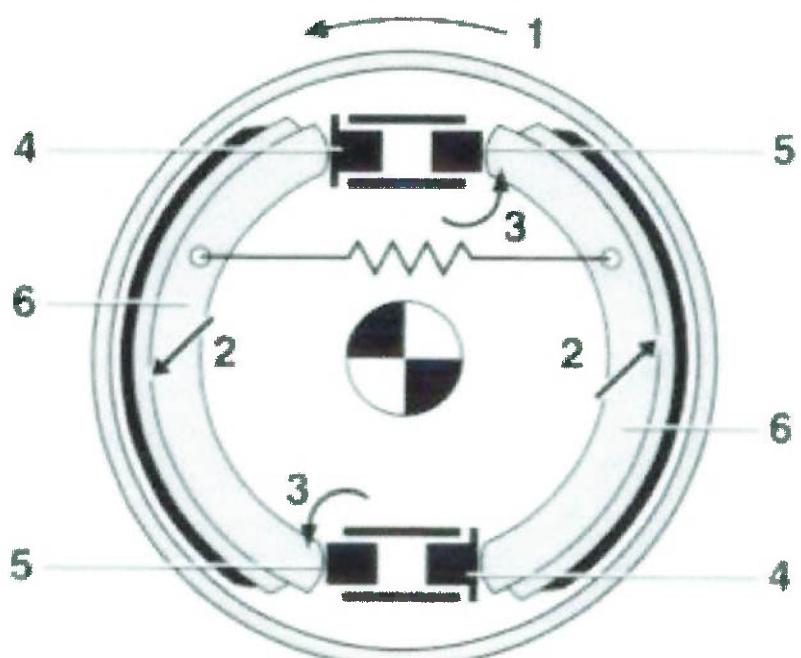
Freio Duo-Duplex (Figura 9.8):

Dois cilindros de dupla ação acionam sapatas deslizantes, que tocam o cilindro do lado oposto. O freio duo-duplex é do tipo de dupla ação, e apresenta duas sapatas primárias auto-energizantes quando o veículo se movimenta para frente ou para trás.

Drum brake (duo-duplex brake)

Two leading brake shoes, floating brake application from the wheel-brake cylinder, high self-energisation.

1 Direction of brake-drum rotation (forward driving), 2 Self-energisation, 3 Torques, 4 Wheel-brake cylinders, 5 Support points, 6 Brake shoes.



UF B0683Y

Figura 9.8 - Freio Duo-Duplex

Servo-Freio (Figura 9.9):

Um cilindro de dupla ação atua em ambas as sapatas deslizantes. Ao contrário dos freios simplex e duplex, as sapatas não estão pivotadas, mas flutuam de forma que tocam um pino de pressão que pode se movimentar em uma direção. Com o veículo se movimentando para frente, o pino transfere a força da sapata primária para a secundária, a qual obtém maior auto-energização. Em marcha à ré, o servo-freio funciona como um freio simplex.

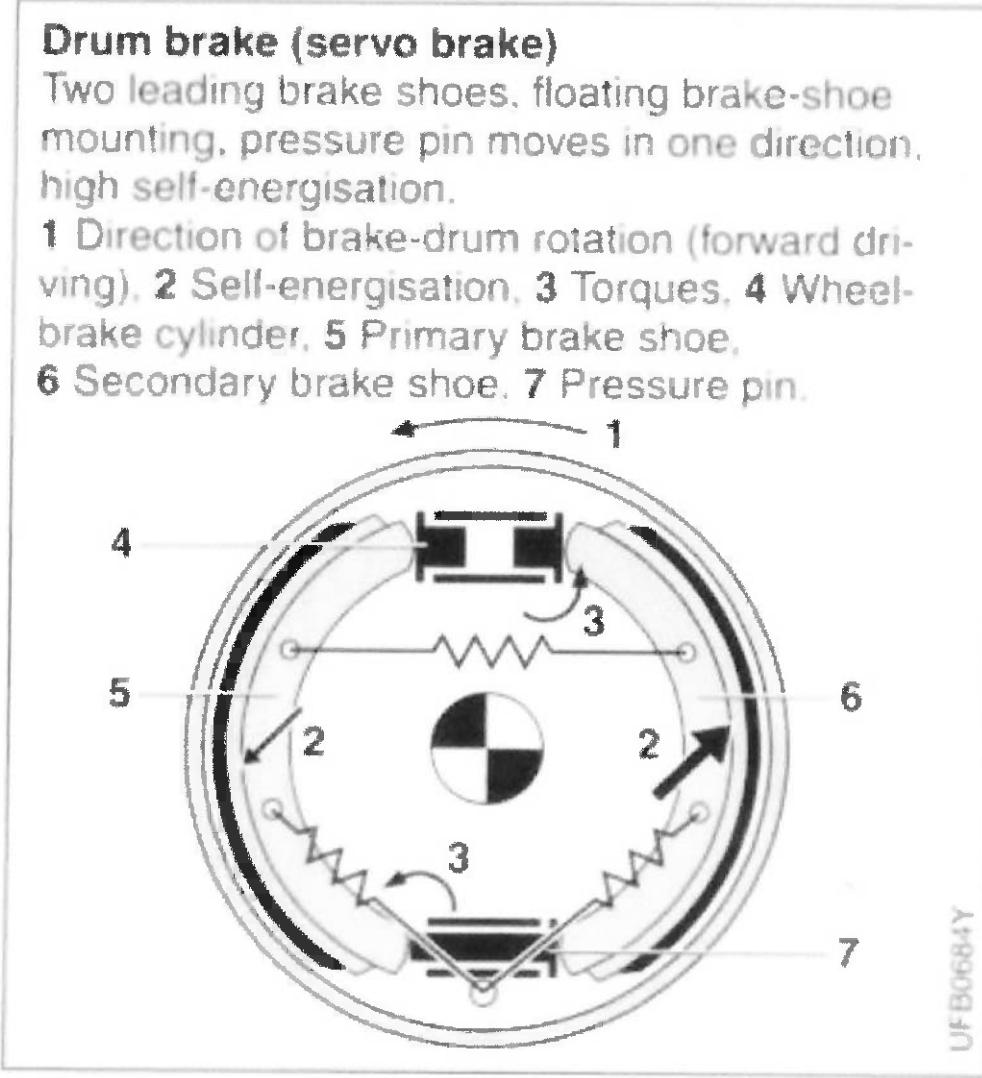


Figura 9.9 - Servo-Freio

Freio Duo-Servo (Figura 9.10):

As duas sapatas deslizantes são atuadas por um cilindro de dupla ação. Ao contrário do servo-freio, elas tocam um pino de pressão que é livre para se mover em ambas as direções. Com o veículo movendo-se para frente ou para trás, há transferência de força da sapata primária para a secundária, onde há geração de auto-energização maior que na primária.

Drum brake (duo-servo brake)

As with the servo brake, but with freely movable pressure pin; Self-energisation during forward driving and backup.

- 1 Direction of brake-drum rotation (backup).
- 2 Self-energisation, 3 Torque, 4 Wheel-brake cylinder, 5 Secondary brake shoe, 6 Primary brake shoe, 7 Pressure pin (support bearing).

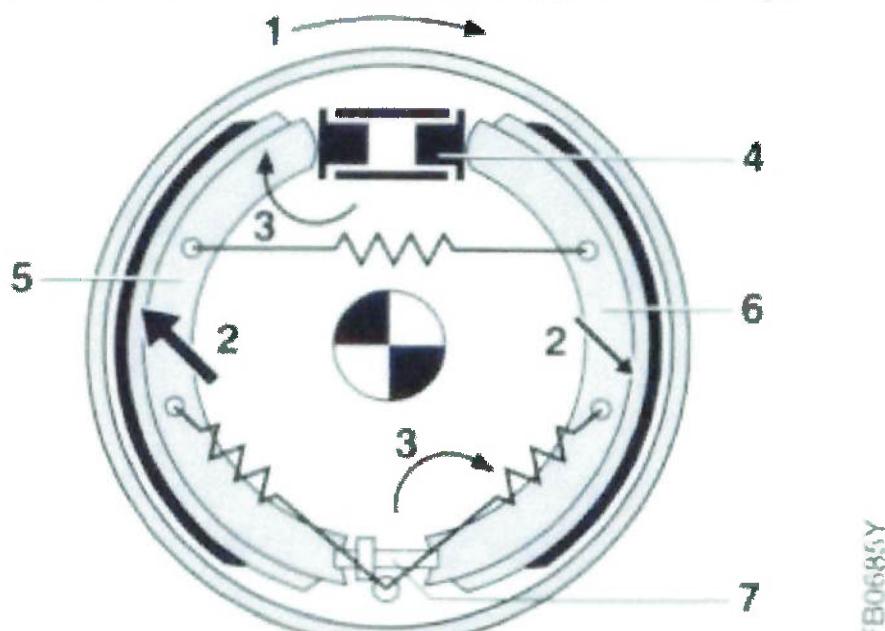


Figura 9.10 - Freio Duo-Servo

9.3.2 Auto-Energização

Uma característica importante dos tambores de freio é seu fator de auto-energização. Com a auto-energização, a força efetiva de frenagem excede a força que resultaria da força normal aplicada pelo cilindro. A auto-energização origina-se do fato que a força de atrito gerada na lona secundária gera um torque com relação ao ponto de articulação. Este torque é adicionado à força do cilindro e aumenta a pressão da lona contra o tambor. O freio simplex é o único no qual o torque gerado na articulação da lona secundária reduz a força aplicada. Este é um exemplo de auto-inibição.

9.3.3 Fator de Frenagem

O coeficiente de frenagem C^* é o critério que avalia a performance do freio. Define a taxa de força de frenagem para frear, levando em consideração a influência do fator de multiplicação de frenagem interno e do coeficiente de atrito. Este último é determinado pelos parâmetros de velocidade, pressão de frenagem e temperatura. A Figura 9.11 mostra o coeficiente de frenagem para diversos tipos de freios.

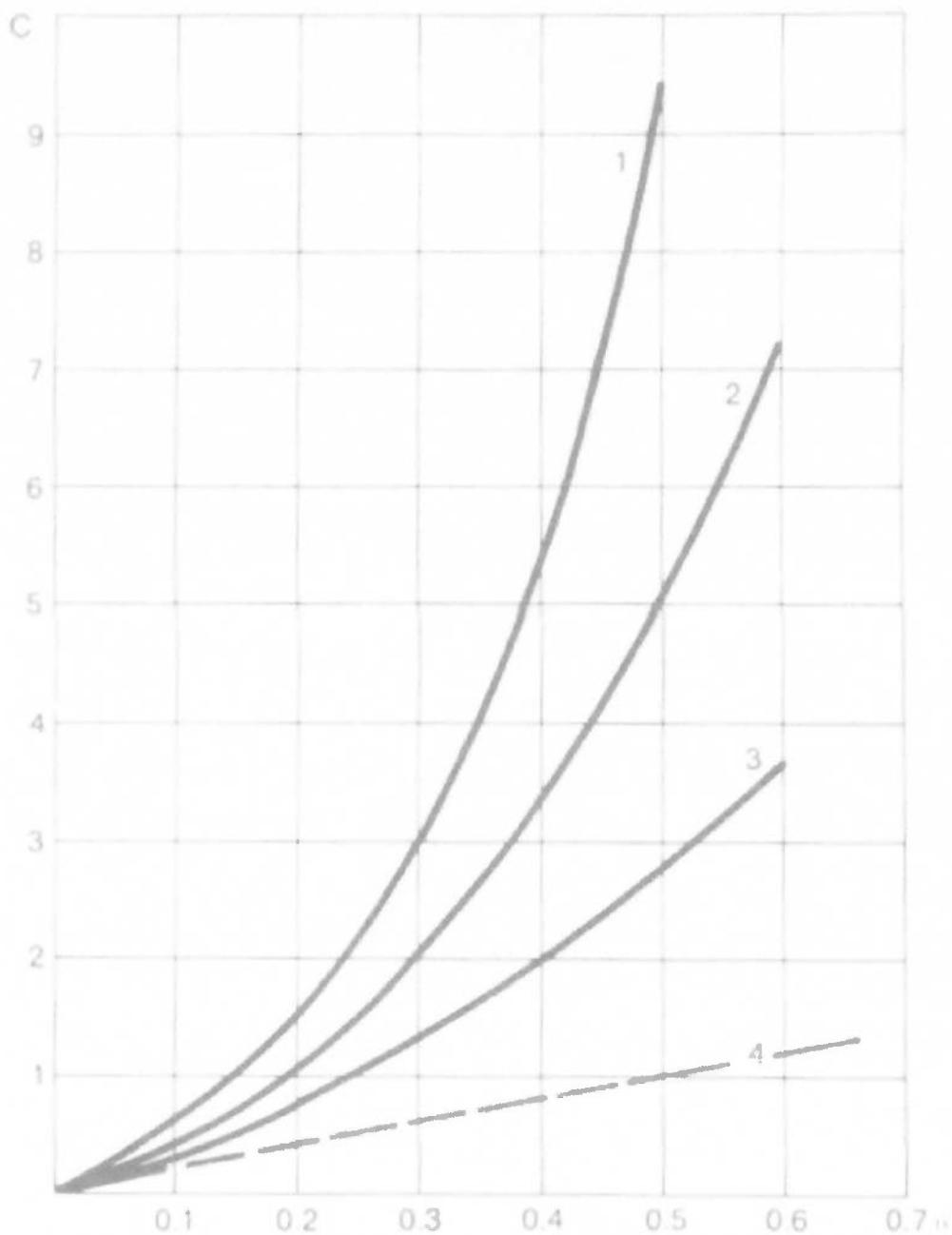


Figura 9.11 - Coeficientes de Frenagem como função do Coeficiente de Atrito

Na Figura 9.11, tem-se:

- (1) Servo-Freio;
- (2) Duo-Duplex;
- (3) Simplex;
- (4) Freio a Disco.

O coeficiente C^* é a relação entre a força de atrito desenvolvida na superfície do tambor (F_d) e a força de atuação do mecanismo sobre a sapata (F_a):

$$C^* = \frac{F_d}{F_a} \quad (9.28)$$

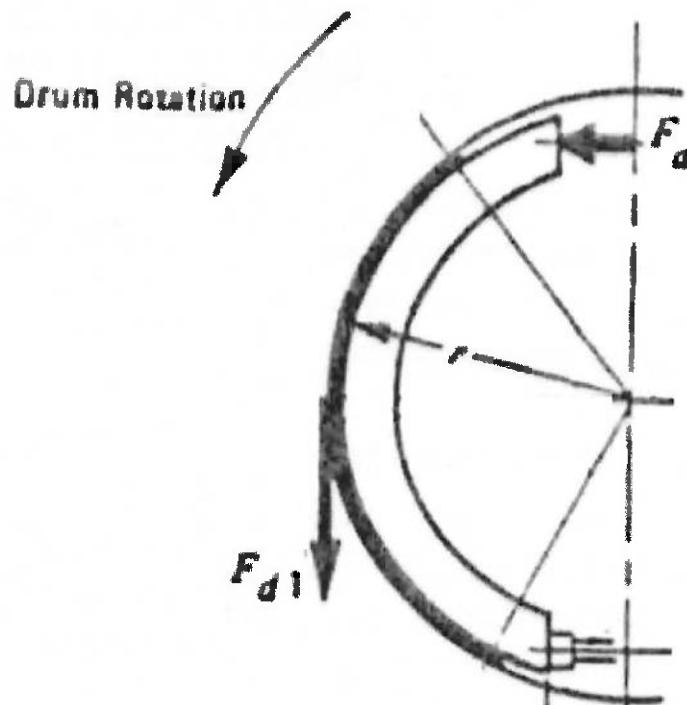


Figura 9.12 - Forças Atuantes no Tambor

10 DIMENSIONAMENTO

10.1 Freio de Estacionamento a Tambor

Será desenvolvido um sistema de freio a tambor do tipo duo-servo (Figura 9.10), no qual o cilindro de dupla ação será substituído por uma mola. O sistema permanecerá normalmente acionado, e será liberado através do eletroímã, conforme descrito anteriormente.

O dimensionamento do sistema de freio de estacionamento é feito partindo-se do requisito legal, que diz que o veículo deve permanecer parado em uma rampa de inclinação de 30% quando o freio de estacionamento é acionado. Em uma rampa de 30%, para cada 100 m percorridos sobre o plano inclinado, a variação de altura deve ser de 30 m. É um plano inclinado de um ângulo de 17,5°, ou seja, $\arcsen(0,3)$. Esta situação é mostrada na figura abaixo:

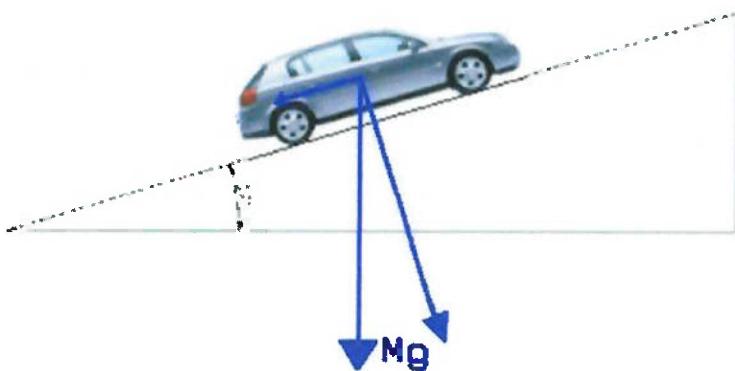


Figura 10.1 - Veículo em uma rampa de 30% de inclinação

Sobre as rodas traseiras, o freio de estacionamento deve gerar dois binários de frenagem (um em cada roda traseira) de forma que se equilibre o torque gerado pela componente da força peso $0,3Mg$, paralela ao plano inclinado. Esta componente da força peso deve ser equilibrada por uma força de igual magnitude, aplicada pelo solo ao veículo. Dessa forma, seu ponto de aplicação é a região de contato entre o pneu e o solo. Para cada roda, essa força será de $0,15Mg$.

A Figura 10.2 mostra o diagrama de corpo livre do conjunto pneu, roda e tambor de freio. Como a roda não deve girar, a força aplicada pelo solo ao pneu deve

ser equilibrada através de um binário gerado no tambor, pelo atrito das lonas com sua superfície interna.

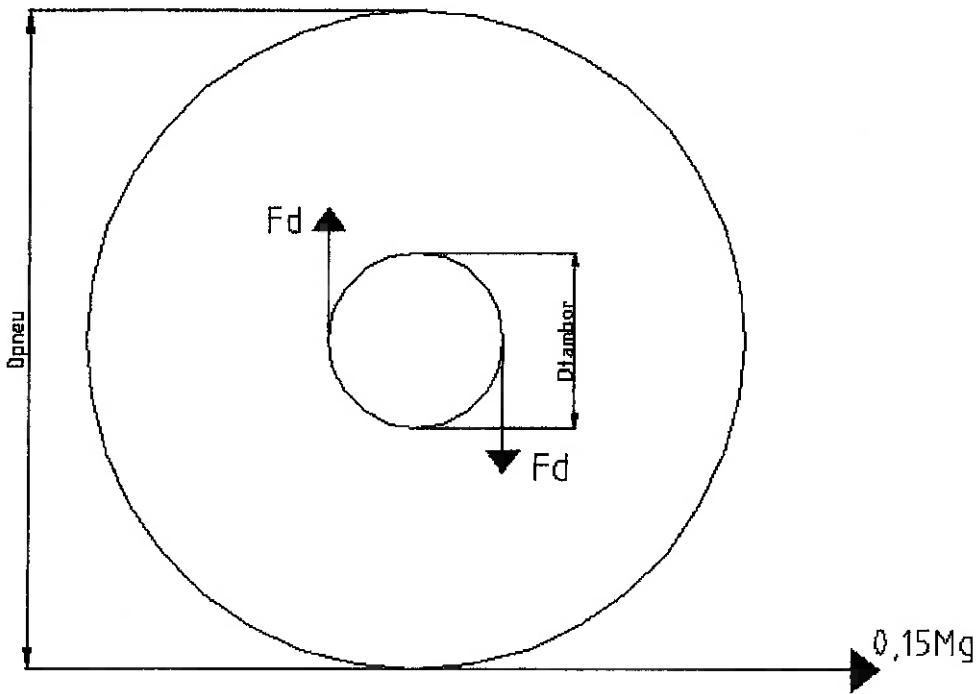


Figura 10.2 - Forças agindo na superfície externa do pneu e na superfície interna do tambor

Igualando o torque externo aplicado ao binário gerado no tambor (em relação ao eixo da roda), tem-se, para cada roda:

$$0,3 \cdot \frac{M}{2} \cdot g \cdot R_{pneu} = F_d \cdot D_{tambor} \quad (10.1)$$

A força de atrito F_d entre a superfície da lona e o tambor, em cada uma das rodas é, portanto:

$$F_d = \frac{0,3 \cdot M \cdot g \cdot R_{pneu}}{2 \cdot D_{tambor}} \quad (10.2)$$

As forças atuantes no freio a tambor podem ser vistas na Figura 9.12. Assumindo um coeficiente de atrito entre a lona e o tambor de 0,6 ($\mu = 0,6$), pode-se obter $C^* \cong 9$ quando se usa freio do tipo duo-servo.

Quando se projeta um freio de serviço a tambor, normalmente não utiliza $\mu > 0,5$, pois isto pode aumentar muito a sensibilidade do freio, visto que os valores de C^* crescem exponencialmente. A utilização de um coeficiente de atrito demasiadamente grande poderia causar problemas ao motorista, existindo a possibilidade de ocorrer travamento involuntário das rodas devido a uma auto-energização muito elevada do sistema. No entanto, por se tratar de freio de estacionamento, não existe este tipo de preocupação, uma vez que o sistema deve manter as rodas travadas quando atuado. Pode-se utilizar valores de C^* tão grandes quanto se queira.

A força aplicada F_a (vide Figura 9.12) sobre a lona de freio é dada por:

$$F_a = \frac{F_d}{C^*} \quad (10.3)$$

$$F_d = \frac{0,3 \cdot M \cdot g \cdot R_{pneu}}{2 \cdot C^* \cdot D_{tambor}}$$

Esta é a força que deve ser aplicada pela mola de atuação para manter o veículo parado em uma rampa de inclinação 30%, conforme especificado. Esta também é a força inicial que o eletroímã deve vencer para liberar o sistema.

10.1.1 Aplicação de valores numéricos

Para os cálculos, foram adotados valores comumente verificados em veículos de passeio:

- Massa do veículo: $M = 1500\text{kg}$
- Raio externo do pneu: $R_{pneu} = 0,3\text{m}$
- Diâmetro externo do tambor: $D_{tambor} = 0,16\text{m}$
- Coeficiente de atrito lona-tambor: $\mu = 0,6$
- Coeficiente de frenagem: $C^* = 9$

Além disso:

- Aceleração da gravidade: $g = 9,8 \frac{m}{s^2}$

Após as substituições, a expressão (10.3) fica:

$$F_a = \frac{0,3 \cdot M \cdot g \cdot R_{pmeu}}{2 \cdot C^* \cdot D_{tambor}} = \frac{0,3 \cdot 1500 \cdot 9,8 \cdot 0,3}{2 \cdot 9 \cdot 0,16} \Rightarrow F_a \cong 459 N$$

10.2 Mola

O sistema de freio desenvolvido é do tipo duo-servo. Uma mola de compressão será o atuador, de modo que o sistema, quando desenergizado, permanecerá acionado. A maior preocupação no projeto da mola é seu diâmetro externo. Ela deve ser dimensionada de forma que possua diâmetro compatível com as dimensões do tambor do freio de estacionamento. Caso a mola tenha diâmetro muito grande, o espaço disponível para o eletroímã pode não ser suficiente.

O dimensionamento da mola é feito segundo consta no item 9.2. Os dados de entrada para o cálculo da mola para este sistema são a carga a que a mola está submetida (F_a), o diâmetro da mola (D) e a deflexão que a mola deve sofrer para aplicar a força necessária para a frenagem (x). O parâmetro a ser calculado deve ser, portanto, o diâmetro do fio da mola (d).

A constante k da mola é dada pela expressão (9.26). Sabe-se que, para a mola, $F = k \cdot x$. Substituindo-se em (9.26) e rearranjando-se os termos convenientemente tem-se que o diâmetro do fio é dado por:

$$d = \sqrt[4]{\frac{8 \cdot F_a \cdot D^3 \cdot N_t}{e \cdot G}} \quad (10.4)$$

A máxima tensão de cisalhamento a que a mola estará submetida, dada pela equação (9.23), será:

$$\tau_{\max} = K_s \frac{8 \cdot F_a \cdot D}{\pi \cdot d^3} \quad (10.5)$$

onde: $K_s = \frac{2C+1}{2C}$ onde, por sua vez, C é o índice da mola, dado por $C = \frac{D}{d}$.

O valor de τ_{\max} , calculado com esta expressão (10.5), não deve ultrapassar o valor da tensão de escoamento do material da mola.

A outra verificação que deve ser feita é quanto à flambagem. Isto é feito através da expressão (9.27), da Tabela 9.1 e da Tabela 9.2. As tabelas fornecem, respectivamente, o valor do comprimento livre da mola L_0 e da constante α .

$$L_0 < 2.63 \frac{D}{\alpha} \quad (10.6)$$

Para a aplicação em questão, a mola será suportada por duas superfícies planas. Conforme nota existente na Tabela 9.2, ela será fabricada com as terminações ilustradas na Figura 9.4c.

10.2.1 Aplicação de valores numéricos

A mola utilizada terá um diâmetro D . A mola livre terá um comprimento L_0 e, quando ela estiver aplicando a força de frenagem, deve estar comprimida de uma distância x . Essa deflexão x deve ser a mínima deflexão da mola dentro do sistema de freio. Se a deflexão for menor, a força aplicada também será menor, o que não é permitido em hipótese alguma.

Assumindo-se diferentes valores para D e x encontrou-se, após algumas tentativas, um conjunto de valores que satisfaz os critérios de resistência ao cisalhamento e à flambagem, além de dar à mola dimensões pequenas o suficientes para deixar espaço para a instalação do eletroímã de dimensões adequadas.

Os valores utilizados como entrada para o cálculo da mola fora, portanto:

- Diâmetro: $D = 20\text{mm} = 2 \cdot 10^{-2} \text{m}$
- Deflexão inicial: $x = 4\text{mm} = 4 \cdot 10^{-3} \text{m}$
- Comprimento livre: $L_0 = 40\text{mm} = 4 \cdot 10^{-2} \text{m}$
- Número total de espiras: $N_t = 5$
- Rígidez torsional: $G = 83\text{GPa} = 8,3 \cdot 10^{10} \text{Pa}$

O material da mola é aço para molas de válvulas, que possui módulo de rígidez $G = 83\text{GPa}$ e tensão de escoamento de $1,5\text{GPa}$.

A expressão (10.4) fica:

$$d = \sqrt[4]{\frac{8 \cdot F_a \cdot D^3 \cdot N}{e \cdot G}} = \sqrt[4]{\frac{8 \cdot 600 \cdot (2 \cdot 10^{-2})^3 \cdot 5}{4 \cdot 10^{-3} \cdot 8,3 \cdot 10^{10}}} \Rightarrow d \approx 4,9 \cdot 10^{-3} \text{m} \Rightarrow d = 4,9\text{mm}$$

O índice da mola é: $C = \frac{D}{d} = \frac{20}{4,9} \approx 4,1$.

$$\text{Dessa forma, } K_s = \frac{2C+1}{2C} = \frac{2 \cdot 4,1+1}{2 \cdot 4,1} \cong 1,12$$

A máxima tensão de cisalhamento à qual a mola será submetida é dada pela expressão (10.5):

$$\tau_{\max} = K_s \frac{8 \cdot F_a \cdot D}{\pi \cdot d^3} = 1,12 \cdot \frac{8 \cdot 600 \cdot 2 \cdot 10^{-2}}{\pi \cdot (4,9 \cdot 10^{-3})^3} \Rightarrow \tau_{\max} \cong 291 \text{ MPa}$$

Essa tensão não excede a tensão de escoamento do material da mola.

A fixação da mola será feita fixando-se suas duas extremidades a superfícies de apoio planas. Conforme a Tabela 9.2, o coeficiente de terminação da mola será $\alpha = 0,5$.

A estabilidade da mola de aço à flambagem é dada pela expressão (9.27):

$$L_0 < 2,63 \frac{D}{\alpha} = 2,63 \frac{20}{0,5} \Rightarrow L_0 < 105,2 \text{ mm}$$

Como $L_0 = 40 \text{ mm}$, esta condição está satisfeita.

A constante elástica dessa mola será:

$$k = \frac{F}{x} = \frac{600}{4 \cdot 10^{-3}} = 150 \frac{\text{kN}}{\text{m}}$$

10.3 Eletroímã

O eletroímã utilizado no sistema terá o formato toroidal e seção transversal retangular. Ele terá dois entreferros diametralmente opostos e dois enrolamentos. Os enrolamentos serão dispostos em série, e alimentados pela bateria do automóvel. A força desenvolvida pelo eletroímã será aplicada sobre as sapatas, no sentido de comprimir a mola de atuação, liberando o sistema. Essa força será igualmente distribuída ao longo da sapata, podendo ser modelada como uma força aplicada sobre o eixo horizontal de simetria do eletroímã.

Quando se trata de um eletroímã de geometria simétrica com dois entreferros sobre o eixo de simetria, em cada um dos entreferros será desenvolvida metade da força total.

Assumindo que sejam válidas as considerações e simplificações do item 9.1, a força desenvolvida é dada pela equação (9.19). Conhecida a força desenvolvida pelo eletroímã, deve-se obter a área S da seção transversal do material ferromagnético:

$$S = \frac{2 \cdot e^2 \cdot F_a}{\mu_0 \cdot (NI)^2} \quad (10.7)$$

10.3.1 Aplicação de valores numéricos

A força aplicada $F_a = 600N$ é um dado de entrada. Trata-se da força aplicada pela mola sobre as sapatas, e que deve ser vencida pelo eletroímã.

A permeabilidade magnética do ar vale $\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7} H/m$.

Para o entreferro máximo, que ocorre quando o sistema está acionado, foi adotado o valor $e_{\max} = 4mm$. Esse entreferro diminui quando a força é aplicada ao eletroímã, e seu valor chega a $e_{\min} = 0,2mm$, supondo que haja uma película de $0,1mm$ de espessura em cada face do material ferromagnético. Se o entreferro chegassem a zero, a força tenderia a infinito. O valor que interessa, a princípio, é o entreferro inicial. Para esse valor, a força do eletroímã deve vencer a força aplicada pela mola. Uma vez vencida essa força, a mola será comprimida, e sua força aumentará linearmente. Para o mesmo deslocamento, pode-se notar, pela expressão

(9.16), que a força desenvolvida no eletroímã cresce exponencialmente, com o inverso do quadrado do entreferro. Isso será evidenciado mais adiante, no gráfico que mostra as forças atuantes na mola e no eletroímã.

Como a força desenvolvida no eletroímã será muito maior que a força exercida pela mola, na posição de entreferro mínimo, o sistema será modelado da seguinte forma: uma corrente elétrica alta será aplicada quando se desejar a liberação do sistema. Com essa corrente elétrica, a força exercida pela mola deve ser vencida, e o entreferro reduzido a seu valor mínimo, posição que deverá ser mantida enquanto o freio estiver liberado. Nessa situação de regime, o entreferro é mínimo, e a força desenvolvida pelo eletroímã será muito superior à força na mola. Uma vez atingida a posição de regime, a corrente elétrica será significativamente reduzida, de modo que o eletroímã exerça uma força necessária apenas para vencer a força aplicada pela mola na condição de regime, com o sistema energizado e a mola comprimida.

Sendo o material ferromagnético de seção quadrada, deve-se adequar suas dimensões de modo que seja possível inseri-lo no tambor de freio.

Esse dimensionamento foi efetuado com o auxílio de uma rotina em MATLAB. Foram testados diversos valores de corrente elétrica, diâmetros do condutor e dimensões da seção do material ferromagnético. Após uma série de tentativas, foram obtidos valores que tornam viável a construção do sistema proposto.

Como resultado, obteve-se um condutor de cobre, de diâmetro $2,2\text{ mm}$. Para que não haja espaços vazios no enrolamento, o condutor terá, então, seção quadrada de lado $2,2\text{ mm}$. Envolvendo o condutor, deve haver uma película, para evitar o contato entre os enrolamentos.

Também com base no resultado das tentativas, o condutor será enrolado duas vezes sobre o material ferromagnético. Na rotina utilizada para os cálculos, o número de enrolamentos da espira sobre o material ferromagnético é limitado pelo número de vezes que o lado do condutor cabe sobre o comprimento do lado interno do material ferromagnético. Para isso, utiliza-se esse diâmetro interno na rotina. Para o cálculo da área de uma espira, utiliza-se um valor médio entre a espira interna e a externa (pois o condutor é enrolado duas vezes).

As dimensões da seção do material ferromagnético são: base b , na direção da espessura interna do tambor, e altura h , na direção radial. A base é limitada pela espessura interna do tambor de freio. Supondo que essa espessura seja de 60 mm (um valor típico), tem-se também, em cada lado, o envoltório do eletroímã de espessura de 2 mm e o enrolamento tem espessura 4,4 mm (dois enrolamentos de 2,2 mm). Tem-se, então, um máximo de 48 mm disponíveis para o valor da base da seção do material ferromagnético. Após os testes realizados no MATLAB, mostrou-se suficiente o seguinte valor adotado: $b = 38 \text{ mm}$.

Sendo a área da seção dada por $S = bh$ tem-se, pela expressão (10.7):

$$h = \frac{2 \cdot e^2 \cdot F_a}{\mu_0 \cdot (NI)^2 \cdot b} \quad (10.8)$$

Os valores utilizados são os seguintes, para cada situação de utilização:

O comprimento do condutor utilizado, para a configuração mostrada, é dado por:

$$L = 2 \cdot N \cdot (b + h + d) \quad (10.9)$$

Substituindo a equação (10.9) na equação (9.20), chega-se à relação da resistência elétrica do enrolamento da bobina em função das dimensões do material ferromagnético:

$$R = \frac{2 \cdot \rho \cdot N \cdot (b + h + d)}{A} \quad (10.10)$$

Situação de acionamento: entreferro máximo; corrente elétrica alta para vencer a força da mola até atingir-se o entreferro mínimo.

- Força na mola: $F_a = 600 \text{ N}$
- Corrente elétrica aplicada: $I = 35 \text{ A}$
- Entreferro máximo: $e = 4 \text{ mm}$
- Diâmetro: $D_{\text{int}} = 80 \text{ mm}$

O diâmetro indicado é o diâmetro interno do material ferromagnético, que irá limitar o número de voltas da espira. Esse diâmetro foi calculado com base no diâmetro da mola, na espessura do envoltório do eletroímã e supondo $h = 10mm$. Portanto, a altura resultante deve ser menor ou igual a $10mm$.

Resulta $h = 0,0075m$.

Por segurança, será utilizado $h = 0,010m = 10mm$. Esse aumento do valor da altura não acarreta problemas de espaço.

Situação de regime: corrente elétrica baixa, necessária para que seja vencida a força da mola comprimida ao máximo. A área da seção já está definida. Agora, deve-se encontrar um valor para a corrente elétrica.

- Força na mola: $F = k(x + \Delta e) = 150(4 + 3,8) = 1170N$
- Entreferro mínimo: $e = 0,2mm$

Obtém-se uma corrente elétrica de $2,2A$. Por segurança, será utilizada uma corrente elétrica de regime $I = 3A$.

10.3.2 Rotinas em MATLAB

Para o cálculo da melhor geometria da seção do material ferromagnético, foi utilizada a seguinte rotina em MATLAB:

```

F=600; % Força aplicada pelo eletroíma na situação de
         % entreferro maximo
Dint=.08; % Diametro interno do atuador
e=.004; % Entreferro maximo
x=2; % Numero de enrolamentos da bobina
t=.002; % Espessura da parede que envolve a bobina do atuador
mi0=4*pi*10^-7; % Permeabilidade magnética
d=linspace(2,2.5,1000); % Diametro do fio
I=35; %Corrente eletrica necessaria para gerar a força F

i=0;
for i=1:1000
    D(i)=Dint-t-(x/2)*d(i)*10^-3; % Diametro medio do enrolamento
    N(i)=x*(D(i)*pi-2*e)/(d(i)*10^-3); % Numero de espiras
    b=38*10^-3; % Largura do material ferromagnético
    h(i)=(2*F*e^2)/(b*mi0*(N(i)*I)^2);
    % Altura do material ferromagnético
    L(i)=((N(i)/x)*(2*(b+h(i)+(d(i)+10^-3/2)))+
    ((N(i)/x)*(2*(b+h(i)+(3*d(i)*10^-3/2)))); % Comprimento total do fio
end
min(h)
plot(d,h)

```

```
grid on
```

Para que fosse encontrado um valor aceitável da altura h e do diâmetro do fio d , foi plotado o seguinte gráfico:

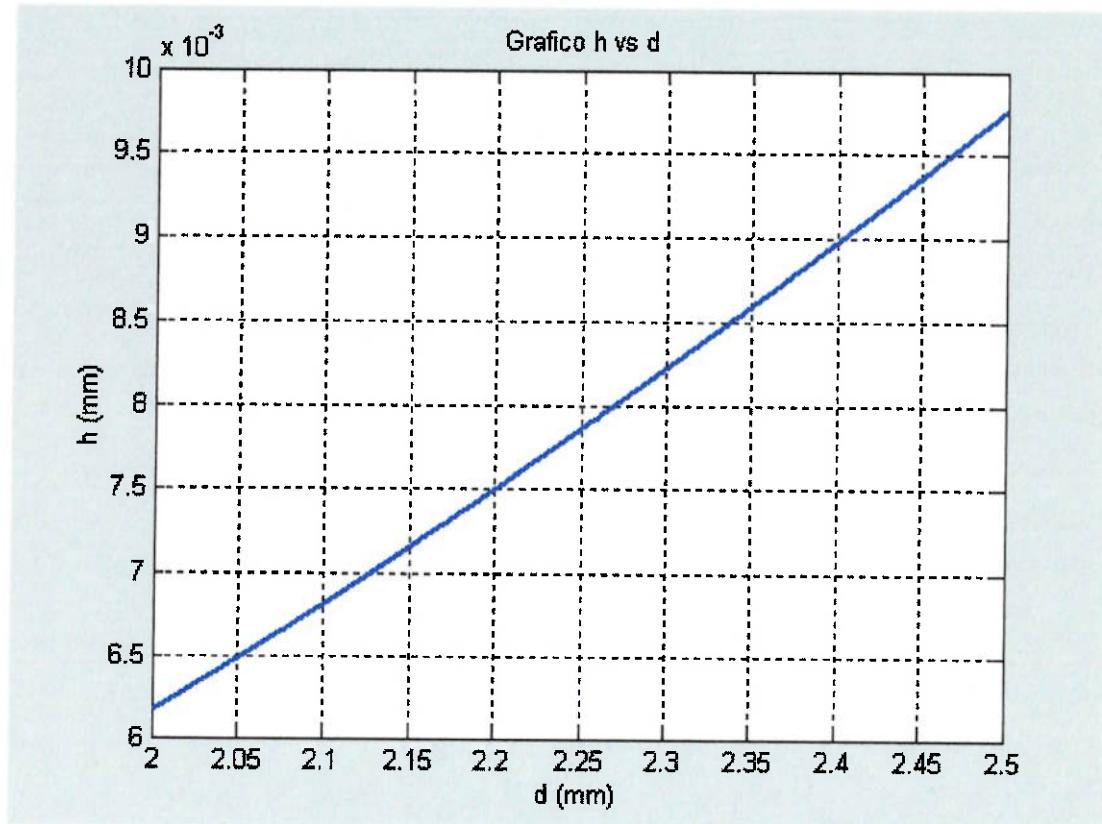


Figura 10.3 - Gráfico relacionando o diâmetro do condutor e a altura do material ferromagnético

O valor utilizado para o diâmetro foi $d = 2,2\text{mm}$. A altura, por segurança, foi tomada como sendo $h = 10\text{mm}$.

Para a confecção do gráfico das forças da mola e do eletroímã em função do entreferro, foi utilizada a seguinte rotina:

```

mi0=4*pi*10^-7;          % Permeabilidade magnetica
d=linspace(2,3,1000);    % Diametro do fio
I=35;                     %Corrente eletrica necessaria para gerar a
força F
b=38*10^-3;
h=10*10^-3;
N=216;
k=150000;
e=linspace(2,8,1000);
e0=8*10^-3;
for i=1:1000
    Fmola(i)=k*(e0-e(i)*10^-3);
    Fele(i)=(mi0*b*h*(N*I)^2)/(2*(e(i)*10^-3)^2);
end

```

```

plot(e, Fmola, 'r')
hold on
plot(e, Fele)
grid on

```

O gráfico resultante é:

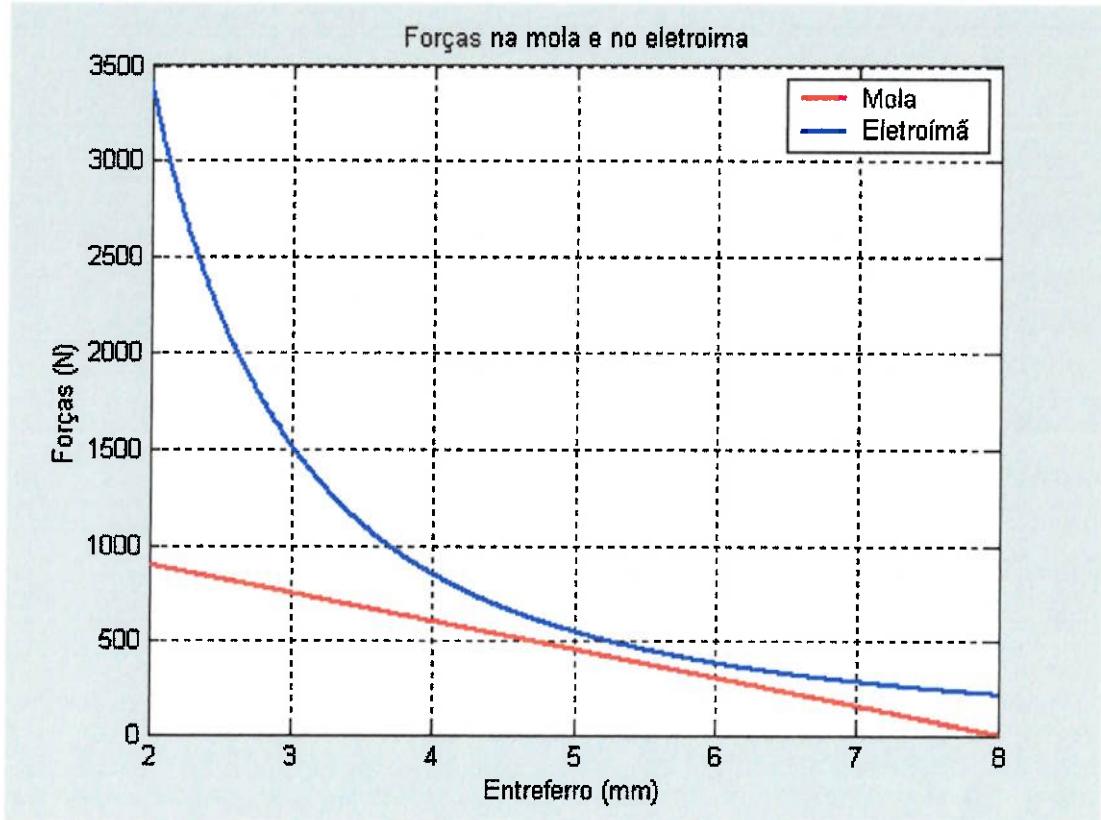


Figura 10.4 - Forças na mola e no eletroímã em função do entreferro, na situação de acionamento

Devido às várias aproximações em favor da segurança efetuadas ao longo dos cálculos, os gráficos não apresentam intersecção. Se tais aproximações não tivessem sido feitas, as duas curvas se interceptariam no ponto onde o entreferro vale 4 mm, que é o ponto onde as forças do eletroímã e da mola deveriam ser iguais.

No gráfico verifica-se que, nesse ponto, que é o ponto que ilustra a situação de entreferro máximo (sistema freado), a força desenvolvida pelo eletroímã é capaz de vencer a força da mola. Esse era um dos requisitos de projeto a serem alcançados.

Para a situação de regime (entreferro mínimo), apenas uma corrente elétrica de 3 A percorre o circuito. Utilizando a mesma rotina, plota-se seguinte gráfico:



Figura 10.5 - Forças na mola e no eletroímã em função do entreferro, na situação de regime

Nota-se que, para o entreferro de $0,2\text{ mm}$, a força desenvolvida no eletroímã supera a força da mola, mantendo o freio liberado.

Resumindo, os parâmetros que definem o eletroímã são:

- Seção transversal do material ferromagnético: $h = 10\text{ mm}$
 $b = 38\text{ mm}$
- Espessura do envoltório do enrolamento: $t = 2\text{ mm}$
- Lado do fio de seção quadrada: $d = 2,2\text{ mm}$
- Número de espiras: $N = 216$
- Entreferro: $0,2\text{ mm} \leq e \leq 4\text{ mm}$

A resistência do enrolamento da bobina é dada pela equação (10.10). Substituindo os valores calculados nesta expressão, tem-se que a resistência elétrica do enrolamento da bobina é $R = 77 \cdot 10^{-3} \Omega$. Para que se obtenha as correntes de acionamento e de regime desejadas (respectivamente 35 A e 3 A) com a tensão de alimentação disponível (12 V), deve-se utilizar resistências elétricas auxiliares. Para

a corrente elétrica de acionamento, a resistência auxiliar deve ser $R_1 = 265 \cdot 10^{-3} \Omega$.

Já para a corrente elétrica de regime, a resistência auxiliar a ser utilizada deve ser $R_2 = 3,92 \Omega$.

10.4 Visão Geral do Modelo Desenvolvido

Com o modelo desenvolvido e com os componentes dimensionados, partiu-se para a criação de um modelo 3D do sistema projetado. Tal modelo foi desenhado com o auxílio do software Autodesk Inventor.

Na Figura 10.6 tem-se uma visão geral do sistema:

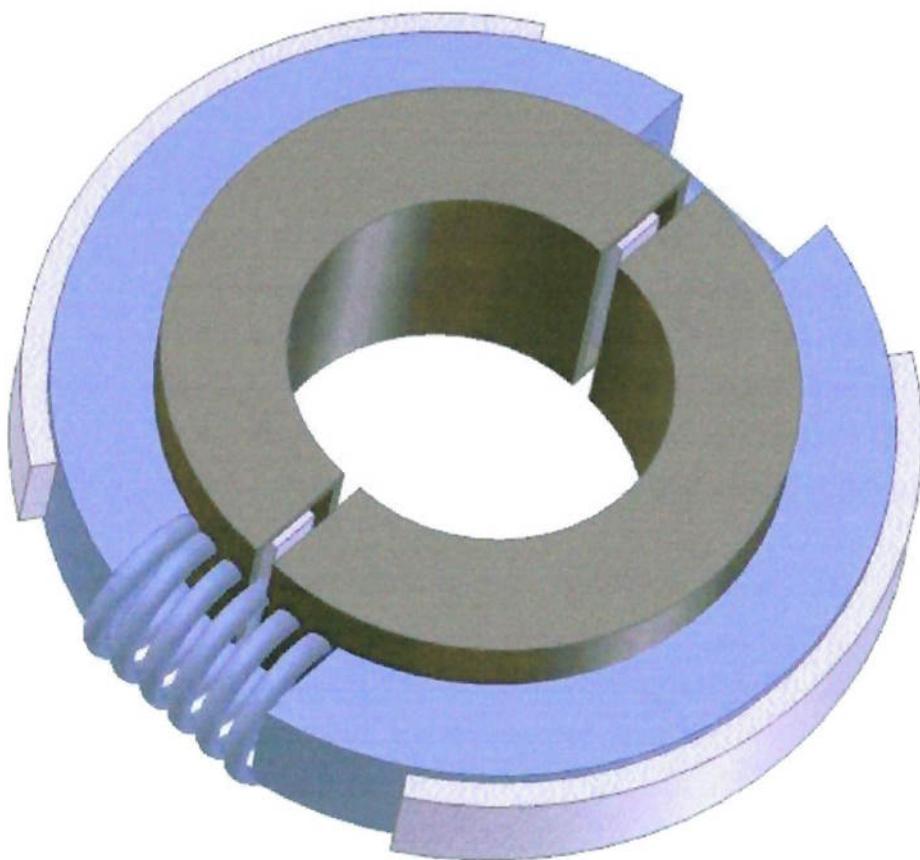


Figura 10.6 - Visão Geral do Sistema Spring Brake

Já na Figura 10.7, pode-se ver, também, o material ferromagnético:

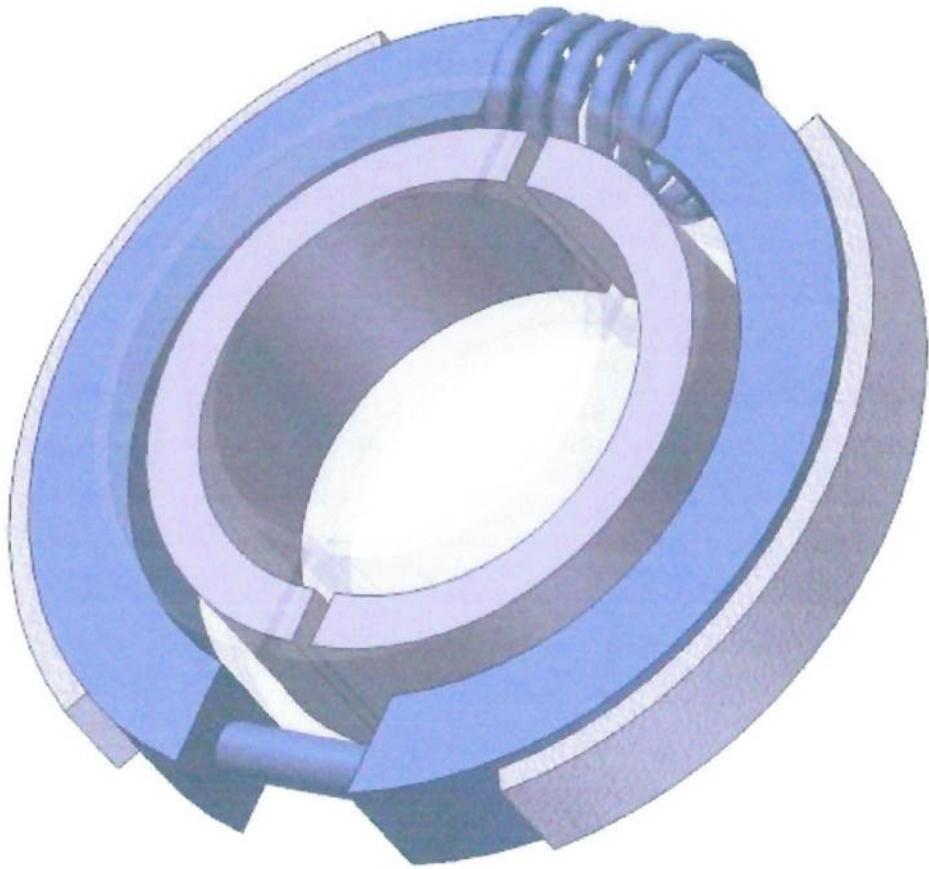


Figura 10.7 - Visão geral do sistema, mostrando o material ferromagnético

A Figura 10.8 apresenta uma visão frontal do conjunto de freio de estacionamento projetado:

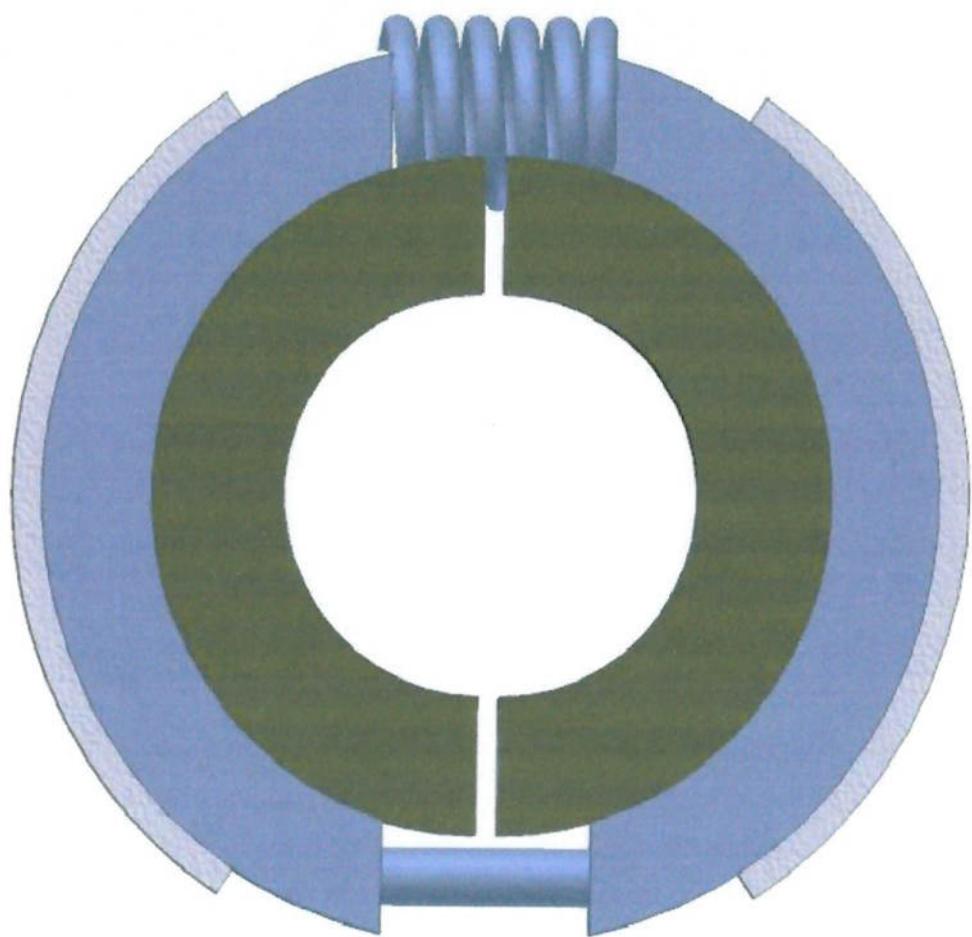
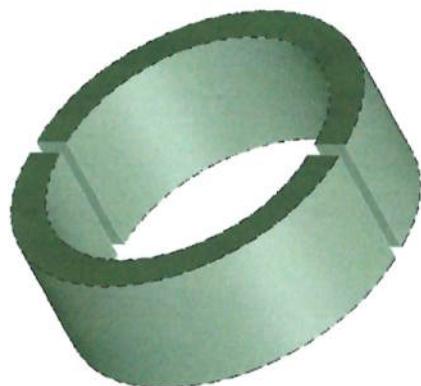
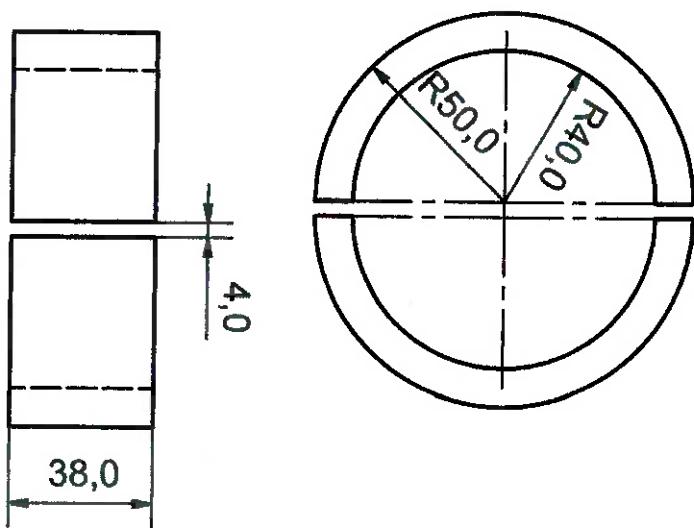


Figura 10.8 - Visão Frontal do Sistema Projetado

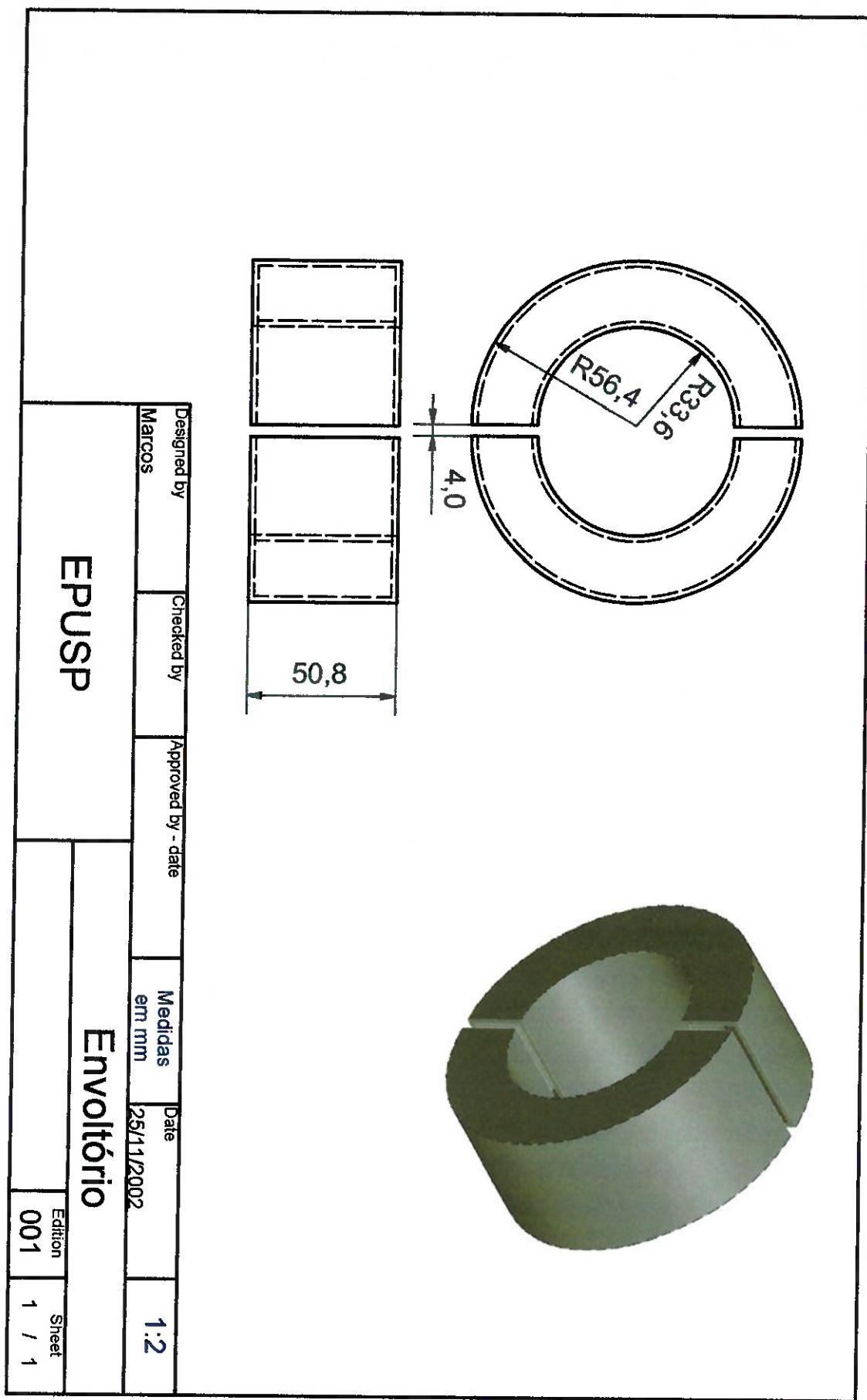
11 DESENHOS TÉCNICOS

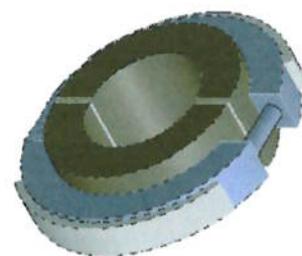
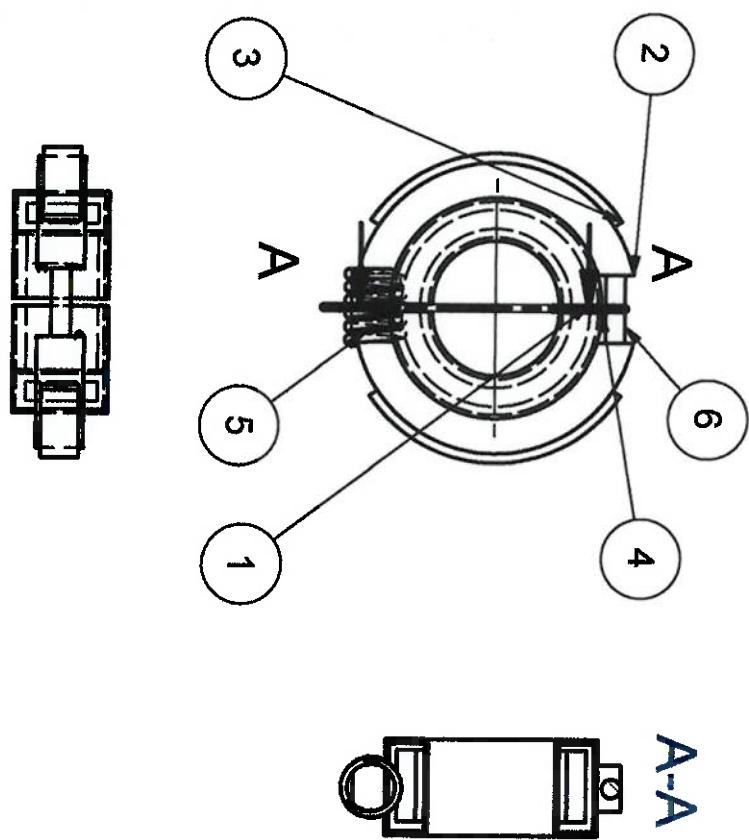
Serão apresentados os seguintes desenhos técnicos:

- Desenho do núcleo ferromagnético da bobina do eletroímã;
- Desenho do envoltório do enrolamento;
- Desenho do conjunto do freio incluindo, além do núcleo ferromagnético e do envoltório, as sapatas, as lonas e a mola dimensionada.



Designed by	Checked by	Approved by - date	Medidas em mm	Date	1:2
Marcos				25/11/2002	
Núcleo Ferromagnético					
		Edition 001	Sheet 1 / 1		
EPUSP					





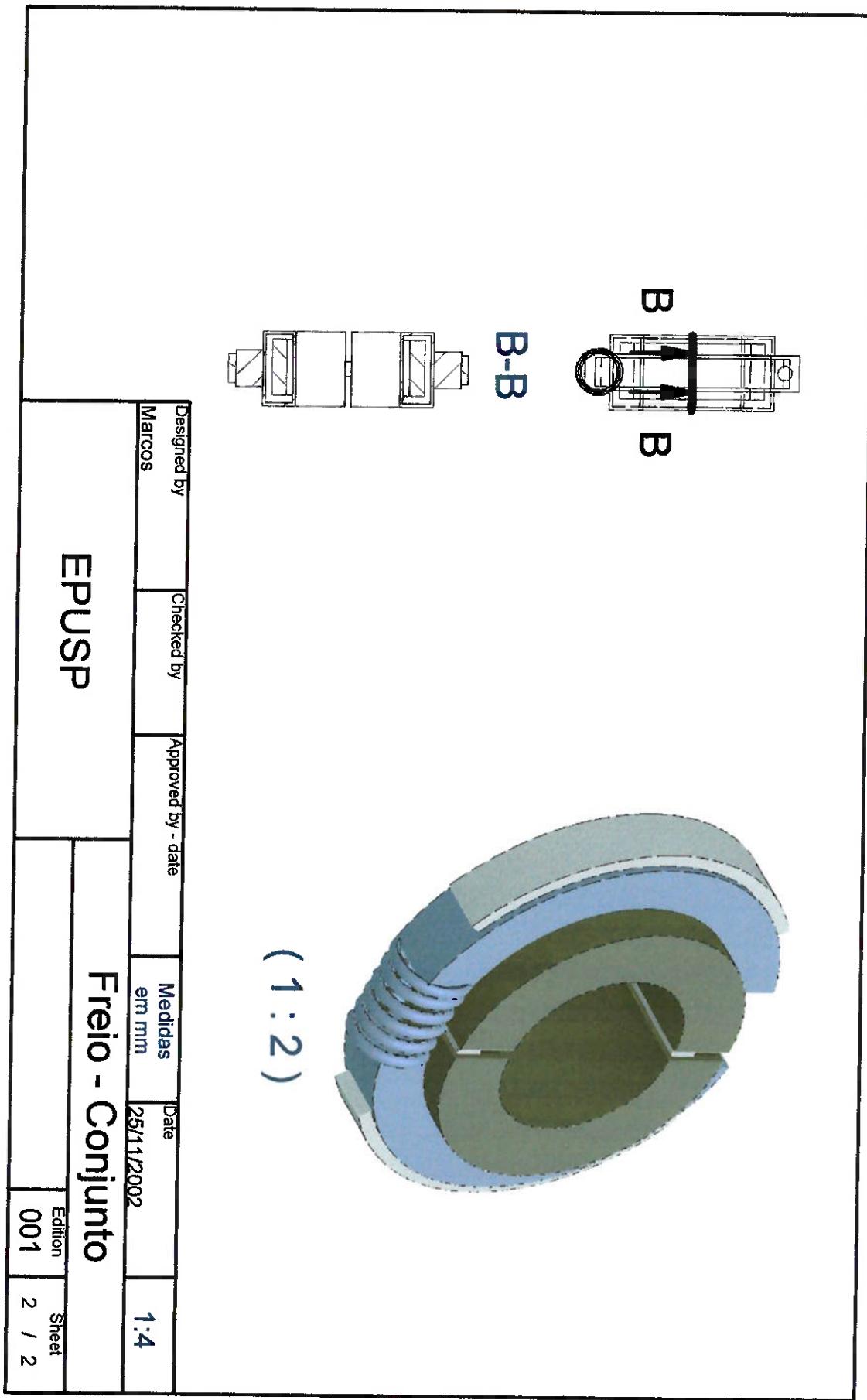
ITEM	QTD	PEÇA
6	1	Pino de Deslizamento
5	1	Mola
4	2	Envoltório
3	2	Lona
2	2	Sapata
1	2	Núcleo Ferromagnético

Lista de Peças

Designed by	Checked by	Approved by - date	Medidas em mm	Date
Marcos				25/11/2002
EPUSP				1:4

Freio - Conjunto

Edition
001 Sheet
1 / 2



ANEXOS

Neste item, serão apresentadas as alternativas avaliadas para a construção do sistema que foram descartadas. Essas propostas esbarraram em algum fator limitante nos requisitos de projeto, de forma que foram assumidas como sendo formas construtivas inviáveis para o projeto.

Eletroímã Cilíndrico de Translação (1)

Foi a primeira alternativa proposta, por mostrar-se o mais simples possível. O princípio de acionamento é o mesmo utilizado no freio a tambor tipo duo-servo. Mantendo o conceito do *spring brake*, a mola funciona como atuador, fornecendo a força de frenagem. Ela estaria localizada na região superior do tambor de freio, da mesma forma que se observa na alternativa selecionada. O eletroímã, por sua vez, teria forma construtiva cilíndrica, de modo que o enrolamento e o entreferro estivessem envoltos em uma carcaça, com o pistão de atuação saindo de dentro dela, e onde estaria localizado o entreferro. A Figura A1.1 mostra essa construção proposta.

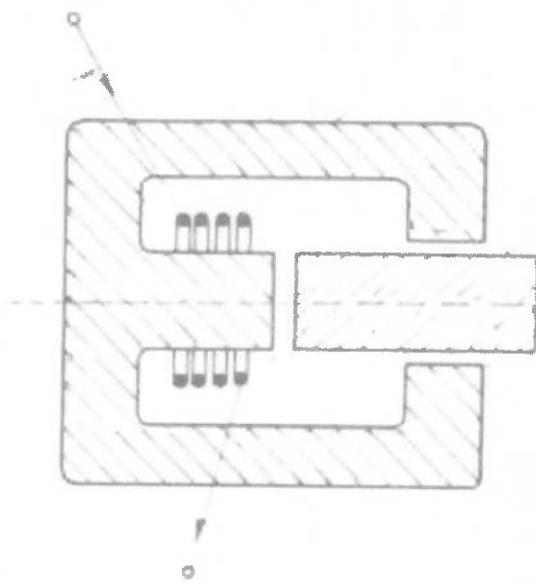


Figura A1.1 - Esquema de eletroímã cilíndrico de translação

O eletroímã estaria localizado na região central do tambor de freio, de forma que as sapatas estivessem conectadas às suas extremidades. Quando o eletroímã fosse acionado, as sapatas seriam atraídas com uma força superior à força da mola, da mesma forma que ocorre na alternativa modelada.

Os entreferros inicial (e_{max}) e final (e_{min}) foram considerados os mesmos do sistema escolhido, ou seja, 4 mm e $0,2\text{ mm}$ respectivamente.

A força desenvolvida no entreferro é dada pela expressão (9.19):

$$F_{des} = -\frac{1}{2} \mu_0 S \frac{(NI)^2}{e^2}$$

Analizando o espaço disponível para esta instalação, o máximo diâmetro do eletroímã deve ser de 30 mm . Esse seria o diâmetro disponível para o enrolamento. Além disso, existe o diâmetro da carcaça, que deve permitir a montagem do eletroímã dentro do tambor e, também, sua fixação.

O número de espiras do eletroímã também é um fator limitante. Do espaço disponível para a instalação, o comprimento máximo do eletroímã é de 50 mm . Este é o comprimento disponível para o enrolamento. Nesta montagem, o número de espiras é dado por:

$$N = 2 \cdot \frac{l}{d}$$

Nesta equação, l é o comprimento do eletroímã e d é o diâmetro do condutor, que será considerado o mesmo da alternativa escolhida ($d = 2,2\text{ mm}$).

Outra restrição que deve ser observada é a força que deve ser aplicada para travar o sistema. Esta força foi considerada como sendo $F_a = 600\text{ N}$. Substituindo-se estes valores na expressão (9.19), temos:

$$600 = \frac{1}{2} \cdot 4 \cdot \pi \cdot 10^{-7} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (30 \cdot 10^{-3})^2 \cdot \frac{\left(2 \cdot \frac{50 \cdot 10^{-3}}{2,2 \cdot 10^{-3}} \cdot I\right)^2}{(4 \cdot 10^{-3})^2}$$

Resolvendo a equação acima, chega-se a uma corrente elétrica $I = 102A$.

Conclusões

O diâmetro do eletroímã permite que ele seja montado no interior do tambor de freio, na posição estipulada. Essa geometria permitiria que houvesse poucas modificações em relação ao sistema de freio existente, o que seria interessante, no sentido de redução de custo no caso de um desenvolvimento e construção desse sistema.

No entanto, a corrente elétrica necessária para seu acionamento ($I = 102A$) inviabiliza essa alternativa. Mesmo tratando-se de uma corrente elétrica que deve ser suprida por um curto intervalo de tempo, é um valor muito elevado. Para a situação de regime, com o entreferro mínimo, a expressão (9.19) fornece uma corrente elétrica $I = 5,1A$. Utilizando-se um coeficiente de segurança semelhante ao que foi utilizado na alternativa selecionada (em torno de 1,25), a corrente elétrica deveria ser $I = 6,4A$. Esse valor de corrente elétrica, sendo suprido durante a operação do eletroímã, causaria um aquecimento excessivo do sistema. Por esses motivos apresentados, o sistema foi descartado, e novas alternativas foram desenvolvidas.

Eletroímã Cilíndrico de Translação (2)

O sistema seria atuado com uma mola, e seria do tipo duo-servo, da mesma forma que sistema anterior e que o sistema selecionado. A forma construtiva do eletroímã seria semelhante à do sistema anterior (eletroímã cilíndrico de translação). No entanto, o eletroímã seria fixado no eixo traseiro do veículo, e seu movimento acionaria um conjunto de alavancas, que transmitiria esse movimento até as sapatas. Essa transmissão por alavancas é encontrada no sistema de freio de estacionamento convencional, acionado por cabos. Nele, o intuito da alavanca é reduzir o esforço necessário ao acionamento. No caso do eletroímã, a força não precisaria ser reduzida,

a princípio, e o diâmetro permitido seria maior que na alternativa anterior, por não haver a necessidade de montá-lo dentro do tambor de freio. Evidentemente, existem valores máximos, uma vez que o espaço disponível para montagem sobre o eixo também é limitado.

Conclusões

Simulações realizadas para diferentes dimensões desse eletroímã mostraram que, adotando-se um comprimento maior para o enrolamento e também um diâmetro maior, a corrente elétrica necessária ainda era excessiva na situação de acionamento.

Seria necessário, então, reduzir a força de acionamento através da alavanca. No entanto, a alavanca faria com que a distância percorrida pelo atuador do eletroímã fosse maior, o que aumentaria o entreferro. Como a força é inversamente proporcional ao quadrado do entreferro, e o entreferro necessário varia linearmente com o braço da alavanca, não seria possível obter uma força de acionamento sem que fosse aumentada a corrente elétrica.

Outros fatores negativos referentes a essa alternativa são a dificuldade para a fixação do eletroímã ao eixo e sua vedação, uma vez que ele não estaria protegido dentro do tambor de freio.

Eletroímã Toroidal Articulado na Extremidade

A alternativa aqui apresentada foi o embrião da alternativa selecionada para o projeto.

O sistema seria muito semelhante ao sistema modelado. O acionamento seria feito por mola e um eletroímã toroidal, de seção retangular, na região central do tambor, faria a liberação do sistema. No entanto, ao invés do pino de deslizamento utilizado na região inferior do eletroímã, haveria uma articulação, que faria com que houvesse um único entreferro na região superior. Para que isso fosse possível, as sapatas também deveriam ser articuladas na posição inferior. A diferença em relação ao sistema modelado é que, neste caso, teríamos freio a tambor do tipo simplex.

Conclusões

O freio do tipo simplex possui um fator de frenagem C^* mais baixo que o tipo duo-servo, conforme foi visto nos fundamentos teóricos deste relatório. O fator de frenagem máximo que se poderia obter seria $C^* \cong 4$, para o mesmo coeficiente de atrito considerado no sistema modelado. Esse fato faria com que a força necessária para a frenagem fosse muito alta. A mola deveria ter dimensões maiores, para suprir a força necessária. No entanto, o fator limitante nesse caso foi a área da seção transversal do material ferromagnético do eletroímã. Para que se conseguisse a força necessária à liberação, a seção transversal necessária seria tão grande que seria fisicamente impossível obter tal seção dentro do diâmetro máximo permitido dentro do tambor de freio.

Em vista desse problema, essa alternativa foi descartada e chegou-se à alternativa final, apresentada neste trabalho.

12 REFERÊNCIAS

- [1] ASSOCIAÇÃO NACIONAL DOS FABRICANTES DE VEÍCULOS AUTOMOTORES – ANFAVEA. São Paulo. Apresenta informações sobre a indústria, mercado interno e exportações automobilísticas do Brasil, e também informações sobre a entidade e suas empresas associadas. Disponível em <<http://www.anfavea.com.br>>. Acesso em 18 de jun. 2002.
- [2] AUTOMOTIVE Handbook. 4th Edition. Stuttgart, Robert Bosch GmbH, 1996. 892p.
- [3] BREMSEN-Handbuch. München, Alfred Teves GmbH, 1988. 353p.
- [4] BRUHAT, G.; GOUDET, G. **Eletricidade**. São Paulo, Difusão Européia do Livro, 1961. 900p.
- [5] COGDELL, J. R. **Foundations of Electric Power**. New Jersey, Prentice-Hall, 1999. 326p.
- [6] CONSELHO NACIONAL DE TRÂNSITO – CONTRAN. **Resolução No. 777/93**. Brasília, 1993.
- [7] CONVENTIONAL Braking Systems. 1st Edition. Stuttgart, Robert Bosch GmbH, 2000.
- [8] CROUSE, W.H.; ANGLIN, D. L. **Automotive Mechanics**. 10th Ed. New York, McGraw-Hill, 1993.
- [9] FALCONE, A. G. **Eletromecânica Vol. 1**. São Paulo, Editora Edgard Blücher, 1985. 226p.
- [10] KAMINSKI, P. C. **Desenvolvendo produtos com planejamento, criatividade e qualidade**. Rio de Janeiro, Livros Técnicos e Científicos, 2000. 132p.
- [11] LIMPERT, R. **Brakes: Design & Safety**. Warrendale, SAE Continuing Education, 1988. 250p.
- [12] POPOV, E. P. **Engineering Mechanics of Solids**. 2nd Edition. New Jersey, Prentice-Hall, 1998. 864p.
- [13] SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R. **Mechanical Engineering Design**. 5th Edition. New York, McGraw-Hill, 1989. 779p.