

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo

Trabalho de Conclusão de Curso

**APERFEIÇOAMENTO DO SISTEMA DE FREIOS
DE UM VEÍCULO COMERCIAL LEVE**

Autoria de
Daniela M. Assalim
Elaine Cristina S. Sartori

Sob orientação de
Prof. Edson Gomes

PMC-580 – Projeto Mecânico
São Paulo, 17 de dezembro de 1998

AGRADECIMENTOS: aos membros do Departamento de Engenharia da General Motors do Brasil e aos nossos pais e colegas que nos ajudaram nesse trabalho.

Índice

1. Apresentação do trabalho – Objetivos.....	4
2. Princípios fundamentais envolvidos.....	5
3. Principais componentes do sistema de freios e seus princípios de atuação	7
3.1 – Sistemas de freio a tambor.....	7
3.2 – Sistemas de freio a disco.....	9
3.3 – Componentes hidráulicos do sistema de freio.....	13
3.3.1 – Cilindro mestre.....	13
3.3.2 – Servo freio.....	14
3.3.3 – Válvulas.....	16
3.3.4 – Sistemas indicadores de falhas.....	18
3.4 – Circuitos de freios.....	21
4. Conceitos.....	23
4.1 – Introdução ao conceito da desaceleração.....	23
4.2 – Forças de frenagem e balanceamento do freio hidráulico.....	24
5. Estudo da necessidade.....	32
6. Especificações técnicas.....	34
6.1 – Especificações funcionais	34
6.2 – Especificações operacionais.....	34
6.3 – Especificações construtivas.....	34

7. Soluções propostas.....	35
7.1 – ABS: Antilock Braking System.....	36
7.2 – Redimensionamento da válvula proporcional.....	42
8. Tratamento do problema	43
8.1 – Dados de entrada para modelagem	43
8.2 – Hipóteses assumidas.....	46
8.3 – Equacionamento do problema	47
8.3.1 – Cálculo das forças.....	47
8.3.2 – Cálculo das pressões.....	52
8.3.3 – Cálculo das potências, fluxos de calor e pressões específicas	54
8.3.4 – Gráficos levantados.....	56
9. Dimensionamento da válvula	60
9.1 – Determinação da constante da mola da válvula	60
9.2 – Determinação do coeficiente angular da curva.....	60
10 . Resultado final alcançado	61
11. Considerações finais e conclusões.....	63
12. Referências bibliográficas	64

1. APRESENTAÇÃO DO TRABALHO - OBJETIVOS

O trabalho que aqui será apresentado tem por objetivo o estudo dos sistemas de freios disponíveis no mercado automobilístico e o aperfeiçoamento do freio de um veículo comercial leve.

Caminha-se no sentido de levantar as diversas tecnologias utilizadas pelas empresas do ramo automobilístico e as vantagens e custos de cada uma delas. Propõe-se, ainda, o redimensionamento da válvula proporcionadora de corte variável em função da altura da suspensão, utilizada em veículos de carga, de forma a garantir-se a segurança do condutor e da carga mesmo quando essa exceder o limite especificado para o veículo.

O freio a ser projetado atenderá, então, a carregamentos entre o limite atual especificado para os usuários e o limite estrutural do veículo, ou seja, até a capacidade máxima que os componentes estruturais resistem.

A análise da distribuição de forças no veículo e das pressões de trabalho do freio será auxiliada por um software a ser desenvolvido e a minimização da distância entre as curvas reais das ideais de funcionamento do freio será conseguida variando-se parâmetros como o carregamento para o qual dá-se início à atuação da válvula bem como os limites de pressão hidráulica atuante no sistema.

2. PRINCÍPIOS FUNDAMENTAIS ENVOLVIDOS

Princípio de Pascal

A pressão de um líquido contido em um sistema de vasos comunicantes é igualmente distribuída em todas as direções.

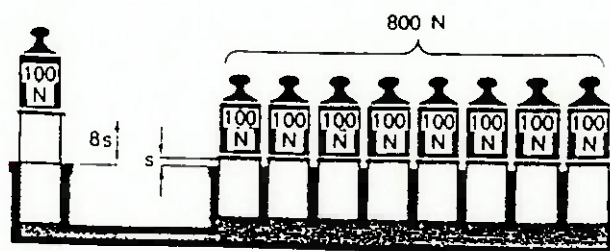


Fig. 1 – Esquema para o princípio de Pascal

O princípio de Pascal pode ser aplicado a um sistema de freio onde o sistema a esquerda da ilustração acima representa o cilindro mestre, cujo esforço no pedal pelo condutor, amplificado pela relação do pedal-servo freio, será de 100N com um curso de 8s. Os ramos à direita são representados pelos cilindros receptores nas rodas.

Aderência Pneu- Solo

O atrito dos freios tem uma limitação, que é o atrito existente entre pneu estrada. Se o coeficiente de atrito dos freios for muito maior (deve ser apenas um pouco maior) do que o atrito entre os pneus e a estrada, haverá risco de o freio bloquear completamente a roda e esta derrapar sobre a estrada.

Ao iniciar-se uma frenagem, a pressão hidráulica é aumentada para gerar a força de frenagem na roda que irá diminuir a velocidade do veículo.

A diferença entre a velocidade do veículo e velocidade do pneu aumenta até atingir um valor máximo, que irá representar o limite entre a região estável e instável.

No sentido longitudinal do pneu há diminuição do valor da aderência, quando ocorre o bloqueio da roda. Porém a perda maior ocorre no sentido lateral, onde a aderência lateral tenderá a zero.

Assim, sempre que ocorrer travamento da roda dianteira, o veículo perderá o controle direcional, porém a frenagem será estável. Por outro lado, sempre que houver travamento da roda traseira, haverá instabilidade direcional (tendência de giro do veículo).

3. PRINCIPAIS COMPONENTES DO SISTEMA DE FREIOS E SEUS PRINCÍPIOS DE ATUAÇÃO

3.1. SISTEMAS DE FREIO A TAMBOR

Cilindros das rodas: Quase todos os veículos modernos possuem os cilindros das rodas dotados de dois pistões. Cada pistão é ligado a uma sapata, de maneira que, quando a pressão do óleo no seu interior aumenta, as duas sapatas são aplicadas simultaneamente contra o tambor.

Na parte interna, os pistões possuem uma gaxeta de borracha cada um, cuja finalidade é evitar a fuga de fluido hidráulico. Na parte externa, possuem eles uma coifa de borracha, para evitar a entrada de poeira.

Quando o motorista retira o pé do pedal de freio, diminui a pressão do fluido e a mola das sapatas puxa-as de volta a sua posição inicial. Elas comprimem os pistões e estes expulsam o fluido, que retorna para a tubulação, em direção ao cilindro mestre.

Sapatas e lonas: As sapatas são as duas peças de aço que os cilindros das rodas empurram contra o tambor.

Sobre as duas sapatas são rebitadas as chamadas lonas de freio. As lonas são tiras de material especial, que deve resistir ao enorme calor e esforço mecânico que surge, quando se freia o carro. Em geral, consiste de uma mistura de cinquenta por cento de amianto, quinze por cento de algodão, vinte e cinco por cento de arame e dez por cento de fluido de impregnação, para grudar tudo isso perfeitamente.

O amianto é usado porque além de ter um bom coeficiente de atrito, também resiste ao calor intenso que se forma. O algodão tem por finalidade permitir ao amianto uma estrutura de apoio, porque o amianto se desfia com facilidade. Porém montado sobre o tecido de algodão, ele resiste melhor.

Esse conjunto amianto algodão, entretanto, não tem resistência mecânica e, se as lonas fossem fabricadas apenas com isso, não

durariam nada. Por isso o tecido amianto algodão leva, no seu interior, uma porção de fios de arame que lhe dão uma boa consistência, capaz de permitir essa vida longa que têm as lonas de freio.

Esse sistema porém, parte para o desuso nos veículos leves e mais modernos.

Lona e tambor: Quando duas sapatas são aplicadas contra o tambor, elas assumirão uma forma oval, tendendo a aumentar a pressão nas extremidades do tambor.

Por outro lado, o tambor com o aquecimento sofre deformação maior do que as sapatas, com isso, tende a aumentar a pressão próximo ao centro da lona.

O modelo da distribuição total da pressão será evidentemente variável com a aplicação da força na sapata e com a temperatura do freio, variando então conforme a elasticidade das sapatas e tambores.

De maneira mais prática podemos dizer que a distribuição de pressão para todos os tipos de freios é diretamente proporcional à razão de desgaste. Estamos assumindo que o arraste produzido pelo atrito por qualquer seção transversal da lona é proporcional à razão de desgaste daquela seção.

Fator de freio: é definido pela relação entre a força tangencial no raio efetivo e a força exercida pelo cilindro de roda ou a soma das forças circunferenciais de arraste e a soma das forças aplicadas ou finalizando, fator de um freio com duas sapatas é a soma dos fatores de freio individuais das sapatas.

$$C^* = Ft/N$$

Principais tipos de freio a tambor:

- **Freio simples:** são freios que possuem uma sapata primária e uma secundária; se for invertido o sentido de rotação do tambor as sapatas

invertem-se entre si, passando a sapata primária ser secundária e a secundária a ser primária.

- **Freio duplex:** são freios que em um sentido de rotação do tambor possuem duas sapatas primárias e em sentido contrário duas sapatas secundárias.
- **Freio duo-duplex:** são freios que possuem dois cilindros de roda, possibilitando o mesmo comportamento qualquer que seja o sentido de rotação do tambor. Seu comportamento é praticamente o mesmo de um freio com duas sapatas primárias.
- **Freio duo-servo:** são freios em que a força exercida pelo cilindro de roda sobre a sapata primária, acrescido do efeito de auto atuação e transferido para a sapata secundária. Nesse caso, a sapata secundária realiza força tangencial maior do que a primária.

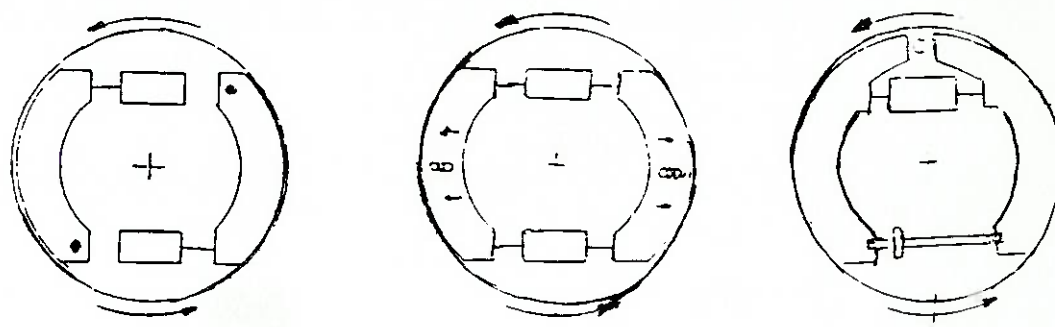


Fig. 2 – Esquema dos freios simplex, duo-duplex, duplex, duo-servo respectivamente

3.2. SISTEMAS DE FREIO A DISCO

Dia a dia, os sistemas de freios a disco vão se aperfeiçoando. Atualmente, atingiu-se um alto nível de perfeição, no qual obter-se força elevada para comprimir as sapatas não é problema. O maior inimigo dos freios, na situação atual, é o calor gerado. Tanto é que o próprio material usado nos freios vem sendo alterado, procurando-se eliminar o algodão,

e usando-se nas lonas quase somente amianto, arame e um plástico para colar os dois (sob calor). Consegue-se, assim, um material mais resistente ao calor, se bem que com menor coeficiente de atrito. O menor coeficiente de atrito pode ser compensado por freios que criem forças maiores nas sapatas.

Ainda assim, o calor constitui sério problema. Seu principal inconveniente, em relação aos materiais empregados, atualmente, é o fato de diminuir o coeficiente de atrito. Resulta disso que, numa freada muito forte e prolongada, as lonas se aquecem demasiado e perdem eficiência.

Por essa razão os fabricantes de freios procuram partir para tipos de freio que pudessem ser resfriados mais rapidamente. Um freio que pode ser mantido mais frio será um freio mais eficiente. A ele se pode aplicar mais força, sem que se perca rendimento.

Por outro lado o atrito dos freios não pode ser superior ao dos pneus com o solo. Porém é possível utilizar-se pneus largos, com maior aderência. Isto possibilita o uso de freios mais eficientes.

Mas coma a resistência da lona ao calor é limitada pelos materiais que se usam, encontra-se aqui outro obstáculo para que se consiga que os freios brequem melhor.

Para esta série de obstáculos que enfrentam os fabricantes (resistência ao calor, força atrito, ventilação, pneus, etc.) para conseguirem obter bons freios, uma saída encontrada foi aumentar-se a ventilação dos freios por meio de um aumento da área de frenagem. Surgiram daí os freios a disco.

O freio é constituído por duas sapatas laterais. Sobre o eixo da roda há um disco de aço (daí o nome de freio a disco) contra o qual são empurradas duas sapatas, por ação de dois cilindros de freio, comandados da mesma maneira que o sistema de freio convencional, isto é, pela pressão criada no fluido hidráulico por meio de um cilindro mestre ligado ao pedal do freio.

De cada lado do disco há uma lona, que é comprimida pelos pistões dos cilindros. Envolvendo os cilindros, existem dois anéis de

borracha, um para recuperação do pistão e outro para evitar a fuga de óleo. Os dois conjuntos aparecem no interior de uma caixa, que se monta sobre o disco, ou melhor, o disco gira no seu interior.

Quando se pisa no pedal de freio e se cria pressão no fluido hidráulico, os pistões comprimem as lonas contra o disco. Quando se alivia o pedal, acaba a pressão e os pistões retornam a sua posição, de maneira tal que as lonas fiquem apenas esfregando levemente contra o disco, sem entretanto, se desgastarem.

O elemento que faz os pistões retornarem a sua posição, depois de retirada a pressão do fluido hidráulico, é o anel de recuperação, em parte auxiliado pelo anel de vedação. Alguns veículos possuem apenas um anel de borracha fazendo a ação simultânea de vedação e recuperação.

Esta ação de recuperação se dá quando se estabelece a pressão no fluido e este empurra o pistão, o anel de borracha deforma-se. Ao desaparecer a pressão no fluido, o anel de borracha empurra de volta o pistão. Como o curso do pistão é pequeno, esta deformação é suficiente para movimentá-lo.

Freios a disco são divididos em dois tipos:

- ***Freio a disco do tipo fixo:***

O projeto dos sistemas de freio a disco do tipo fixo possuem pistões em ambos os lados do disco de freio. Quando o freio é acionado a pressão hidráulica empurrará os pistões encostando as pastilhas contra o disco de freio. Para os freios a disco o raio efetivo é a distância da linha de centro dos pistões até o centro do disco.

- ***Freio a disco do tipo flutuante:***

A pressão no cilindro da roda age em todas as direções empurrando o pistão e encostando a pastilha interna contra o disco de freio, ao mesmo tempo, a carcaça movimenta-se para trás, encostando a pastilha externa de encontro ao disco.

Esse freio apresenta construção mais compacta, podendo ser instalados em espaços reduzidos.

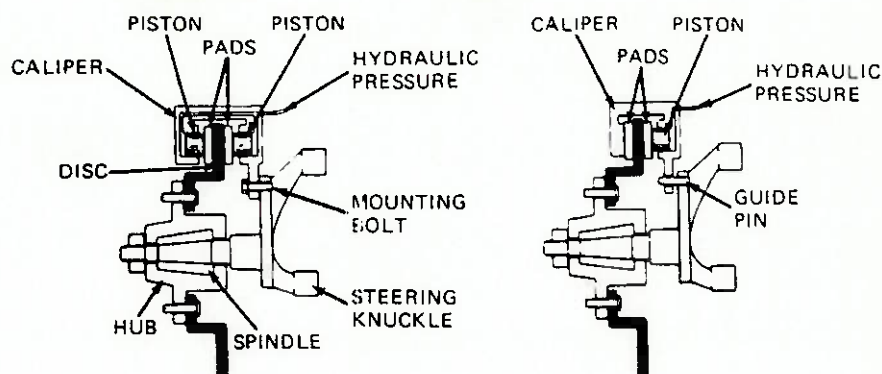


Fig. 3 – Esquema dos sistemas de freio a disco tipo fixo e flutuante

Vantagem do freio a disco em relação ao tambor

A relação entre a força tangencial no tambor ou disco e a força aplicada pelo cilindro de roda, denominado fator de freio e que depende (excluindo-se as dimensões que definem a geometria) apenas do coeficiente de atrito do conjunto lona/tambor ou pastilha disco e que de acordo com o gráfico mostrado anteriormente, indica crescimento inteiramente progressivo no caso de freios a tambor (que são dotados de auto energização), enquanto que os freios a disco (desprovidos dessa característica) o crescimento é linear.

Isso significa que:

- a) para se obter o mesmo efeito de frenagem quando o coeficiente de atrito baixar de 0,4 para 0,35, teremos que aumentar o esforço no pedal em 33%, caso de freios duplex e 15% o caso de freios a disco.
- b) se o coeficiente de atrito do freio das rodas dianteiras baixar de 0,38 para 0,32, o esforço de frenagem se reduzirá 22% no caso de freios a tambor e apenas 11% no caso de freios a disco.

Além da desvantagem da sensibilidade à variação do coeficiente de atrito, há ainda outro indesejável que é o fato de se tratar de um freio com sapatas internas. A grandes velocidades e com o sistema aquecido, os tambores se resfriam mais rapidamente, apresentando conseqüentemente raios de curvatura menores que os da sapatas, que estão isoladas da corrente de ar, cujo resfriamento se processará mais lentamente. Assim o contato ficará concentrado nas extremidades. Pode-se diminuir este efeito às custas de sapatas elásticas que melhor se assentam ao tambor, porém, não se conseguirá eliminar por completo.

3.3. COMPONENTES HIDRÁULICOS DO SISTEMA DE FREIOS

3.3.1. CILINDRO MESTRE

No cilindro mestre é gerada a pressão do do fluido hidráulico. Trata-se de um cilindro com um pistão no interior , comandado pelo pedal do freio que comprime o óleo.

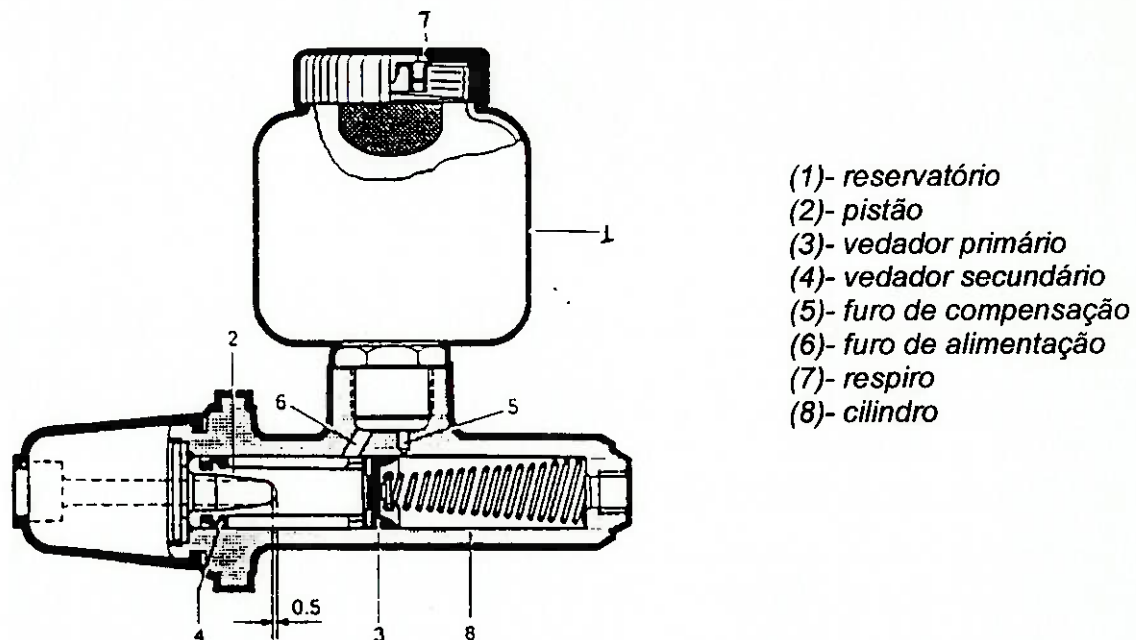


Fig.4 - Esquema do cilindro mestre

Observar que se houver um pré-acionamento do cilindro mestre, não haverá ligação com o reservatório. Nesse caso, havendo uma expansão do fluido por aquecimento, poderá acontecer o arraste das pastilhas e lonas e em casos extremos poderá provocar o bloqueio completo da roda.

3.3.2. SERVO FREIO: SISTEMA AUXILIAR DE FRENAGEM

Freiar e embrear são as operações mais repetitivas quando se dirige um automóvel.

Procurou-se então reduzir o trabalho envolvido, sem perda de sensibilidade e resposta do existente sistema de freio. Utilizou-se então uma fonte de energia livre, em forma de vácuo, a qual existe no sistema de admissão de um motor de quatro tempos.

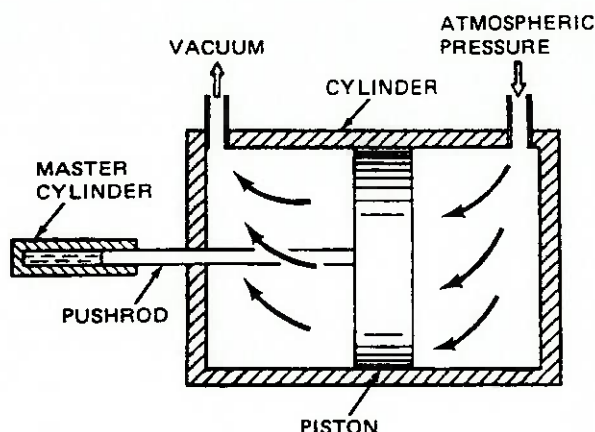


Fig. 5 – Esquema do princípio de funcionamento do servo-freio

O cilindro de vácuo contém o pistão com seu vedador integral com a aba guarnecida por mola. O fluido proveniente do cilindro mestre entra através do orifício. O cilindro de vácuo é vedado pela tampa superior cravada e vedada, na qual é soldado o tubo de transferência de vácuo, que está ligado à câmara de vácuo na caixa da válvula de controle.

O cilindro escravo é acoplado por parafusos à caixa do cilindro de vácuo. O cilindro escravo tem um conjunto de pistão com uma válvula atmosférica de descarga e forma um mancal para guiar a haste do pistão. Entre o pistão do cilindro escravo e o cilindro de vácuo, situam-se

a placa de apoio da haste do pistão, o anel de separação e a trava. Um vedador de aba dupla, com uma arruela de apoio protege contra o vazamento de fluido para dentro da câmara de vácuo, enquanto que um vedador de aba simples evita o vazamento do vácuo ao longo da haste do pistão.

O grupo atuante do servo consiste do diafragma, da válvula de controle de vácuo e da válvula. O diafragma está preso entre a flange da carcaça principal e a caixa da válvula, na sua periferia interna. A peça abaulada inferior age como a base da válvula de vácuo e retentor da mola, enquanto que o suporte superior é cônico e perfurado por um pino de empuxo rebitado centralmente, cuja extremidade redonda livre assenta-se na base do pistão atuante. Desta forma, o suporte perfurado permite que ambos os lados do pistão de vácuo e o tubo de transferência estejam em comunicação através da passagem na flange da carcaça quando os freios não estão sendo aplicados. O suporte inferior do diafragma é acionado pela mola cônica. A válvula de ar é acionada por uma mola menor e é ligada à válvula de vácuo; a tela metálica filtrante) dificulta a entrada de pó e sujeira. A pressão hidráulica do cilindro mestre entra na câmara do lado direito da figura e a pressão reforçada (multiplicada) sai para os cilindros de roda através do furo do canto superior esquerdo.

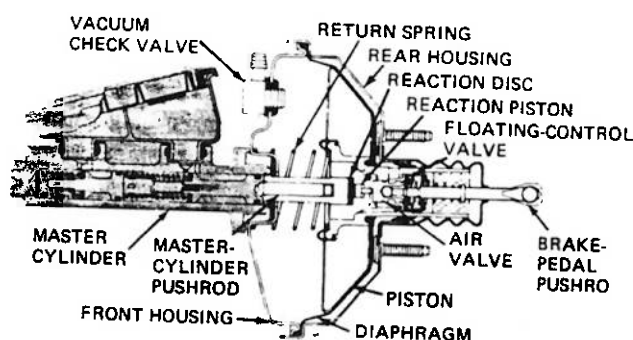


Fig. 6 – Componentes do servo-freio

Dois tipos principais de servo freio foram desenvolvidos: tipo A que funciona pela pressão hidráulica criada no cilindro mestre e um tipo B atuando diretamente pelo pedal de freio. A vantagem do tipo A é que ele

pode ser colocado em qualquer espaço, enquanto que a grande vantagem do tipo B é servir para circuito de freio duplo.

3.3.3. VÁLVULAS

A utilização de válvulas adequadamente projetadas pode modificar a curva real instalada, aproximando-a da ideal, através de trechos de retas, modificando a pressão atuante nos freios traseiros.

Como exemplos podemos citar:

- válvula proporcionadora de corte fixo
- válvula proporcionadora de corte variável em função da altura da suspensão
- válvula proporcionadora de corte variável em função da desaceleração do veículo

1) Válvula proporcionadora de corte fixo:

Princípio de funcionamento: o pistão interno (1) possui dois diâmetros A e B indicados. A mola (2) possui carga pré-determinada (que corresponde à pressão de início de atuação da válvula) e mantém o pistão afastado da esfera (3). Ao ser acionado o freio, a pressão hidráulica aumentará e devido à diferença de área existente no pistão, haverá uma resultante agindo no sentido de A para B, fazendo com que anule a ação da mola e haja movimentação do pistão e vedação através da esfera.

A pressão mantém-se nesse valor do lado do diâmetro A e devido a aplicação dos freios continuar existindo e aumentando, a pressão do lado do diâmetro B aumentará, desequilibrando as forças e movimentando o pistão para a esquerda, afastando-o da esfera, reiniciando-se o ciclo. Como a aplicação é muito rápida, a mudança da pressão de saída comporta-se como uma reta, proporcional às áreas A e B.

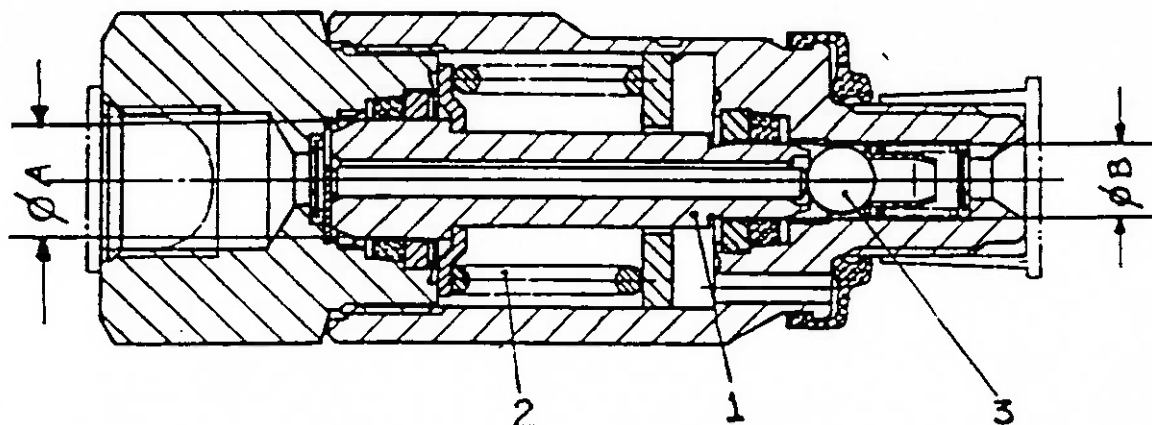


Fig. 7 - Esquema válvula proporcionadora de corte fixo

2) Válvula proporcionadora de corte variável em função da altura da suspensão:

Princípio de funcionamento: o princípio de funcionamento da válvula proporcionadora de corte variável é semelhante ao de corte fixo, diferindo apenas no posicionamento da mola, que neste caso é externo à válvula e é ligada à caçamba do veículo e ao chassis.

Com a mudança de carregamento do veículo haverá mudança da posição relativa do chassis com o assoalho do veículo (local onde normalmente a válvula é fixada), alterando a deformação da mola e consequentemente o ponto de corte da válvula, conforme indicado.

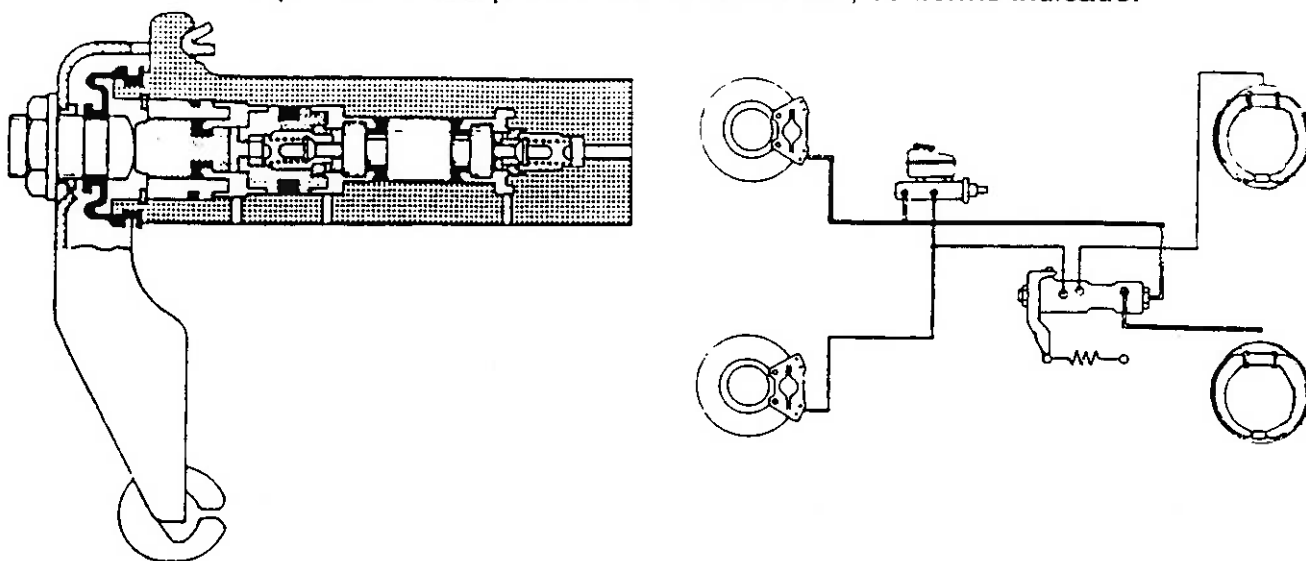


Fig. 8 - Esquema válvula proporcionadora de corte variável

3.3.4. SISTEMAS INDICADORES DE FALHAS

São sistemas que indicam ao condutor a ocorrência de falha, estando portanto o sistema de freio na condição de emergência.

Dois sistemas são normalmente utilizados:

- válvula de pressão diferencial
- indicador de nível no reservatório

Válvula de pressão diferencial:

O sistema consiste na adição de um cilindro, onde o pistão recebe a pressão de ambas as câmaras e por serem as pressões iguais, o pistão fica em equilíbrio.

Havendo queda de pressão em um dos lados, ocorrerá a queda do equilíbrio do pistão e conseqüentemente haverá o deslocamento do pistão que irá acionar um interruptor, acendendo uma lâmpada no painel de instrumentos.

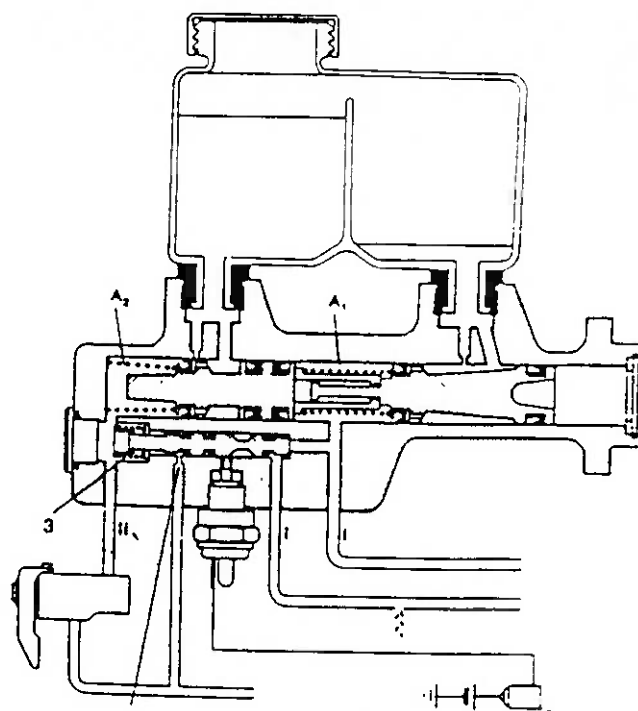


Fig. 9 - Esquema da válvula de pressão diferencial

Indicador de nível de fluido:

O circuito de freio mantém um volume constante de fluido de freio, acrescido somente de um complemento devido ao desgaste dos materiais de atrito, que é suprido pelo reservatório.

Assim, se houver um vazamento, haverá perda do fluido contido no reservatório. Este sistema de indicação de falha utiliza uma bóia no reservatório que alertará o condutor sempre que o fluido atingir o nível mínimo.

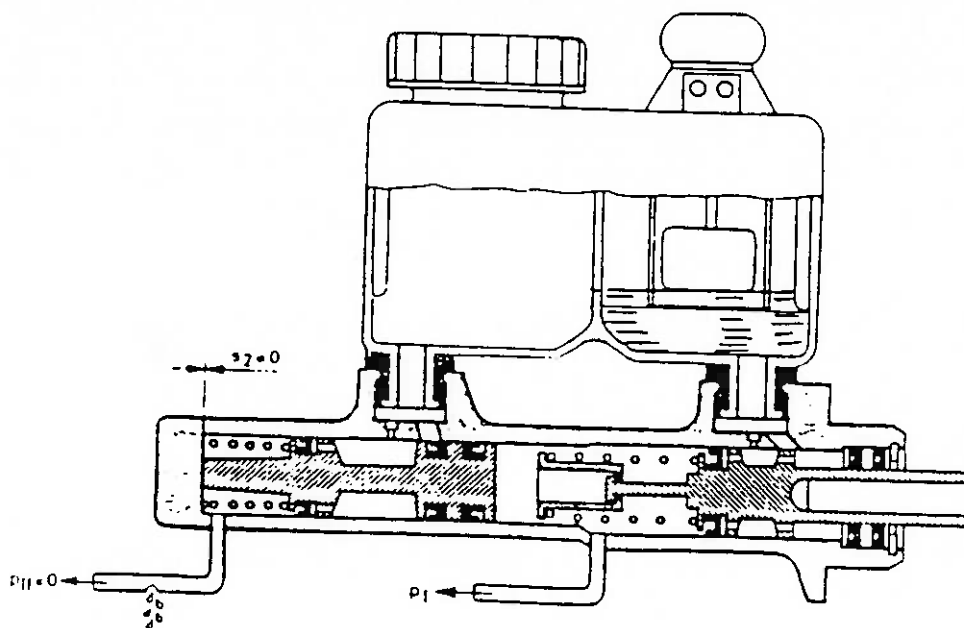


Fig. 10 - Esquema do indicador de nível de fluido

O sistema de freio é um dos mais importantes equipamentos de segurança de um veículo, por essa razão deve ser garantido que mesmo no caso de falha de uma das partes do sistema de freio, ainda exista um certo efeito de frenagem que possibilite a parada do veículo.

A legislação sobre sistemas de freio prescreve que o sistema tenha pelo menos dois circuitos. Na falha de um deles, o efeito de frenagem deve ser obtido com o circuito remanescente no mínimo com uma desaceleração de $2,9 \text{ m/s}^2$, à uma velocidade de 80 Km/h e força

máxima no pedal de 500N (norma ECE), com pistão de alto nível de aderência e sem bloqueio.

Uma estimativa do risco de falha é feita através da soma de todas as juntas, vedadores e conexões no sistema hidráulico (possíveis pontos de vazamento). Assim, os circuitos por eixo e em diagonal, por serem mais simples, possuem menores números de pontos de riscos de vazamentos.

A falha do sistema de freio através de pontos de vazamento, considerando o atual e crescente nível da tecnologia empregada, é e será cada vez menor do que a falha devido a sobrecarga térmica.

Na ocasião de descidas de serras prolongadas ou no caso de aplicação de frenagens sucessivas, situações em que o calor não pode ser dissipado com rapidez suficiente, o fluido de freio é aquecido.

Enquanto o sistema estiver sobre pressão, a sobrecarga térmica não pode ser percebida, visto que sob pressão não ocorrerá vaporização do fluido de freio. Se atingida a temperatura de vaporização (temperatura que depende do grau de contaminação do fluido de freio por água), poderá haver geração de pressão, porém, com o fluido parcialmente evaporado. Quando do resfriamento do sistema, o fluido evaporado se condensa e o sistema de freio está novamente operativo.

Visto que a participação do eixo dianteiro é maior, no caso de haver sobrecarga térmica estes falharam primeiro. Neste caso, no sistema por eixos o circuito traseiro remanescente ficará operativo, o mesmo não acontecendo com o sistema em diagonal, o qual falhará por completo, sendo a frenagem possível somente com o freio de estacionamento.

3.4. CIRCUITOS DE FREIOS

Circuito com cilindro mestre simples: a saída do cilindro mestre alimenta simultaneamente todos os freios, com isso, um vazamento em um ponto do circuito de freio acarreta a perda total do freio.

Circuitos com cilindro mestre duplo:

- *por eixo:* a saída da câmara primária alimenta os freios de um eixo do veículo, por exemplo, o eixo traseiro e a câmara secundária alimenta o outro eixo, no caso exemplificado é o eixo dianteiro.

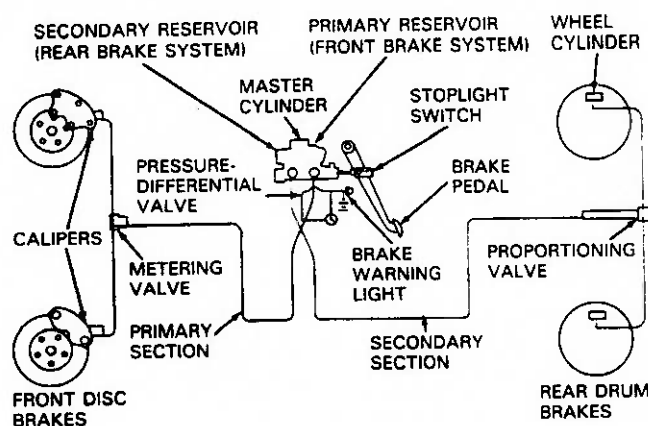


Fig.11 – Circuito de freio por eixo

- *diagonal:* neste caso os freios são ligados diagonalmente ou seja: a roda traseira esquerda e a dianteira direita formam um circuito, que é ligado à câmara primária. A roda traseira direita e a dianteira esquerda formam o outro circuito que é ligado à câmara secundária.

Nesse caso, o cilindro mestre possui curso útil do pistão primário igual ao secundário.

Este esquema somente poderá ser utilizado com veículos equipados com raio de rolagem negativo na suspensão dianteira.

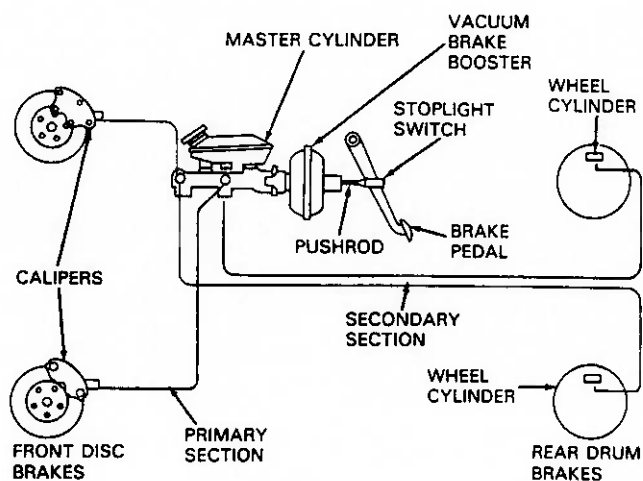


Fig. 12 – Circuito de freio em diagonal

Circuitos especiais: São circuitos sofisticados onde é utilizado freio a disco no circuito dianteiro e traseiro. O freio a disco dianteiro possui pistões duplos onde cada pistão é ligado a um circuito de freio.

4. CONCEITOS

4.1. INTRODUÇÃO AO CONCEITO DA DESACELERAÇÃO

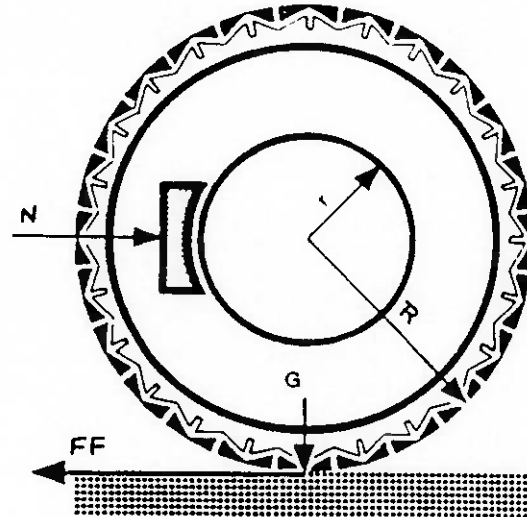


Fig. 13 – Distribuição das forças na roda e no pneu

Força de retardamento: $F_r = m \times b$, onde m : massa do veículo

b : desaceleração

Define-se:

$$a = b/g \text{ (} a = \% g \text{)} \text{ e } m = G/g$$

Dai:

$$F_r = \frac{G}{g} \cdot b = G \cdot a$$

No equilíbrio:

$$F_r = F_{ed} + F_{et}$$

Chamando-se de aproveitamento do coeficiente de aderência a relação a/f e imaginando-se uma situação em que todas as rodas atinjam a relação $a/f = 1$, tem-se, então, o máximo aproveitamento sob o ponto de vista físico, ou seja, a aderência do pneu dianteiro e traseiro ficam iguais à desaceleração do veículo

Todas as rodas são frenadas no limite de aderência pneu-solo: $a = f_{ed} = f_{et}$:

4.2. FORÇAS DE FRENAGEM E BALANCEAMENTO DO SISTEMA DE FREIO HIDRÁULICO

I. Conceitos Gerais

A força de frenagem corresponde:

$$F_f = f \times G ,$$

onde f: coeficiente de atrito ou limite de frenagem

G: peso do veículo

O momento da força de frenagem será dado por:

$$M_{ff} = f . G . R$$

Esse momento pode determinar o travamento das rodas, quando o coeficiente de aderência pneu-solo atingir seu máximo. O sistema de freio pode ou não exercer um esforço de frenagem suficiente para atingir esse valor máximo.

O momento do freio é causado pela força de frenagem, gerada na interface com o tambor ou disco e será dado por:

$$M_{fr} = \mu . N . r$$

Quando M_{fr} for inferior a M_{ff} , significa que a força aplicada ao disco ou tambor está abaixo do limite de aderência. No caso de serem iguais, significa que a frenagem está sendo feita com total aproveitamento da aderência e no caso de M_{fr} ser superior a M_{ff} , corresponde quando a força de frenagem ultrapassa o limite de aderência, ocasionando o bloqueio da roda.

II. Distribuição das Forças Ideais de Frenagem

Para calcular-se a distribuição das forças de frenagem, será admitida a hipótese de que a posição do centro de gravidade não sofre alteração durante a frenagem, ou seja, o pneu não sofre qualquer deformação e a suspensão funciona como um bloco rígido.

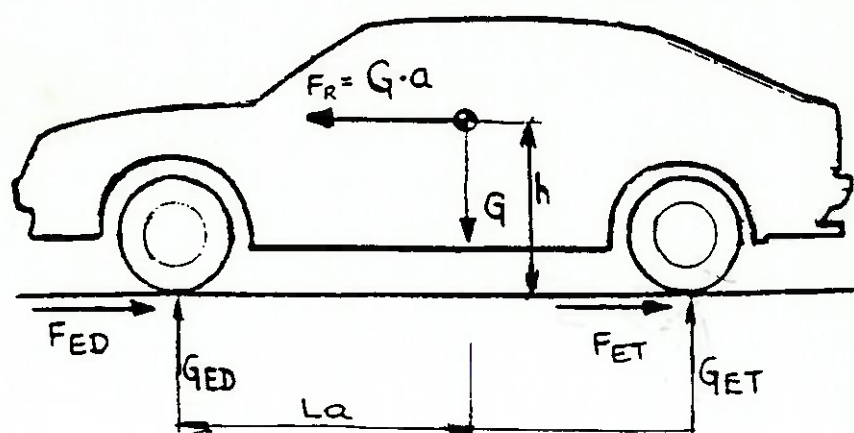


Fig. 14 – Distribuição das forças no veículo

Na condição estática:

equilíbrio horizontal: $F_f = F_{ed} + F_{et}$

equilíbrio vertical: $G_{ed} + G_{et} = G$

momento nos eixos:

$$\sum M_{ed} = 0 \Rightarrow G \cdot L_a = G_{et} \cdot L \Rightarrow G_{et} = G \cdot L_a / L$$

$$\sum M_{et} = 0 \Rightarrow G_{ed} \cdot L = G(L - L_a) \Rightarrow G_{ed} = G(L - L_a) / L$$

Na condição dinâmica:

A força de retardamento F_r que atua no centro de gravidade do veículo gera um momento de balanço longitudinal de braço h e consequentemente haverá uma carga dinâmica no eixo dianteiro e um alívio no eixo traseiro. A essa carga dinâmica transferida aos eixos em função da inércia do veículo, chamaremos G_{din} . Fazendo a soma dos momentos em relação ao eixo traseiro:

$$G_{din} = G \cdot a \cdot h / L$$

Momento nos eixos:

$$\sum M_{ed} = 0 \Rightarrow G_{et} = G \cdot La / L + G \cdot a \cdot h / L$$

$$\sum M_{et} = 0 \Rightarrow G_{ed} \cdot L = G(L - La) \Rightarrow G_{ed} = G(L - La) / L$$

$$G_{et}^* = G_{et} + G_{din}$$

$$G_{ed}^* = G_{ed} - G_{din}$$

A forma da curva é definida exclusivamente pelo centro de gravidade do veículo.

$$\text{Para } FED/G = 0 \Rightarrow FED/G = \psi/\chi$$

$$FET/G = 0 \Rightarrow FET/G = (1 - \psi)/\chi$$

Para podermos avaliar o sistema de freio e a estabilidade de frenagem no diagrama ideal, podemos adicionar mais duas linhas:

- linhas de desaceleração constantes, que são aquelas que interceptam as ordenadas e abcissas (se utilizados escalas iguais são retas a 45 graus).
- Linhas de coeficientes de aderência constantes são retas que saem em forma de raios dos pontos de intersecção da parábola junto aos eixos principais.

Portanto as linhas de aderência constantes do eixo dianteiro passam pelo ponto de intersecção da parábola com a ordenada AO $(0, (1-\psi)/\chi)$

) e para o eixo traseiro através do ponto de intersecção da parábola com a abscissa OB (ψ/χ , 0).

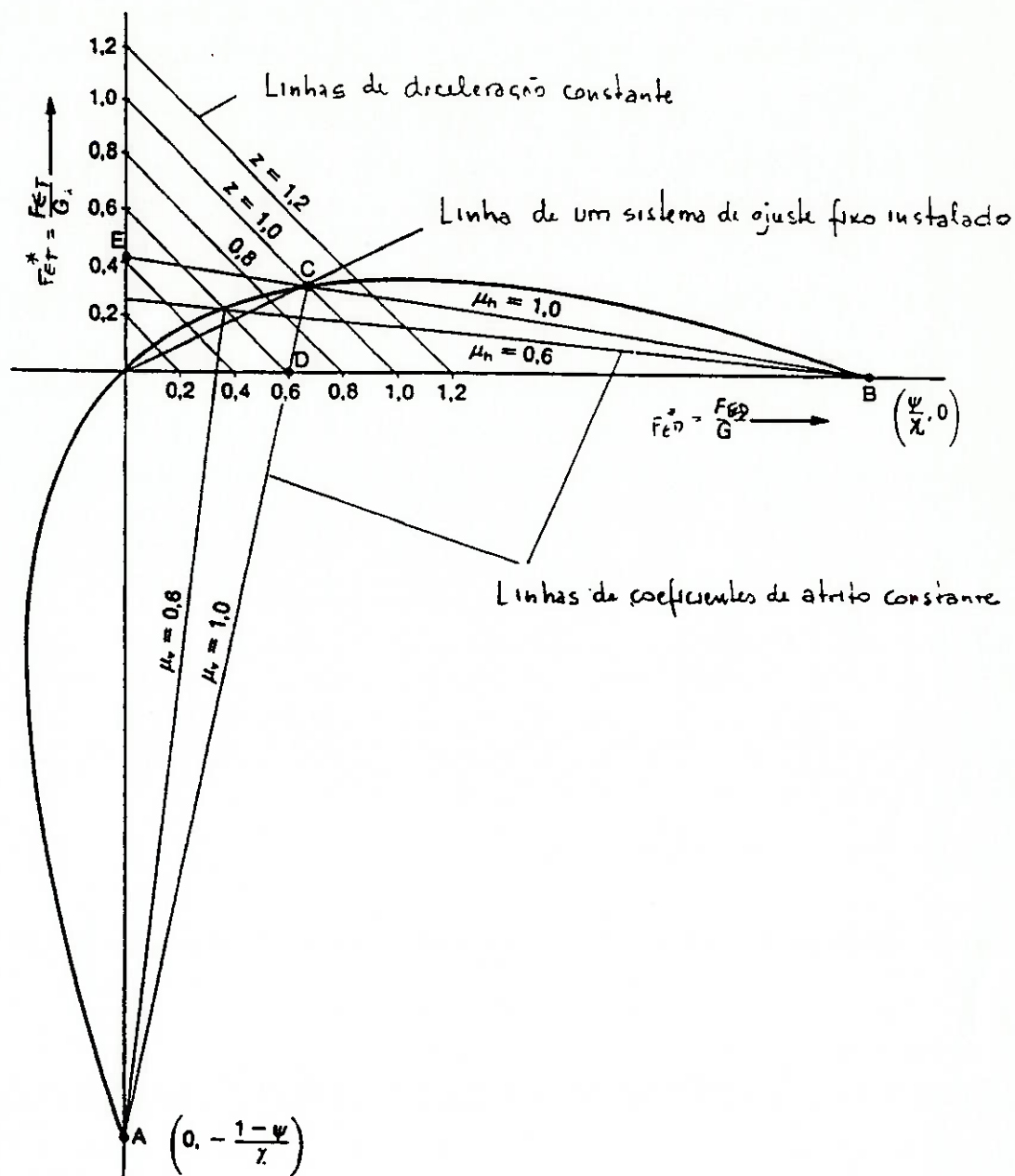


Fig. 15 – Gráfico das forças ideais de frenagem

III. Distribuição das forças reais de frenagem

Para a caracterização do veículo é necessário traçar a curva da distribuição das forças reais de frenagem, constituída pelo sistema de freio instalado.

$$FED = (2 \times C^* \times Acr \times r \times (P - Pp/o) / G \times R$$

$$FET = (2 \times C^* \times Acr \times r \times (P - Pp/o) / G \times R$$

Onde:

G = peso do veículo (vazio e carregado)

C* = fator de freio

Acr = área do cilindro de roda

r = raio efetivo do freio

R = raio dinâmico do pneu

Uma boa aproximação da curva real em relação à ideal pode ser conseguida com o auxílio de válvulas adequadamente projetadas.

Isto significa que iremos ter um melhor aproveitamento dos freios dianteiros e traseiros, o que resultará como consequência numa diminuição na distância de parada.

Este estudo, porém, deve ser realizado com cuidados, pois para a construção dos diversos componentes que compõe o sistema de freio, entram tolerâncias de fabricação as quais irão provocar variações nas forças de frenagem, que poderão ultrapassar o valor máximo de aderência (ultrapassar a curva ideal) ocasionando então o bloqueio das rodas traseiras.

A tudo o que foi comentado, adicionando o conceito de estabilidade de frenagem, podemos afirmar que o bloqueio é indesejável, seja dianteiro e principalmente traseiro.

Rodas dianteiras bloqueadas não permitem o controle direcional.

Rodas traseiras bloqueadas provocam instabilidade.

Ambos ocasionados pela perda de aderência lateral do pneu.

NOTA: o uso de válvulas pode ocasionar uma aproximação das curvas reais e ideais, através de trechos de retas. Deve-se Ter em mente que a

frenagem pode ser realizada em retas ou em curvas, onde nesse caso há diminuição da força de frenagem de uma das rodas, podendo provocar o bloqueio.

IV. Estabilidade das forças de frenagem:

O bloqueio das rodas depende da localização das retas reais em relação as ideais.

Ao longo da parábola ideal é conseguida a máxima desaceleração possível em ambos os eixos. Na área acima da parábola bloqueia primeiro o eixo traseiro e na área abaixo bloqueia primeiro o eixo traseiro. O bloqueio do eixo acontece quando as retas reais cruzam com as de atrito constante. Se o cruzamento das retas reais ocorrer sobre a curva ideal ocorrerá o travamento simultâneo dos dois eixos (quatro rodas).

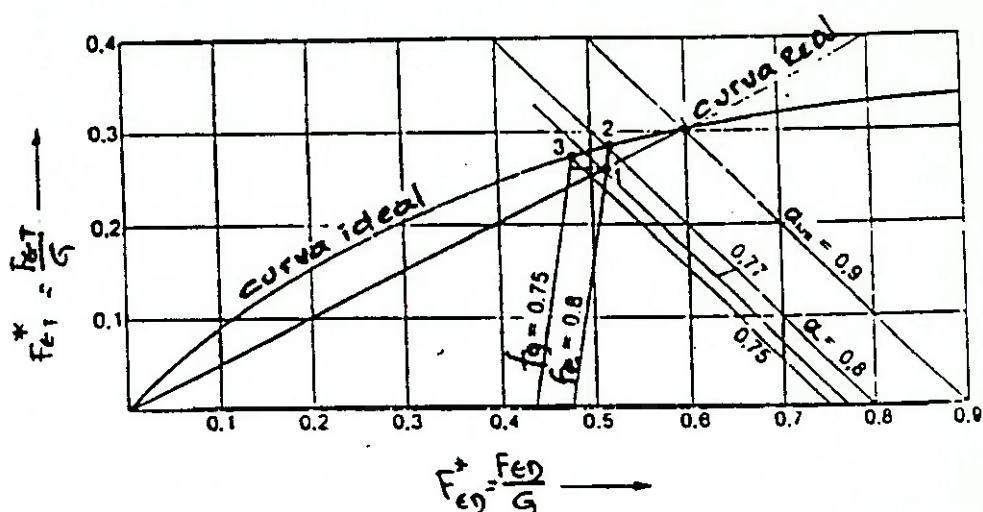


Fig. 16 – Curvas ideal e real para um sistema de freio instalado

Como já foi comentado o bloqueio ocorre no ponto 1, intersecção da reta real com a linha de atrito constante dianteiro. A linha de desaceleração constante que passa por esse ponto é uma referência para a desaceleração do veículo.

Se o sistema de freio for utilizado de maneira a ultrapassar o valor máximo admissível nesta condição de piso, ocorrerá o bloqueio da roda, tendo como consequência uma perda da aderência pneu/solo.

Se o sistema de freio continuar a ser aplicado poderá haver o travamento simultâneo das quatro rodas.

Notar que há um ganho na desaceleração do ponto 3 para o ponto 4, indicado no gráfico.

A subida do ponto 1 ao ponto 2 somente será possível desde que o atrito dinâmico (f dinâmico ou f escorregamento) seja igual ao atrito estático (f estático).

Obs.: a área onde ocorre o travamento é chamada de desaceleração crítica ($a_{crit.}$). A área crítica deve ser maior que 0,82, sendo normalmente situada entre 0,9 e 1,0.

V. Influência do carregamento

Com o carregamento do veículo a parcela Y (peso sobre o eixo traseiro total) aumenta, porém a relação X (altura do CG/distância entre eixos) praticamente permanece inalterada.

Consequentemente, resulta na subida da parábola, ou seja, a parábola da distribuição ideal das forças de frenagem para o veículo carregado está situada mais alta do que o veículo vazio.

Como as curvas das forças reais vazio e carregado sofreu apenas uma pequena alteração, a distância entre a parábola e as curvas reais aumenta, aumentando também a desaceleração crítica e consequentemente a estabilidade do veículo é maior.

Devido a distância ser relativamente grande até a parábola, especialmente na faixa média de aderência, o eixo dianteiro bloqueia cedo.

Com o veículo carregado, existe portanto uma tendência de sobre frenagem do eixo dianteiro. O condutor deve ter em mente que com o veículo carregado mesmo após o bloqueio do eixo dianteiro, a força no pedal deve ser aumentada para provocar o bloqueio também dos freios traseiros, obtendo como consequência menores distâncias de parada.

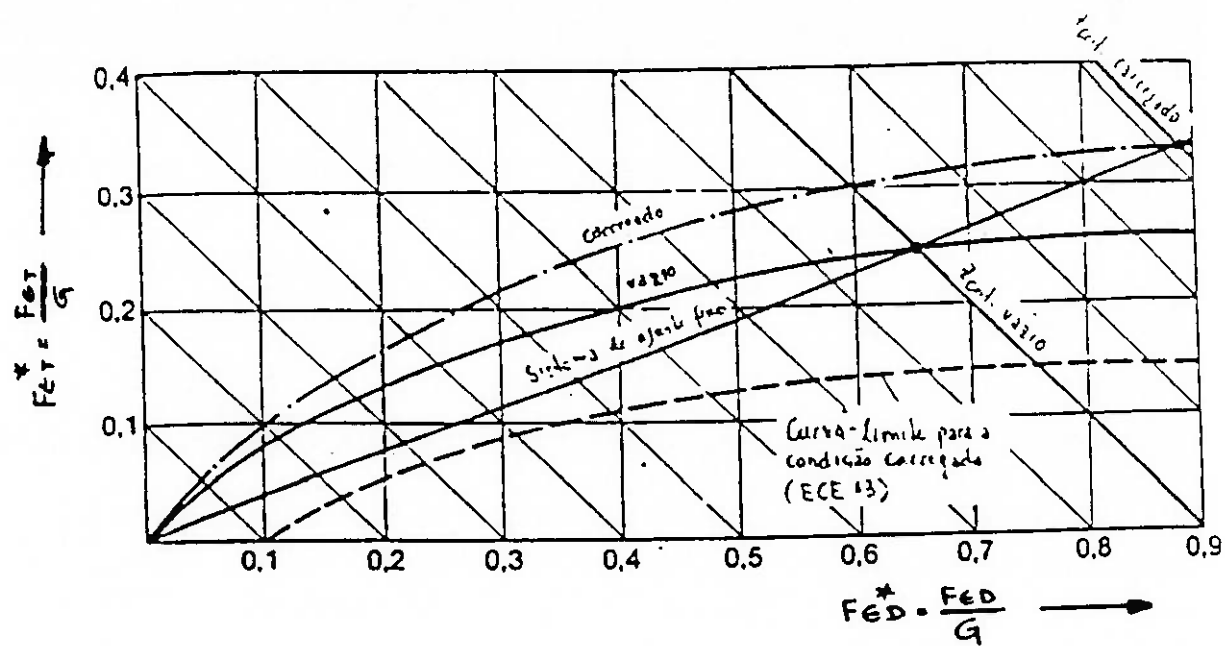


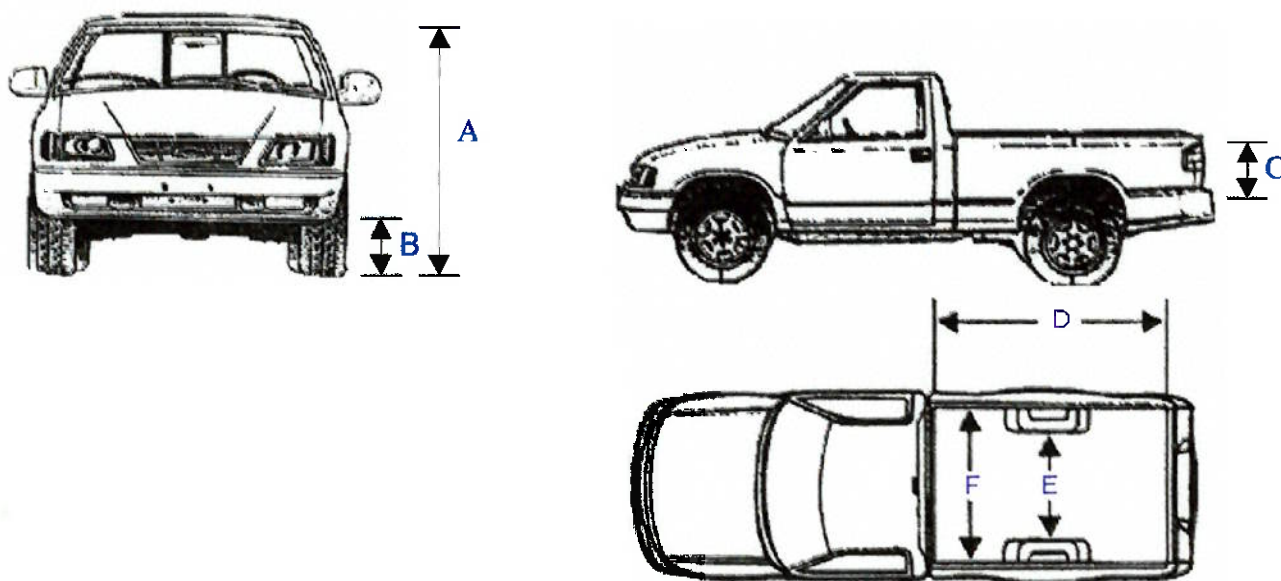
Fig. 17 – Curva das forças em função do carregamento

5. ESTUDO DA NECESSIDADE

Veículos comerciais leves têm seus freios projetados para garantir segurança (exigida por norma) aos passageiros e à carga que transportam, quando utilizados dentro das especificações técnicas fornecidas no manual do proprietário.

No entanto, não raro, acontece de estes veículos transportarem excesso de carga e a segurança do condutor e da carga ficarem comprometidos.

Tal situação pode ser explicada pela seguinte análise das capacidades espaciais e mássicas da caçamba da pick-up:



A	Altura Total (veículo descarregado)	1650 mm
B	Vão livre	156 mm
C	Altura do chão à borda	430 mm
D	Comprimento total interno	1840 mm
E	Largura entre as caixas de rodas	1002 mm
F	Largura interna da caçamba	1435 mm

Capacidade espacial :

Pelas dimensões da caçamba, apresentadas acima, advém que a área interna disponível para carregamento é de aproximadamente $2,4 \text{ m}^2$ e portanto, considerando-se a altura máxima que o veículo permite empilhar os tijolos de 1338 mm (A – 2.B), vem que o volume permitido para carga é de $3,19 \text{ m}^3$.

Considerando-se os dados experimentais:

Peso de um tijolo: 1,3 Kg

Altura de um tijolo: 4,5cm

Largura de um tijolo: 9,5cm

Comprimento de um tijolo: 19cm

Tira-se que o volume de um tijolo é de $812,25 \text{ cm}^3$. Logo o número de tijolos que o proprietário do veículo consegue carregar em sua caçamba é de aproximadamente 3928 tijolos. Tal quantidade de tijolos representa um peso de 5106,4 Kg, carga esta muito acima da limitação máxima atualmente especificada para a pick-up que é de 2830 kg.

Do exposto acima pode-se perceber que a capacidade espacial que o próprio “design” da S-10 fornece ao seu proprietário permite que este coloque cerca de 44,5% a mais de carga do que é recomendado como máximo. Isso vem, uma vez mais, justificar o estudo então em desenvolvimento.

E é esta necessidade de se garantir a máxima segurança, nas condições mencionadas de sobre carga, que o presente trabalho se propõem a atender .

6. ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS

O freio a ser desenvolvido deverá atender as seguintes especificações:

6.1. ESPECIFICAÇÕES FUNCIONAIS

I. Desempenho

O veículo deve ser freado com segurança quando estiver com um carregamento até 1900 Kg

II. Conforto

A frenagem deve ser isenta de ruídos, trepidação e desvios.

III. Segurança

O sistema de freio deve ser eficiente em qualquer condição de utilização.

IV. Controlabilidade

A desaceleração deve ser proporcional à força aplicada no pedal do freio. O controle da velocidade do veículo deve corresponder adequadamente ao esforço realizado pelo condutor no pedal.

6.2. ESPECIFICAÇÕES OPERACIONAIS

I. Durabilidade

Os componentes que possuem desgaste devem apresentar durabilidade adequada e os demais vida longa.

II. Confiabilidade

O sistema de freio deve ser capaz de ser submetido a frenagens sucessivas sem que haja comprometimento de sua eficiência. Porém, se houver perda, o sistema deve ser capaz de uma breve recuperação.

6.3. ESPECIFICAÇÕES CONSTRUTIVAS

O projeto do freio deve ser simples, pois freio simples requerem facilidade de fabricação, são mais baratos e mais simples na manutenção.

7. SOLUÇÕES PROPOSTAS

Definições:

- **“add on ABS”**: os sistemas ABS são disponíveis em dois tipos: adicionados e os integrados.

Nos sistemas adicionados o modulador hidráulico é instalado entre o cilindro mestre e os cilindros de roda. Este sistema tende a proporcionar maior pulsação do pedal de freio porém geralmente é menos dispendioso que o sistema integrado.

- **Canal**: no sistema ABS é a linha hidráulica a ser modulada. Por exemplo, num sistema de três canais, cada linha dianteira é modulada independentemente, existindo apenas uma linha para modular as duas rodas traseiras.
- **Módulo eletrônico, controlador ou computador (ECU)**: no sistema ABS é o sistema que recebe as informações dos vários sensores, analisa essas informações, compara com o programa pré estabelecido e pode enviar sinais para o modulador hidráulico para prevenir o bloqueio das rodas numa frenagem violenta do tipo pânico.
- **ABS integrado**: o sistema integrado possui sistema servo assistido incorporando o modulador hidráulico. Este sistema proporciona maiores pressões hidráulicas e menores pulsações do pedal do freio.
- **LSI-large scale integration**: refere-se à integração de centenas (às vezes centenas de milhares) de transistores num simples chip, necessário para formar os microprocessadores compactos e baratos.
- **Modulador hidráulico**: é o mecanismo dos veículos entre o cilindro mestre e os cilindros de roda que regula a força de frenagem. Alguns reguladores servem a mais de um cilindro de roda. Por intermédio de um sistema de válvulas que se abrem e fecham através de solenóides, o modulador reduz, mantém ou aumenta a pressão em um canal.
- **Microprocessador**: é o principal componente eletrônico dentro do computador. Nos sistemas ABS o microprocessador é usado para monitorar os sistemas dos sensores, toma decisões baseado em

fórmulas matemáticas e produz sinais eletrônicos para controlar a frenagem.

- **“Select low”**: é o programa em que o computador tem como base para tomar a decisão a roda que mais tende ao bloqueio. Como resultado nenhuma roda daquele canal irá ao bloqueio.
- **“Select high”**: é o programa em que o computador tem como base para tomar decisão a roda que tem menor tendência ao bloqueio. Como resultado uma roda daquele canal pode ir ao bloqueio.
- **Solenóide**: é o interruptor eletromagnético que faz o acionamento ou desacionamento da válvula ou pistão.
- **TCS-traction control system**: controle da derrapagem na tração.

7.1. ABS: ANTLOCK BRAKING SYSTEM

Em resumo, o sistema de antitravamento dos freios é a mais sofisticada tecnologia em se tratando de sistemas de freios, que proporciona ao veículo a máxima eficiência na frenagem, sem levar em consideração as condições do piso, para que o veículo mantenha sua trajetória mesmo em situações críticas.

Todos os sistemas convencionais de freio (disco nas quatro rodas, nas dianteiras e tambor nas traseiras, etc.) podem ser adaptados e utilizar o ABS, mas trata-se de uma adaptação difícil, de alto custo e não muito segura. O ideal é que o próprio veículo já venha com ele instalado.

A maior vantagem do ABS é o seu princípio de funcionamento, ou seja, o antitravamento das rodas nas frenagens de emergência. Em todas as situações, o motorista poderá pisar fundo no freio, com a máxima força, sem que haja o travamento das rodas. A segurança do condutor aumentará e a vida útil dos pneus se prolongará, pois os próprios pneus não serão arrastados sobre o solo.

O ABS permite também que se aplique o freio com o máximo de força sobre o pedal de freio ao contornar uma curva em alta velocidade, mesmo com a pista molhada e escorregadia, mantendo o total controle do veículo.

Considerado pelos técnicos, o ABS é um importantíssimo avanço tecnológico rumo à segurança total dos condutores de veículos.

O sistema antibloqueio já tem uma longa história nos meios de locomoção. Primeiro trens depois aviões e agora explodindo no mercado de automóveis, caminhões e motocicletas. Atualmente trezentos diferentes tipos de automóveis e caminhões oferecem ABS como equipamento standard ou opcional. A previsão é de que até o ano 2000 haja 100% de utilização deste equipamento.

O avanço da tecnologia, principalmente eletrônica, tem levado ao desenvolvimento em todas as aplicações, seja tração dianteira, traseira ou nas quatro rodas.

Iniciou-se a fabricação deste equipamento como uma opção de alto custo, cuja aplicação limitava-se apenas a veículos luxuosos e de alta performance, porém torna-se tendência este custo cada vez mais abaixar ampliando seu campo de aplicação.

A tecnologia do ABS varia grandemente, porém todos são planejados para um objetivo comum: permitir que os motoristas continuem tendo controle do veículo nas frenagens do tipo pânico, qualquer que seja a superfície da estrada, através da prevenção ao bloqueio das rodas.

O sistema ABS através de sensores capta as velocidades das rodas e as envia ao computador que rapidamente faz o controle da pressão hidráulica, através do modulador, prevenindo o bloqueio que poderia levar o veículo a um total descontrole. O controle adicional é assegurado, proporcionando uma maior margem de segurança.

A utilização do ABS também permite um outro controle, utilizando componentes do ABS e a um custo muito baixo, pode-se evitar o giro das rodas em superfícies escorregadias.

O sistema ABS teve a sua origem em 1908 em aplicação ferroviária. A idéia não era parar o trem rapidamente, mas sim evitar o bloqueio e o escorregamento das rodas em trechos lisos da linha. Notou-se então que evitando-se o bloqueio a distância diminuía devido ao controle das forças de atrito.

Em 1936 a Bosh, atualmente líder na fabricação requereu patente utilizando elementos eletromagnéticos como sensores nas rodas, um em cada roda.

Porém foi após a guerra, em 1946 que houve a grande expansão do sistema a nível do que é atualmente.

O controle da modulação da pressão, no qual ao contrário do que era no início quando o controle caia até zero, é a grande arma para o controle da frenagem. O computador pode hoje enviar três comandos: reduzir a pressão, manter a pressão constante ou aumentá-la novamente. Mais do que isso, o computador pode ser programado para julgar, dentro de milissegundos, qual é o comando mais apropriado.

Funcionamento do sistema: são constantemente registradas as velocidades de rotação das rodas pelos sensores de rotação e informados à unidade eletrônica de controle.

A unidade de controle processa essas informações independentemente entre si e calcula constantemente os valores para a velocidade de rotação e escorregamento.

Se uma roda apresenta tendência a bloquear, a unidade de controle transmite comandos de ajuste às válvulas solenóides.

Isso significa que na regulação antiblocante inicialmente é mantida constante a pressão de frenagem, no nível até então atingido.

Se a desaceleração ainda estiver excessiva, a pressão hidráulica é reduzida, sendo diminuído o efeito da frenagem e novamente acelerada a roda.

Se ela for frenada insuficientemente, ela será novamente desacelerada através de um aumento de pressão.

Se antes ou durante a viagem ocorrer falha no sistema, a unidade de controle desligará o sistema ABS e a lâmpada piloto do sistema permanecerá acesa. A frenagem do veículo ocorre de modo convencional.

Ação e rodas dentadas de impulso: os sensores de impulso detectam as alterações de rotação das rodas e a transmitem em informações à unidade de controle.

O sensor de rotação é composto de um ímã permanente e uma bobina ligada à unidade hidráulica de controle. O sensor de rotação funciona pelo princípio de gerador. Isso significa que, caso um condutor metálico for movido dentro do campo magnético, no mesmo é induzida uma tensão elétrica.

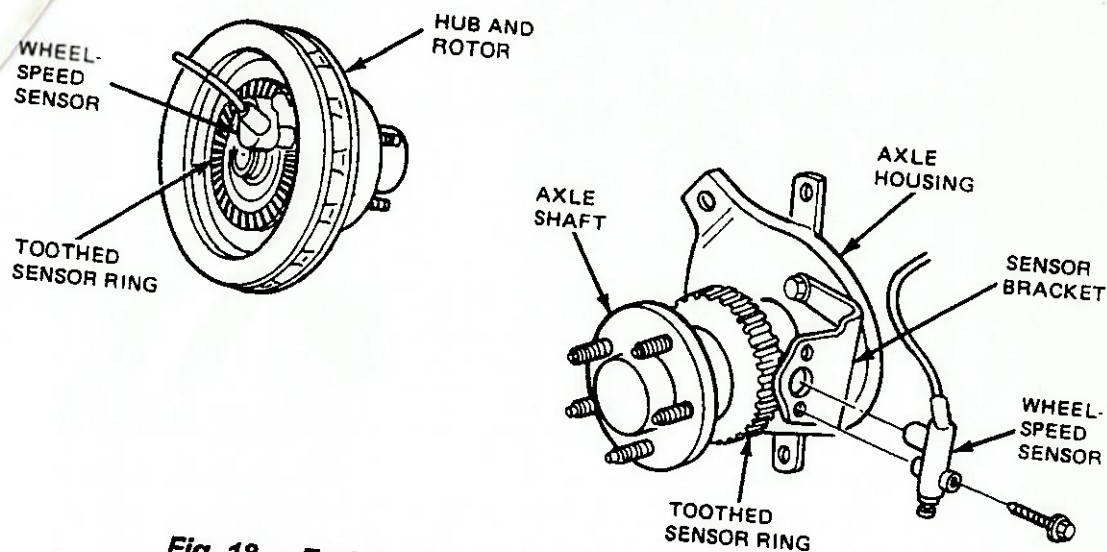


Fig. 18 – Freios frontal e traseiro com sensores de velocidade

Em virtude do movimento rotativo da roda, a roda dentada de impulso passa em frente da cabeça do sensor de rotação. As linhas do campo magnético sofrem distorção entre os dentes e vãos existentes entre os mesmos. Com isso, na bobina é induzida uma corrente senoidal cuja frequência depende da rotação da roda.

Unidade de controle: a unidade de controle processa os sinais de informação dos sensores de rotação e transmite os comandos de ajuste para as válvulas solenóides. Além disso, ela monitora constantemente o funcionamento do sistema, desligando-o em caso de falha.

Na unidade de controle foi utilizado, pela primeira vez, um conceito de segurança com configuração dupla de lógica de controle. Isso significa que dois microprocessadores recebem sinais de informação idênticos, que são processados em dois blocos lógicos, independentes entre si.

Um circuito de sinalização entre os blocos lógicos permite a monitoração recíproca dos dois microprocessadores. Dois comparadores, operando independentemente entre si, comparam reciprocamente em um canal de controle e de verificação respectivamente, a identidade dos sinais internos e externos.

Nesta ocasião os sinais das válvulas são conduzidos através de um circuito de confirmação para o comparador dois e gerados impulsos adicionais de teste. Portanto o duplo sistema de controle eletrônico, inclusive o controlador das válvulas, trabalham permanentemente e não apenas por ocasião da partida ou com o veículo parado.

A unidade de controle transforma as informações dos sensores de rotação em valores que correspondem à velocidade de rotação da roda e a aceleração, formando simultaneamente a partir das diversas velocidades de rotação das rodas, a velocidade de referência do veículo.

A velocidade de rotação de cada roda é constantemente comparada com a velocidade de referência do veículo.

Se por ocasião da frenagem a velocidade de rotação da roda divergir da velocidade de referência do veículo, serão acionadas as válvulas solenóides do circuito de freio afetado.

A regulagem antiblocante é executada até que ambas as velocidades passem a ser aproximadamente idênticas.

Se houver falha dos sinais de entrada e saída, a unidade de controle desligará sistema e lâmpada piloto do sistema se acenderá.

Modulador hidráulico: a unidade hidráulica assume as funções de suprimento de energia, acionamento dos freios e aumento de força de frenagem, bem como da modulação de pressão para a regulagem antiblocante.

A unidade hidráulica é composta dos seguintes componentes:

- bomba hidráulica
- reservatório de expansão
- conjunto de válvulas

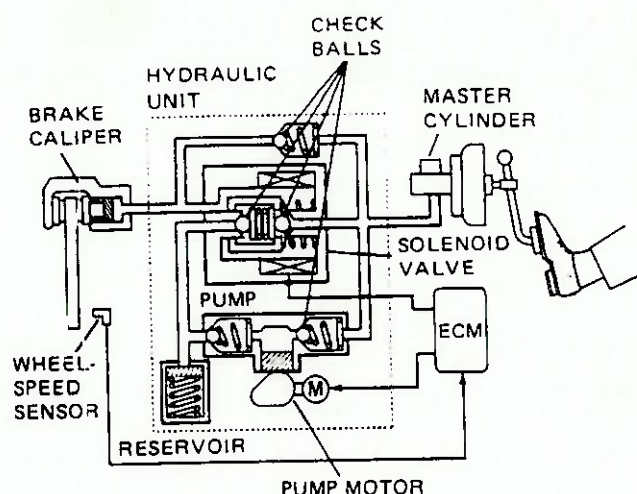


Fig. 19 – Unidade Hidráulica

Comparativo dos diversos sistemas: frenagens plenas sob a mesma velocidade.

1. veículo sem o sistema ABS, todas as rodas bloqueiam e o veículo fica totalmente sem controle.
2. Veículo com sistema ABS de um canal aplicado somente no eixo traseiro, permite o bloqueio das rodas dianteiras, tornando a frenagem incontrolável e ocasionando a colisão com o outro veículo.
3. Veículo com sistema ABS de dois canais, o sistema em diagonal, todas as rodas permanecem sob controle. O controle direcional permite o desvio do outro veículo, porém a distância de parada é longa.

Obs.: o não bloqueio das rodas traseiras é possível graças ao correto balanceamento do sistema de freio.

4. Veículo com sistema ABS de quatro canais, todas as rodas permanecem sob controle, a frenagem é ótima, o veículo possui estabilidade e dirigibilidade.

7.2. VÁLVULA PROPORCIONADORA DE CORTE VARIÁVEL EM FUNÇÃO DA ALTURA DA SUSPENSÃO

Carregando-se o veículo, a válvula proporcionadora passa atuar a partir de um certo carregamento a fim de liberar mais óleo para o sistema de freio. Isso acontece proporcionalmente à deformação da mola que está solidária aos chassis e à suspensão do veículo. A válvula, na sua posição de máxima abertura, permite que um determinado nível de óleo circule no sistema de freio, sem superar a pressão que possa vir prejudicar os elementos constituintes do sistema hidráulico.

O redimensionamento do ponto de corte dessa válvula virá a melhorar o sistema de freio da pick-up S10.

8. TRATAMENTO DO PROBLEMA

8.1. DADOS DE ENTRADA PARA MODELAGEM

Direcionaremos a apresentação do presente tópico primeiramente mostrando, para efeitos comparativos, os dados que são atualmente fornecidos como entrada para a formulação do problema e em seguida os dados do problema para o qual o presente trabalho se propõe a modelar. Tal procedimento possibilitará o levantamento de gráficos para ambos os casos e uma melhor visualização qualitativa dos resultados obtidos.

I. *Dados de entrada para estudo do sistema hidráulico atualmente encontrado:*

Distância entre eixos:	$L = 2750,0 \text{ mm}$
Velocidade máxima:	$V = 160,0 \text{ Km/h}$
Desaceleração constante:	$a = 0,85 \text{ m/s}^2$
Altura do centro de gravidade:	$H_0 = 640 \text{ mm (vazio)}$
	$H = 640 \text{ mm (carregado)}$

Os valores fornecidos abaixo referem-se à capacidade por eixo do veículo, ou seja, o peso máximo admissível em cada eixo, considerando-se a resistência dos materiais, a capacidade de carga dos pneus, rodas, molas e eixos.

Pesos vazio:	$G_{ed_0} = 1030,0 \text{ Kg}$
	$G_{et_0} = 800,0 \text{ Kg}$
	$G_0 = 1830,0 \text{ Kg}$

G_0 corresponde a tara do veículo, ou seja, ao peso do veículo em ordem de marcha (veículo descarregado, totalmente abastecido com água, óleo e combustível).

Pesos carregado:	$G_{ed} =$	1150 Kg
	$G_{ef} =$	1680 Kg
	$G =$	2830 Kg

G corresponde ao peso bruto total, ou seja, ao peso máximo admissível para o veículo (peso do veículo em ordem de marcha adicionada à carga útil máxima).

Ressalta-se que o peso nos eixos traseiro e dianteiro somados não devem exceder o peso bruto total do veículo (quando o eixo dianteiro está no limite de capacidade de carga, o eixo traseiro pode ser carregado somente até o veículo atingir seu peso bruto total e vice-versa).

Quanto ao acionamento do pedal:

Ângulo de corte:	33,0
Relação do pedal:	$i_p = 3,3 : 1$
Eficiência do pedal:	$\eta = 90\%$

Quanto ao sistema de freios:

Área do material de atrito:	da pastilha:	58,50 cm ²
	da lona:	189,23cm ²
Área varrida:	pela pastilha:	706,28 cm ²
	pela lona:	557,38 cm ²
Fator de freio:	dianteiro:	0,7
	traseiro:	3,5
Pressão pré – operativa:	disco :	0,5 bar
	tambor :	5,0 bar
Coeficiente de atrito:	0,35	
Raio dinâmico:	dianteiro:	330,0mm
	traseiro:	330,0mm
Raio efetivo:	dianteiro:	113,0 mm
	traseiro:	140,0 mm
Diâmetro cilindro hidráulico:	dianteiro:	$\phi_{crd} = 60,53 \text{ mm}$
	traseiro:	$\phi_{crd} = 22,23 \text{ mm}$

8.2. HIPÓTESES ASSUMIDAS

Durante a efetivação do que se propõe neste trabalho algumas hipóteses tiveram de ser assumidas para simplificação, e adequação, dos modelos matemáticos aqui adotados.

Tais aproximações se fizeram necessárias, porém não comprometerão a confiabilidade dos cálculos efetuados pois na prática os resultados finais se aproximam muito dos resultados reais.

Uma das considerações feitas foi a de que a posição do centro de gravidade do veículo não se altera durante a frenagem, ou seja, considera-se que o pneu não sofre qualquer deformação e a suspensão do carro seja um bloco rígido.

Assume-se uma desaceleração constante e um coeficiente de atrito entre o pneu e o solo igual para as quatro rodas e também constante (a aderência é a mesma nos eixos traseiro e dianteiro), tal hipótese possibilitará o levantamento das curvas ideais de frenagem.

Considera-se constante a área do material de atrito (pastilhas e lonas), ou seja, despreza-se a redução dessa área devido ao desgaste.

Efetua-se os cálculos admitindo-se que o veículo será frenado a partir da velocidade máxima de 160,0 Km/h, tal procedimento garante que o caso crítico, com relação a velocidade, seja considerado.

Admite-se também que as eficiências e os rendimentos envolvidos não se alteram durante a utilização dos freios.

Analogamente considera-se que o fluxo de calor resultante do processo de frenagem não influencie o comportamento e interação dos componentes durante o processo de frenagem.

O exposto acima permitirá o desenvolvimento dos cálculos, levantamento dos gráficos e a obtenção dos resultados almejados sem que estes sejam significativamente comprometidos

8.3. EQUACIONAMENTO DO PROBLEMA

A fim de visualizar quantitativamente o problema a que esse trabalho se propõe a solucionar, será apresentado um comparativo de perdas de eficiência na frenagem de uma pick-up em um piso de coeficiente de atrito 0.8.

Condições de carregamento	Vazio (%)	Carregado no limite máximo especificado (%)	Carregado com 1tonelada acima do limite máximo especificado (%)
<i>Eficiência do freio na frenagem com coeficiente de atrito 0.8</i>	93.8	92.5	82.5

A seguir serão apresentadas tabelas relacionadas às distribuições de forças e pressões que estão aplicadas nos eixos traseiro e dianteiro para as situações de carregamento vazio, carga limite atual especificada e sobrecarga de uma tonelada.

8.3.1. CÁLCULO DAS FORÇAS

A fim de determinar-se as forças envolvidas determinou-se primeiramente a pressão hidráulica atuante na condição ideal de frenagem.

I. Condição de Carregamento de Máximo Limite Atual Especificado

Cálculo da pressão hidráulica para a situação de carregamento máximo admissível e desaceleração máxima usual

G (Kgf)	Peso máx. admissível para o veículo	2830
a (%g)	Desaceleração na frenagem	0,85

		Dianteiro	Traseiro
D_{cr} (mm)	Diâmetro do cilindro hidráulico da roda	66	23,8
A_{cr} (mm ²)	Área do cilindro hidráulico da roda	3421,1944	444,88094
C_d^*	Fator de freio	0,7	3,5
R (mm)	Raio dinâmico	330	330
r (mm)	Raio efetivo	113	140
η	Rendimento do cilindro	0,96	0,96
k (mm ²)		1574,4959	1268,3151
P_h (Kgf/cm ²)	Pressão hidráulica máxima	84,616952	

Cálculo da força necessária a ser aplicada no pedal para frear o veículo na condição crítica

P_h (Kgf/cm ²)	Pressão hidráulica máxima	81,30785346
D_{cm} (mm)	Diâmetro do cilindro mestre	25,4
A_{cm} (cm ²)	Área do cilindro mestre	5,067074791
i_p	Relação do pedal	3,3
η	Rendimento do pedal	0,9

Sem presença do servo freio

F_p (Kgf)	Força pedal sem booster	112,3617203
-------------	-------------------------	-------------

Com presença do servo freio

i_b	relação do booster	6,4
F_p (Kgf)	Força pedal com booster	17,5565188
F_e (Kgf)	Força na entrada do booster	57,93651205
F_s (Kgf)	Força na saída do booster	370,7936771
ΔF (Kgf)	Diferencial de força no booster	312,8571651

Cálculo das forças ideais aplicadas ao veículo sob frenagem nas condições vazio/ carregado máximo admissível

L (mm)	Distância entre eixos	2750	
		Veículo Vazio	Veículo Carregado
G (Kgf)	Peso total	1830	2830
G _{ed} (Kgf)	Peso suportado pelo eixo dianteiro	1030	1150
G _{et} (Kgf)	Peso suportado pelo eixo traseiro	800	1680
φ	Fração do peso total suportado pelo eixo traseiro	0,43715847	0,593639576
h (mm)	Altura do centro de gravidade até o solo	640	640
X		0,232727273	0,232727273

f	FEDo*	FETo*	FED*	FET*
0	0,000	0,000	0,000	0,000
0,1	0,059	0,041	0,043	0,057
0,2	0,122	0,078	0,091	0,109
0,3	0,190	0,110	0,143	0,157
0,4	0,262	0,138	0,200	0,200
0,5	0,340	0,160	0,261	0,239
0,6	0,421	0,179	0,328	0,272
0,7	0,508	0,192	0,398	0,302
0,8	0,599	0,201	0,474	0,326
0,9	0,695	0,205	0,554	0,346
1	0,796	0,204	0,639	0,361

Cálculo das forças reais aplicadas ao veículo sob frenagem nas condições vazio/ carregado máximo admissível

P _h (Kgf/cm ²)	Pressão hidráulica máxima	84,61695221	
P _{PO/T} (Kgf/cm ²)	Pressão pré-operativa do tambor	5	
P _{PO/D} (Kgf/cm ²)	Pressão pré-operativa do disco	0,5	
		Veículo Vazio	Veículo Carregado
G (Kgf)	Peso total	1830	2830

P_h (Kgf/cm ²)	FEDo	FETo	FED	FET
10	0,082	0,035	0,053	0,022
20	0,168	0,104	0,108	0,067
30	0,254	0,173	0,164	0,112
40	0,340	0,243	0,220	0,157
50	0,426	0,312	0,275	0,202
60	0,512	0,381	0,331	0,246
70	0,598	0,450	0,387	0,291
80	0,684	0,520	0,442	0,336
84,61695221	0,724	0,552	0,468	0,357

II. Condição de Carregamento com uma tonelada acima do Limite Atual Especificado

Cálculo da pressão hidráulica para a situação de carregamento com 1 tonelada acima do máximo admissível e desaceleração máxima usual

G (Kgf)	Peso máx. admissível para o veículo	3830
a (%g)	Desaceleração na frenagem	0,85

		Dianteiro	Traseiro
D_{cr} (mm)	Diâmetro do cilindro hidráulico da roda	66	23,8
A_{cr} (mm ²)	Área do cilindro hidráulico da roda	3421,1944	444,8809357
C_d^*	Fator de freio	0,7	3,5
R (mm)	Raio dinâmico	330	330
r (mm)	Raio efetivo	113	140
η	Rendimento do cilindro	0,96	0,96
k (mm ²)		1574,495866	1268,315104

P_h (Kgf/cm ²)	Pressão hidráulica máxima	114,5169353
------------------------------	---------------------------	-------------

Cálculo da força necessária a ser aplicada no pedal para frear o veículo na condição crítica

P_h (Kgf/cm ²)	Pressão hidráulica máxima	114,5169353
D_{cm} (mm)	Diâmetro do cilindro mestre	25,4
A_{cm} (cm ²)	Área do cilindro mestre	5,067074791
i_p	Relação do pedal	3,3
η	Rendimento do pedal	0,9

Sem presença do servo freio

F_p (Kgf)	Força pedal sem booster	158,2543298
-------------	-------------------------	-------------

Com presença do servo freio

i_b	relação do booster	6,4
F_p (Kgf)	Força pedal com booster	24,72723904
F_e (Kgf)	Força na entrada do booster	81,59988883
F_s (Kgf)	Força na saída do booster	522,2392885
ΔF (Kgf)	Diferencial de força no booster	440,6393997

Cálculo das forças ideais aplicadas ao veículo sob frenagem nas condições vazio/ carregado máximo admissível

L (mm)	Distância entre eixos	2750	
		Veículo Vazio	Veículo Carregado
G (Kgf)	Peso total	1830	3830
G_{ed} (Kgf)	Peso suportado pelo eixo dianteiro	1030	2280
G_{et} (Kgf)	Peso suportado pelo eixo traseiro	800	1150
φ	Fração do peso total suportado pelo eixo traseiro	0,43715847	0,438642298
h (mm)	Altura do centro de gravidade até o solo	640	640
X		0,232727273	0,232727273

f	FED_o^*	FET_o^*	FED^*	FET^*
0	0,000	0,000	0,000	0,000
0,1	0,059	0,041	0,058	0,042
0,2	0,122	0,078	0,122	0,078
0,3	0,190	0,110	0,189	0,111
0,4	0,262	0,138	0,262	0,138
0,5	0,340	0,160	0,339	0,161
0,6	0,421	0,179	0,421	0,179
0,7	0,508	0,192	0,507	0,193
0,8	0,599	0,201	0,598	0,202
0,9	0,695	0,205	0,694	0,206
1	0,796	0,204	0,794	0,206

Cálculo das forças reais aplicadas ao veículo sob frenagem nas condições vazio/ carregado com uma tonelada acima do máximo admissível

P_h (Kgf/cm ²)	Pressão hidráulica máxima	114,5169353	
$P_{PO/T}$ (Kgf/cm ²)	Pressão pré-operativa do tambor	5	
$P_{PO/D}$ (Kgf/cm ²)	Pressão pré-operativa do disco	0,5	
		Veículo Vazio	Veículo Carregado
G (Kgf)	Peso total	1830	3830

P_h (Kgf/cm ²)	FEDo	FETo	FED	FET
10	0,082	0,035	0,039	0,017
20	0,168	0,104	0,080	0,050
30	0,254	0,173	0,121	0,083
40	0,340	0,243	0,162	0,116
50	0,426	0,312	0,203	0,149
60	0,512	0,381	0,245	0,182
70	0,598	0,450	0,286	0,215
80	0,684	0,520	0,327	0,248
114,5169353	0,981	0,759	0,469	0,363

8.3.2. CÁLCULO DAS PRESSÕES

I. Condição de Carregamento de Máximo Limite Atual Especificado

Cálculo das forças reais aplicadas ao veículo sob frenagem nas condições vazio/ carregado máximo admissível

P_h (Kgf/cm ²)	Pressão hidráulica máxima	84,61695221	
$P_{PO/T}$ (Kgf/cm ²)	Pressão pré-operativa do tambor	5	
$P_{PO/D}$ (Kgf/cm ²)	Pressão pré-operativa do disco	0,5	
		Veículo Vazio	Veículo Carregado
G (Kgf)	Peso total	1830	2830

P_h (Kgf/cm ²)	FEDo	FETo	FED	FET
10	0,082	0,035	0,053	0,022
20	0,168	0,104	0,108	0,067
30	0,254	0,173	0,164	0,112
40	0,340	0,243	0,220	0,157
50	0,426	0,312	0,275	0,202
60	0,512	0,381	0,331	0,246
70	0,598	0,450	0,387	0,291
80	0,684	0,520	0,442	0,336
84,61695221	0,724	0,552	0,468	0,357

II. Condição de Carregamento com uma tonelada acima do Limite Atual Especificado

Cálculo das pressões hidráulicas ideais aplicadas ao veículo sob frenagem nas condições vazio/ e carregado com uma tonelada acima do máximo admissível

		Dianteiro	Traseiro
k (cm ²)		15,74495866	12,68315104
		Disco	Tambor
$P_{p/o}$ (Kgf/cm ²)	Pressão pré-operativa	0,5	5
		Veículo Vazio	Veículo Carregado
G (Kgf)	Peso total	1530	2830

f	PH_{EDo}^*	PH_{ED}^*	PH_{ETo}^*	PH_{ET}^*
0	0,5	0,5	5	5
0,1	6,20	11,01	9,99	14,27
0,2	12,34	22,35	14,42	22,50
0,3	18,94	34,53	18,29	29,69
0,4	26,00	47,55	21,60	35,84
0,5	33,50	61,41	24,35	40,96
0,6	41,46	76,10	26,53	45,03
0,7	49,87	91,63	28,16	48,07
0,8	58,73	107,99	29,22	50,07
0,9	68,04	125,19	29,72	51,02
1	77,81	143,23	29,66	50,95

8.3.3. CÁLCULO DAS POTÊNCIAS, FLUXOS DE CALOR E PRESSÕES ESPECÍFICAS

Tal procedimento será efetivado utilizando-se as seguintes fórmulas:

1)- Para o cálculo das pressões específicas para as pastilhas e lonas:

$$P_d = \frac{\delta \cdot G \cdot a \cdot R \cdot (1 - \Phi)}{0,2 \cdot r_d \cdot \mu_p \cdot A_p \cdot 100} < 5,0 \text{ N/mm}^2$$

$$P_t = \frac{\delta \cdot G \cdot a \cdot R \cdot \Phi}{0,2 \cdot r_t \cdot \mu_l \cdot A_l \cdot 100} < 1,0 \text{ N/mm}^2$$

2)- Para o cálculo das potências para as pastilhas e lonas:

$$N_d = \frac{\delta \cdot G \cdot a \cdot V \cdot (1 - \Phi)}{A_p \cdot 1632} < 1,5 \text{ KW/cm}^2$$

$$N_t = \frac{\delta \cdot G \cdot a \cdot V \cdot \Phi}{A_l \cdot 1632} < 0,4 \text{ KW/cm}^2$$

3)- Para o cálculo dos fluxos de calor para os discos e tambores:

$$Q_d = \frac{G \cdot a \cdot V \cdot (1 - \Phi)}{A_d \cdot 1632} \quad \begin{array}{l} < 1700 \text{ KW/cm}^2\text{s} \text{ para disco sólido} \\ < 2300 \text{ KW/cm}^2\text{s} \text{ para disco ventilado} \end{array}$$

$$Q_t = \frac{G \cdot a \cdot V \cdot \Phi}{A_t \cdot 1632} < 1500 \text{ KW/cm}^2\text{s}$$

Obs.: Os valores os quais restringem as grandezas acima mencionadas são normalizados.

Onde: δ = tipo de freio (= 0,5 para disco / duplex)
 (= 0,6 para simplex / duo-servo)

G = peso do veículo carregado

D = desaceleração na frenagem

R_d = raio efetivo do eixo dianteiro

R_t = raio efetivo do eixo traseiro

μ_p = coeficiente de atrito da pastilha

μ_l = coeficiente de atrito da lona

A_p = Área da pastilha

A_l = Área da lona

R = raio dinâmico do pneu

V = velocidade

A_d = Área do disco

A_t = Área do tambor

Condições de Carregamento	Com carregamento máximo especificado	Com carregamento 1 tonelada acima do especificado
Pressão específica Dianteira	5,42 N/mm ²	7,82 N/mm ²
Pressão específica Traseira	0,95 N/mm ²	1,13 N/mm ²
Potência absorvida Dianteira	1,27 KW/cm ²	1,84 KW/cm ²
Potência absorvida Traseira	0,28 KW/cm ²	0,33 KW/cm ²
Fluxo de calor Dianteiro	2110 KW/m ² .s	3046 KW/m ² .s
Fluxo de calor Traseiro	1558KW/m ² .s	1866 KW/m ² .s

Pela análise da tabela acima, pode-se perceber que, com exceção da potência absorvida traseira, os valores com carregamento de 1 tonelada acima do limite especificado superam (muito além do que os coeficientes de segurança empregados podem absorver) o recomendado por normas, tal fato evidencia ainda mais a necessidade de um redimensionamento da válvula do sistema de freios.

8.3.4. GRÁFICOS LEVANTADOS

O levantamento das tabelas anteriores para forças e pressões nas duas condições de carregamento permitiu a construção dos diagramas de distribuição de forças e de pressões respectivamente.

I. Condição de Carregamento de Máximo Limite Atual Especificado

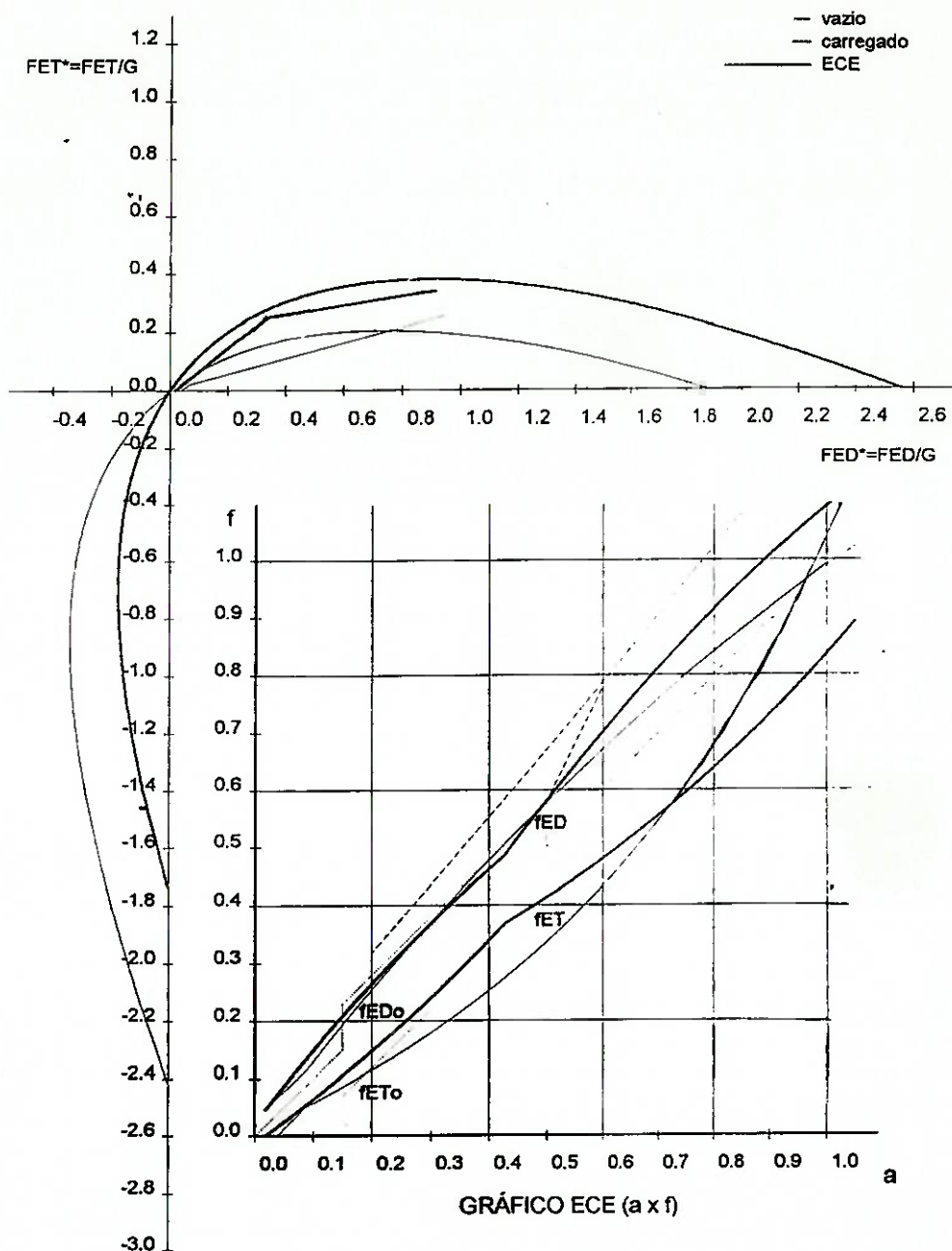


Fig. 20 – Diagrama de distribuição de forças considerando coeficientes de atrito teóricos

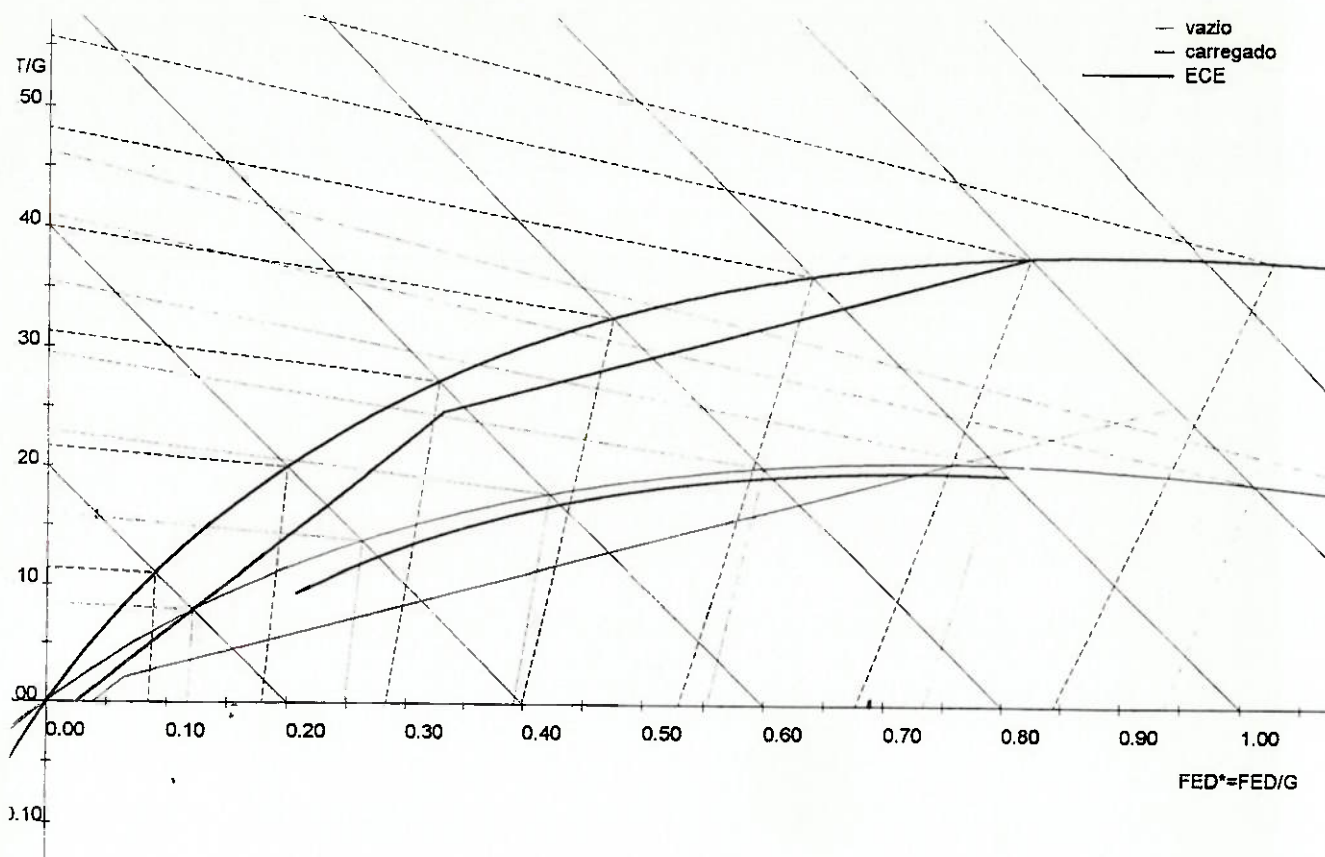


Fig. 21 – Diagrama de distribuição de forças considerando coeficientes de atrito reais

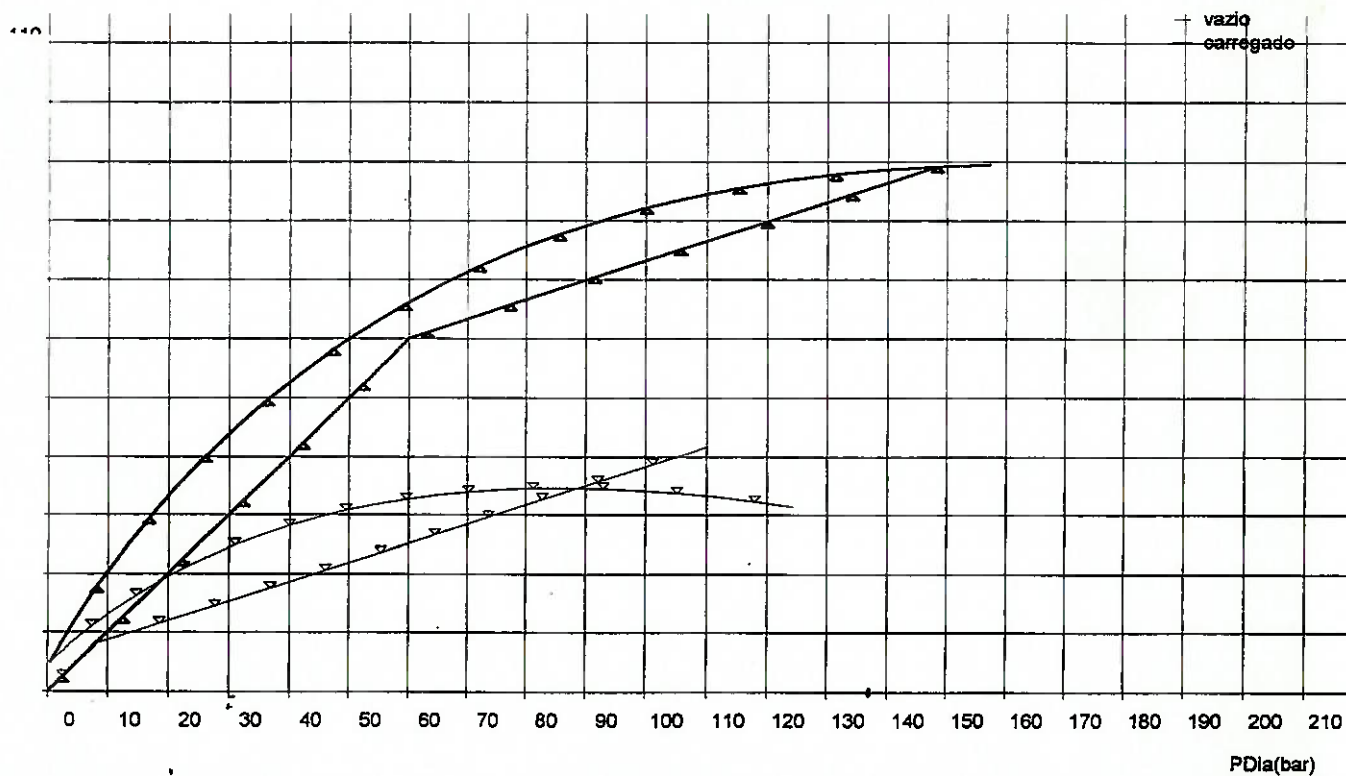


Fig. 22 – Diagrama de pressões

II. Condição de Carregamento com uma tonelada acima do Limite Atual Especificado

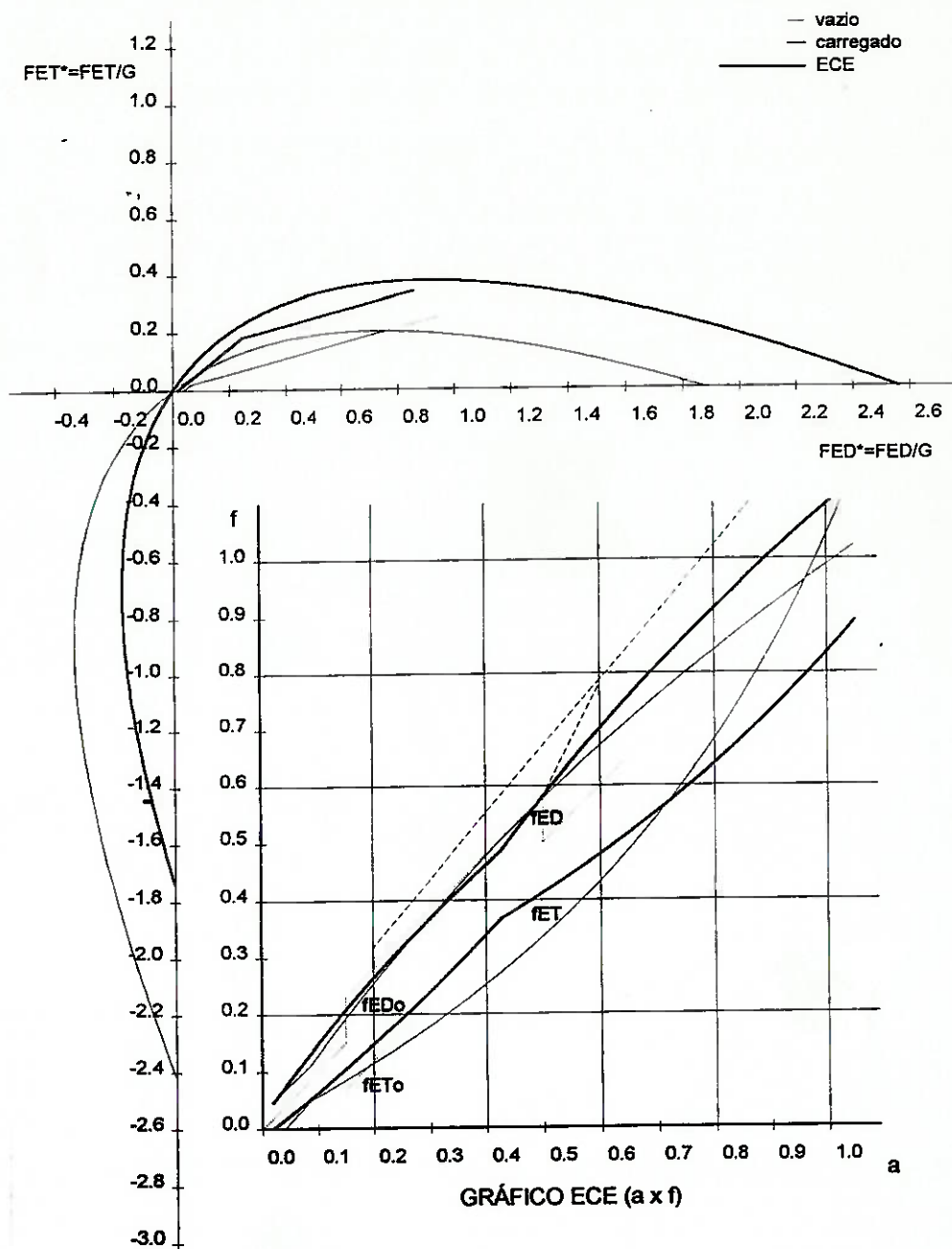


Fig. 23 – Diagrama de distribuição de forças considerando coeficientes de atrito teóricos

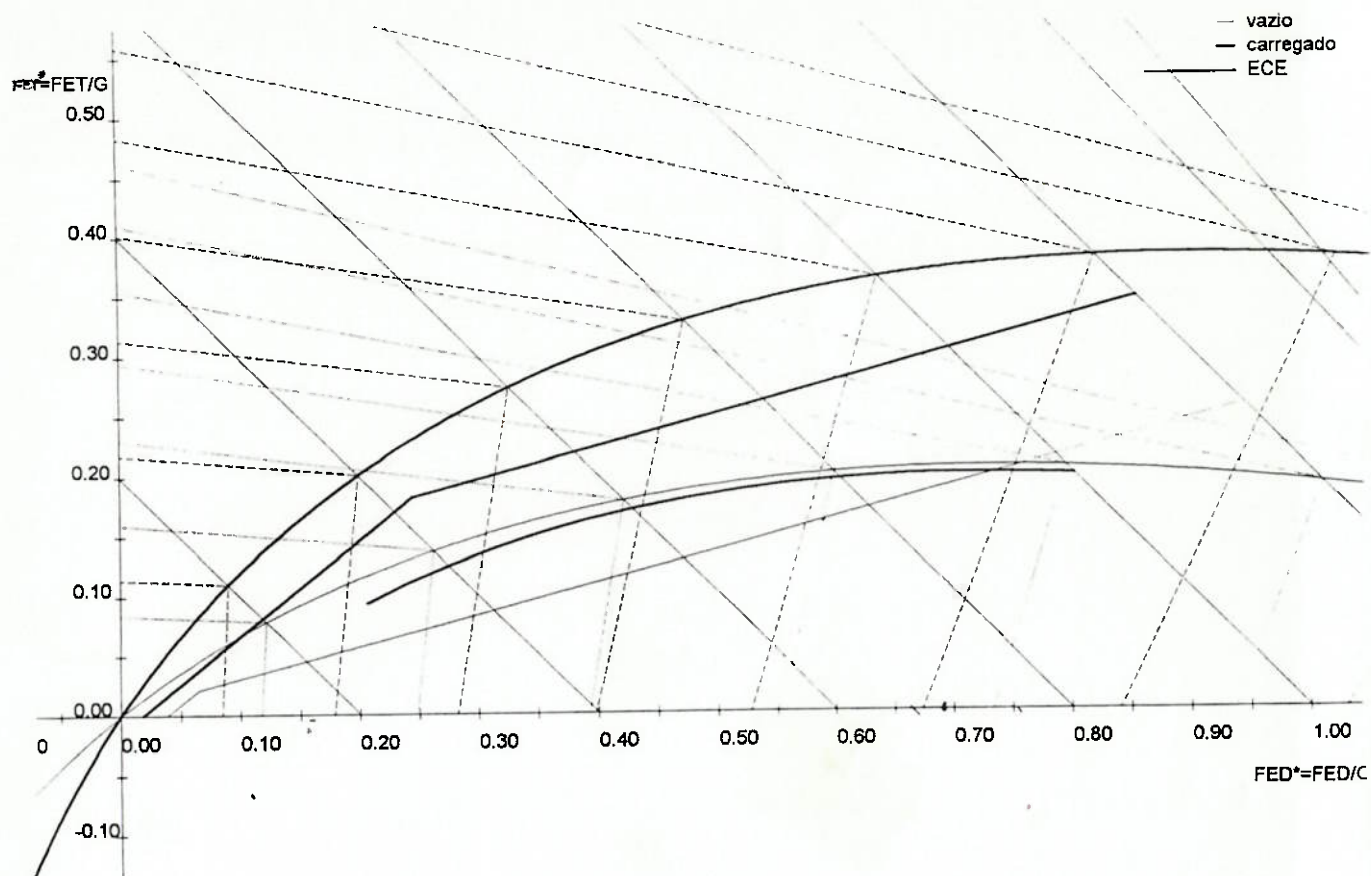


Fig. 24 – Diagrama de distribuição de forças considerando coeficientes de atrito reais

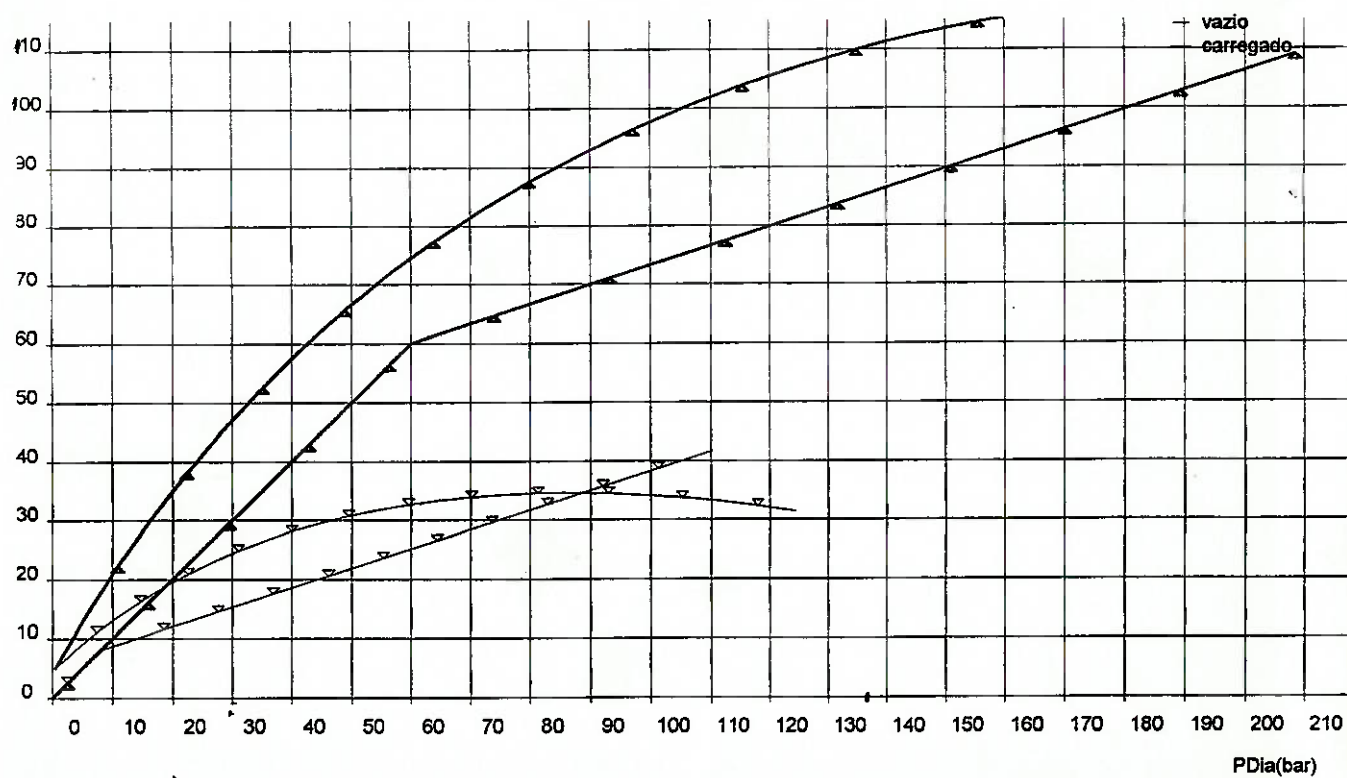


Fig. 25 – Diagrama de pressões

9. DIMENSIONAMENTO DA VÁLVULA

O redimensionamento da válvula proporcionadora se dará a partir primeiramente da análise gráfica da simulação do sistema hidráulico desenvolvido anteriormente e posteriormente pela determinação analítica da constante da mola e a das relações de áreas no pistão

9.1. DETERMINAÇÃO DA CONSTANTE DA MOLA DA VÁLVULA

Afim de determinar-se a constante da mola da válvula obteve-se graficamente a pressão pré-operativa de corte a partir do diagrama de pressões para carregamento com uma tonelada acima do limite usual especificado (fig.25)

Verificou-se que a pressão mais adequada gira em torno de 80 bar, ou seja, a força que o óleo aplica sobre o pistão fica facilmente determinado conhecida a área deste. Sabendo-se que $F=K.\delta$ e δ gira em torno de 3 cm, pode-se determinar a constante da mola da válvula proporcionadora de corte variável em função da altura da suspens

9.2. DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE ANGULAR DA CURVA DA VÁLVULA

O coeficiente angular da curva do diagrama de pressões diminuiu de 0.33 para 0.29, ou seja teve-se o ângulo de corte da válvula diminui em 12%. Com isso ganhou-se em eficiência.

10. RESULTADO FINAL ALCANÇADO

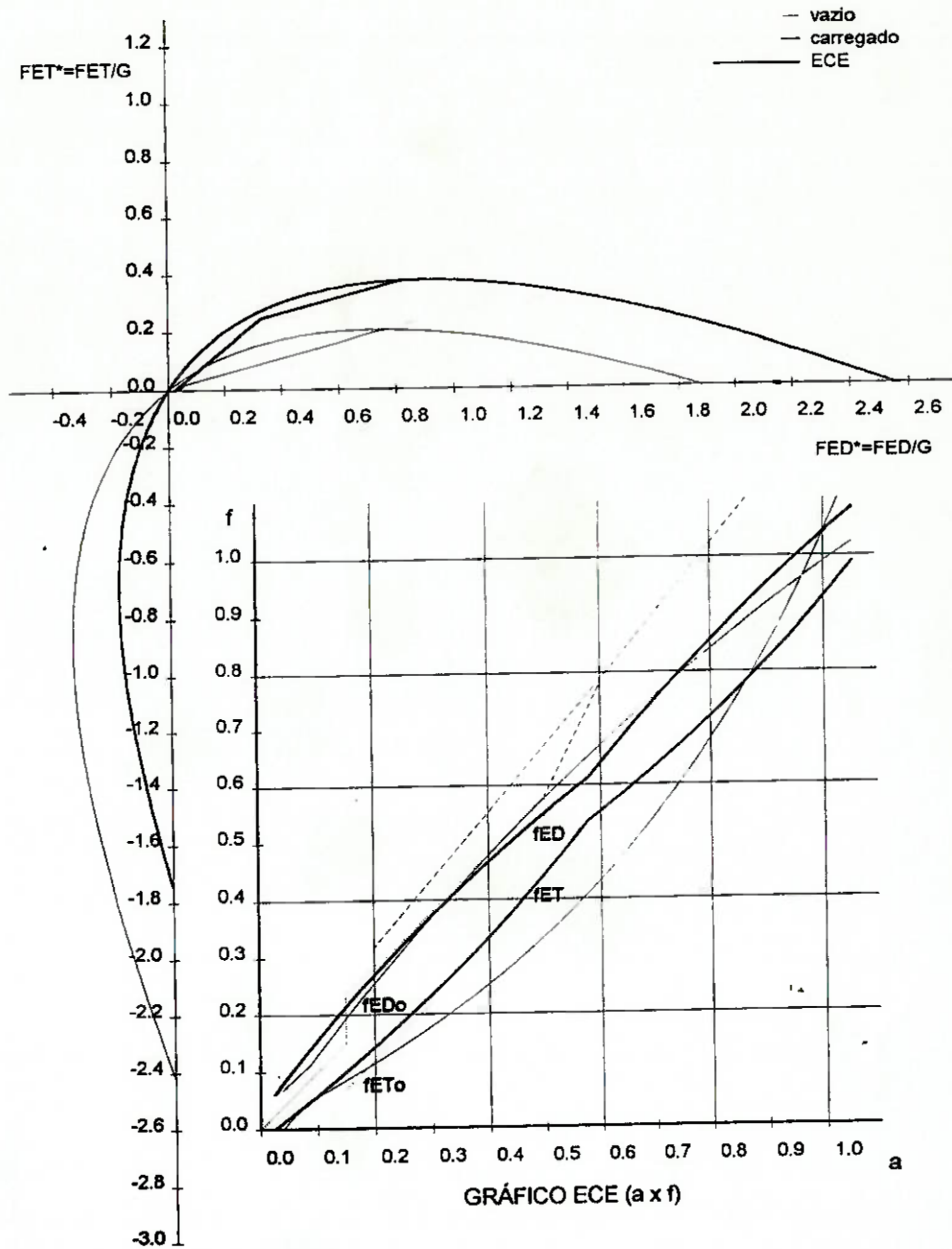


Fig. 26 – Diagrama de distribuição de forças considerando coeficientes de atrito teóricos

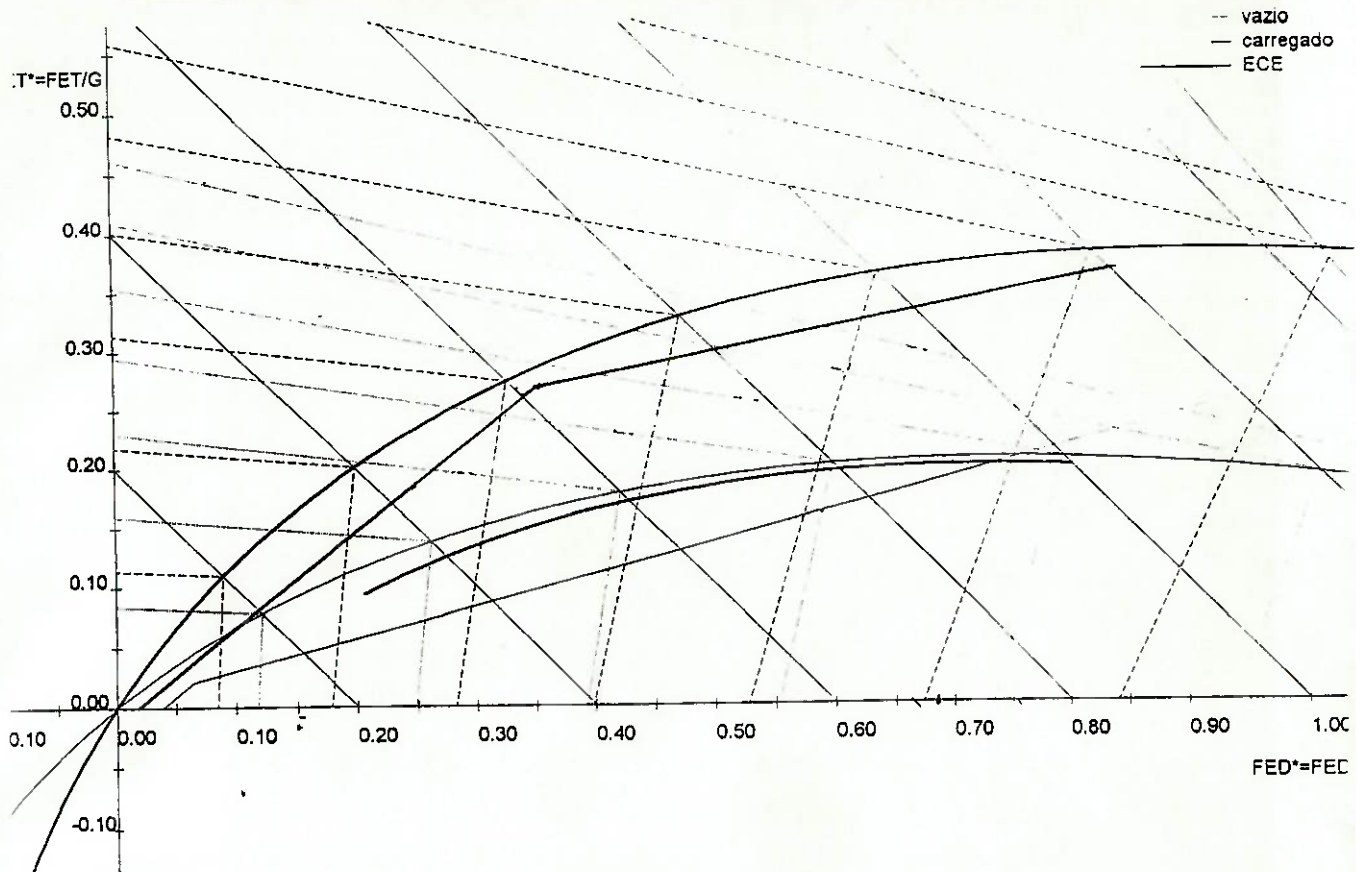


Fig. 27 – Diagrama de distribuição de forças considerando coeficientes de atrito reais

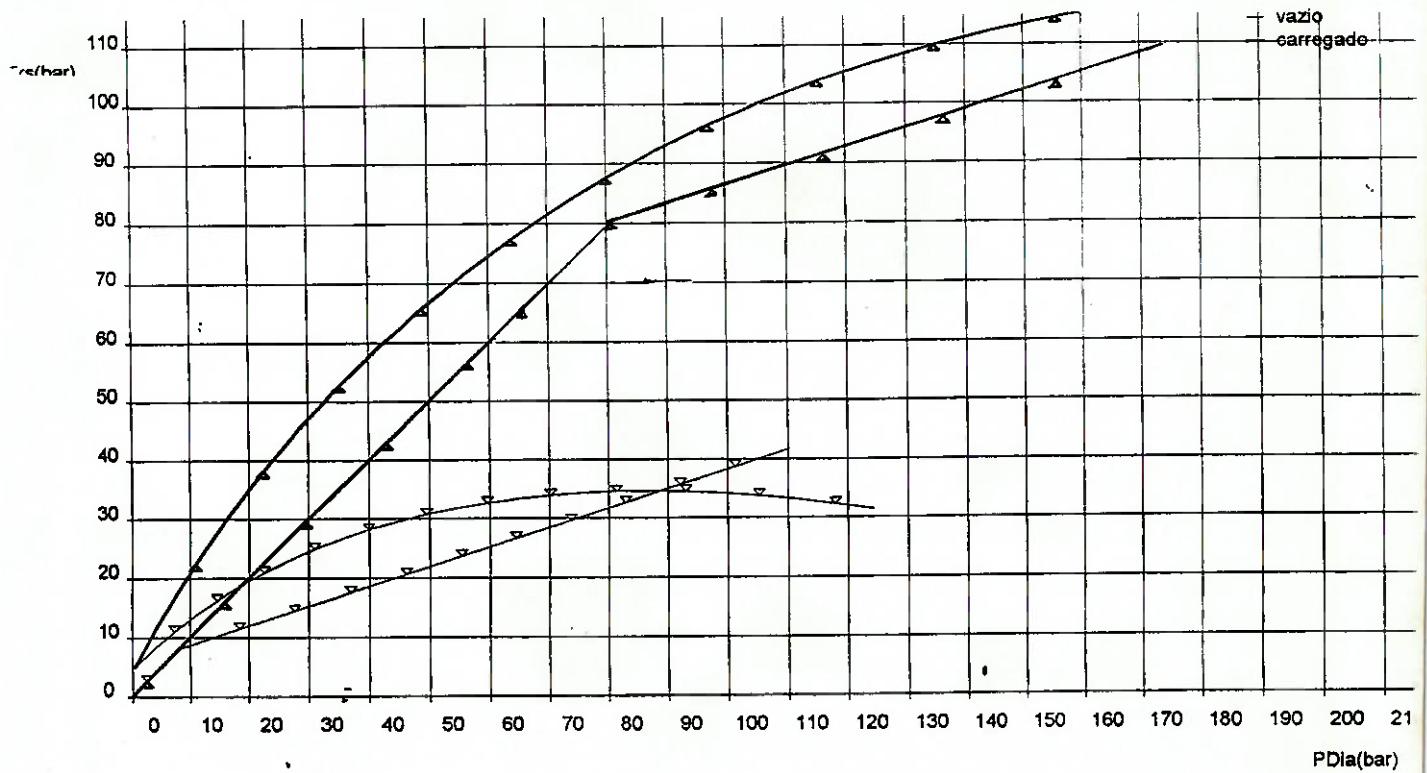


Fig. 28 – Diagrama de pressões

11. CONSIDERAÇÕES FINAIS E CONCLUSÕES

O redimensionamento proposto atende aos objetivos pretendidos já que torna o sistema de freio mais eficiente e garante a frenagem necessária para a segurança almejada quando o veículo está submetido à sobrecarga.

A inviabilidade da presente proposta reside em fatores econômicos pois a relação custo X eficiência do redimensionamento da atual válvula existente não é atrativa. A alteração dessa válvula envolveria pessoas de vários departamentos da empresa, vários testes, simulações e ensaios de considerado valor monetário além da burocracia que reside na necessidade de autorização das demais filiais internacionais; posto isso pode-se visualizar pelo menos alguns dos custos e obstáculos envolvidos que tornam a proposta deste trabalho inatrativa economicamente.

Em vista dos freios fazerem parte dos dispositivos mais importantes do veículo, eles estão sujeitos a numerosas especificações nacionais e internacionais tais como: ECE13, CONTRAN 763/3-5, FMVSS 105/75, FMVSS 121, etc. As exigências legais têm por objetivo o atendimento a requisitos mínimos tais como desaceleração, distância de parada e esforço aplicado ao pedal do freio. Ressalta-se, posto isso, que todas as normas necessárias foram consideradas e o redimensionamento aqui proposto atende a todas elas.

Para os veículos independentemente de normas governamentais, o bloqueio das rodas traseiras irá acarretar um desvio incontrolável do veículo e o travamento das rodas dianteiras impossibilitará o controle direcional. Tal fato explica o estudo, atualmente em andamento, da viabilidade e lucratividade da aplicação do sistema de freios ABS (antilock braking system) às "pick-ups" S-10 para resolução deste problema.

12. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Shigley, J. E. & Mischke, C. R. Mechanical Engineering Design
SI edition. McGraw-Hill. 5th edition
New York, 1989.

Crouse, William H. & Anglin, Donald L. Automotive Mechanics
Tenth edition. Mc Graw-Hill.

Curso do Instituto Universal Brasileiro. Mecânica de Automóveis
2º aula.