

ÍNDICE

1. Abertura (pág.2)
2. A História dos Freios (pág.3)
 - a. Como foram constituídos os primeiros freios
 - b. Fundamentos de funcionamento e Leis físicas
 - c. Dados básicos necessários para iniciar um projeto de freio
3. Tipos mais comuns de Freios de Roda (pág.18)
 - a. Freios a Tambor
 - b. Freios a Disco hidráulico e pneumático
 - c. Freios a disco de alta performance
 - d. Outros exemplos de cálculos disponíveis
4. Componentes do Sistema de Freios (pág.80)
 - a. Discos de Freio (rotores)
 - b. Tambores de Freio
 - c. Cilindros, Válvulas, e Servo-Freio (Vacuum Boosters)
5. Como se faz uma Instalação Básica de Freios (pág.115)
 - a. Uma noção rápida sobre balanceamento de freio
6. Uma passagem sobre os Recursos adicionais de frenagem (pág.144)
 - a. Retardadores
 - b. Freio motor
 - c. Eletro-regenerativo
7. O desenvolvimento e a segurança a serviço da frenagem ideal (pág.157)
 - a. ABS
 - b. EBD
 - c. EBA
8. O que está sendo desenvolvido hoje em termos de freios (pág.165)
9. Materiais de Fricção - Uma união entre Arte e Ciência (pág.170)
 - a. Visão histórica
 - b. Princípios básicos para o desenvolvimento de um material de fricção
Variáveis de projeto - O Atrito
 - c. Composição básica de um material de fricção
 - d. Como se produz um material de fricção
10. “Tips” (pág. 198) e Bibliografia (pág.202)

1. Abertura

O curso que agora se inicia tem como objetivo abordar um tema de engenharia de ponta extremamente fascinante, mas, por outro lado, muito complexo, pois engloba muitas variáveis de projeto que via de regra são totalmente dependentes uma das outras a ponto de pequenas alterações físicas de projeto no dimensionamento do veículo provocarem reações significativas no **Sistema de Freio** - esse componente tão essencial, mas muitas vezes pouco lembrado, apenas naqueles momentos cruciais pelos quais nenhum de nós gostaria de passar.

O curso foi desenvolvido para todos aqueles que não são especialistas na área de engenharia de chassis, que engloba os projetos de freios.

O nome básico, entretanto, não vai desmerecer em momento algum o conteúdo do curso, que claro, não vai entrar em detalhamento de equações de projeto, mas proporcionará para os não especialistas uma visão completa sobre as principais variáveis e dados construtivos que são necessários e participam diretamente da constituição desse componente de segurança que equipa todos os veículos aéreos e terrestres pertinentes a tecnologia da mobilidade.

Além dos freios de roda, como são comumente chamados (foundation), vamos igualmente proporcionar uma visão geral sobre todos os componentes que participam concomitantemente do projeto de instalação de freio, tais como os discos e tambores de freios, cilindro de roda, cilindros mestre, servos e principalmente, uma rápida passagem sobre o desenvolvimento de materiais de fricção, parte extremamente importante desse projeto.

Espero que vocês apreciem

Pedro A. Diulgheroglo.

2. A História dos Freios

2.a » Como foram constituídos os primeiros freios

“Tudo que se move tem que parar”.

Iniciando com essa celebre frase, que nos remete a uma das grandes leis da física reducionista - a Lei da Inércia, veremos que um dos grandes dilemas da humanidade foi proporcionado pela invenção da roda, que segundo pesquisas arqueológicas ainda não totalmente confirmadas, remonta o ano 3.000 AC e ligam sua origem a civilização Suméria. A roda pôde igualmente ser encontrada na Mesopotâmia, junto aos Assírios, aos Egípcios, Hicsos, Romanos, entre outros.



Figura 1 - A Roda na Suméria.



Figura 2 - A Roda na Mesopotâmia.



Figura 3 - A Roda no limiar da história.

Se por um lado a **roda** veio para ajudar e facilitar a vida do homem na locomoção, no transporte de cargas e outros gêneros e ainda, propiciando uma série de outros inventos derivados que beneficiaram o desenvolvimento do nosso planeta, por outro ocasionava o paradoxo citado no início, ou seja, assim que um movimento se iniciava com a facilitação da roda, o que fazer para interrompê-lo.

Com base nesse questionamento e também em inúmeras vivências não muito satisfatórias, iniciou-se o **desenvolvimento dos primeiros dispositivos de freios**, que a princípio eram muito rústicos e foram criados justamente para a finalidade de auxiliar o homem nos processos de interrupção de movimento dos carros primitivos, carroças e muitos outros, chegando até os nossos veículos atuais, além, é claro, para se evitar que algum veículo se deslocasse quando estacionados em várias situações de piso.

É nesse ponto que começamos nosso passeio pelo **Mundo dos Freios e seus Componentes**.

Os primeiros freios eram constituídos por um dispositivo mecânico simples; uma alavanca com pivotagem e uma sapata de madeira montada na outra extremidade junto à roda, proporcionava a ação de frenagem.

Depois, com o passar dos anos, vieram os freios de cinta. Usualmente eram constituídos por uma roda fixada ao centro do eixo traseiro do veículo e ao redor dela uma cinta era montada, e sob as mesmas era inserido o material atritante, que no início era o couro. Esse material apresentava problemas de perda das características de atrito em função da degradação térmica imposta pela ação de frenagem das sapatas sobre a roda. Posteriormente começou-se a utilizar crina, cabelo, ou tecido de algodão umedecido em betumem para agregar fibras e permitir melhor conformação dimensional. Mais tarde, com a fibra de asbestos, essa tecnologia foi se desenvolvendo como veremos mais adiante. O sistema de acionamento desses freios era manual e feito através de simples alavanca presa a um suporte.

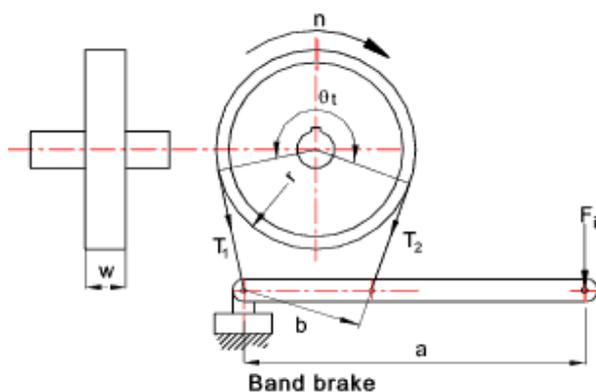
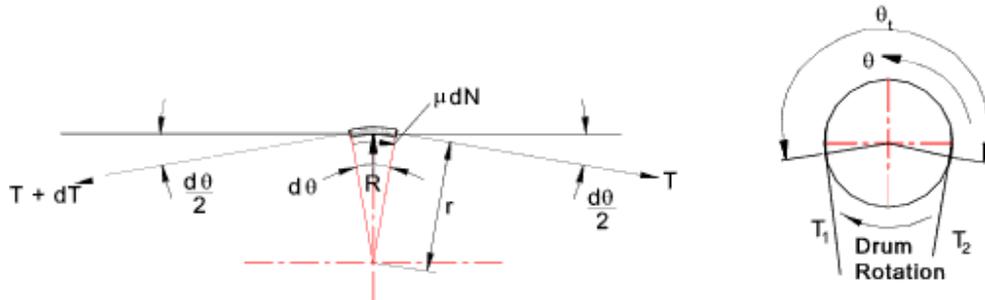


Figura 4 - Freio de Cinta.

Para um freio de cinta normal a relação entre a força de atuação e a tensão na cinta é dada por $\rightarrow F_i = T_2 \times \frac{b}{a}$

O torque de frenagem no freio de cinta é dado por $\rightarrow M = (T_1 - T_2) \times r$

A máxima tensão na cinta pode ser calculada observando-se o esquema:



The force acting upon an element band width $w = R = p \cdot w \cdot r \cdot d\theta$

Resolving band forces in the vertical direction.

$$R = (T + dT + T) \sin(d\theta / 2)$$

Ignoring $d\theta$, dT term. For small angle $\sin \theta \rightarrow \theta$..Therefore

$$R = T \cdot d\theta$$

Substituting for R.

$$T \cdot d\theta = p \cdot w \cdot r \cdot d\theta \quad \text{Therefore } T = p \cdot w \cdot r$$

A tensão máxima na cinta é dada pela fórmula $\rightarrow T_{1\text{máx}} = P_{\text{máx}} \times w \times r$

Nomenclatura das dimensões das fórmulas:

F = Applied Force (N)

P = Brake Power kW

M = Torque (Nm)

F_i = Actuating Force (N)

μ = Coefficient of Friction.

θ_t = Total band lap angle (rad)

w = Band width

a = Pivot- Actuating force radius (m)

b = Distance from tensioning belt to fulcrum point

n = Rotational Speed (RPM)

T_1 = Maximum band tension(N)

T_2 = Minimum band tension (N)

$P_{\text{máx}}$ = Maximum pressure for friction surface(N/m²)

Há que se observar que esses freios eram sistemas abertos, sujeitos a intempéries e elementos como água, barro e areia ocasionavam problemas de contaminação e a conseqüente perda de sua eficiência. Outro ponto negativo era que o esforço mecânico sobre a alavanca de acionamento era alto para o condutor, não permitindo ação de frenagem em velocidades muito altas.

Outros freios muito comuns nos primórdios da indústria automobilística mundial foram os freios de transmissão (Differential Band Brake). Alguns desses freios além de serem utilizados como freio de serviço, tinham como utilização secundária o de reter o veículo, ou seja, atuarem como freio de estacionamento.

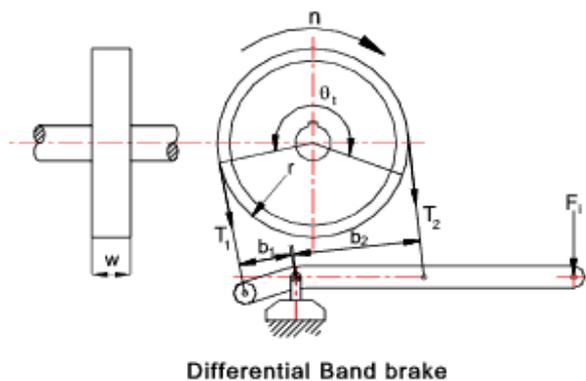


Figura 5 - Freio de diferencial.

Veja alguns exemplos de aplicação de freios rudimentares:



Figura 6 - Os primeiros freios de serviço e estacionamento (sapatas de madeira).

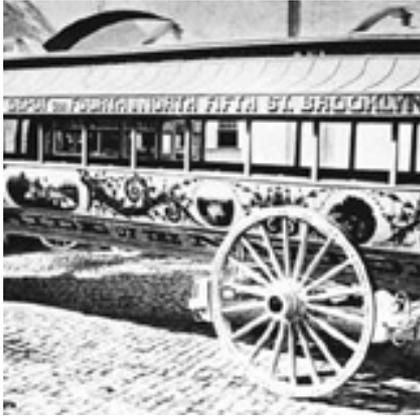


Figura 7 - O Stephenson 1875 » Maior ônibus da época - Freios acionados por parafuso de rosca sem-fim



Figura 8 - O Benz Velo 1885 » Primeiro veículo com freio de mão tipo Band Brake

Porém, com o passar dos anos os motores foram sendo gradativamente aperfeiçoados, o que trouxe como consequência o incremento de velocidade dos veículos. Os freios também foram evoluindo, seguindo, claro, a mesma evolução dos veículos onde eram montados.

O moderno conceito de Freio a Tambor (**Drum Brake**) foi oportunamente inventado em **1902** pelo francês **Louis Renault**, desenvolvido a partir de um sistema menos sofisticado que ele mesmo tinha montado em um veículo Mayback 1901.



Figura 9 - Louis Renault testando seu 1.o veículo » O Renault Voiturette 1898.

Nesses primeiros freios a tambor, que passaram então a serem sistemas fechados e mais limpos, mas que eram, porém, mais sujeitos a ação da temperatura, a ação das sapatas sobre o tambor era totalmente mecânica, também operada através de alavancas e hastes ou mesmo cabos (os antigos varões).

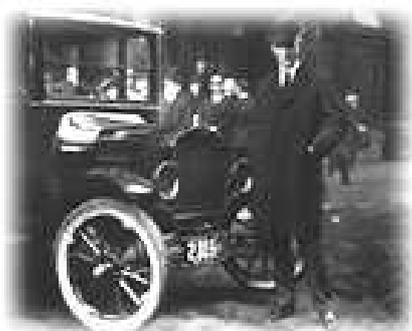


Figura 10 - Henry Ford e o seu modelo T, em 1908.

Como referência histórica e curiosidade, não podemos deixar de citar a importância do Ford modelo T no desenvolvimento da indústria automobilística, uma vez que ele foi o primeiro carro fabricado em série no mundo. O Modelo T possuía freios a tambor acionados por varão, somente no eixo traseiro, pois na época os engenheiros mecânicos acreditavam que freios nas rodas dianteiras fariam o carro capotar.

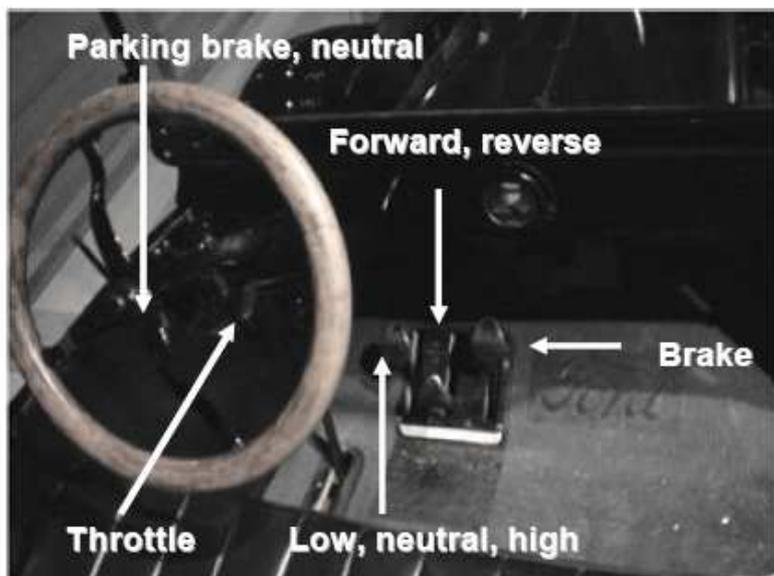


Figura 11 - Os pedais de controle do Ford T.

Em meados de 1930 os freios a tambor começaram a ser acionados por pressão de óleo através de pequenos cilindros hidráulicos ou mesmo pistões. As sapatas tinham que ser ajustadas com muita frequência em função do desgaste do material de fricção, porém os primeiros reguladores automáticos surgiram somente no ano de 1950.

Entretanto, o grande salto na tecnologia de freios foi dado no início de 1900, quando então em 1902 o inventor inglês **Frederick Lanchester** (também conhecido como “O Leonardo” da era da máquina) **inventou o Freio a Disco**. Segundo pesquisas efetuadas em sites especializados, os **freios a disco já eram utilizados na Inglaterra no início de 1890**, porém foi Frederick Lanchester que patenteou o projeto desse freio e o aplicou em seu primeiro veículo.



Figura 12 - O Lanchester modelo 1910 » Motor de 20 HP e **Freio a Disco traseiro**.

Mas de onde será que foi tirado o primeiro conceito de **Freio a Disco**, que ganhou fama graças a uma espetacular vitória da Jaguar sob seus concorrentes nas 24 horas de Le Mans de 1955, e passou a virar item de série nos carros de rua na década de 60?

Foi da Bicicleta!

Sim, após várias pesquisas conseguimos obter dados que confirmam e descrevem essa afirmação. Leonardo Da Vinci foi sem dúvida o grande precursor da invenção da bicicleta, conforme desenhos retirados de suas anotações, isso por volta de 1490.

Esse primeiro conceito nunca foi construído, porém serviu de inspiração para as bicicletas que surgiriam vários anos depois.

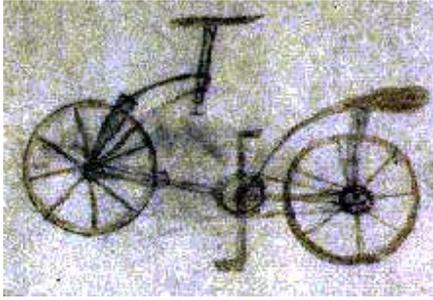


Figura 13 - O esboço da bicicleta por Leonardo Da Vinci em 1490.

Da Vinci introduziu igualmente outros conceitos importantes, mas que seriam adotados em veículos somente em 1885, como por exemplo, a tração por correntes.

Por volta de 1791 o Conde Mede de Sivrac construiu um modelo de bicicleta, que era acionada pelo movimento dos pés, e ela não possuía freio nem mudava de direção.

Porém, foi em 1817 que o alemão Karl Friedrich Drais Von Sauerbronn criou sua Laufmaschine (Máquina de Correr), e foi com esse projeto que ele introduziu o conceito de freio na roda traseira, que era acionado puxando-se uma corda de couro amarrada à plataforma de apoio dos braços (www.rodasdotempo.com.br).



Figura 14 - Karl Friedrich Drais Von Sauerbronn e sua Draisine.

Informações históricas (obtidas no site da National Bicycle History Archive of America) garantem que o **Freio a Disco foi originalmente idealizado para bicicletas em 1876** pelos Ingleses **Browett & Harrison**. O sistema, que foi patenteado e chamado de **Caliper Brake**, proporcionava uma frenagem efetiva em velocidades mais altas.

Esse sistema utilizava um mecanismo simples em balanço que operava as sapatas de freio montadas em cada lado do aro da roda.



Figura 15 - Exemplo de Caliper Brake por Browett & Harrison.

Dá para imaginar o que foi desenvolvido a partir do Caliper Brake de Browett & Harrison; **“O nosso conhecido Freio a Disco”**.

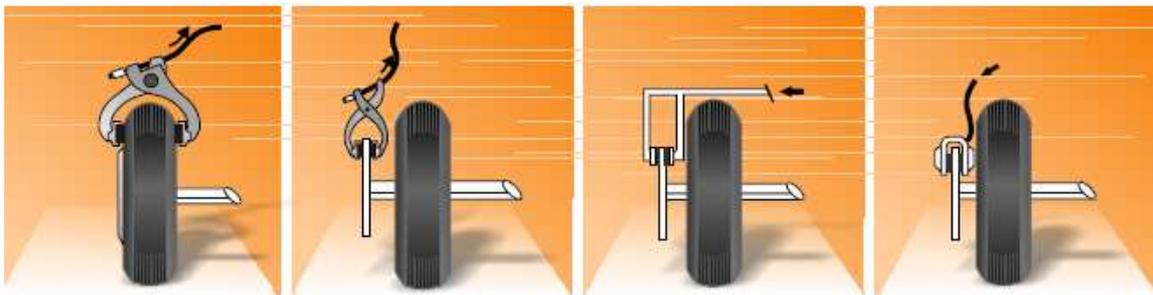


Figura 16 - Evolução do Freio a Disco segundo ilustração elaborada pela TRW® em sua apostila de freios

2.b » Fundamentos de funcionamento e Leis físicas

Nesse ponto do curso descreveremos de maneira bem sucinta os fundamentos de funcionamento dos freios.

Mas antes de iniciarmos, efetivei algumas consultas há várias definições e cheguei a uma conclusão bem simples;

“Freios são dispositivos que foram desenvolvidos para permitir o controle do movimento de rotação da roda de um veículo, de uma máquina ou equipamento, de modo a retardar ou mesmo interromper esse movimento e também impedir que o movimento seja reiniciado”.

E em termos de leis físicas, como é que os freios executam esse controle?

Os **Freios, ao atuarem**, efetuam esse controle através da **transformação da energia cinética do veículo**, ou seja, a energia do veículo devida ao movimento, em **energia térmica**, que é dissipada na forma de calor. (veja filme do teste de freio do A380-800 no YouTube)



Figura 17 - Ensaio de freio a disco em dinamômetro inercial.

Para termos uma noção do trabalho a ser efetivado pelo freio quando um veículo em movimento é freado, vamos primeiramente lembrar do princípio da Inércia, ou melhor;

$$\rightarrow \mathbf{F} = \mathbf{M} \times \mathbf{a}$$

onde, **M** = massa do veículo em Kgf

a = desaceleração imposta em m/s^2

Todo veículo em movimento possui uma inércia determinada pela 1.a lei de Newton. Se esse veículo sofre uma desaceleração brusca, ou seja, efetua-se uma frenagem de emergência, a inércia será proporcionalmente maior, segundo a massa do veículo, ou a desaceleração imposta ao mesmo.

Isso logicamente explica a influência do peso transportado pelo veículo sobre os freios.

Ao observarmos a fórmula da energia cinética, veremos também a real importância da velocidade na transformação de energia cinética em térmica, ou seja, ao duplicarmos a velocidade de um veículo ao ser freado, quadruplicaremos a energia cinética a ser dissipada em calor.

$$\rightarrow \mathbf{Ec} = \frac{1}{2} \mathbf{m} \times \mathbf{V}^2$$

onde, **m** = massa do veículo em (Kgf)

V = Velocidade do Veículo em (Km/h)

E como é que o Freio executa todas essas tarefas?

Os freios de um veículo, que atualmente são encontrados em duas configurações (detalhes serão vistos mais adiante), ou seja, freio a disco e freio a tambor, são mecanismos que propiciam essa transformação de energia cinética em energia térmica, **através do atrito induzido mecânica, hidráulica ou pneumaticamente aos pares de contato Pastilha x Disco, ou Lona x Tambor.**



Figura 18 - Freio a Disco.



Figura 19 - Freio a Tambor.

Esses freios são acoplados às rodas do veículo. Assim, a partir do atrito da pastilha de freio com o disco de freio, e da lona de freio com o tambor de freio, ocorre o retardamento ou mesmo a interrupção do movimento do disco e do tambor de freio.

Mas não para por aí. Essa é a primeira parte da ação de frenagem.

Após a diminuição ou interrupção do movimento do disco e do tambor, o atrito dos pneus com o solo diminuem ou interrompem a velocidade do veículo.

Entendido?

Por isso que no projeto de um freio é tão importante o conhecimento do **coeficiente de aderência pneu x solo, e do coeficiente de atrito pastilha x disco ou lona x tambor.**

2.c » Dados básicos necessários para iniciarmos um projeto de freio

Para que possamos desenvolver um bom projeto de freio precisamos conhecer uma série de dados construtivos do veículo, ao qual os freios serão empregados.

No caso de atualizações de freio em veículos de série a tarefa é mais simples, pois esses dados construtivos já são conhecidos. Porém, nos casos de veículos em desenvolvimento, essa aquisição pode ser um pouco mais complexa.

Hoje em dia os grandes fabricantes de freios possuem softwares especialmente desenvolvidos para efetivar com precisão os cálculos iniciais de freios e a seleção prévia do melhor sistema. Em todo caso, explicaremos rapidamente os dados básicos que se fazem necessários para iniciarmos a seleção de um sistema de freios.

Vamos analisar preliminarmente a instalação de freios para um veículo de passeio, um comercial leve ou SUVs, mesmo porque, guardada as devidas proporções, os veículos comerciais levam em consideração os mesmos dados para essa seleção prévia, com exceção dos tipos de freios aplicados, que são a tambor com atuação pneumática em 95% dos casos, e freios a disco em 2 ou 4 rodas, em montagens mais recentes.

Grande parte da instalação de freios em veículos de passeio utiliza o recurso de freios a disco no eixo dianteiro, e freios a tambor no eixo traseiro. Esse número no Brasil é cerca de 90% da produção anual.

Para que possamos iniciar o projeto de seleção, precisamos obter do fabricante do veículo os dados construtivos do mesmo, ou, como demonstrado abaixo;

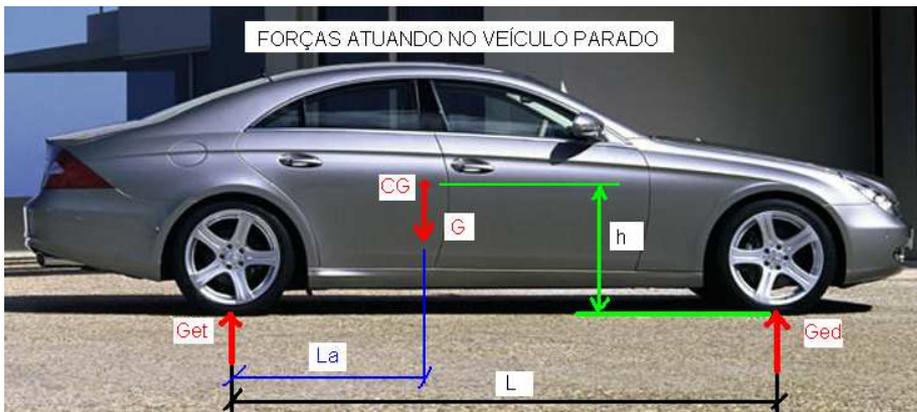


Figura 20 - Dados construtivos veiculares para cálculo de freio - Veículo parado.

A escolha do sistema de freios deve ser baseada nas características do veículo, na performance desejada para o sistema, estabilidade e uniformidade de operação.

Os dados primários necessários seriam;

- » Peso do veículo representado na figura por **G** e suas componentes **G_{ED}** e **G_{ET}**
- » Posicionamento do Centro de Gravidade **CG** nas posições X, Y e Z
- » Distância entre eixos (**L**): Importante dimensão no cálculo da transferência de carga (Transferência dinâmica de carga $\rightarrow G_{Din} = G \times a \times \frac{h}{L}$)

- » Altura do centro de gravidade **h** (uma das componentes do **CG**)
- » Raio de Rolamento (**RR**) dos pneus, utilizado para cálculo da Massa de Inércia.
- » Raio efetivo do freio a disco (**R_{ef}**), ou raio do tambor de freio (**R_t**).
- » Coeficiente de aderência Pneu x Solo (**f**)
- » Coeficiente de Atrito da Pastilha ou Lona de Freio (**μ**) ou Fator de Freio (**C***) de ambos.

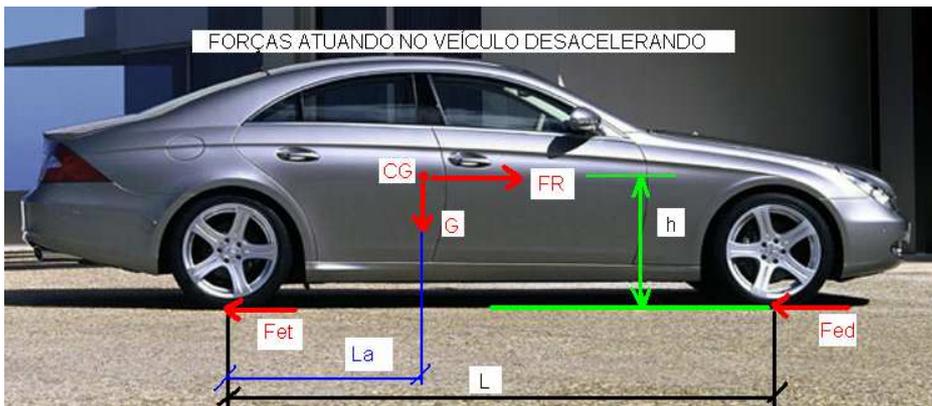


Figura 21 - Dados construtivos veiculares para cálculo de freio » Veículo em desaceleração.

Com os dados fornecidos podemos calcular o torque de frenagem, que é proporcional ao peso do veículo e ao raio de rolamento dos pneus. Porém não podemos deixar de observar que existem algumas limitações que são necessariamente impostas e que via de regra não dependem das características do veículo, tais como, a força de acionamento do freio que é limitada pelo esforço do pedal de freio e igualmente pela pressão hidráulica da tubulação.

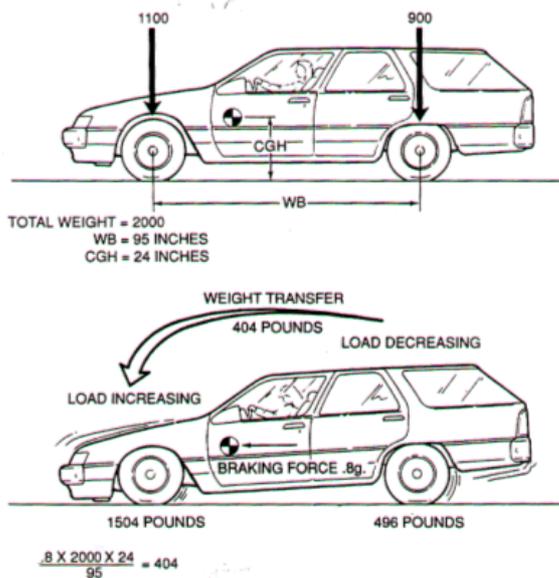


Figura 22 - Exemplo de transferência dinâmica de carga.

Esse estudo já permite iniciar a seleção do sistema de freios mais adequado ao projeto.

Um método rápido de começarmos avaliar a melhor configuração de freio é utilizar o recurso do cálculo preliminar do “fator de freio” C^* .

O fator de freio C^* pode ser definido como sendo a razão entre a força de arraste no raio efetivo (força de atrito ou força tangencial) por unidade da força de acionamento, ou força aplicada pelo cilindro de roda ou dispositivo mecânico.

$$\rightarrow C^* = \frac{F_{\text{tangencial}}}{F_{\text{ac}}} \quad \text{onde; } F_{\text{ac}} = P_{\text{Linha}} \times A_{\text{Cil. Roda}}$$

O cálculo do fator de freio depende da configuração geométrica do freio (se disco, se tambor, e qual tipo de tambor) e também do coeficiente de atrito μ entre pastilha x disco, ou lona x tambor.

Para uma seleção prévia do sistema de freio podemos utilizar o recurso do gráfico do Fator de Freio em função do coeficiente de atrito do material a ser utilizado, pastilha ou lona de freio.

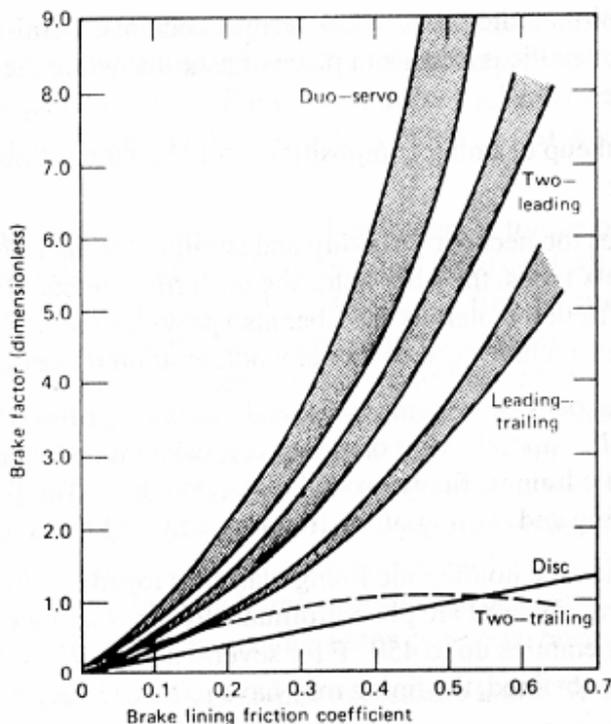


Figura 23 - Fator de freio em função do coeficiente de atrito do material.

Como veremos adiante, o coeficiente de atrito de pastilhas e lonas de freio atualmente utilizados em várias aplicações de freio variam na faixa de $\mu = 0,35$ à $\mu = 0,55$.

Se fixarmos no gráfico de fator de freio um torque de **1.000 N.m** poderemos então traçar um outro gráfico muito útil, que é o da força de acionamento em função do coeficiente de atrito do material. Assim teremos;

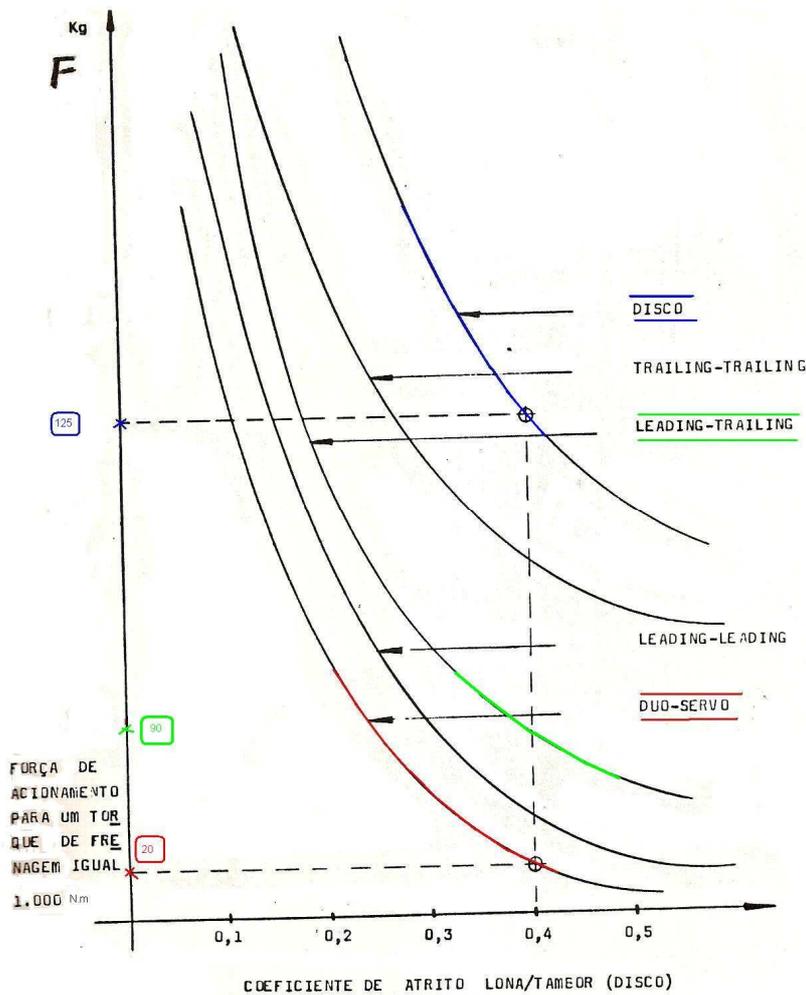


Figura 24 - Gráfico da força de acionamento em função do coeficiente de atrito.

Para um coeficiente de atrito de um determinado material de fricção de $\mu = 0,40$ como demonstrado na figura, a força de acionamento requerida para um **freio a disco seria de 125 Kgf** ($C^* = 0,80$). Já para o sistema de freios a **tambor Duo-servo**, a força de acionamento seria de **20 Kgf** ($C^* = 5,0$).

3. Tipos mais comuns de Freios de Roda

Antes de iniciarmos a exemplificação e caracterização individual de cada tipo de freio a disco ou tambor hoje em produção, vamos primeiramente abordar cada um desses freios de forma genérica.

3.a » Freios a Tambor

Os freios a tambor, como o conhecemos atualmente, foram os primeiros freios utilizados em veículos automotores, inventado por **Louis Renault** em 1902. Foram primeiramente montados nos eixos traseiros dos veículos, pois em virtude dos materiais de atrito que eram utilizados na época, da geometria de sapatas não muito favorável e dos tambores utilizados, propiciavam muitos problemas de desvio direcional. Vimos também que com a evolução do projeto de freios eles passaram a ser sistemas fechados, mais limpos, por outro lado mais sujeitos a ação da temperatura.

O sistema de freio a tambor é composto de várias partes que são montadas e fixadas diretamente ao prato de freio, também conhecido como “espelho” ou “backing plate”.

Ele é o elemento estrutural do freio a tambor e sua geometria é importante para a efetividade de ação de sapatas.

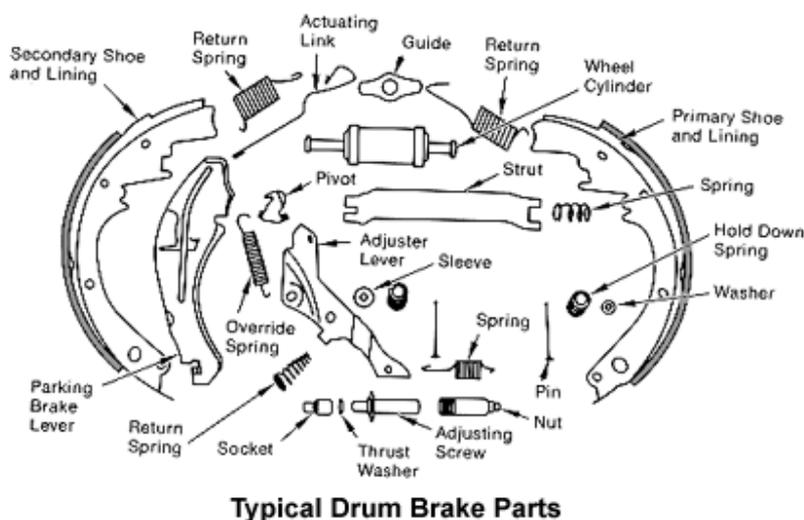


Figura 25 - Os subconjuntos do freio a tambor.



Figura 26 - Prato ou Espelho do freio



Figura 27 - Cilindro de roda



Figura 28 - Sapatas de freio



Figura 29 - Freio a tambor montado.

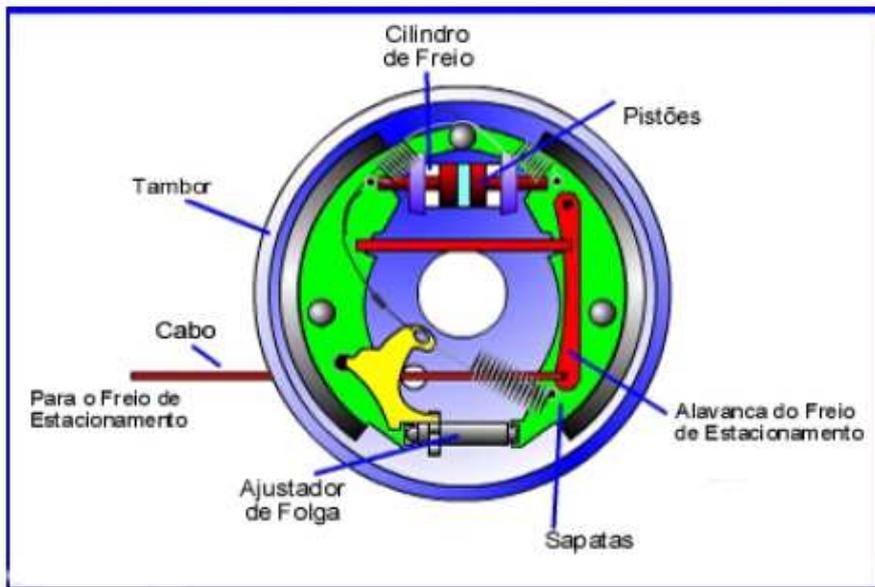


Figura 30 - Funcionamento do freio a tambor - Força de acionamento radial

Os freios a tambor, como todos sabem, tem múltiplas funções. Além de atuarem como freio de serviço, sua função secundária, mas não menos importante, é atuar como freio de

estacionamento e como função terciária como freio de emergência, isso em situações onde há a perda de atuação total ou parcial do freio dianteiro, mesmo porque a ação de estacionamento é mecânica, efetuada através de uma alavanca interna ao freio, que recebe a ação de cabos conectados com a alavanca de acionamento no interior do veículo. Sua construção é bastante simples e esses freios geralmente possuem um custo menor do que os freios a disco traseiros.



Figura 31 - Esquema de acionamento do freio de estacionamento

Recentemente desenvolvido e já aplicado em alguns veículos Top de linha, o freio de estacionamento elétrico, ou seja, o Electric Parking Brake® - EPB é um sistema que consiste em oferecer o freio de estacionamento elétrico que traz como benefícios; a liberação de espaço no interior do veículo na região do console; uma pequena força de aplicação (acionamento por um botão); atuação automática quando se remove a chave de ignição e desconexão automática do freio quando se dá a arrancada. O ABS também é ativado se o sistema for aplicado com o veículo em movimento.

Temos que observar igualmente que o material de fricção desenvolvido para o freio a tambor deverá ter um bom nível de atrito estático para com isso corresponder satisfatoriamente quando solicitado para a função de reter o veículo quando estacionado em qualquer situação de piso.

Existem vários tipos de freios a tambor, desenvolvidos mediante a atuação das sapatas e atuadores.

Vamos ilustrar todos, porém analisar somente em detalhes os mais utilizados atualmente pela indústria automobilística.

Freios Simplex (atuação hidráulica)



Freios Duplex (atuação hidráulica)



Freios Duo-Duplex (atuação hidráulica e pneumática)



Freios Uni-Servo (atuação hidráulica)



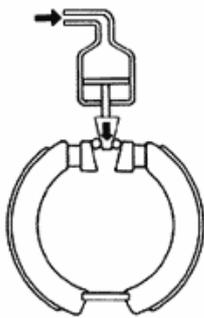
Freios Duo-Servo (atuação hidráulica)



Freios Simplex Tipo S-Cam (atuação pneumática)

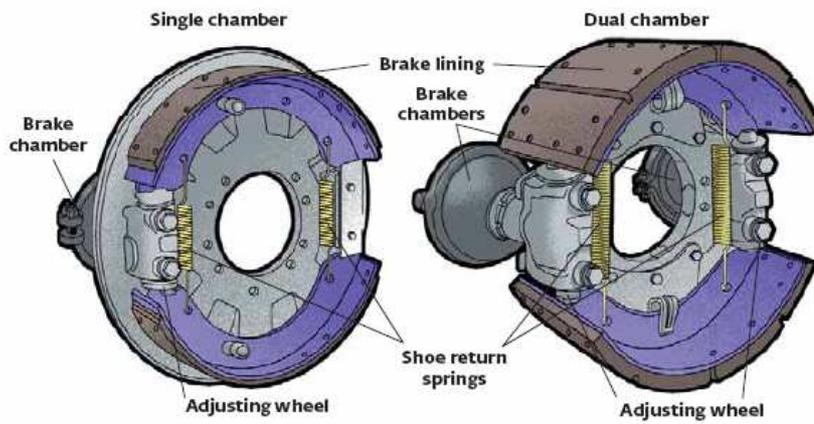


Freio Simplex e Duo Duplex Tipo Wedge (atuação hidráulica e pneumática)



Wedge
A wedge is pushed, making it press the brake shoes out against the drum.

Wedge Brakes



Freio Simplex Tipo Z-Cam (atuação pneumática)



Após esse resumo, nossa idéia será, como comentado anteriormente, analisar em detalhes somente os principais tipos de **Freios a Tambor** utilizados pela indústria automobilística;

» Freio a Tambor Simplex com atuação hidráulica

O freio a tambor do tipo simplex é um dos freios mais utilizados no mercado, equipando preferencialmente o eixo traseiro dos veículos de passeio, que hoje representam cerca de 90% do mercado. Ele é encontrado em vários diâmetros, situados entre 160 à 500 mm e torques de frenagem compreendidos entre 300 e 25.000 N.m.

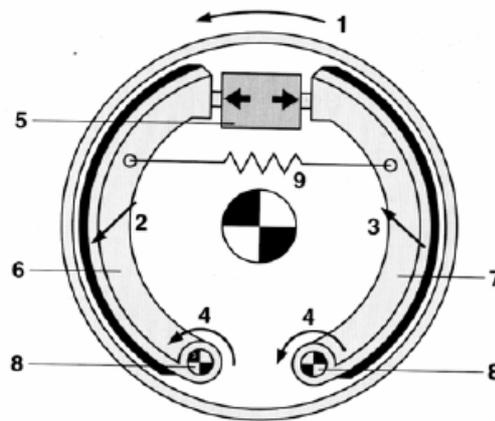


Figura 32 - Freio Simplex hidráulico

Os freios a **Tambor do tipo Simplex** podem se atuados hidráulica ou pneumaticamente e possuem duas sapatas ancoradas no prato que atuam diferentemente em função do sentido de giro do tambor. Através da força de frenagem gerada, a sapata primária (1.a sapata após o cilindro atuador no sentido de giro do tambor) é conhecida como Leading Shoe

(comprimida), ou auto-energizada (servo). A segunda sapata é a secundária, também conhecida como Trailing Shoe (tracionada), ou não-energizada (não-servo).

Pela própria concepção de construção, o freio simplex é o que entrega o menor torque de frenagem por força aplicada. Sua melhor ação de frenagem se dá quando o veículo se movimenta à frente e não à ré e a sapata primária sendo a mais solicitada, certamente será a que maior desgaste proporcionará à lona de freio.



1. direction of motion 2.self-energition of the brake force 3.self-reduction of the brake force 4.torque
5. wheel cylinder 6. leading shoe 7. trailing shoe 8. pivoting point 9. return spring.

Figura 33 - Componentes do Freio Simplex

Segue agora a análise da distribuição de forças sobre as sapatas do freio simplex.

Nomenclatura das dimensões:

F = Força de acionamento do cilindro de freio (N)

N_1 = Força normal na sapata primária (N)

R_1 = Força de frenagem (tangencial) na sapata primária (N)

r = Raio do tambor (m)

a = Distância do centro do tambor e a ancoragem (m)

b = Distância do centro do tambor e o ponto de aplicação do cilindro de roda (m)

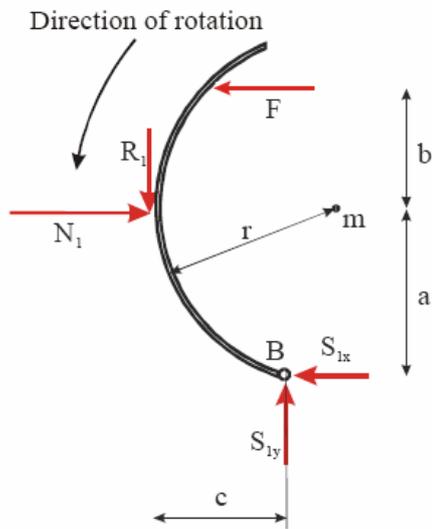
c = Distância do centro do tambor e a ação da força de tangencial R_1 (m)

μ = coeficiente de atrito

α = Ângulo de inclinação (graus) (auto-energização*)

(*) → Esse ângulo define o ponto inicial de frenagem

Esquema de distribuição de forças na Sapata Primária:



Simplex drum brake primary shoe force analysis

Analisando-se a somatória dos momentos em torno do **ponto B**, teremos:

$$F_x (a + b) + R_{1x} c - N_{1x} a = 0$$

Mas, $N_1 = \frac{R_1}{\mu}$

$$\text{então, } F_x (a+b) = \frac{R_1 \times a}{\mu} - R_1 \times c \rightarrow F_x (a+b) = \frac{R_1}{\mu} \times (a - c \times \mu)$$

Assim, o **Fator de Freio da sapata primária** é: $C^*_1 = \frac{R_1}{F} = \frac{\mu \times (a+b)}{a - c \times \mu}$

O **ângulo de inclinação α** (graus) da sapata pode ser definido como:

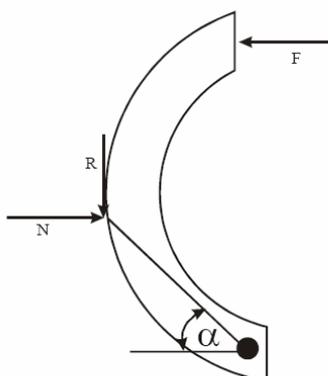
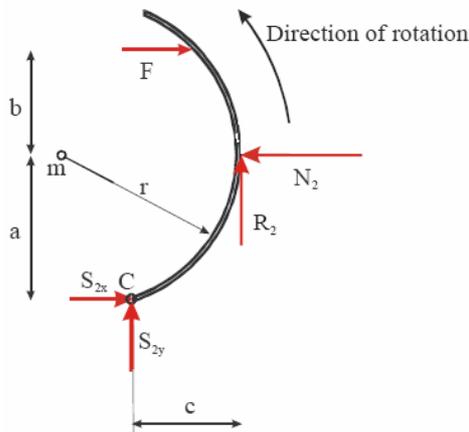


Fig 3.1 Drum brake primary shoe force analysis

$$\boxed{\text{tag } \alpha = a \div c}$$

Analisando-se a somatória dos momentos em torno do **ponto C**, teremos:



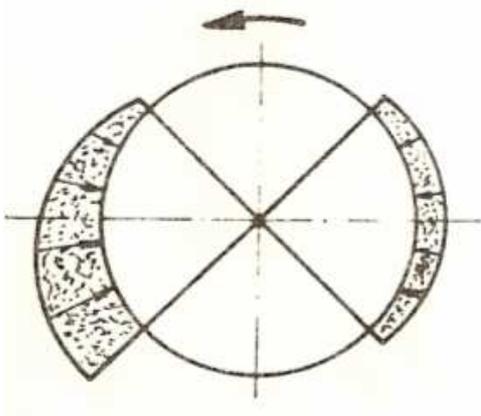
Simplex drum brake secondary shoe force analysis

O Fator de Freio da sapata secundária será: $C^*_2 = \frac{R_2}{F} = \frac{\mu_x (a+b)}{a + c \times \mu}$

Assim, o **Fator de Freio do freio simplex** é resultado da somatória de C^*_1 e C^*_2 :

$$\rightarrow C^* = \frac{\mu_x (a+b)}{a - c \times \mu} + \frac{\mu_x (a+b)}{a + c \times \mu}$$

Pela atuação das sapatas no **freio a tambor Simplex**, a **distribuição das forças** terá a conformação conforme demonstrado abaixo. Essa distribuição de forças permite que as lonas das sapatas primária e secundária possuam o mesmo comprimento de arco.



Simplex Drum Brake - Force distribution

Figura 34 - Simplex Drum Brake » Force distribution

» Freio a Tambor Simplex Tipo S-Cam com atuação pneumática

Freio simplex do Tipo S-Cam full air é um dos freios mecânicos mais potentes do mercado, utilizados em grande escala no segmento de caminhões, ônibus e implementos rodoviários. Pelas suas características construtivas são capazes de entregar torques de frenagem superiores a 40.000 Nm. Sua manutenção é rápida e de baixo custo.

Os primeiros freios pneumáticos foram inicialmente desenvolvidos para trens por volta de 1868 por **George Westinghouse** e após algumas alterações e melhorias, em 1872 Westinghouse patenteou o primeiro freio pneumático Tipo S-Cam e expandiu sua aplicação inicial para a totalidade dos veículos comerciais existentes.



Figura 35 - Pneumatic S-Cam Brake

Os freios S-Cam são encontrados em diversos diâmetros e larguras de sapatas. As sapatas podem ser construídas por alma simples ou dupla, fundidas ou soldadas e ainda receberem lonas tipo segmento (01 lona por sapata) ou então blocos de freio (02 blocos por sapata).

Existem logicamente exceções a essa regra como o freio a tambor atual Scania tipo S-Cam constituído de “sapatas curtas”, que levam apenas 01 bloco por sapata.

Principais dimensões e larguras de freios S-Cam:

Diâmetros → 325mm / 381 mm / 394 mm / 410 mm / 413 mm / 419 mm

Larguras → 100 mm / 120 mm / 140 mm / 160 mm / 180 mm / 203 mm / 220 e 254mm

Como o freio S-Cam é considerado do tipo simplex, a distribuição de forças sobre as sapatas segue o mesmo conceito do simplex hidráulico, visto no tópico anterior. A principal diferença entre eles é o atuador do freio S-Cam, **uma involuta em forma de S** que trabalha sobre os roletes montados nas sapatas.

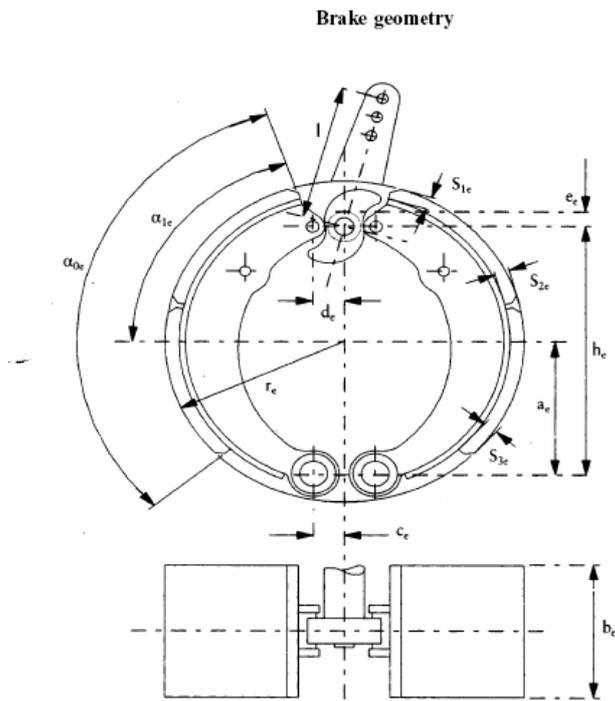
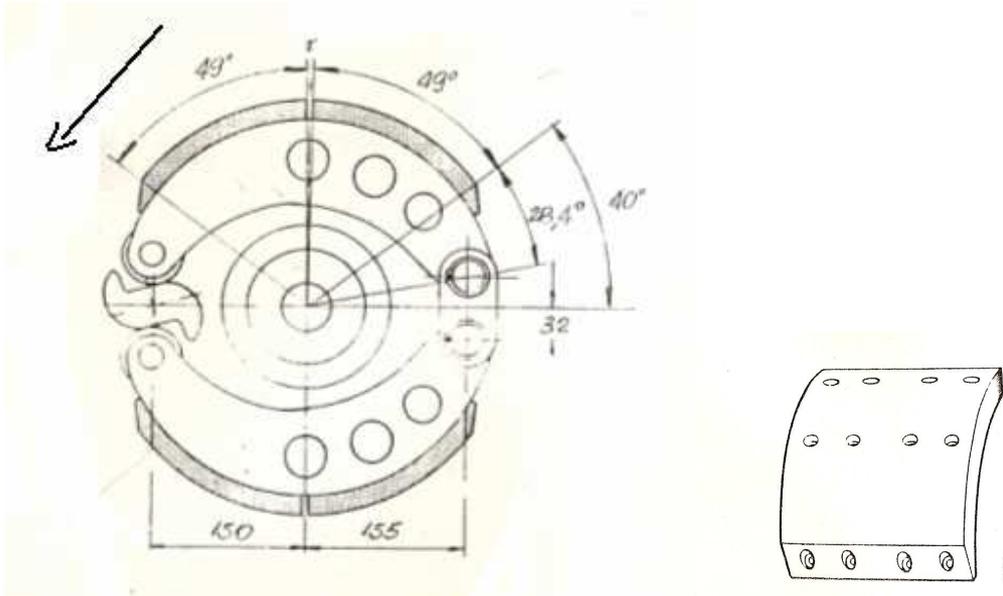


Figura 36 - Esquema dimensional do freio S-Cam full Air.

Claro que para efetivarmos a seleção de um freio S-Cam de um determinado projeto de instalação devemos considerar todas as variáveis envolvidas, como as características físicas do veículo que receberá o freio, o peso bruto total, o carregamento por eixo, balanceamento de frenagem, etc. O **suporte do freio S-Cam** é o seu elemento estrutural, uma vez que todas as ações de forças nas sapatas são ancoradas pelo suporte.



Para calcularmos o torque de frenagem de freios S-Cam, poderemos seguir o exemplo de cálculo baseado em um determinado freio conhecido no mercado:



Dimensões básicas necessárias:

a = 150 mm

b = 155 mm

c = 32 mm (Distância entre centros das ancoragens)

D = 413 mm (Diâmetro do freio)

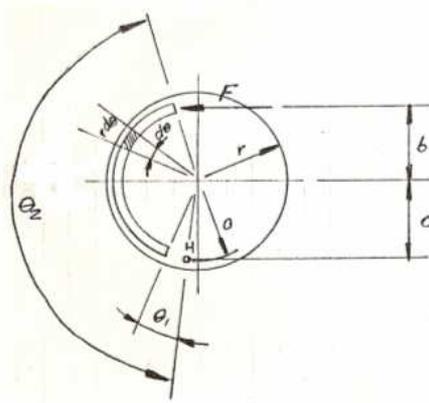
r = 206,50 mm (Raio do freio)

$\theta_1 = 28,4^\circ$ (Para o freio do exemplo)

$\theta_2 = 126,4^\circ$ (idem)

e = 19 mm (Espessura da lona de freio)

Pela figura abaixo e vamos determinar a pressão máxima na sapata de freio;



Considerando-se o equilíbrio de momentos no ponto de ancoragem H;

$$P_{\text{máx}} = \frac{(b + c) \times F}{r \times e^2 \times (\theta_1 \pm \theta_2)}$$

onde;

$$\theta_1 = (\theta_2 - \theta_1 + \text{sen } \theta_1 \times \cos \theta_1 - \text{sen } \theta_2 \times \cos \theta_2) \times a \div 2r$$

$$\theta_2 = \cos \theta_2 - \cos \theta_1 + (\text{sen}^2 \theta_2 - \text{sen}^2 \theta_1) \times a \div 2r$$

Lembrando que **Pressão** » $P = \frac{F_{ac}}{A}$ e,

Torque » $T = F_{ac} \times r_t$ (raio efetivo)

F = Força de acionamento

r = Raio do tambor

Portanto;

$$\rightarrow T = \frac{\mu \times (\cos \theta_1 - \cos \theta_2) \times (b + c) \times F}{\theta_1 \pm \mu \times \theta_2}$$

Nota: O sinal (+) é para a **sapata leading**

O sinal (-) é para a **sapata trailing**

Do freio S-Cam do exemplo temos as dimensões primordiais dadas por;

- Ø Tambor = 413 mm

- Raio do tambor (r) = 206,50 mm

- $\theta_1 = 28,4^\circ \rightarrow \theta_1 = 0,4957$ rad

- $\theta_2 = 126,4^\circ \rightarrow \theta_2 = 2,2061$ rad

- a = 155 mm
- b = 150 mm
- $\mu = 0,394$ (Atrito médio da lona de freio)

Substituindo nas expressões dadas acima, podemos concluir;

$$\theta_1 = (2,2061 - 0,4957 + \text{sen } 0,4957 \times \cos 0,4957 - \text{sen}^2 0,4957) \times 0,155 \div 0,413$$

» $\theta_1 = 0,9872$

$$\theta_2 = \cos 2,2061 - \cos 0,4957 + (\text{sen}^2 2,2061 - \text{sen}^2 0,4957) \times 0,155 \div 0,413$$

» $\theta_2 = - 1,3149$

se substituirmos em $T = \frac{\mu \times (\cos \theta_1 - \cos \theta_2) \times (b + c) \times F}{\theta_1 \pm \mu \times \theta_2}$, poderemos encontrar;

Para a sapata primária (Leading shoe) → $T_L = 0,2050 \times F$

Para a sapata secundária (Trailing shoe) → $T_T = 0,1175 \times F$

Como o **Torque disponível no freio** é a soma do torque da sapata primária, mais o torque da sapata secundária, então;

$$T = T_L + T_T \rightarrow \boxed{T = 0,3225 \times F}$$

Vejamos agora a análise da figura da involuta S:

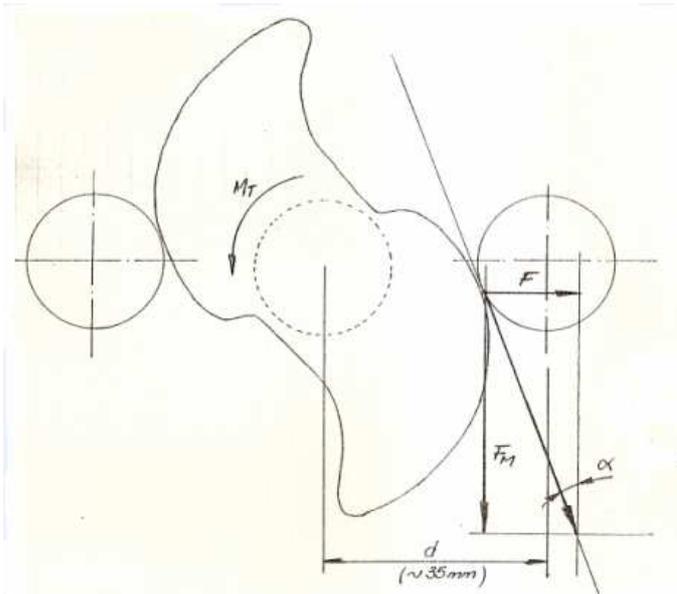


Figura 37 - Distribuição de forças F na involuta "S"

Da figura podemos concluir:

$$\operatorname{tg} \alpha = F \div F_M$$

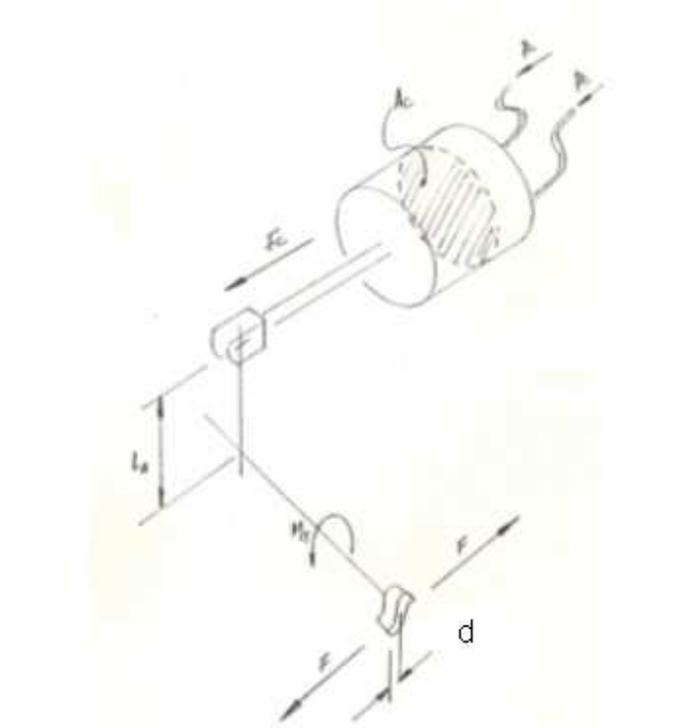
→ O momento M_T agindo sobre o eixo S pode ser dado por $M_T = F_M \times d$, onde;

d = Distância entre o centro do eixo S e o centro do rolete da sapata
(para esse freio $d = 35\text{mm}$)

$$\text{Assim, } M_T = \frac{F \times d}{\operatorname{tg} \alpha}$$

O ponto médio da involuta está a 45° → $M_T = F \times d$

Analisando-se a ação da força de acionamento do cilindro de freio sobre o eixo S, agindo na alavanca de freio (slack adjuster) através da haste do cilindro teremos;



onde; $d \approx 35 \text{ mm}$

A força de acionamento F_{ac} será dada então pela fórmula $\rightarrow F_{ac} = \frac{PL \times AC \times La}{d}$

sendo,

PL = Pressão de linha (Kgf/cm^2)

Ac = Área do cilindro de freio (in^2)

La = Comprimento da alavanca de acionamento - Slack adjuster (mm)

Figura 38 - Tabela de cilindros de freios mais utilizados em freios S-Cam

Cilindros Eixo Dianteiro (in^2)	Cilindro Eixo Traseiro (in^2)	Cilindro 3.o Eixo (in^2)
12	16	24
14	20	30
16	24	36
20	30	
24	36	

As alavancas de freio mais utilizadas no mercado são:

130,00 mm / 139,70 mm / 145,00 mm / 152,40 mm / 165,10 mm

Assim, no exemplo dado poderemos calcular os torques disponíveis nos freios em função dos cilindros de freios e alavancas conhecidas → **T = 0,3225 x F**

*** Consideramos uma aplicação de pressão de linha de 4 bar:**

Cilindros (in²)	Alavanca 130mm	Alavanca 145mm	Alavanca 165mm
16	F = 1.533,64 Kgf	F = 1.710,60 Kgf	F = 1.946,54 Kgf
20	F = 1.917,05 Kgf	F = 2.138,24 Kgf	F = 2.433,17 Kgf
30	F = 2.875,57 Kgf	F = 3.207,37 Kgf	F = 3.649,76 Kgf
36	F = 3.450,68 Kgf	F = 3.848,84 Kgf	F = 4.379,71 Kgf

Uma forma rápida e prática de pré-selecionarmos um freio S-cam para um determinado projeto seria considerarmos o cálculo do **Fator AxL**, ou seja, o produto da Área do Cilindro de Freio (brake chamber) pelo Comprimento da Alavanca (slack adjuster).

Esse cálculo pode ser obtido através da expressão:

$$\mathbf{A \times L = \frac{Rc \times \mu \times W \times Rr}{2 \times f \times r \times P}}$$

sendo as dimensões;

A = Área do cilindro de freio (in²)

L = Comprimento da alavanca de freio (in)

Rc = Raio do came (involuta) » Variável dependente do fabricante de freio

Rr = Raio de rolamento do pneu (in)

W = Peso do veículo por roda (lb)

P = Pressão de ar na linha - cilindro de freio (lb / in²)

f = Coeficiente de aderência Pneu x Solo

r = Raio do tambor de freio (in)

μ = Coeficiente de atrito Lona x Tambor

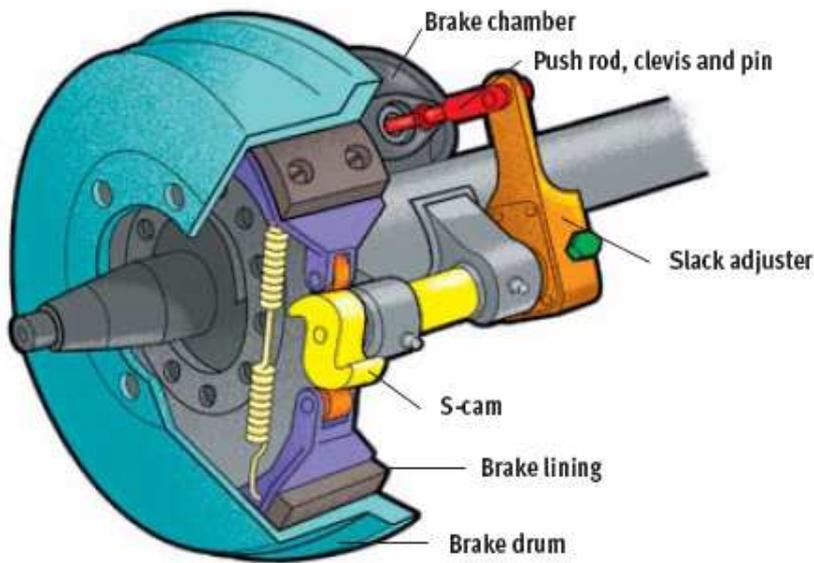


Figura 39 - Freio S-Cam montado com o cilindro de freio e alavanca de acionamento

» Potência desenvolvida pelos freios

Quando o motor de um veículo está desengrenado podemos admitir que a energia do movimento do veículo de peso M é dissipada pelos freios durante uma frenagem.

Então;

se M representa o peso do veículo em Kgf,

V_i a velocidade do veículo em movimento antes da frenagem em m/s

V_f a velocidade do veículo no final da frenagem em m/s,

A energia a ser absorvida pelos freios em uma frenagem é dada por;

$$E_c = \frac{1}{2} \times M \times (V_i - V_f)^2 \text{ (joules)}$$

Recordemos que para se obter a velocidade em **m/s** temos que dividir o valor correspondente em **Km/h** por **3,6**.

Assim; $100 \text{ Km/h} \div 3,6 = 27,78 \text{ m/s}$

A energia E de uma freada de V_i para V_f , é dissipada em um tempo t dado por » $t = \frac{V_i - V_f}{a}$

onde, a =desaceleração do veículo em m/s^2 .

Porém a **eficiência de frenagem** é uma razão entre a desaceleração obtida no veículo **a**, e a aceleração da gravidade **g**, ou melhor;

$$e = \frac{a}{g} \rightarrow \underline{a = e \times g}$$

A **potência P** desenvolvida pelos freios é igual a razão do valor da energia **E** pelo tempo de dissipação **t**, ou;

$$P = \frac{E}{t}$$

Com base nessas equações podemos definir;

$$P = \frac{E}{t} = \frac{1}{2} \frac{M \times (V_i - V_f)^2 \times a}{(V_i - V_f)}$$

considerando-se para efeitos de cálculo **g = 10 m/s²**, podemos concluir;

$$\rightarrow \underline{P = 5 \times M \times (V_i - V_f) \times e}$$

Vamos a um exemplo rápido:

Sendo o nosso veículo exemplo um caminhão 4x2 com GVW de 17.000 Kg, em frenagem de Vi = 80 Km/h → Vf = 0 Km/h, teremos;

$$\gg V_i = 80 \div 3,6 = 22,22 \text{ m/s}$$

$$\gg V_f = 0 \text{ (parada total)}$$

$$\gg \text{A uma taxa de desaceleração de 40 \% (4 m/s}^2\text{)} \rightarrow e = 4 \div 10 \gg e = 0,4$$

A potência a ser dissipada pelos freios será:

$$P = 5 \times 17.000 \times (22,22 - 0) \times 0,40 \rightarrow \underline{P = 755.480 \text{ Watt ou } 755,48 \text{ Kw}}$$

$$\text{ou ainda; } P = \frac{755480}{736} \rightarrow \underline{P = 1.026,47 \text{ CV}}$$

Hoje um caminhão médio da classe 17 Ton sai de fábrica com a potência mínima do motor de 250 CV.

Isso significa que a potência desenvolvida pelos freios para desacelerar esse caminhão no GVW com 40%g, em uma parada total de 80 Km/h a zero, consome aproximadamente 4 vezes a potência do veículo.

A potência desenvolvida pelos freios para cada eixo deverá levar em conta o balanceamento de frenagem pré-definido para o caminhão.

Caminhões do segmento de médios com GVW de 17 Ton possuem balanceamento de frenagem **45 x 55**. Assim, se quisermos conhecer a potência desenvolvida por cada freio é só fazer as contas;

Eixo Dianteiro: $(0,45 \times 1.026,47) \div 2 \rightarrow$ **$P_{\text{Freio ED}} = 230,96 \text{ CV por freio}$**

Eixo Traseiro: $(0,55 \times 1.026,47) \div 2 \rightarrow$ **$P_{\text{Freio ET}} = 282,28 \text{ CV por freio}$**

Dá para perceber, com os valores de potências desenvolvidas apresentados, que o freio só pode ser exigido desta forma em intervalos de tempo muito pequenos, uma vez que a geração de calor oriunda da transformação de energia cinética proporciona o desenvolvimento de altas temperaturas, o que fatalmente ocasionará perda de eficiência de frenagem e desgaste elevado das lonas de freios.

Os materiais de fricção não são bons condutores de calor e este aquecimento afeta o material como um todo, mas principalmente a superfície de trabalho da lona de freio. Praticamente, depois de um freada, 95% do calor produzido é acumulado no tambor de freio, sendo dissipado através da sua massa. Tambores gastos, ou com pouca espessura de trabalho desenvolvem maiores temperaturas.

» Freios a Tambor Duo-Servo com atuação hidráulica

O freio a tambor do tipo duo-servo atuado hidráulicamente, a exemplo do simplex, é um dos freios mais utilizados no mercado, equipando preferencialmente o eixo traseiro de comerciais leves como Pick Ups médias e pesadas, além de SUVs. Eles são encontrados em vários diâmetros, situados entre 160 à 500 mm, e entregam torques de frenagem superiores a 25.000 N.m.



Figura 40 - Freio Duo-Servo atuado hidraulicamente

Os freios a **Tambor do tipo Duo-Servo** possuem ação de frenagem muito mais efetiva do que o tipo simplex, e a razão primordial dessa ação poderosa reside na característica das suas duas sapatas serem auto-energizadas, acrescido ainda do fato dessa auto energização ser transferida de uma sapata para a outra através do parafuso ajustador flutuante (floating link) nos dois sentidos de giro do tambor, uma vez que as sapatas não possuem ancoragem fixa, apenas um pino de ancoragem junto ao cilindro de freio, que permite alguma liberdade de giro . Por causa dessa construção o freio duo-servo pode ser considerado um sistema Leading x Leading.

A força de atrito que é gerada pela sapata primária e é transferida para a sapata secundária ocasiona na mesma a ação de energização transmitida longitudinalmente, e que somada a própria auto-energização de atrito da sapata, disponibiliza na sapata secundária um maior torque de freio em função da maior pressão de contato com o tambor.

Entretanto toda essa ação auto-energizante das sapatas e a própria energização transferida faz com que o freio duo-servo seja extremamente sensível a pequenas variações do nível de atrito do material de fricção utilizado nas lonas de freio, principalmente em altas temperaturas. Isso faz com que os freios duo-servo propiciem, na grande maioria das vezes, problemas direcionais durante a frenagem. Outro fator a se observar é que ao contrário do freio simplex, a sapata secundária é a que vai apresentar o maior desgaste da lona de freio.

Para se compensar esse efeito, as sapatas primárias e secundárias possuem lonas de freio com diferentes comprimentos de arco e diferentes posicionamentos de montagem.

Esse fato se explica pela distribuição de forças sobre as sapatas, como veremos adiante.

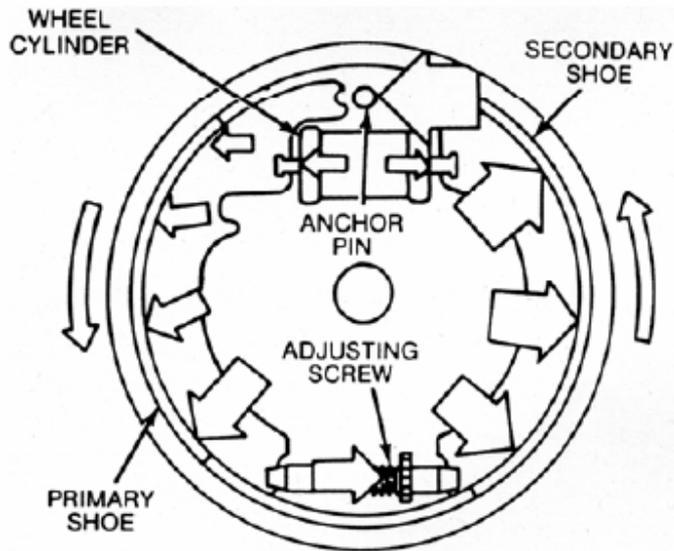
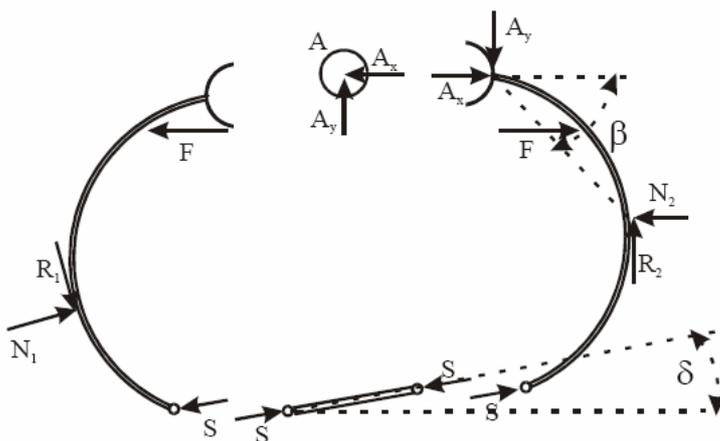


Figura 41 - Componentes do Freio Duo-Servo

Vamos analisar brevemente a distribuição de forças sobre as sapatas do freio Duo-Servo:

Esquema de forças geradas nas sapatas do freio duo-servo interligadas pelo floating link:



Para a sapata primária teremos:

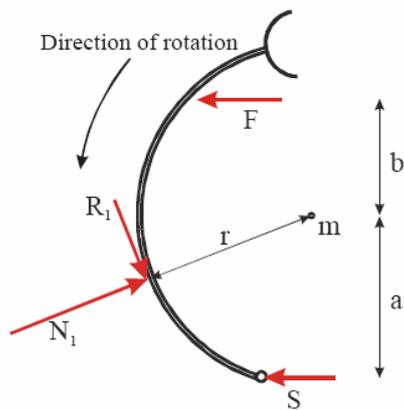
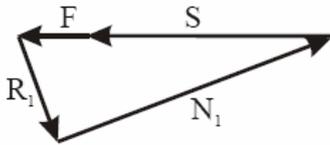


Figura 42 - Distribuição de forças na sapata primária do Duo-Servo

Da figura 40 obtemos o polígono de forças da sapata primária, ou seja;



Assim, $S = \sqrt{R_1^2 + N_1^2} - F$

O momento em torno do ponto **m** nos dá: $F \times b + R_1 \times r = S \times a$ (1)

e como, $N_1 = \frac{R_1}{\mu}$

temos que; $S = \frac{R_1}{\mu} \times \sqrt{1 + \mu^2} - F$

Substituindo em (1): $F \times (a + b) = \frac{R_1 \times [a \times \sqrt{1 + \mu^2} - \mu \times r]}{\mu}$

Teremos que o fator de freio da sapata primária será dado por:

$$C^*_1 = \frac{R_1}{\mu} = \frac{\mu \times (a + b)}{a \times \sqrt{1 + \mu^2} - (\mu \times r)}$$

Para a sapata secundária efetuaremos a mesma análise:

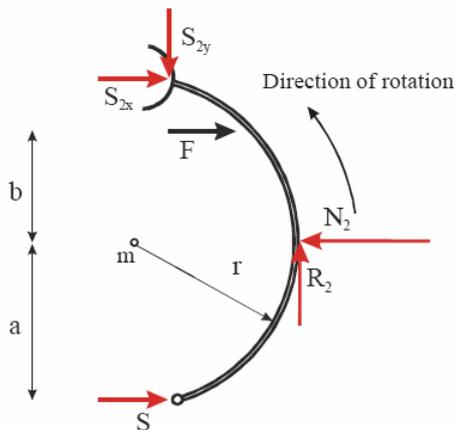


Figura 43 - Distribuição de forças na sapata secundária do Duo-Servo

Analisando os **momentos em torno de m** podemos escrever;

$$S \times a + R_2 \times r - F \times b = S_{2x} \times r,$$

A força de reação no pino de ancoragem S_{2x} pode ser calculada por;

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow N_2 - F - S - S_{2x} = 0, \text{ então; } S_{2x} = N_2 - S - F$$

Substituindo na equação do equilíbrio de momentos;

$$S \times a + R_2 \times r - F \times b = (N_2 - S - F) \times r,$$

$$\text{e como, } N_2 = \frac{R_2}{\mu} \text{ temos que; } S \times (a + r) - F \times (b - r) = R_2 \times r \times \frac{(1 - \mu)}{\mu}$$

$$\text{Se usarmos; } S = R_1 \times \frac{\sqrt{1 + \mu^2}}{\mu} - F$$

e dividindo toda a expressão por $r \times \frac{(1 - \mu)}{\mu}$ teremos;

$$R_1 \times \frac{a + r \times \frac{\sqrt{1 + \mu^2}}{1 - \mu} - F \times (a + b)}{r} \times \frac{\mu}{1 - \mu} = R_2$$

Dividindo-se agora a expressão por F e considerando-se $C^*_1 = \frac{R_1}{F}$ e $C^*_2 = \frac{R_2}{F}$

$$\text{Chegamos a; } C^*_2 = C^*_1 \times \left\{ \frac{a + r \times \frac{\sqrt{1 + \mu^2}}{(1 - \mu)}}{r} \right\} - \left\{ \frac{(a + b) \times \frac{\mu}{(1 - \mu)}}{r} \right\}$$

Chamando;

$$K_1 = \left\{ \frac{a+r}{r} \times \frac{\sqrt{1+\mu^2}}{(1-\mu)} \right\} \text{ e } K_2 = \frac{(a+b)}{r} \times \frac{\mu}{(1-\mu)}$$

Teremos finalmente o Fator de Freio da sapata secundária dado por;

$$C^*_2 = K_1 \times C^*_1 + K_2$$

O Fator de Freio do Duo-Servo será: $\rightarrow C^* = C^*_1 + C^*_2$

$$\rightarrow C^* = C^*_1 \times (1 + K_1) + K_2$$

Nomenclatura:

S = Força lateral (N)

S₁ = Força lateral transmitida no floating link pela sapata primária

S₂ = Força lateral transmitida no floating link pela sapata secundária

R₁ = Força de frenagem na sapata primária

R₂ = Força de frenagem na sapata secundária

α = Ângulo de auto amplificação

δ = Ângulo de inclinação do floating link na direção x

Com base na atuação do freio Duo-Servo, a distribuição das forças de frenagem (auto-energização) pode ser vista no gráfico a seguir.

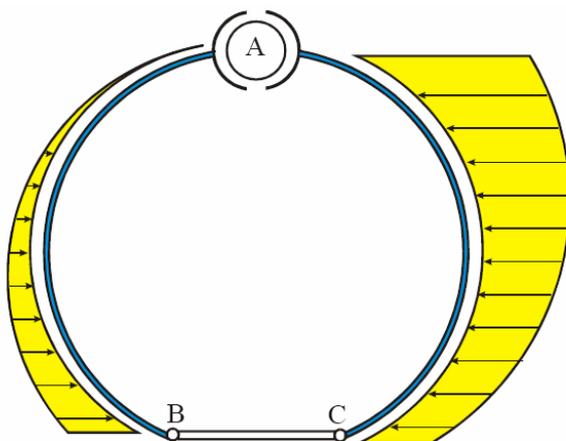


Fig 4.11 Duo servo drum brake force distribution

Figura 44 - Distribuição de forças nas sapatas do freio Duo-Servo

Como acabamos de ver, os freios a tambor tipo **Duo-Servo**, por possuírem sapatas auto-energizadas, contam com um **Fator de Freio C^*** maior que o atrito das lonas de freio por ele utilizadas ($C^* > \mu$).

3.b » Freios a Disco

Após nosso apanhado histórico, podemos conhecer o primeiro Caliper Brake inventado por Browett & Harrison para bicicletas em 1876, e que foi mais tarde e “reinventado” pelo inglês **Frederick Lanchester** em 1902, equipando em 1910 o Lanchester 20 HP, o primeiro automóvel com freio a disco traseiro.

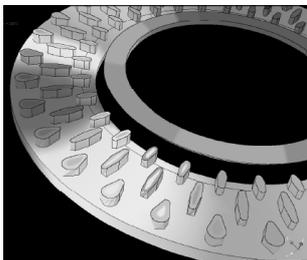
Os freios a disco entraram em produção seriada de automóveis na Europa a partir 1955, e nos estados Unidos a partir de 1960.

“Segundo Maurice Hardy”, pesquisador americano, um fato bastante curioso ocorrido nos Estados Unidos no início dos anos 60, é que os primeiros carros equipados com freios a disco vinham com um aviso colocado na parte traseira do veículo que dizia;

“Warning - Disc Brakes”.

Essa sinalização informava que aquele veículo era equipado com um novo sistema de freios que poderia parar muito mais rapidamente do que os veículos que não o possuíam.

Muitos automóveis atualmente equipados com freios a disco podem possuir rotores ventilados ou não. Os rotores (discos) ventilados permitem que o ar passe através das aletas construídas especialmente para essa finalidade, propiciando uma refrigeração do sistema mais rápida.



← Aletas

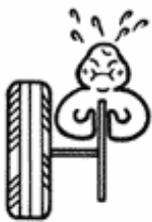
Entretanto, a opção ou não por rotores ventilados depende do projeto do veículo, uma vez que existem muitos carros que ainda utilizam rotores sólidos sem apresentarem, entretanto, muitos problemas de aquecimento em utilização normal.

» Freios a Disco Hidráulicos

Freios a disco são sistemas construtivamente mais simples que os freios a tambor, uma vez que além de utilizarem menos componentes para montagem, possuem melhores características de performance do que os freios a tambor, melhor resposta de frenagem, um sistema de auto-ajuste bem dimensionado, menor propensão ao fade do material de fricção uma vez que possuem maior grau de recuperação térmica, pois dissipam mais rapidamente o calor para o ambiente em função de serem sistemas abertos.

Curiosidade:

Ilustração idealizada que mostra a **diferença de esforços** entre o **Freio a Disco** e o **Freio a Tambor**.



Disc brakes

The wheel has a disc attached to it that rotates with the wheel. Brake pads are mounted on both sides of the disc. These pads press against the disc to stop wheel rotation.

Braking Wheel Rotation



Drum brakes

When the brakes are applied, frictional material attached to the brake shoe is pressed against the drum. The resulting friction acts as a braking force that stops wheel rotation.

Outro fator diferencial é sua curva de **Fator de Freio (C*)** **linear**, tornando-o menos sensível às variações do material de atrito.

Os freios a disco são comumente produzidos de em **ferro fundido nodular** e **alguns até mesmo em alumínio**. Os materiais utilizados para a produção de um freio a disco possuem enorme importância, e o alto módulo de elasticidade é fundamental para que durante a utilização do freio não haja deformações e flexões, o que resultaria em perda de eficiência de frenagem.

- | | |
|--------------------------|------------------------------|
| 1) Dust cap | 6) Dust boot |
| 2) Guide sleeve assembly | 7) Guide pin |
| 3) Housing / Caliper | 8) Yoke |
| 4) Sealing ring | 9) Friction pads |
| 5) Piston | 10) Housing retaining spring |



Figura 45 - Componentes do freio a disco

Os freios a disco automotivos atuais são encontrados em diversos tamanhos (discos de Ø370 mm para carros de alta performance e de Ø430 mm para caminhões) e entregam vários torques freios, dependendo da performance desejada, como no caso dos veículos de grande desempenho.

Brembo GT Brake kit

ADD TO CART

This line is dedicated to the most demanding customers. This braking system originates from the Racing components, consisting of a ventilated, integral or composite disc, available drilled or slotted, New front 6 piston Design M caliper and front and 4 piston Design P caliper rear, a complete set of high performance brake pads, metal braid tubes and high quality small parts.



Benefits of the Gran Turismo Brake System:
 Proven on-track performance;
 Disperses gasses, cleans pads for better "bite";
 Reduces "unsprung weight" for better handling;
 Provides maximum braking force without the flex of sliding callipers;
 Reduces heat-related stress, increases brake performance and pedal feel;
 Aggressive pads that last longer and provide the highest level of performance. Your vehicle will require a minimum of 19inch wheels for this brake kit to fit.

Available colours: Red or Yellow
 Fits:
 996 C2/4 , 996 C4S , 996 turbo, 996 GT2, 996 GT3
 997C2/4 , 997 C4S , 997 turbo, 997 GT3.
 ID2P19004 \$ 9304.02

Existem várias configurações construtivas de freios a disco atuados hidráulicamente. Entre eles citamos;

» Freio a Disco Fixo

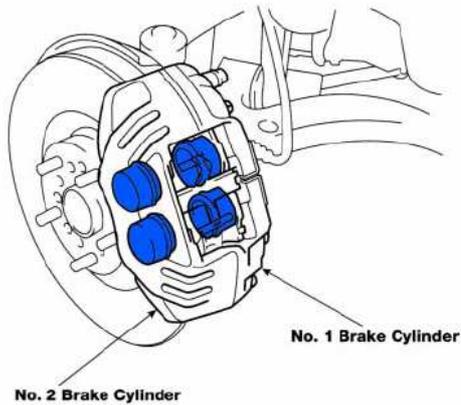
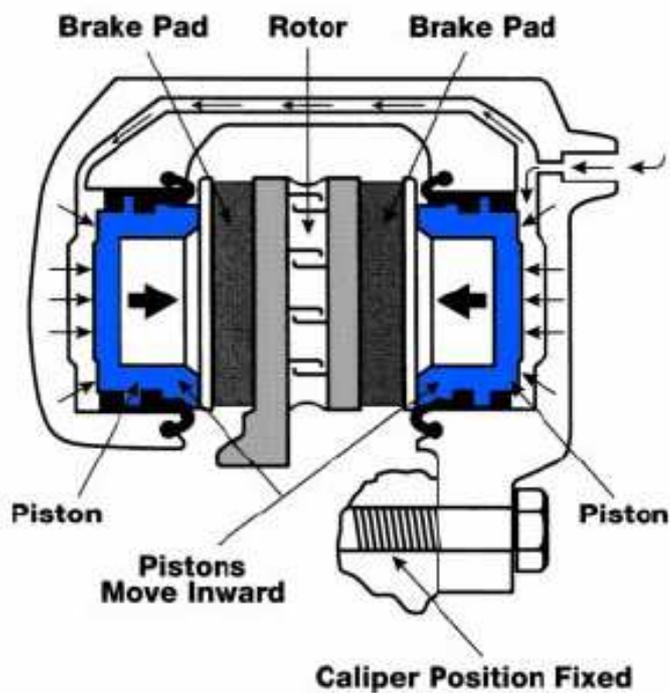


Figura 46 - Caliper fixo



Nesse tipo de construção, o caliper de freio não possui movimento relativo em relação ao disco de freio. Normalmente esse caliper contém 01 ou mais pares de pistões que atuam de forma simultânea em cada lado do disco. Essa característica construtiva permite que todos os pistões recebam a mesma pressão de linha uma vez que a pressão é equalizada entre eles, pois o fluido de freio circula no interior da carcaça do freio. O caliper fixo é mais complexo, mais pesado e mais caro que o tipo flutuante, além de absorver e também dissipar mais calor. Por esse motivo não é muito utilizado em linha de montagem, exceto em veículos de alta performance, ou mesmo em caminhões leves. Ele consome menor volume de fluido de freio em virtude de utilizar pistões de menor diâmetro, e propicia maior ganho de pressão, e conseqüentemente, de força aplicada, em função da sua atuação direta sobre o material de atrito em ambos os lados do disco.

» Freio a Disco Flutuante

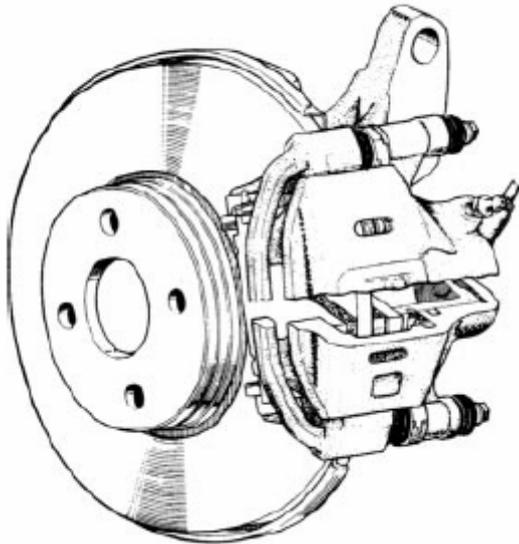
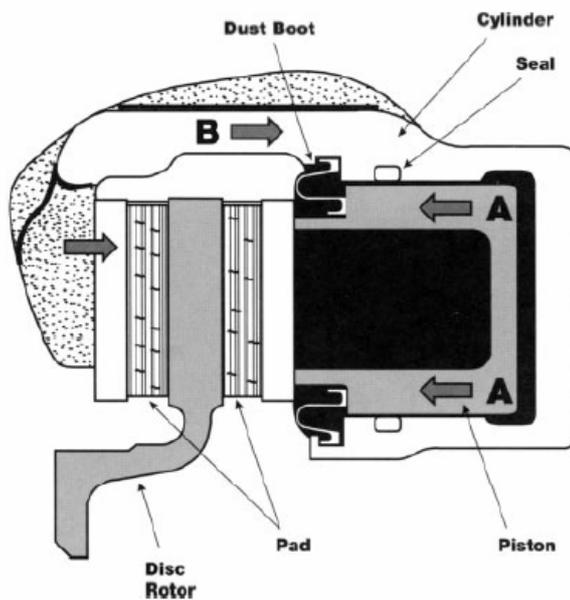


Figura 47 - Caliper Flutuante



O desenho construtivo do caliper flutuante permite que ele seja mais leve e econômico, requerendo assim um menor número de peças para a sua montagem e funcionalidade. Dependendo da aplicação requerida o caliper flutuante pode ser equipado com dois pistões. O pistão, que é localizado em apenas um lado do caliper (lado interno da roda), recebe a pressão hidráulica de linha, originando assim a força de aplicação sobre a pastilha interna. Assim que a pastilha interna toca o disco, por reação da ponte (reação à força aplicada pelo pistão), faz com que a pastilha externa entre também em contato com o disco de freio. Esse freio utiliza o recurso de molas de fixação da pastilha interna e mola estabilizadora, que propiciam um funcionamento seguro e silencioso, impedindo assim a geração do efeito **“Rattle”**, que consiste na batida da pastilha de freio no caliper quando o veículo trafega em pisos irregulares.

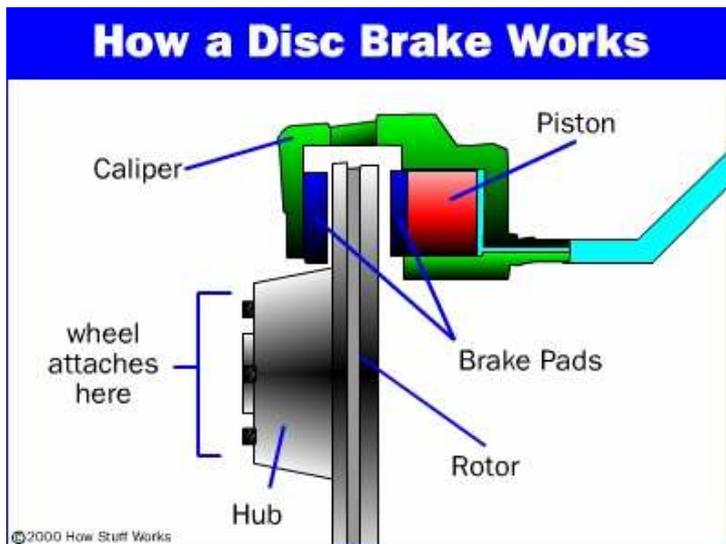


Figura 48 - Princípio de funcionamento do caliper flutuante - Ação e Reação

O projeto desse caliper aplica com sucesso o princípio da física que diz “para cada ação, existe uma reação contrária de mesma intensidade, mas de sentido oposto”. O caliper flutuante não é uma estrutura rígida, mas desliza para frente e para trás sobre buchas ou pinos, e uma grande vantagem desse princípio é que um mínimo de runout do disco de freio será compensado pela flutuação característica da ponte sem criar nenhuma instabilidade.

Seu design permite uma sangria do sistema mais fácil, porém requer mais volume de fluido de freio em função do tamanho do pistão, e mais pressão de linha para efetuar o trabalho de reação da ponte (cerca de 100 psi, ou 7 bar).

Em ambos os casos, seja para o caliper fixo ou para o caliper flutuante, o processo de regulagem de freio é automático, e realizado através do anel inserido em um canal usinado no alojamento do pistão. Esse anel, também conhecido como “**anel de holl-back**” realiza a operação de regulagem da distância (folga) das pastilhas ao disco de freio, conforme exemplificado pelas figuras abaixo;

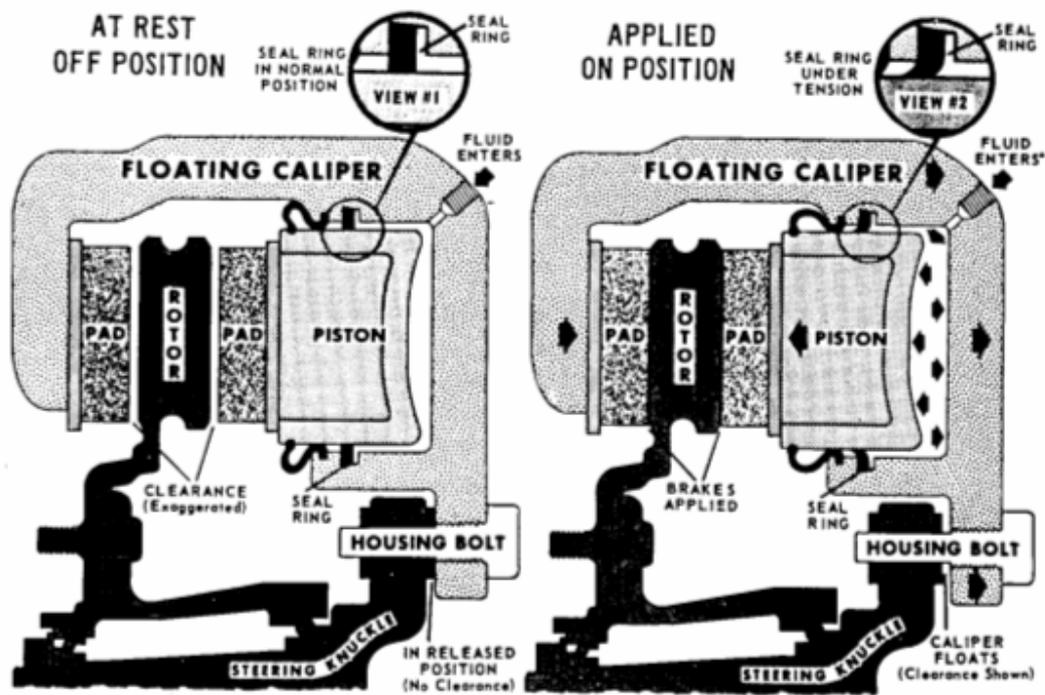


Figura 49 - Sistema de ajuste automático do freio a disco (posição de descanso - posição de aplicação)

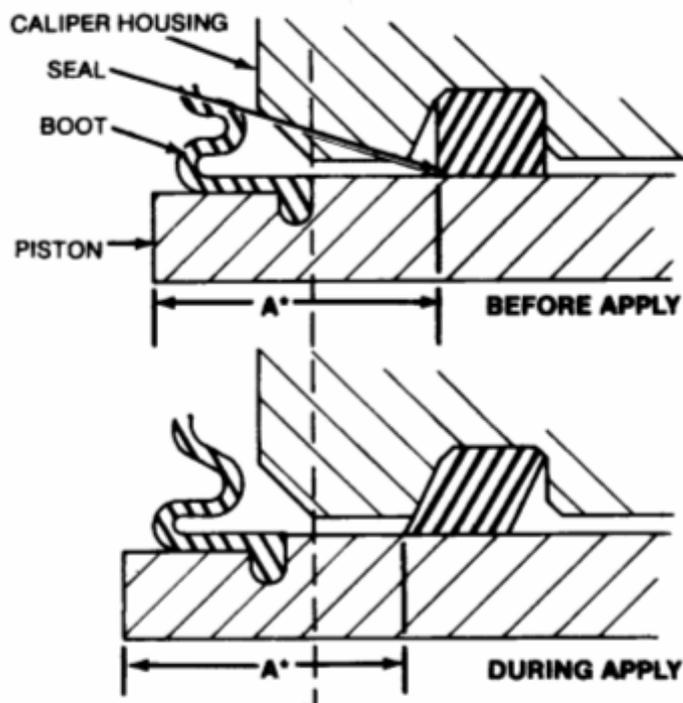
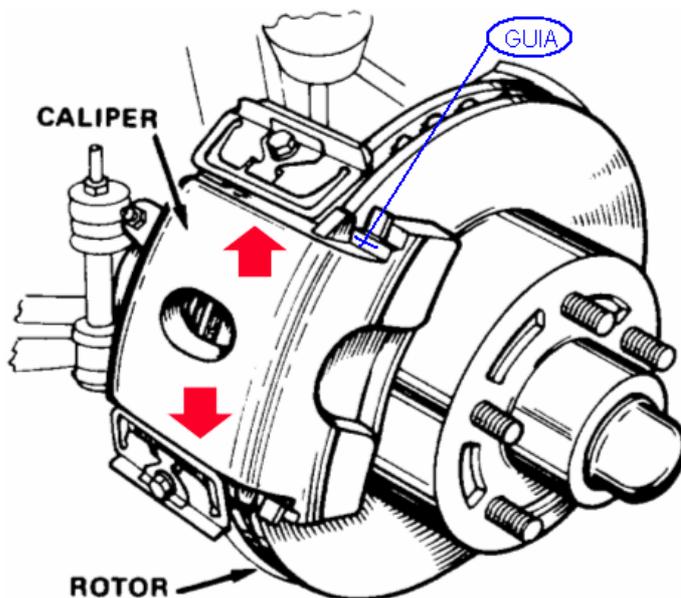


Figura 50 - A ação do anel de holl-back (antes e depois da aplicação de pressão)

Tanto o canal usinado no alojamento do pistão onde é montado o anel de holl- back, como a elasticidade do material do anel, exigem uma precisão de engenharia muito grande pois quando se interrompe a aplicação de pressão nos freios (ação de frenagem), se o anel não retornar o suficiente para permitir a folga pastilhas x disco de projeto, essas ficarão muito próximas ao disco podendo ocasionar torque residual ao freios, que conseqüentemente ocasionará aquecimento, DTV (Disc Thickness Variation) e claro, ainda mais runout.

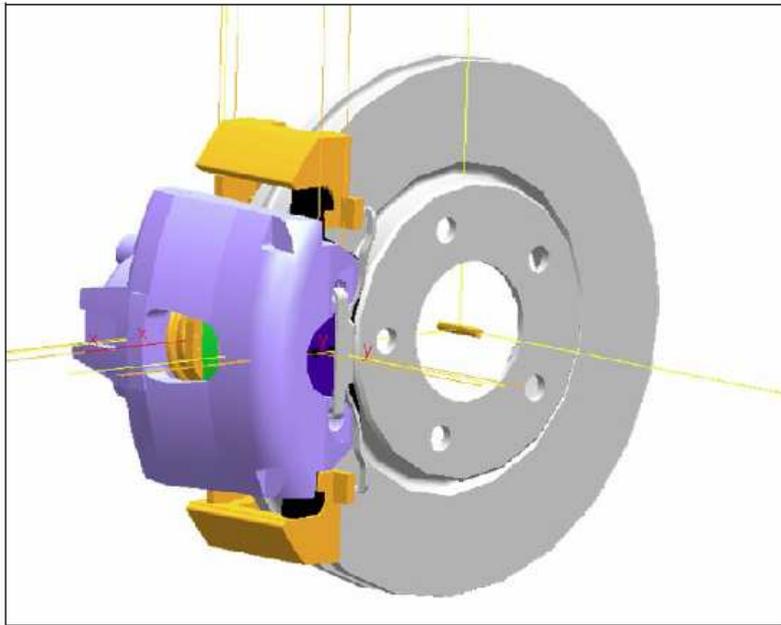
Se o anel de holl-back retornar muito mais do que o necessário para manter-se a distância entre as pastilhas e o disco de freio (por volta de 1 mm), esse fato ocasionará o que chamamos “excesso de pedal” (aumenta de curso do pedal para se permitir um novo contato entre pastilhas e disco).

» Freio a Disco Deslizante

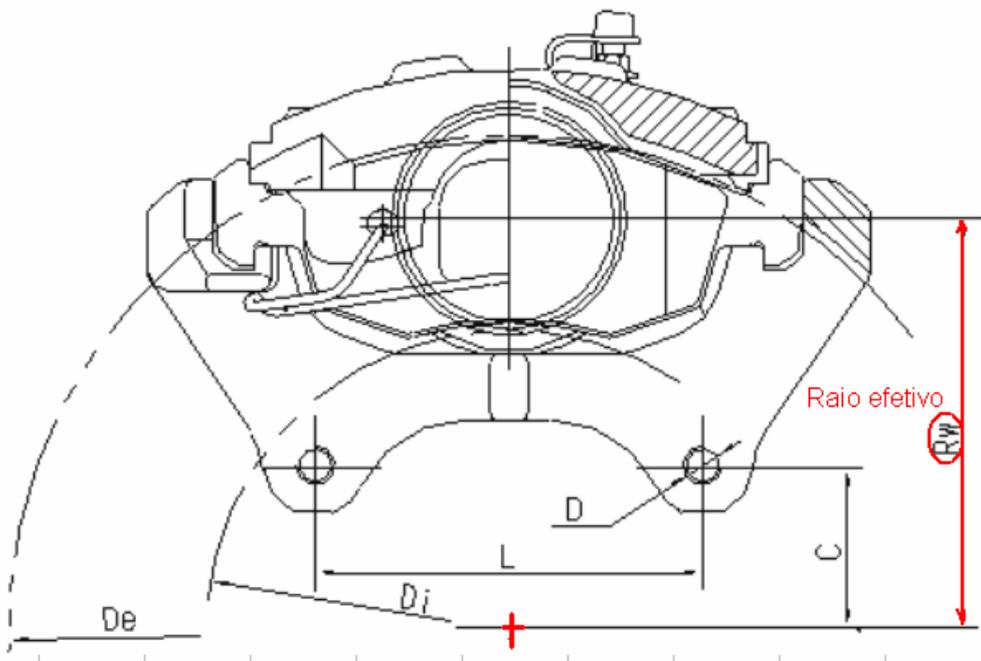


O freio a disco deslizante é na realidade uma variante de projeto do caliper flutuante. A principal diferença é que ponte do caliper move-se através de guias, ao invés de pinos.

» Vamos fazer um melhor detalhamento do Freio a Disco tipo punho
Sua estrutura e composição de Forças



3D view of the multiple-body simulation model of the floating caliper brake(Continental Teves)

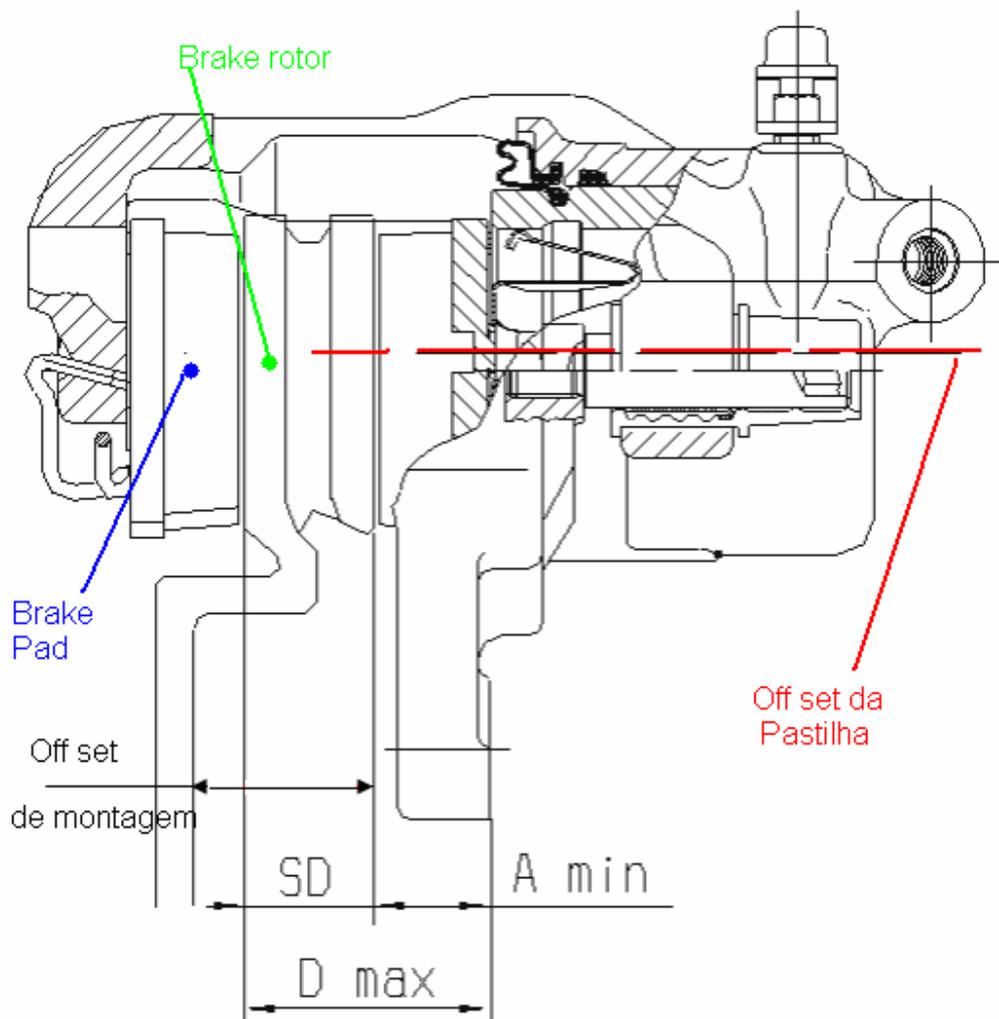


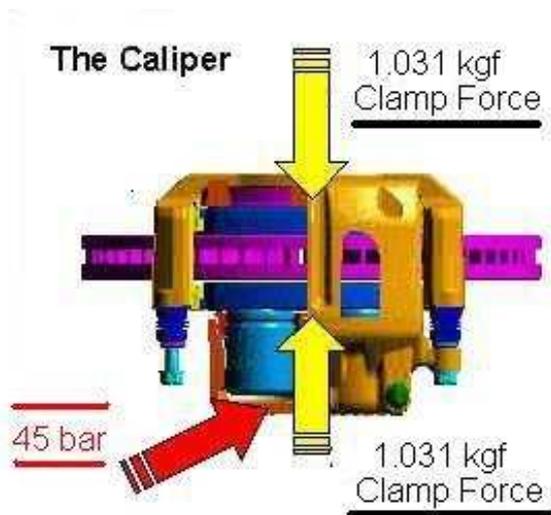
O valor do **raio efetivo** influencia na quantidade de geração de torque de freio (Brake Torque) uma vez que é nele que a Clamping Force age, ou seja, no centro do pistão do caliper. Outro dado importante a se considerar é o **Off Set** da Pastilha de Freio.

Quando o centro do pistão do caliper **coincide** com o centro de massa da pastilha de freio dizemos que o **Off Set é neutro**. Quando o centro do pistão **está acima** do centro de massa da pastilha, o **Off Set é negativo**, E quando o centro do pistão **está abaixo** do centro de massa da pastilha de freio, o **Off Set é positivo**.

Essa característica é importante, pois o Off Set determina a distribuição da pressão específica sobre a pastilha de freio, influenciando assim no seu desgaste.

Outro fator importante a se destacar é que quando o centro do pistão do caliper coincide com o centro de massa da pastilha de freio





Se aplicarmos uma **pressão de linha de 45 bar gerada no cilindro mestre**, um caliper flutuante com 1 pistão de $\varnothing 54\text{mm}$ (cuja área calculada é $\pi \times \varnothing^2 / 4 = 22,90 \text{ cm}^2$) vai gerar uma Força de Acionamento (também conhecida com **Clamping Force**) de;

$$\text{Fac} = PL \times \text{Acr} \gg \text{Clamping Force}$$

$$\text{Fac} = 45 \times 22,90 \rightarrow \text{Fac} = \text{Clamping Force} = \underline{1.031 \text{ kgf}}$$

Considerando-se agora que o nosso freio tenha um raio efetivo Ref de 106 mm e que a pastilha de freio possui um coeficiente de atrito de $\mu = 0,45$, poderemos igualmente determinar o valor da Força Tangencial (ou Força de Atrito) gerada pelo Freio a Disco.

Vejamos a figura abaixo:



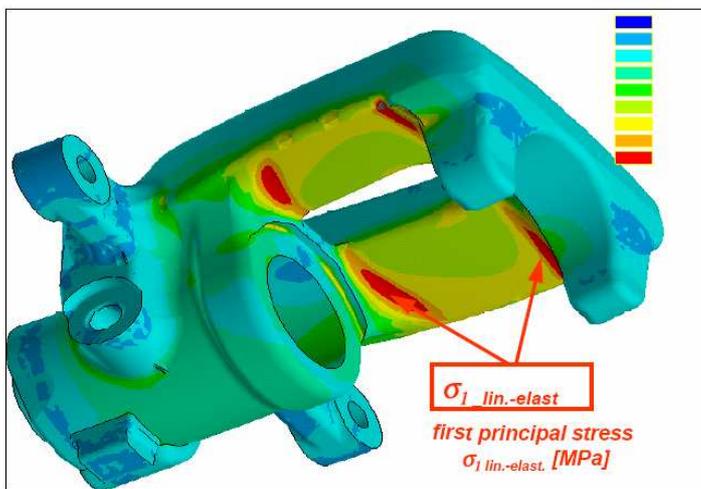
A força Tangencial é calculada como:

$$F_{tg} = F_{ac} \times (\mu_d + \mu_e) = 1.031 \times (0,45 + 0,45) \rightarrow \underline{F_{tg} = 928 \text{ kgf}}$$

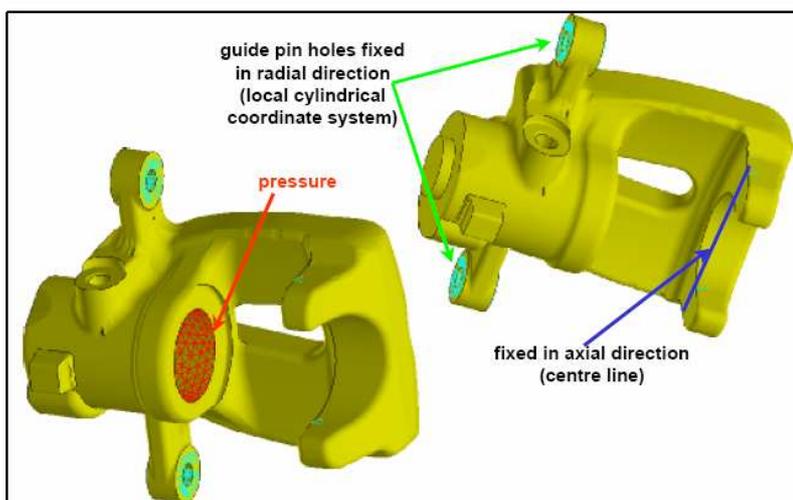
O torque de freio será:

$$BT = F_{tg} \times R_{ef} = 928 \times 0,106 \times 10 \rightarrow \underline{BT = 984 \text{ N.m}}$$

Os calipers possuem áreas críticas de fadiga e por esse motivo recebem especial atenção em seu projeto através de inúmeros estudos de elementos finitos, como pode ser observado nas figuras abaixo que demonstram as principais áreas de stress.



Principal stress plot with two critical areas



Boundary conditions of brake housing including brake pressure, fixed points and moving conditions

» Freio a Disco Traseiro

Como vimos na parte histórica dos freios, Frederick Lanchester foi um dos pioneiros na introdução de freios a disco em automóveis, equipando o Lanchester modelo 1910 - Motor de 20 HP com **Freio a Disco traseiro**.

Por volta de 1965 o **Corvette Sting Ray** foi um dos primeiros carros americanos a utilizar freios a disco nas 4 rodas.

Em função do projeto assumido para o veículo, suas características de utilização, performance a ser entregue pelo motor, e principalmente segurança, as engenharias das montadoras podem optar por utilizar freios a disco no eixo traseiro de um determinado veículo. Isso só não é feito atualmente em todos os veículos montados por algumas razões simples:

- 1.a » Freios a disco traseiros ainda são muito caros em relação aos freios a tambor simplex, principalmente para veículos mais populares e com baixa potência de motores,
- 2.a » Normalmente a participação de frenagem de um veículo de passeio é de cerca de **12 a 15%** para o eixo traseiro, que pode aumentar para até 20 - 22% com a utilização de válvulas sensível a carga (LSV). Para essa participação de frenagem o freio a tambor simplex faz o serviço adequadamente.

Os freios a disco traseiros são classificados em dois tipos construtivos, que dependem da sua forma de atuar como freio de estacionamento;

Freio a Disco Integrado e Freio a Disco Combinado.

» Freio a Disco Integrado

Freios a disco integrados são assim chamados por possuírem o freio de serviço com ação independente do freio de estacionamento. O caliper de freio em si é do tipo fixo com 02 pistões.

O disco de freio utilizado possui o cubo em forma de um pequeno tambor onde o freio de estacionamento, que é do tipo duo-servo, é montado ao conjunto.

Esse freio é comumente chamado de “**Drum in Hat**”, ou seja, o disco de freio se parece com aqueles antigos chapéus “tipo palheta”.



Figura 51 - Freio a disco traseiro integrado “Drum in Hat”



Figura 52 - Disco de freio tipo “Drum in Hat” (disco sólido)

Os freios a disco tipo Drum in Hat possuem uma característica muito favorável que é permitir uma boa condição de parada em rampa (grade hold ability) sem o correspondente aumento de força de acionamento na alavanca de freio, mesmo porque as lonas de freio que equipam esse tipo de freio possuem, além da característica principal de atrito dinâmico, um bom atrito estático associado.

» Freio a Disco Combinado

O freio a disco combinado foi desenvolvido para atuar sob dois aspectos; como freio de serviço e como freio de estacionamento, e esta é a razão do termo combinado.

Além de o seu desenho ser mais simples que o do freio integrado, ele oferece algumas vantagens adicionais, tais como, menor peso, menor custo comparativo (ao número de peças), apesar de que o mecanismo utilizado no sistema de regulagem da distância (folga) pastilhas x disco ser muito mais complexo (tipo parafuso sem-fim, ou Ball in Ramp).

Esses freios a princípio requerem maior força aplicada na alavanca de freio, e principalmente uma grande estabilidade do material da pastilha de freio, que não pode apresentar coeficiente de dilatação e crescimento muito altos, caso contrário prejudicam o sistema de regulagem automática de folga pastilha x disco.

Hoje o mecanismo de regulagem da folga sofreu evoluções, e alguns são equipados com rolamentos tipo agulha, permitindo melhor ajuste fino da folga.



Figura 53 - Freio a disco combinado

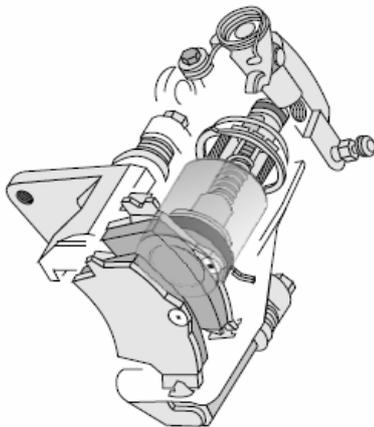


Figura 54 - Sistema de regulagem do freio a disco combinado

» Freios a Disco Pneumáticos

Pesquisas elaboradas por fabricantes de freios americanos mostram que o desenvolvimento de freios a disco pneumáticos para veículos comerciais foram iniciados em meados da década de 70, e em 1981 o primeiro freio produzido nos Estados Unidos foi liberado. Entretanto foi na Europa onde surgiu o primeiro caminhão a sair da linha de montagem utilizando freio a disco pneumático. Esse caminhão foi um cavalo tractor Renault R 420 4x2 HCO, equipado em 1988 com freio a disco pneumático no eixo dianteiro.

Seguindo a evolução, em 1990 a Mercedes Benz AG lançou o ônibus rodoviário O-404 Coach com freios a disco pneumáticos nas 4 rodas.

Após 11 anos, já em 2001, o número de freios a disco pneumáticos produzidos na Europa foi de 1,5 milhões de unidades. Hoje esse número já atingiu a marca de 4,0 milhões de freios produzidos.



Figura 55 - Freio a Disco Pneumático (Knorr-Bremse ® SN 7000)

Veículos comerciais sempre utilizaram opcionalmente ao tambor, o sistema de freios a disco, primeiramente atuados hidraulicamente, principalmente para caminhões com GVW máximo de 7 à 11 Ton.

Para caminhões com GVW superior a 13 Ton, a grande dificuldade técnica para a utilização dos freios a disco era a atuação hidráulica, uma vez que para se gerar os altos torques de frenagem solicitados para atendimento aos requisitos de performance desses veículos, se fazia necessário a geração de grandes pressões hidráulicas, não permitidas pelos projetos de atuadores, e mesmo que atingidas, o sistema era susceptível a vazamentos.

Os freios a disco pneumáticos vieram com essa solução, principalmente no continente europeu, onde a grande maioria dos caminhões pesados, tratores e até reboques e semi-reboques utilizam-se da performance desses freios. O mesmo ainda não acontece nos Estados Unidos, onde a preferência continua sendo a utilização dos freios pneumáticos tipo S-Cam.

Existem algumas características próprias para a aplicação de freios a disco pneumáticos na Europa, que não acontecem nos Estados Unidos;

- » Pela quantidade de freios já produzidos na Europa, os freios a disco já possuem custo compatível com os freios a tambor,
- » Manutenção mais rápida que o freio tambor e menor índice de paradas de manutenção não previstas, (cost of ownership).
- » Melhoria sensível na estabilidade de frenagem, pelo próprio fator de freio,
- » Maiores velocidades desenvolvidas,
- » Melhores distâncias de parada,
- » É mais compatível com a eletrônica de freio atualmente desenvolvida (ABS, EBD).
- » Geram torques de frenagem estáveis, desde 12.000 até 30.000 Nm.

Os gráficos a seguir demonstram a sensibilidade do freio a tambor e do freio a disco pneumático em relação a temperatura e fade do material de fricção:

Temperature and Fade Drum Brakes

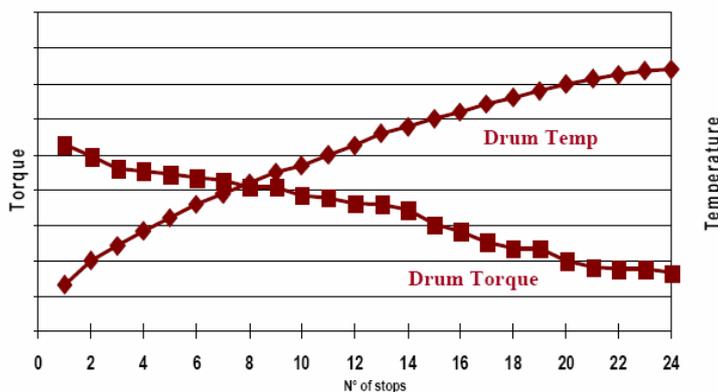


Figura 56 - Gráfico do Torque x Temperatura (Fade) - **Freio a Tambor S-Cam (*)**

Temperature and Fade Drum vs Disc

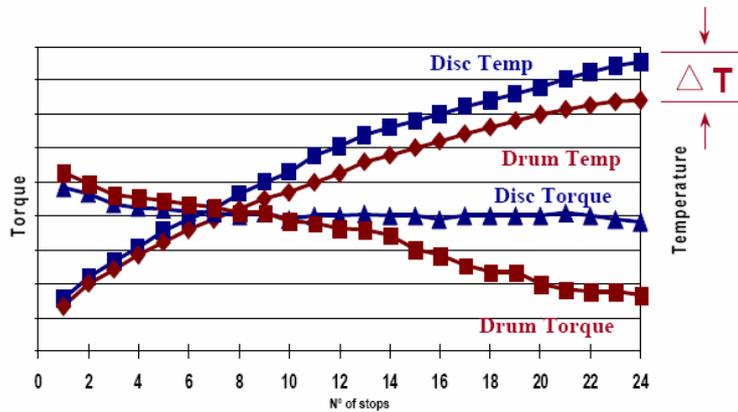
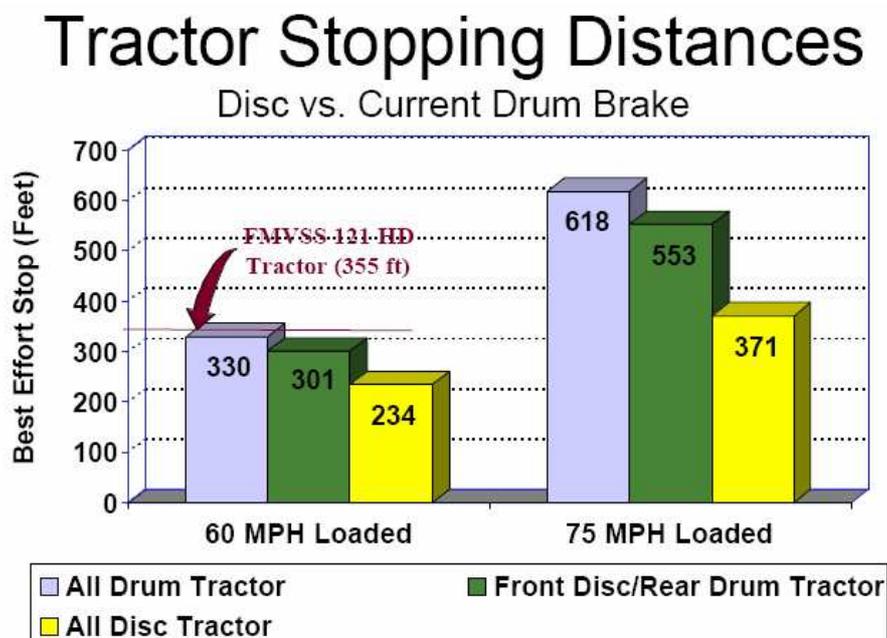


Figura 57 - Gráfico do Torque x Temperatura (Fade) - **Freio a Disco Pneumático (*)**

No mesmo estudo efetuado nos USA, foram realizados ensaios de parada de distância entre dois caminhões iguais versão Cavalot Trator x Semi-Reboque. Um dos cavalos trator foi montado com freios S-Cam em todos os eixos, e o outro com Freios a Disco em todos os eixos. A avaliação seguiu os procedimentos da norma FMVSS 121.

Veja os resultados obtidos:



(*) → (Retirado da apresentação Air Brake Production Use & Performance elaborada por Gary Ganaway)

Transformando os valores obtidos para o sistema métrico:

V = 60 mph → **96 Km/h** D = 330 feet → **101,64 m**

D = 301 feet → **92,71 m** (Cavalo montado com Disco x Tambor)

D = 234 feet → 72,07 m

V = 75 mph → **120 Km/h** D = 618 feet → **190,34 m**

D = 553 feet → **170,32 m** (cavalo montado com Disco x Tambor)

D = 371 feet → 114,27 m



3.c » Freios a Disco de Alta Performance



Freios a disco de alta performance, como o nome já designa, foram especialmente desenvolvidos para veículos esportivos, que necessitam de grandes taxas de desaceleração em função das velocidades atingidas, alta resistência a temperatura, e principalmente estabilidade de frenagem em condições extremas.

Calipers do tipo fixo propiciam desacelerações superiores a “g” (a maioria dos esportivos de alta performance atingem desacelerações que vão de **1,0 até 1,5 g**), e os discos de freios que os acompanham são produzidos em ferro fundido com alto carbono que garantem excelente performance e menor índice de ruído mesmo com alto coeficiente de atrito das pastilhas.

Os discos de freio geralmente são perfurados ou ranhurados, e promovem consistência de frenagem, limpeza contínua e perfeita refrigeração da superfície da pastilha de freio, propiciando rápida dispersão do calor gerado e a formação de gases provenientes da ação do atrito da pastilha sobre o disco. Além disso, esses dois recursos evitam a formação de filme de água entre o disco e a pastilha em condições de pista molhada, propiciando constante resposta do freio.



**Brembo
Design M**

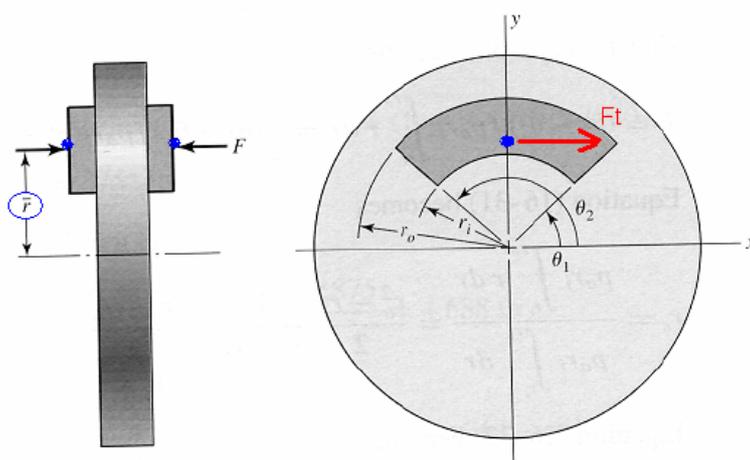


**Brembo
Design P**

» Determinação teórica de cálculo do Fator de Freio C^* do Freio a Disco

Vamos exemplificar como se calcula o Fator de Freio C^* teórico de um Caliper flutuante.

Vejamos a figura abaixo:



Observando-se a figura definimos a **Força Tangencial** ou de **Atrito** por;

$$\rightarrow F_{tang} = f_{at} = 2 \times \mu \times F_{ac}$$

Ou seja, é a Força do material de fricção agindo no raio efetivo.

Nomenclatura:

μ = Coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco de freio

F_{ac} = Força normal total aplicada pelo pistão do freio $\rightarrow F_{ac} = P \times A$ (Kgf)

P = Pressão de linha aplicada no pistão do caliper (Kgf / cm²)

A = Área do pistão do caliper (cm²)

$r = r_{ef}$ = raio efetivo do disco \rightarrow Aproximação $r_{ef} = \frac{(r_i + r_e)}{2}$

r_i = Raio interno da pastilha (cm)

r_e = Raio externo da pastilha (cm)

Considerando-se como **Fator de Freio** $C^* = \frac{F_{tang}}{F_{ac}}$, teremos;

$$C^* = \frac{F_t}{F_{ac}} = \frac{2 \times \mu \times F_{ac}}{F_{ac}}, \text{ assim; } \rightarrow \text{Fator de Freio } C^* = 2 \times \mu$$

O cálculo do **Raio Efetivo (ref)**, que é a **localização exata da aplicação da força de acionamento** quando procuramos **Pressão Uniforme** ou **Desgaste Uniforme**, pode ser calculado pelas expressões abaixo;

	<u>Pressão Uniforme</u>	<u>Desgaste Uniforme</u>
Localização da força de actuação	$\bar{r} = \frac{2}{3} \frac{r_0^3 - r_i^3}{r_0^2 - r_i^2} \frac{\cos \theta_1 - \cos \theta_2}{\theta_2 - \theta_1}$	$\bar{r} = \frac{\cos \theta_1 - \cos \theta_2}{\theta_2 - \theta_1} \frac{r_0 + r_i}{2}$

O Fator de Freio C* pode ser também determinado de forma prática.

Quando conhecemos os dados construtivos do veículo, e já existe uma definição prévia da instalação de freio a ser utilizada, podemos determinar o valor do fator de freio C* através de um ensaio em pista de provas captando todos os dados dinâmicos de frenagem e assim calcular o fator de freio para determinada taxa de desaceleração. Vejamos o exemplo abaixo;

O Fator de freio para um veículo de 1.300 Kg (condição carregado - GVW) é dado por;

$$\rightarrow C^* = \frac{G \times A \times R_R}{2 \times R_{ef} \times A_p \times (P - p_o) \times \eta}, \text{ onde; } A = (a - arr)$$

onde;

G = Peso total do veículo

a = Aceleração medida em veículo em %g (lembrando que **g = 9,81 m/s²**)

arr = Arrasto aerodinâmico (normalmente = **0,3 m/s²**)

R_R = Raio de rolamento do pneu

R_{ef} = Raio efetivo do disco de freio (Raio de atrito)

A_p = Área do pistão do Caliper de freio ($\pi \times D^2 / 4$) ou do cilindro de roda (A_{CR})

P = Pressão de linha para a determinação da taxa de desaceleração obtida

p_o = Pressão pré operativa necessária para vencer a carga da mola de retorno da sapata (Para freio a disco usar **p_o = 0,5 bar**)

η = Rendimento do sistema = **0,96 (valor normalmente adotado)**

» **Para um veículo equipado com;**

- Caliper flutuante ø 48mm, (4,8 cm)

- Aro 13" → O raio de rolamento do pneu **175/70R13** será » **R_R = 287,6 mm = 2,876 cm**

- Raio efetivo do disco de freio » **R_{ef} = 0,96 m**

Para uma pressão de linha de 40 Bar teremos » **a = 0,315** (ou 31,5%g)

$$C^* = \frac{1300 \times (0,315 - 0,03) \times 2,876}{2 \times 0,96 \times 18,1 \times (40 - 0,5) \times 0,96}$$

Teremos então que **C* = 0,81**

Como o coeficiente de atrito de um material de fricção para freio a disco é

$$\mu = \frac{C^*}{2}$$

então,

o coeficiente de atrito que a pastilha de freio entrega na pressão de 40 Bar é

$$\rightarrow \underline{\mu = 0,40}$$

3.d » Outros exemplos de cálculos disponíveis:

→ Calculo da pressão específica na Pastilha de Freio:

A pressão específica na pastilha de freio pode ser determinada pela seguinte equação:

$$PePF = \frac{\delta \times G \times f \times RR \times (1 - \phi t)}{2 \times Ref \times \mu_{past} \times Apast} \quad (\text{kgf/cm}^2)$$

onde;

δ = Fator de correção

→ Para freios a disco e tambor duplex $\Rightarrow \delta = 0,5$ (mesma solicitação nas sapatas)

→ Para freios a tambor simplex e duo-servo $\Rightarrow \delta = 0,6$ (diferente solicitação nas sapatas)

G = Peso bruto total GVW (kg)

f = Aderência pneu x solo (considerada em cálculos $f = 0,85$)

RR = Raio de rolamento do pneu ou raio dinâmico (mm)

ϕt = Balanço de freio traseiro $\Rightarrow (1 - \phi t)$ = Participação de freio no eixo dianteiro

$Refd$ = Raio efetivo do disco de freio (raio de atrito) (mm)

μ_{past} = Coeficiente de atrito da pastilha de freio

$Apast$ = Área da pastilha de freio (cm²)

Nota:

O valor recomendado máximo para Pressão Específica na Pastilha de Freio é de $\leq 50 \text{ kgf/cm}^2$

→ Cálculo da pressão específica na Lona de Freio:

A pressão específica na lona de freio pode ser determinada pela seguinte equação:

$$PeLF = \frac{\delta \times G \times f \times RR \times \phi t}{2 \times Reft \times \mu_{lona} \times Alona}$$

onde;

$Reft$ = Raio do tambor de freio (mm)

$Alona$ = Área da lona de freio (cm²)

$\delta = 0,60 \Rightarrow$ Freio a tambor Simplex

Nota:

O valor recomendado máximo para Pressão Específica na Lona de Freio é de $\leq 10 \text{ kgf/cm}^2$

→ Cálculo da Potência Específica nas Pastilhas e Lonas de Freio:

A potência específica nas pastilhas e lonas de freio pode ser determinada pela seguinte equação:

$$Po_{\text{past}} = \frac{G \times \delta \times V_{\text{máx}} \times f \times (1 - \phi_t)}{A_{\text{past}} \times \kappa} \quad \text{e} \quad Po_{\text{lona}} = \frac{G \times \delta \times V_{\text{máx}} \times f \times \phi_t}{A_{\text{lona}} \times \kappa}$$

onde;

G = Peso Bruto Total - GVW (kg)

V_{máx} = Velocidade máxima atingida pelo veículo (km/h) » **Top Speed**

δ = Fator de correção

→ Para freios a disco e tambor duplex ⇒ **δ = 0,5 (mesma solicitação nas sapatas)**

→ Para freios a tambor simplex e duo-servo ⇒ **δ = 0,6 (diferente solicitação nas sapatas)**

f = Aderência pneu x solo (considerada em cálculos $f = 0,80$)

φ_t = Balanço de freio traseiro ⇒ **(1 - φ_t) = Participação de freio no eixo dianteiro**

A_{past} = Área da pastilha de freio (cm²)

A_{lona} = Área da lona de freios (cm²)

κ = Fator de conversão dimensional para CV/cm² → **x 1.200 CV/cm²**

Nota:

Os valores recomendados máximos para Potência Específica em Pastilhas e Lonas de freio são:

Para Pastilhas de freio ⇒ N_{past max} ≤ 2,0 CV/cm²

Para Lonas de freio ⇒ N_{lona max} ≤ 0,5 CV/cm²

→ Cálculo da densidade calorífica de Discos e Tambores de freio

» Discos de freios:

$$QD = \frac{G \times V_{\text{máx}} \times (1 - \phi_t)}{AT_{\text{disco}} \times \phi}$$

» Tambores de freios:

$$QT = \frac{G \times V_{\text{máx}} \times \phi_t}{AT_{\text{tambor}} \times \phi}$$

onde;

G = Peso bruto total do veículo - GVW (kg)

V_{máx} = Velocidade máxima do veículo (Top Speed) - (km/h)

φ_t = Balanço de freio traseiro ⇒ **(1 - φ_t) = Participação de freio no eixo dianteiro**

AT_{disco} = Área total da coroa circular ⇒ $AT_{disco} = \frac{\pi \times (D^2_2 - D^2_1)}{4}$ (cm²)

→ Para determinarmos a área total do disco temos que **multiplicar seu valor por 4**, que é o número de pastilhas de freio no conjunto.

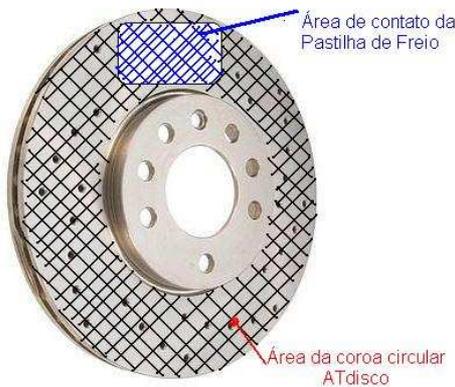
φ = Fator de correção dimensional para Kcal / m² x s ⇒ **φ = 6832**

Nota:

O valor máximo da densidade calorífica para discos de freio ⇒ Q_{Dmáx} ≤ 400 $\frac{Kcal}{m^2 \times s}$

O valor máximo da densidade calorífica para tambores de freio ⇒ Q_{Tmáx} ≤ 350 $\frac{Kcal}{m^2 \times s}$

Observação:



AT_{disco} → Área de contato da Pastilha de freio e Área da coroa circular

AT_{disco} = $\frac{\pi \times (D^2_2 - D^2_1)}{4}$ (cm²)



AT_{tambor} → Área de atrito do tambor ou área de contato da lona de freio

$$AT_{tambor} = 2 \times \pi \times R_t \times h \text{ (cm}^2\text{)}$$

onde; R_t = Raio do tambor e h = Largura da pista de atrito do tambor

» Freios a Disco Especiais:

→ Freios de Formula 1



Figura 58 - Freio de fórmula 1

1 - Dutos que conduzem o ar para resfriar os calipers, os discos de freios e as pastilhas.

2 - Caliper de alta performance em alumínio é constituído de seis pistões. É permitido somente 01 freio por roda, e o disco de freio tem Ø 278mm, por 28mm de espessura.

3 - Sob altas desacelerações (**atingem até 5,5 g**), a temperatura dos discos de carbono-carbono atingem 1.200°C.

4 - A fim de reduzir a turbulência aerodinâmica, o sistema de freios é embutido nas rodas. Apenas como curiosidade, relacionamos abaixo alguns itens pesquisados e particularmente interessantes sobre projeto de freio de um carro de fórmula 1:

» O atuais carros de fórmula 1 utilizam freios de alta performance chamados carbono-carbono, que é um material utilizado igualmente na construção de chassis de carros, diferente da conhecida fibra de carbono. O carbono-carbono é em essência, carbono puro, extremamente leve (50% mais leve que a fibra de carbono) e resistente as mais altas temperaturas.

» Para se ter uma idéia da complexidade e tecnologia de produção do carbono-carbono, o custo de 01 jogo de disco de freios (4 peças) é de US\$ 4,500.00, e o jogo de pastilhas de freio (8 peças) chega a US\$ 2,400.00. Cada equipe utiliza em uma temporada cerca de 200 discos (50 jogos) e 400 pastilhas de freios (50 jogos).

» Os freios de carbono-carbono possuem propriedades muito particulares. Seu rendimento é relativamente pobre a uma temperatura de cerca de 400°C e somente a partir dos 650° C é que ele passa a alcançar sua máxima eficiência.

» A eficiência dos freios é invejável. O carro pode alcançar uma desaceleração longitudinal de **5.5g** em uma freada, ao passo que um automóvel comum de rua provavelmente não atingiria nem **1g**. Além disso, o regulamento da fórmula 1 proíbe o uso de servo-freio, de forma que o piloto tem que pressionar o pedal com uma força de aplicação muito alta (por volta de 120 - 130 Kg) para conseguir a pressão necessária para frenagem, que é superior a 100 bar.

» Um fórmula 1 efetua uma parada total de **100 para 0 Km/h em cerca de 17 metros (e de 200 para 0 Km em 55 metros, no tempo de 1,9s)** . O **Dodge Viper**, considerado um dos melhores carros hoje em produção em termos de frenagem, desacelera de **100 para 0 Km/h em 34 metros**. Outro ícone, o **Bugatti Veyron possui freios que possibilitam desacelerações de até 1,3 g**.

» Logicamente, ao se tirar o pé do acelerador e acionar os freios a 330km/h, o carro conta com uma alta pressão aerodinâmica, que oferece uma **desaceleração de 1,0g**.

No entanto, quando o carro diminui a velocidade, o apoio aerodinâmico desaparece e assim a aderência dos pneus é reduzida, e é justamente nesse momento em que os freios alcançam seu nível ótimo de funcionamento.

→ Freios Aeronáuticos

» Os freios mais utilizados na aviação comercial (Linha Boeing 767-777-787 e Airbus 330-340-380) e militar são produzidos por uma empresa chamada “Messier-Bugatti” com uma liga conhecida como “Cerametalix ®” e suas pastilhas de freio compostas de um material conhecido como “Duracarb®”, e o novíssimo “SepCarb III OR®” (novas pastilhas do Boeing 777-200 LR). O freio é composto de um anel com vários pistões, que aplica uma força de frenagem distribuída em um rotor/estator, onde internamente são montadas as pastilhas de freio em vários discos que são atritados uns contra os outros.

Essa aplicação de pressão pode ser efetivada através do acumulador hidráulico, que trabalha com pressões de 3.000 psi (B 737-800 NG) até 5.000 psi (AirBus A380-300).

Nos freios mais modernos (Boeing 787-300 Dreamliner) foi eliminado o acumulador hidráulico da função de frenagem por força elétrica suprida pela aeronave e retransmitida aos freios através de unidades de controle elétrico. Essas unidades controlarão a pressão aplicada aos freios através de atuadores eletro-mecânicos, que substituirão os tradicionais pistões hidráulicos.



Figura 59 - Freios Messier-Bugatti montados em aviões Airbus A380-300 e Boeing 787-300 Dreamliner



Figura 60 - Freios Boeing 737-800



Figura 61 - Pastilhas de freios montadas em discos de atrito.

» Sistema de funcionamento (Freio Boeing 737-800 NG)

Existem dois sistemas, o sistema “A” **in-board brakes**, e o sistema “B” **out-board brakes**. O sistema “B” alimenta o sistema hidráulico de frenagem conhecido como “normal”, e o “Autobrake”, e quando a pressão do acumulador do sistema “A” cai para menos de 1.500psi, o sistema “A” providencia um back-up system, que entra no modo **alternado**, e os freios atuam somente para a condição manual (normal) sem autobrakes, até que a pressão volte aos 3.000 psi no acumulador. Todas as aeronaves possuem ABS, porém não estão atuantes quando o sistema atua no **modo alternado**, somente nas aeronaves New Generation o ABS também atua no modo alternado.

Se ambos os sistemas “A” e “B” perdem pressão, o acumulador possui uma válvula de isolamento que mantém a pressão travada em 1900 psi, suficientes para o piloto efetuar o pouso em segurança na condição alternada.

A pressão de **3.000 psi** proporciona 6 aplicações máximas de frenagem com utilização do ABS. Após essas 6 aplicações totais, a pressão do acumulador cai para menos de 1.000 psi, e não há mais freio disponível.



Figura 62 - Acumulador do Boeing 737 NG (New Generation)

Observe a seguir a cabine de um 737-800: Veja que o sistema “A” opera o inboard brakes e o sistema “B” opera o outboard brakes. Ambos os freios estão indicados em um único medidor de pressão hidráulico.



Autobrake Selector	Max Pressure at Brakes (PSI)	Deceleration Rate (ft/sec ²)
1	1250	4 1,22 m/s ²
2	1500	5 1,52 m/s ²
3	2000	7.2 2,20 m/s ²
Max	3000	12 (below 80kts) 3,66
"	"	14 (above 80kts) 4,27
RTO	Full	Not Controlled

There is an "on ramp" period where autobrake pressure is applied over a period of time. Approximately 750psi is applied in 1.75 sec, then the pressures above are reached in another 1.25sec for autobrakes 1, 2, or 3 and approx. 1.0 sec for autobrake MAX.

Notice from the table above that autobrake Max does not give full brake pressure. For absolute maximum braking on landing, select autobrake Max to assure immediate application after touch down then override with full toe brake pressure.

Using high autobrake settings with idle reverse is particularly hard on the brakes as they will be working for the given deceleration rate without the assistance of full reverse thrust.

To cancel the autobrake on the landing roll with toe brakes you must apply a brake pressure in excess of 800psi (ie less than that required for autobrake 1). This is more difficult on the NG's because the feedback springs on the brake pedals are stiffer. Autobrake can also be cancelled by putting the speedbrake lever down or by switching the autobrake off. I would advise against the latter in case you accidentally select RTO and get the full 3000psi of braking!

» 80 knots = 148 km/h



Sistema "A" Inboard Brakes e Sistema "B" Outboard Brakes

➔ Veja os seguintes filmes no YouTube, usando os endereços:

» Teste de freio em dinamômetro do Airbus A380-300:

http://www.youtube.com/watch?v=m1dv_y_3EK0

» RTO (Rejected Take Off - Boeing 777-300):

<http://www.youtube.com/watch?v=15N2uBqJbVU>

→ Outras aplicações:

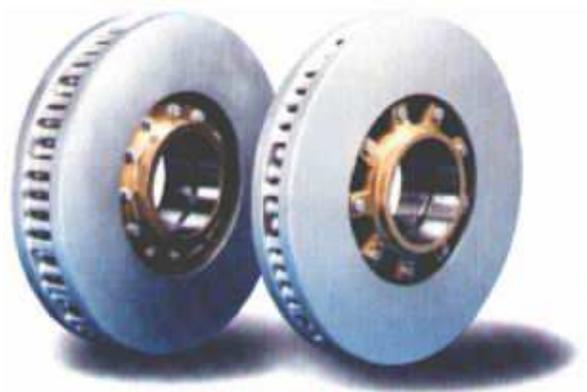
» Freio a Disco aplicados em Trens de Alta Velocidade



Figura 63 - Sistema de freio utilizado em trens de alta velocidade



Sistema de freios a disco para Trens de alta velocidade



» **Freio a Disco utilizado no Metrô de São Paulo**



Vagão do Metro São Paulo (em manutenção)

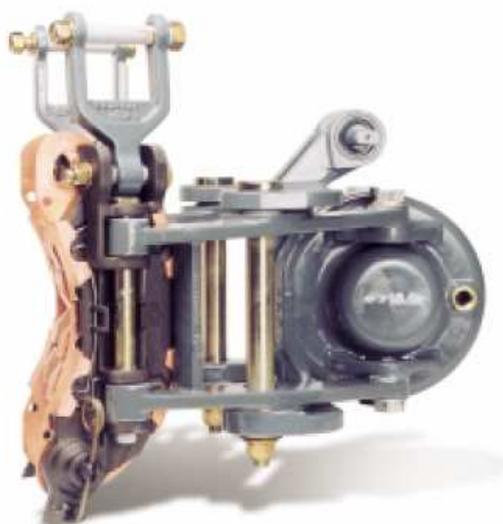


Figura 64 - Freio a Disco similar ao utilizado no Metrô SP



Figura 64 A - Freio a Disco utilizado no Metrô SP

» Freios Ferroviários

Também conhecidos com freios de sapatas externas.



Figura 64 B - Vagão ferroviário



Figura 64 C - Exemplo de montagem de sapata ferroviária



Figura 64 D - Exemplo de sapata de composição

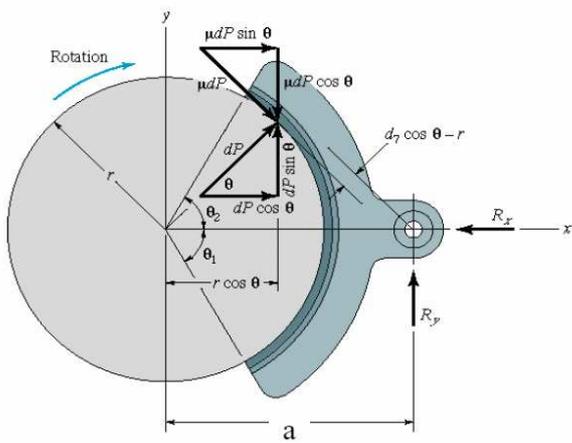


Figura 64 E - Determinação de forças no freio ferroviário

Relação entre p e p_a (pressão máxima)	$p = p_a \cos \theta$
Força de actuação F	$F = p_a \frac{rb}{2} (\text{sen}2\theta + 2\theta)$
Momento de atrito M_a em função de F	$M_a = a f F = \frac{F f r 4 \text{sen}\theta}{(\text{sen}2\theta + 2\theta)}$
Momento de atrito M_a	$M_a = 2p_a f r^2 b \text{sen}\theta = ap_a f \frac{rb}{2} (\text{sen}2\theta + 2\theta)$

Figura 64 F - Equacionamento do freio ferroviário

4. Componentes do Sistema de Freios

4.a » Disco de Freio (Rotores)

O disco de freio pode ser definido de maneira bem simples como sendo;

“Um disco plano que propicia a superfície de atrito necessária para um freio a disco efetuar seu trabalho. Quando a pressão hidráulica é aplicada aos pistões do caliper, as pastilhas de freio são pressionadas contra ambos lados do disco de freio ocasionando através desse par de contato, a redução de sua rotação através do atrito, e conseqüente geração de calor”.

Os discos de freios ou rotores possuem várias configurações construtivas e de acabamento, a começar pelo **disco sólido**, o **disco ventilado** (aletado), o **disco perfurado**, o **disco ranhurado**, e finalmente uma **combinação dos últimos três**.

» **Discos de freio sólidos**, pela própria concepção, são os que dissipam menos calor, e normalmente equipam veículos pequenos com baixa potência de motor e GVW (Gross Vehicle Weight), ou seja, Peso Bruto Total (PBT).

» **Discos de freio ventilados** foram desenvolvidos para melhor dissipar o calor gerado pelo atrito e são comumente utilizados em veículos com maior potência de motor e maior GVW. Os discos ventilados possuem menor massa, e por esse motivo aquecem mais rapidamente que os disco sólidos, entretanto, por serem constituídos de aletas entre as faces de atrito, a troca de calor com o ambiente é maior, e o resfriamento também é mais rápido.

» **Disco de freios perfurados** equipam alguns freios de alta performance. Os primeiros discos com furos cruzados foram originalmente utilizados no ano de 1960 em carros de corrida da época. As pastilhas de freio em função das altas temperaturas geradas liberavam gases em sua superfície, e também, não raramente, deposição de material da pastilha sobre o disco (proveniente da resina utilizada). A superfície do disco ficava superaquecida por efeito desses gases, e a deposição de material prejudicava sensivelmente a performance de freio. Desta forma a geração de furos nos mesmos foi um recurso desenvolvido para que esses gases fossem dissipados, além de propiciar a limpeza e renovação da superfície de atrito do par de contato.

Hoje as pastilhas de freios são fabricadas com materiais mais resistentes as altas temperaturas, com resinas mais termo-estáveis, porém os discos furados continuam sendo utilizados igualmente para promover maior escoamento de água quando o veículo trafega em condições de pista molhada, evitando assim que o filme de água formado entre a pastilha e o disco prejudique a frenagem. Entretanto, o motivo primário para a continuidade da utilização atual é propiciar maior dissipação térmica do rotor. Entretanto há quem alegue que os furos nos discos são na realidade grandes fontes de stress mecânico que ocasionam trincas profundas aos mesmos em condições muito severas de utilização.

» **Discos de freios ranhurados**, também são muito aplicados em freios de alta performance. Ranhuras superficiais são usinadas na superfície dos discos de forma a permitir igualmente melhor limpeza da superfície de atrito, eliminação de filme de água entre o disco e a pastilha de freio, além da eliminação de gases originários das altas temperaturas geradas nessa superfície.

Os discos ranhurados não são comumente utilizados em veículos de série em função do alto desgaste do material de fricção, entretanto, para veículos de alta performance, esse “desgaste” acelerado, ou melhor, renovação das condições superficiais de atrito, é benéfica, e as pastilhas que equipam esses freios possuem formulação própria para essa finalidade.

Atualmente é comum observarmos em um veículo de alta performance discos de freio compostos, ou seja, o cubo do disco é feito de ferro fundido cinzento, ou ainda de aço, e a

coroa circular que contém a pista de atrito do disco composta de material cerâmico. A coroa circular é fixada ao cubo do disco através de parafusos especiais.

Os discos de freios são elementos balanceados e a espessura de trabalho deve ser respeitada, uma vez que com o desgaste imposto pelo atrito do material de fricção à ele ocasiona perda de massa, e conseqüentemente a troca de calor com o ambiente fica prejudicada, haverá igualmente maior deformação e possivelmente a criação de trincas superficiais que levarão a fadiga completa.

A cada troca do material de atrito o disco deverá ser reusinado, respeitando-se o limite mínimo de espessura imposto pelo fabricante, de modo que a superfície de atrito fique novamente plana, evitando-se o problema de runout.

» Exemplo de discos de freios:



Figura 65 - Disco de freio sólido



Figura 66 - Disco de freio ventilado



Figura 67 - Disco de freio furado (cross drilled)



Figura 68 - Disco de freio ranhurado (slotted)



Figura 69 - Disco de freio ventilado-furado-ranhrado



Figura 70 - Disco de freio de cerâmica (ceramic disc brakes by Brembo®)

Recentemente pesquisadores da universidade de Michigan desenvolveram um novo disco de freio a partir de uma liga de alumínio, com a pista de atrito recoberta com aço. O aço entra em contato com a pastilha de freio, e quando as chapas se desgastarem elas poderão ser reusinadas e reaproveitadas. O segredo do processo está na redução de 50% do peso do disco e no processo de junção do aço ao alumínio. Esses discos resistem mais à corrosão, dissipam o calor mais rapidamente e tem maior resistência ao desgaste dos que os disco convencionais em ferro fundido.

» **Composição básica do disco de freio:**

Os discos de freio atuais são produzidos em ferro fundido cinzento com alto teor de carbono, ferro fundido nodular, e até mesmo em ferro fundido vermicular.

Estudos efetuados por fabricantes de discos de freios mostram que “em uma frenagem de parada total de 140 Km/h para zero, com uma taxa de desaceleração de 60%g, um veículo de 1.300 Kg transforma a sua energia cinética em calor, gerando uma potência nos freios de 152 KW”.

E continuam,... “essa grande geração de calor faz com que o disco de freio atinja temperaturas de até 800° C em curtíssimos intervalos de tempo. Esse fato provoca um gradiente térmico da superfície do disco ao seu núcleo de até 500° C”. É por essas características intrínsecas de utilização que o material dos discos de freio deve ser capaz de resistir a fadiga térmica, a grande quantidade de calor gerado em uma frenagem, que assim como é absorvida por ele, deverá ser rapidamente dissipada.

Esse material deve possuir igualmente uma boa resistência mecânica, ser de fácil fundição e usinagem, e principalmente, ter baixo custo.

Não podemos esquecer que os freios a disco deverão ser sempre avaliados quando da troca das pastilhas de freios, verificando-se a sua integridade estrutural ou alterações na superfície de atrito.

» **Identificação de alguns problemas em disco de freio:**



← Disco com superaquecimento

Disco apresentando coloração entre o azul e violeta, mais visível próximo às áreas de refrigeração. Superaquecimento ocasionado por má utilização durante a fase de assentamento das pastilhas, que pode provocar desde vibrações durante a frenagem, até alterações na estrutura do ferro fundido com a formação de cementita.



← Disco com "hot spots"

Disco apresentando fadiga estrutural, e “hot-spots”, alertando para a sua espessura que deve próxima ao limite mínimo recomendado. Além das conseqüentes vibrações, e claro, da geração de ruído (NVH), o estado avançado de formação de trincas evidencia uso intensivo e excessivo.



← Disco com desgaste excessivo

Disco de freio com desgaste excessivo, com espessura abaixo do recomendado para a troca (ocasionando o chamado “pescoço”). Discos que apresentam desgaste, desde que não acima do limite permitido, devem ser usinados, uma vez que o “pescoço” formado é fonte de vibrações e ruídos. Quando os discos atingem o limite da utilização devem ser obrigatoriamente trocados, não podendo mais ser usinados. Conforto e performance ficam totalmente comprometidos, uma vez que não há mais massa para a troca de calor com o ambiente.



← Disco com deposição de material

Deposição de material da pastilha de freio no disco. Neste caso a superfície de frenagem está completamente coberta com manchas escuras. Essa deposição de material ocasiona superaquecimento e conseqüentemente a perda de eficiência de frenagem, e pode levar a alteração da estrutura do ferro fundido.

Vibrações no sistema aparecem e ficam progressivamente mais severas. As pastilhas de freio deverão ser substituídas por material de melhor qualidade.

» Exemplo de composição química de discos de freios:

Fonte	Elemento de liga, em massa (%)								
	C	Si	Mn	P	S	Cr	Cu	Mo	Ni
Audi – VW	2,8-3,4	1,8-2,8	0,3-1,0	≤0,25	≤0,1	0,3	0,8	-	0,25
BMW (1)	3,1-3,4	1,8-2,2	0,7-0,9	≤0,12	≤0,12	0,1-0,15	-	-	-
BMW (2)	3,2-3,4	1,9-2,2	0,7-0,9	≤0,09	≤0,1	0,2-0,4	-	-	-
BMW (3)	3,7-3,9	1,8-2,2	0,5-0,8	≤0,1	≤0,12	≤0,12	≤0,25	≤0,1	-
DAF	3,4-3,6	2,0-2,4	0,6-0,8	≤0,15	≤0,1	0,25-0,35	0,5-0,75	0,4-0,6	-
Daimler Benz (1)	3,2-3,6	1,9-2,4	0,6-0,9	≤0,25	≤0,08	-	-	≤0,6	-
Daimler Benz (2)	3,7-3,9	1,8-2,2	0,6-0,9	≤0,1	≤0,12	0,4-0,6	≈0,25	0,4-0,6	1,2-1,4
Ford	3,1-3,4	2,0-2,3	0,6-0,9	≤0,3	≤0,13	0,15-0,35	-	-	0,15-0,3
Girling	3,1-3,4	2,0-2,4	0,6-0,9	≤0,15	≤0,15	-	-	-	-
Jaguar	3,5-3,7	1,9-2,4	0,6-0,8	≤0,15	≤0,15	≤0,15	≤0,80	≤0,05	≤0,10
MAN	3,2-3,6	1,9-2,4	0,6-0,9	≤0,25	≤0,08	-	-	-	-
Opel (1)	3,0-3,4	1,9-2,4	0,6-0,9	≤0,35	≤0,12	-	-	-	-
Opel (2)	3,0-3,4	1,9-2,4	0,6-0,9	≤0,1	≤0,1	0,25-0,4	-	0,35-0,45	≤0,2
Porsche	3,3-3,5	1,9-2,1	0,7-0,9	≤0,12	≤0,12	0,15-0,25	-	0,35-0,5	0,4-0,6
Renault	3,2-3,5	2,0-2,3	0,7-0,9	≤0,1	≤0,18	-	-	-	-
Rover	3,3-3,5	2,0-2,3	0,7-0,9	≤0,1	≤0,12	0,10-0,30	0,75-0,95	-	≤0,25

Figura 72 - Composição básica de alguns discos de freio

4.b » Tambores de Freio

Assim como os discos de freio, os tambores de freio efetuam exatamente a mesma função, que é a de ser parte integrante do mecanismo responsável pela dissipação do calor gerado durante a frenagem, possuindo uma participação preponderante no desempenho do freio.

Com os atuais projetos de motores de alto rendimento, criou-se a necessidade de se frear maiores pesos em velocidades mais altas, o que traz como consequência direta, maiores torques de frenagem, maior velocidade relativa entre a lona de freio e o tambor, resultando em maiores exigências ao elemento em destaque.

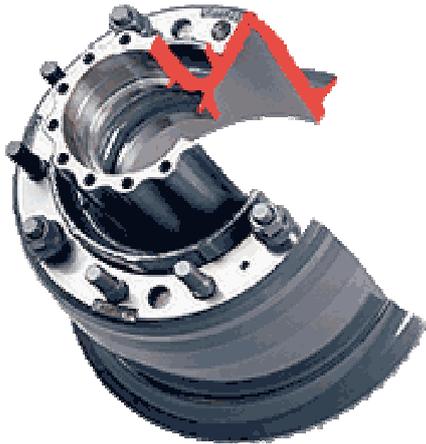


Figura 73 - Tambor com cubo agregado em corte

Com base nesse equacionamento todo, não podemos deixar de levar em conta que assim como o coeficiente de atrito de uma lona de freio tem seu valor limitado, todo aumento de força de aplicação no freio é obtido através do aumento da pressão de linha atuante no cilindro de freio, pressão essa limitada pela resistência estrutural do próprio tambor de freio.

Desta forma, o aumento das forças de aplicação, para se cumprir com maiores exigências aos veículos, resultará em maiores potências de frenagens, que irá se traduzir em maior desprendimento de calor originado pelo par de contato lona x tambor.

Esse calor deverá ser dissipado rapidamente, se quisermos manter as características de atrito do material da lona de freio dentro dos limites normais de operação e reduzir as solicitações térmicas.

Quando em operação o tambor de freio sofre dilatações e deformações ocasionadas pelo efeito da temperatura e da ação das forças radiais, principalmente tambores de freios de veículos comerciais pesados, e essa somatória de esforços propicia alterações na curvatura interna do tambor em relação à curvatura externa da sapata, diminuindo assim as superfícies de contato, criando pontos de pressão localizados.

Logicamente no seu projeto, os tambores de freio, assim como nos discos de freio, devem possuir algumas características e propriedades marcantes durante sua utilização, ou seja, uma boa capacidade de amortecimento de vibrações, e claro, ruídos; grande resistência à fadiga térmica e mecânica; além de um bom módulo de elasticidade.

Entre outras qualidades também citamos a condutibilidade térmica, pois é necessário que após uma freada o calor produzido se dissipe rapidamente na massa de metal do tambor de freio, e em seguida para o ambiente. Alguns tambores possuem também em sua superfície externa algumas nervuras que aumentam sua resistência mecânica e facilitam a transferência térmica. Quanto a superfície interna, a mesma deve ser cuidadosamente usinada, uma vez que é através dela que se efetua o contato com o material de fricção, e esse contato deve ser **sempre superior a 90% da área de trabalho da lona de freio**.

Dentro da classificação de Ferro Fundido, existem os seguintes tipos relacionados com suas características próprias, conforme tabela abaixo;

Classificação usualmente utilizada no Brasil para ferros fundidos comerciais.

Tipo de ferro fundido	Microestrutura típica	Comentários
Branco	Todo carbono presente na liga encontra-se na forma de cementita ou outros carbonetos metálicos.	A seqüência de solidificação e a microestrutura desses materiais podem ser interpretadas pelo diagrama de equilíbrio metaestável (Fe-Fe ₃ C), com as modificações necessárias em virtude da presença de outros elementos de liga.
Cinzento	As fases formadas na solidificação são austenita e grafita, conforme diagrama de equilíbrio estável, onde se obtém grafita em forma de veios.	Distinguem-se os teores de carbono grafitico e carbono combinado, cuja soma fornece o teor total de carbono desses ferros fundidos.
Mesclado	Quando a solidificação resulta na formação de regiões de ferro fundido branco e cinzento.	A região com ferro fundido cinzento se solidificou conforme o sistema estável (austenita-grafita) e a região com ferro fundido branco segundo o metaestável (austenita-carboneto).
Nodular	A grafita se apresenta na forma de nódulos no estado bruto de fusão.	Esta forma é decorrência da adição de certos elementos químicos ou condições particulares de fabricação, que modificam a forma de crescimento da grafita, não se obtendo grafita em veios como nos ferros fundidos cinzentos.
Maleável	Solidificam como nos ferros fundidos brancos, sendo posteriormente submetidas a um tratamento térmico (maleabilização), onde a cementita se decompõe em grafita e austenita.	Recebem, também a designação de ferros maleáveis de núcleo preto ou americano, e, ferro maleável de núcleo branco ou europeu.
Vermicular	Obtém-se, no estado bruto de fusão, através da adição de elementos de liga, a chamada grafita vermicular.	Esta morfologia é um produto intermediário entre a grafita em veios e a nodular.

Os tambores de freio são produzidos geralmente em **ferro fundido cinzento** em função de algumas características próprias de sua composição, tais como, facilidade de fusão e

moldagem, boa resistência mecânica, excelente usinabilidade, boa resistência ao desgaste, à compressão e ao choque, além de uma bom grau de amortecimento.

» **Exemplos de Tambores de Freios:**



A composição do material recomendado para tambores de freios está definida nas normas SAE J431 e ASTM A 159-72, e possuem a composição básica definida abaixo:

CARACTERÍSTICAS	CLASSE SAE		
	G2500a	G3500b	G3500c
Composição (%)			
Carbono total	3,40 min	3,40 min	3,50 min
Silício	1,60 - 2,10	1,30 - 1,80	1,30 - 1,80
Manganês	0,60 - 0,90	0,60 - 0,90	0,60 - 0,90
Enxofre	0,12	0,12	0,12
Fósforo	0,15	0,15	0,15
Faixa de Dureza	HB 170-229	HB 207-255	HB 207-255
Resistência a Tração (kgf/mm ²)	17,5	24,5	24,5

Nota: (a) - microestrutura ferrítica-perlítica

(b) - microestrutura martensítica

Essas normas também sugerem apenas como orientação, as seguintes aplicações para tambores de freios:

TIPO	APLICAÇÃO
G2500a	Tambores de freios para serviços médios, onde alto teor de carbono é desejado para minimizar os efeitos de aquecimento.
G3500b	Tambores de freio para serviço pesado, onde além de minimizar os efeitos de aquecimento é necessário alta resistência mecânica.
G3500c	Tambores de freio para aplicações para serviço extra-pesado.

» Os tambores de freios, principalmente aqueles utilizados em trabalho pesado, como é o caso de caminhões e ônibus, devem ser revisados todas as vezes que o material de fricção for substituído. Se na manutenção periódica observar-se na pista de frenagem trincas e fissuras térmicas que originaram sulcos com profundidade de 1,0 mm, os mesmos devem ser usinados e remontados, pois provocam desgaste prematuro das lonas de freio.

» Tambores com pontos duros, consistem em alterações provocadas em pontos isolados da superfície de frenagem do tambor, geradas por altas temperaturas desenvolvidas durante a frenagem. Essas manchas ficam salientes na superfície do tambor e às vezes desaparecem quando o tambor é utilizado novamente em condições mais amenas de temperatura. Entretanto, se as manchas não desaparecerem, o tambor deverá ser usinado, pois os pontos duros ocasionam pulsação do pedal de freio (carros com freios hidráulicos) e frenagens inconstantes em baixa velocidade.

» Tambores com “boca de sino”, são aqueles que apresentam abertura da conicidade do mesmo, e se essa conicidade não for superior a 0,2mm ele poderá ser reutilizado. Se a conicidade for superior a esse valor o tambor provoca um efeito na sapata de freio chamado “torsão de sapata”.

» Tambores que apresentam a formação de “hot spotting” geralmente sofrem trincamento profundo levando a falha estrutural do mesmo. Esse efeito acontece toda vez que o tambor trabalha em temperaturas muito baixas, e subitamente é submetido a uma carga térmica muito alta, proveniente de uma frenagem pesada. O rápido resfriamento da superfície do tambor leva a formação de martensita em baixa temperatura, ocasionando manchas esbranquiçadas na superfície de frenagem do tambor, com a conseqüente ocorrência de trincamento profundo.

» Tambores que são mal usinados, ou seja, com passo de usinagem muito alto, apresentam o chamado “efeito rosca”. A lona de freio quando entra em contato com o tambor, passa a adotar o passo da usinagem utilizado no tambor, e quando o freio é aplicado, as sapatas são jogadas contra o espelho do freio. O ruído dessa batida no espelho é muito característica (toc-toc).

» Tambores de freio ovalizados apresentam pulsações do pedal e aspereza do freio quando do seu acionamento. Os tambores de freio com muita ovalização não permitem um bom ajuste do freio, o que ocasiona falha em seu funcionamento. Se a ovalização não for superior a 0,2 mm no diâmetro o mesmo poderá ser utilizado.

» **Exemplo de tambores com trincas, pontos duros e hot spottings:**



Figura 74 - Tambores com stress térmico e mecânico

4. c » Cilindros, Válvulas, e Servo-Freios (Vacuum Boosters)

Na finalização desse capítulo vamos estudar rapidamente alguns dos componentes, não menos importantes, que compõe os sistemas de freios, uma vez que são eles que auxiliam na redução dos esforços da ação de frenagem propiciando aos freios de roda cumprirem com a sua função primária que é interromper a rotação das rodas de um veículo.

» **Vamos analisar preliminarmente uma Instalação Hidráulica:**

» **O Servo Freio (Vacuum Boosters)**

O termo servo freio remonta a idéia de frenagem assistida, ou servo assistência aos freios.

No início da indústria automobilística os veículos não utilizavam o recurso da frenagem assistida, uma vez que eles eram equipados com freios do tipo servo, os quais necessitavam de pequenas forças de aplicação no pedal de freio em virtude do seu alto fator de freio C^* , como vimos no capítulo anterior.

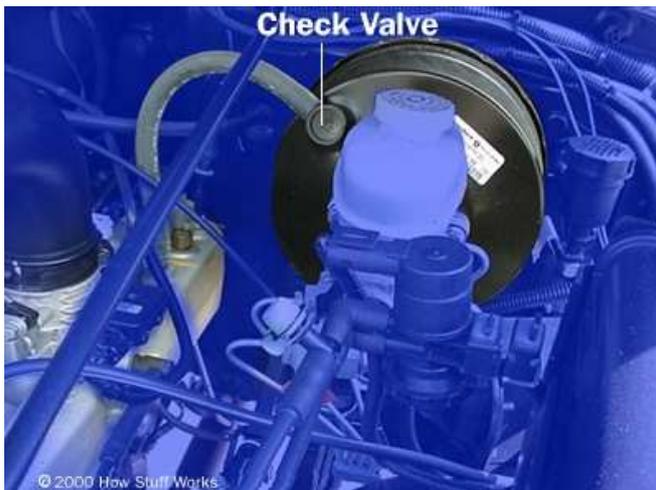


Figura 75 - O servo freio montado

Com o advento dos freios a disco, e por força da sua característica de baixo fator de freio, a força de aplicação no pedal de freio era muito alta, e para amenizar os altos esforços sobre o pedal de freios criou-se um mecanismo capaz de reduzir sensivelmente essa força. Não podemos também esquecer que um número cada vez maior de mulheres começou a dirigir e os força sobre o pedal de freio precisou ser igualmente ser amenizada.

O servo freio é uma câmara bipartida confeccionada em aço que utiliza o vácuo do coletor de admissão do motor do veículo para multiplicar a força aplicada ao pedal de freio, que é direcionada ao cilindro mestre através da haste do pedal. Essa força de multiplicação é produzida através da criação de depressão (pressão negativa ou vácuo) na parte anterior e posterior do diafragma da câmara, sendo que na parte anterior da mesma propicia-se a atuação de pressão absoluta ou atmosférica, e pela diferença entre a **Pressão absoluta** (ou atmosférica, que a nível do mar é de 760 mmHg) e a **Depressão** produzida pelo vácuo do motor, teremos uma resultante positiva de pressão que multiplicada pela área do diafragma ou membrana da câmara, traduz-se na força de multiplicação agente sobre a haste do cilindro mestre.

A relação do servo depende de fabricante para fabricante, mas um valor normalmente adotado hoje em dia é de **1:5**.

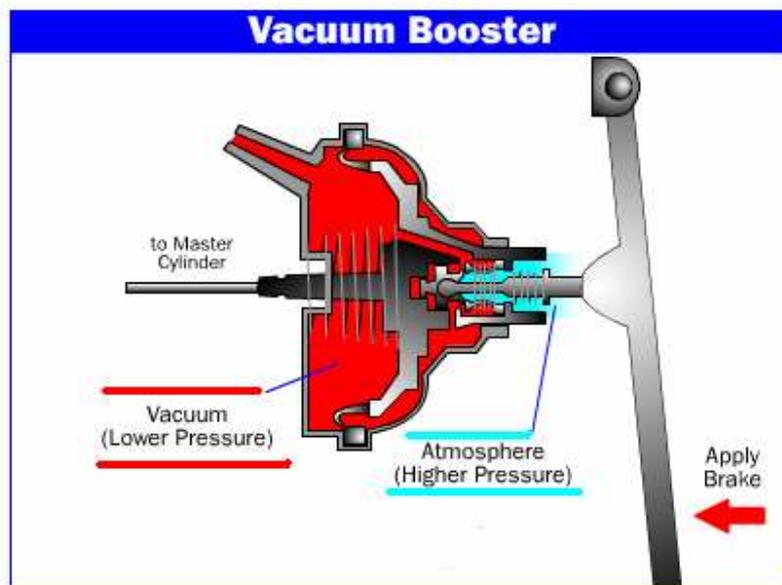
Todo o sistema é guarnecido por válvulas, ou seja, a válvula de retenção, a válvula de depressão e a válvula de pressão. A função de cada válvula pode ser descrita rapidamente como;

» **Válvula de retenção:**

É uma one-way valve (ou válvula de sentido único) cuja função é permitir a retirada do ar da câmara através da sua ligação com o coletor de admissão do ar do motor, criando assim o vácuo (depressão) necessário à boa atuação do servo. Se o motor desligar, ou mesmo houver vazamento na mangueira que liga o coletor à válvula, é ela quem garante que não haverá perda de vácuo no sistema.

» **Válvula de depressão e Válvula de pressão:**

A válvula de depressão é montada na parte anterior do diafragma para impedir a geração de vácuo quando houver a abertura da válvula de pressão atmosférica.



O Servo Freio em corte

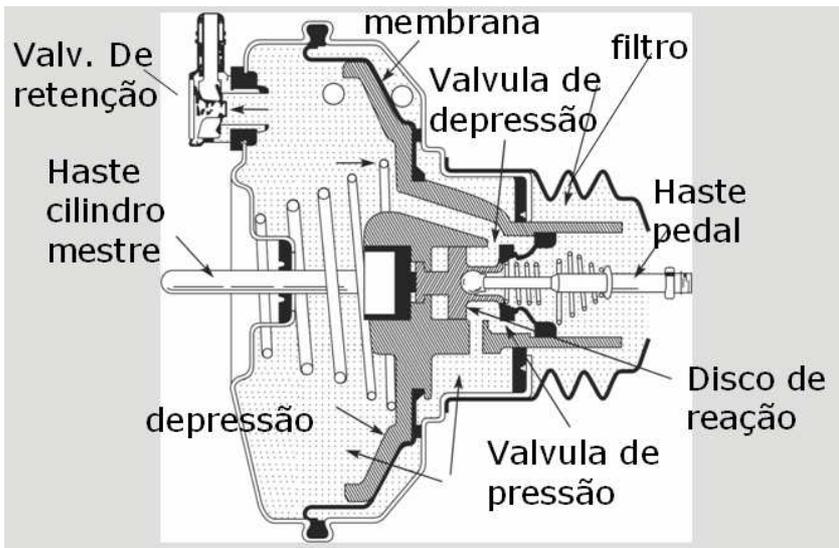
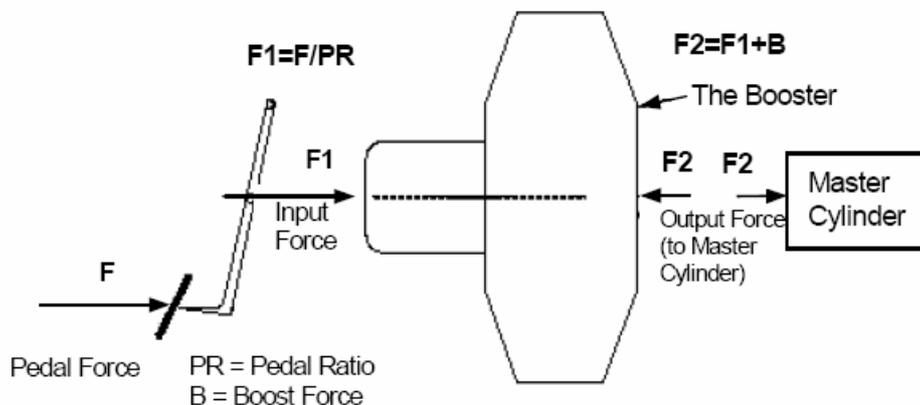


Figura 75- Esquema de funcionamento do servo freio

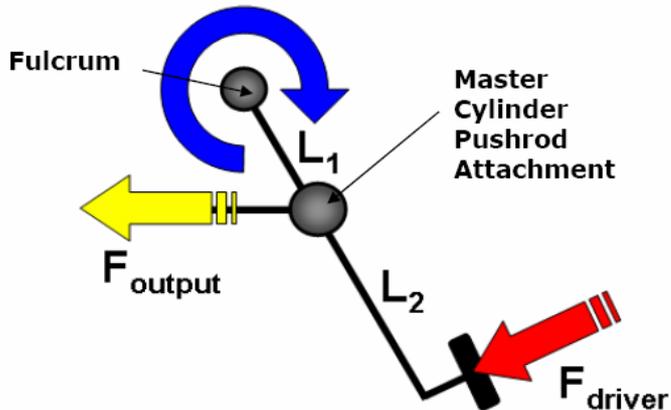
É claro que a intensidade da força de acionamento gerada pelo servo-freio vai depender do tamanho do servo-freio e do valor da depressão (vácuo) criado pela sucção do coletor de admissão.

Os servos-freios atuais são apresentados em várias dimensões, entre elas, 7, 8, 9 e 10 polegadas.

A análise de forças desenvolvidas através da utilização do servo-freio pode ser vista no esquema abaixo;



A relação de pedal, como é conhecida pode ser dada pelo esquema abaixo;



A **Relação de Pedal** (Pedal Ratio - **PR**) é dada pela fórmula: $PR = \frac{L_2}{L_1}$

Através dos esquemas mostrados, podemos escrever;

F_1 » Força aplicada na entrada do servo-freio $\rightarrow F_1 = \frac{F_{Driver}}{PR} \rightarrow \boxed{F_1 = F_{Driver} \times \{L_2 \div L_1\}}$
(Input force)

F_2 » Força aplicada na entrada do Cilindro Mestre $\rightarrow \boxed{F_2 = F_1 \times B}$
(Output Force)

onde, a **Pressão no Cilindro Mestre** será $\rightarrow \boxed{P_{cm} = F_2 \div A_{cm}}$

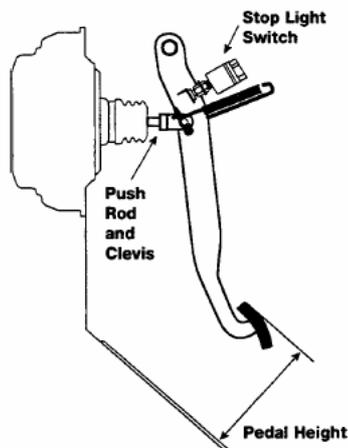
B é a **Força de amplificação do servo-freio (Relação do servo) = 1:5**

A_{cm} = **Área do Cilindro Mestre**

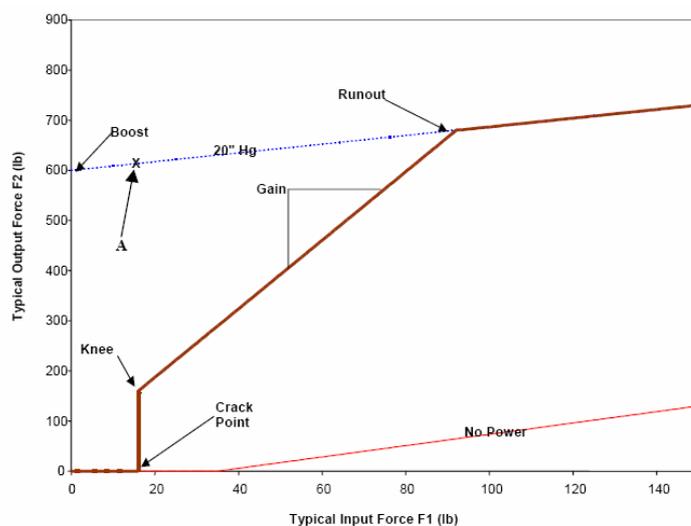
A relação de pedal (**PR**) é normalmente definida no projeto do veículo pelo fabricante do mesmo, juntamente com o fabricante do servo-freio.

A força do servo-freio depende, como já dissemos, da geometria do servo e da depressão (vácuo) criado pelo sistema do coletor.

Outro dado importante para a melhor instalação do sistema, principalmente quanto a conforto e feeling de pedal, é a **dimensionamento da sua altura (pedal height)**.



A figura abaixo mostra uma curva de performance típica de um servo-freio, através da relação entre a força de entrada F_1 (Input force) e a força de saída F_2 (Output force).



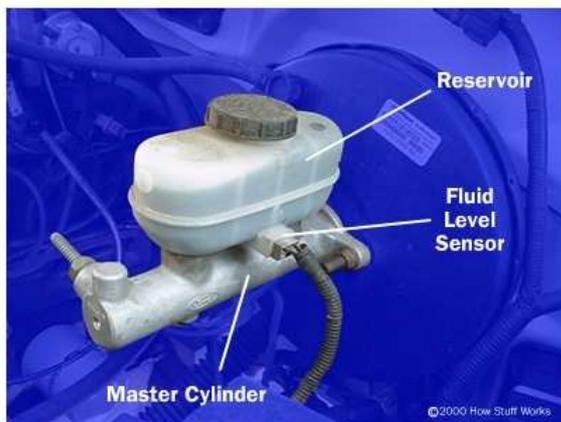
» O Cilindro Mestre

O cilindro mestre dos automóveis, comerciais leves e alguns caminhões leves, é o responsável direto pelo início do processo de frenagem de um veículo, uma vez que quando acionamos o pedal de freio, o pistão do cilindro mestre, que está interligado à haste do servo-freio, passa a comprimir o fluido que está em seu compartimento, e a partir dessa primeira compressão inicia-se a geração de pressão em todo o circuito de atuação hidráulica. É sua função também, manter a pressão residual nos circuitos de freio.

Inicialmente o cilindro mestre possuía uma carcaça composta de um único pistão que alimentava simultaneamente os dois circuitos de freio, o do eixo dianteiro e do eixo traseiro, e no caso de falhas internas do sistema o processo da transmissão de pressão era interrompido, ocasionando assim a perda de frenagem.

Para que houvesse então mais segurança no sistema de modo a se evitar a falta de freios, desenvolveu-se o **cilindro mestre duplo** (para circuitos de freios em diagonal) e o **cilindro mestre duplo escalonado** (para circuitos de freio em paralelo), e sua carcaça passou a contar com dois conjuntos de pistões interligados, permitindo que o sistema fosse dividido em dois circuitos combinados, um para o eixo dianteiro e outro para o traseiro.

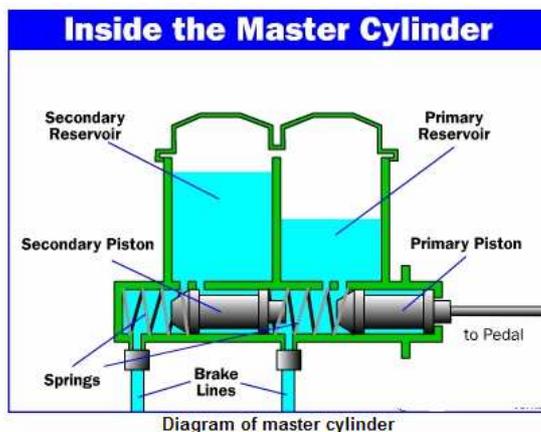
Assim, no caso de falha em um dos circuitos, o outro continuará funcionando, mesmo com pouca efetividade, propiciando ao motorista ainda utilizar o freio para poder parar o veículo em um local seguro.



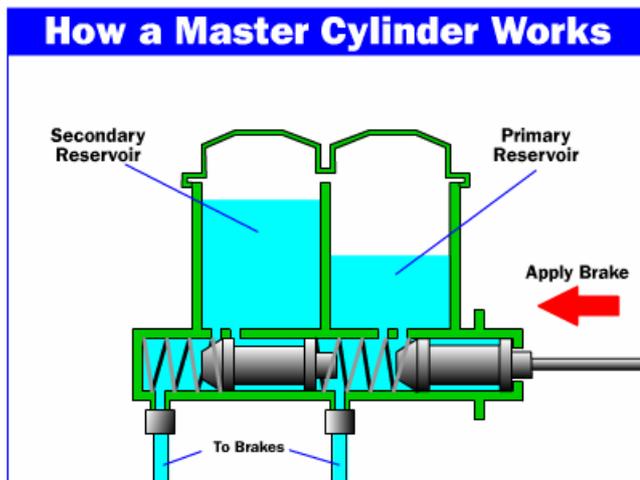
The master cylinder, reservoir and sensor

Figura 76 - Cilindro mestre duplo

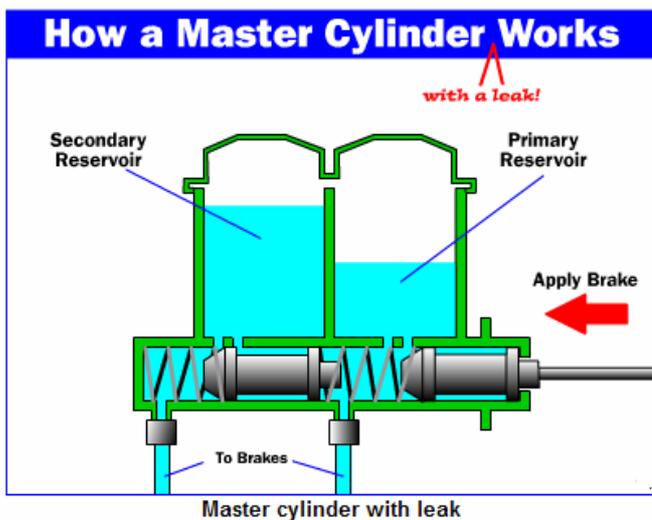
Acompanhe o esquema de funcionamento do cilindro mestre duplo:



Quando pressionamos o pedal de freio, a haste do servo empurra o pistão primário que transmite pressão ao circuito primário. A pressão existente entre o pistão primário e o secundário força o pistão secundário a comprimir o fluido alimentando assim o circuito secundário. Claro que a pressão operante é a mesma em ambos circuitos, e é estabilizada após desaplicarmos o pedal de freio, uma vez que as gaxetas possuem orifícios que permitem o escoamento do fluido residual na câmara do cilindro..



Se houver algum vazamento em qualquer um dos circuitos, o sistema é compensado da seguinte forma;



Quando o circuito primário vaza, perde-se a pressão entre o cilindro primário e secundário. Isso ocasiona o contato do pistão primário como o pistão secundário. Nesse caso o cilindro

mestre se comporta como se tivesse apenas 01 pistão. Essa ação faz com que o circuito secundário funcione normalmente, mas o motorista deverá pressionar o pedal de freio com mais força de modo a permitir sua ativação. Quando isso acontece, apenas duas rodas terão poder de frenagem, mas, extremamente reduzida.

Caso a falha seja no circuito secundário, os pistões se movimentarão sem muita resistência. Basta somente continuar apertando o pedal e vencer a força da mola proveniente do segundo cilindro até que todo o conjunto de pistões encoste no fundo do cilindro mestre. O curso do primeiro cilindro fica assim inalterado e a pressão é acumulada normalmente no circuito primário.

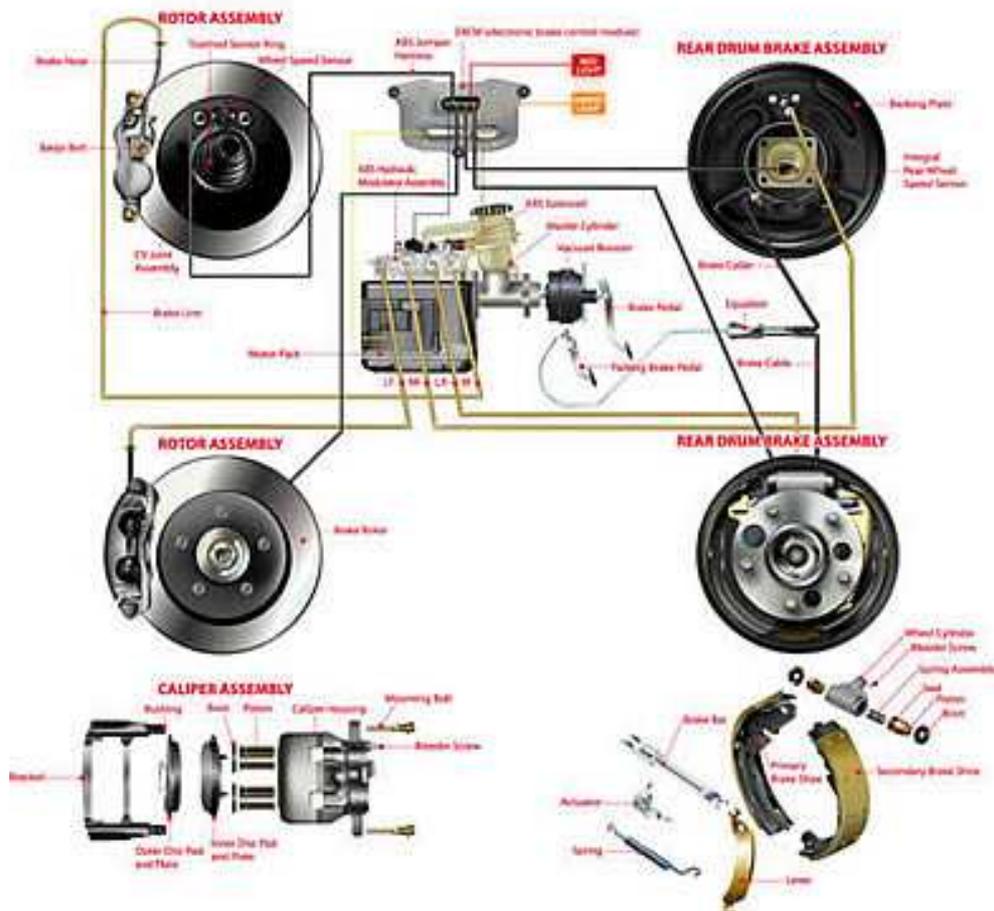
No cilindro mestre duplo escalonado os circuitos primário e secundário são montados em paralelo (circuito primário alimenta o eixo dianteiro, e o circuito secundário alimenta o eixo traseiro) uma vez que o seu corpo possui áreas diferentes, o que possibilita um aumento de pressão para o circuito traseiro em caso de falha do dianteiro, sem aumento na força de pedal.

Já no caso dos cilindros mestres duplos os circuitos são montados em diagonal, ou seja, o circuito primário alimenta a roda dianteira esquerda e a roda traseira direita, e o circuito secundário exatamente o oposto.

No caso de falha de qualquer um dos circuitos o motorista terá ação de frenagem pelo menos em uma das rodas dianteiras, que possui maior efetividade de frenagem.

Os cilindros mestres são encontrados em diversos diâmetros, entre os mais usados, 21, 22, 23 e 25,4 mm.

Veja abaixo uma instalação básica para freios atuados hidraulicamente.



Observação:

Segundo os fabricantes, para os veículos equipados com **ABS**, o cilindro mestre duplo contém em seu interior uma **válvula compensadora** montada junto à câmara do circuito secundário, o qual vai receber o excesso de fluido proporcionado pelo alívio da pressão dos freios das rodas (válvulas do ABS). A válvula compensadora foi adotada em função de possíveis danos as gaxetas, que podem ser ocasionados pelas constantes oscilações dos pistões por causa do funcionamento do ABS.

» Os Cilindros de Roda

Uma vez que a pressão de freio foi gerada por intermédio do cilindro mestre, a mesma é, em seguida, transmitida para todos os cilindros das rodas através dos circuitos de freios primários e secundários.

Os cilindros de rodas são encontrados em diversos diâmetros, e os mais conhecidos na aplicação de automóveis são 19,05 mm, 20,64 mm e 22,22 mm.



Figura 77 - Tipos de cilindros de roda, simples e com válvula de ponto de corte fixo embutida.

Os freios dianteiros ou calipers, possuem em sua estrutura pistões de vários diâmetros, que dependem, é claro, do seu dimensionamento e aplicação, e esses pistões recebem a pressão de linha vinda do cilindro mestre, que por intermédio da sua área, transforma-se em **força aplicada à pastilha de freio (força de acionamento)**.

O mesmo trabalho é proporcionado pelos cilindros de roda nos freios traseiros a tambor. Eles são os responsáveis por receber a pressão de linha vinda do cilindro mestre através dos circuitos de freio, e através da sua área, transformam essa pressão em força de aplicação nas sapatas.

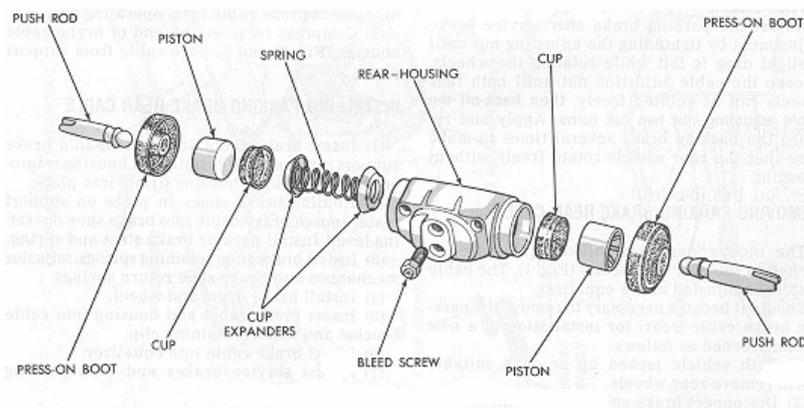
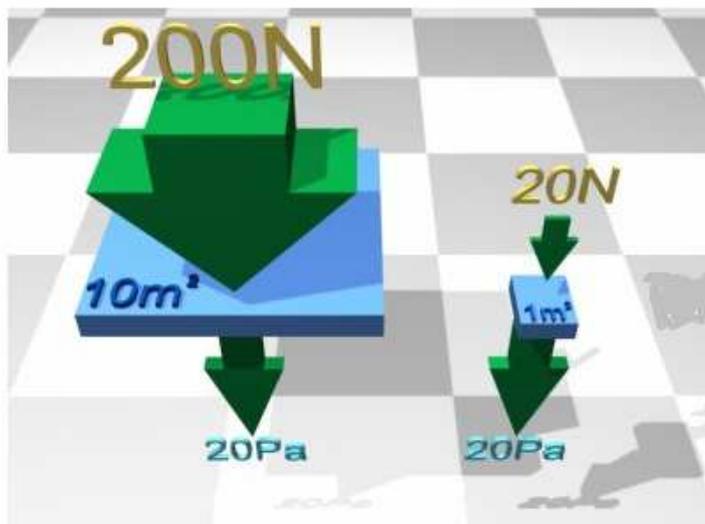
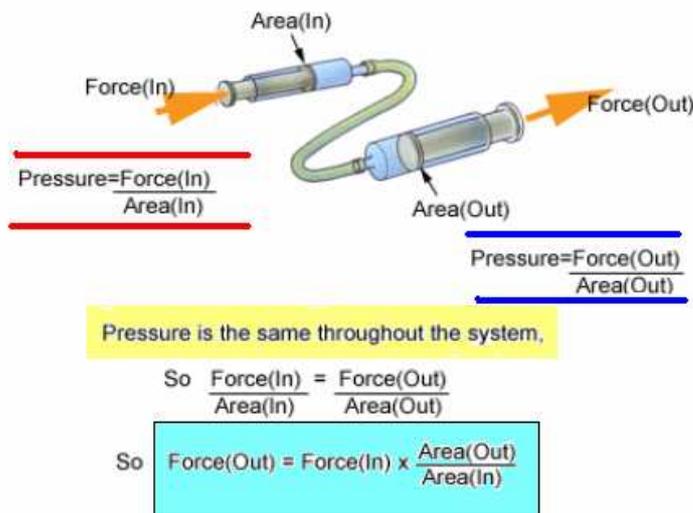


Figura 78 - O cilindro de roda em vista explodida

A função da mola entre os pistões é a de manter o contato dos mesmos com a alma das sapatas de modo que quando o pedal de freio é desaplicado não ocasione um possível curso morto no pedal. Já o retorno total do sistema de freio a tambor é proporcionado pelas molas de retorno das sapatas de freio.

E como é que a pressão que sai do cilindro mestre é transmitida?

Pelo esquema, podemos observar que existe uma **relação de proporcionalidade** entre a **força de saída e a força de entrada**, ou seja;



A instalação de freio ou circuito de freio utiliza-se do recurso da mecânica dos fluidos, e é através da lei de Pascal, a lei dos vasos comunicantes, que os circuitos de freio podem ser dimensionados, uma vez que a pressão do sistema se mantém constante em vários pontos de entrada através da utilização de diferentes áreas dos atuadores.

Veja o esquema a seguir:

Qualquer variação de pressão, exercida num fluido, transmite-se integralmente a todos os pontos do fluido e às paredes do recipiente que o contém.

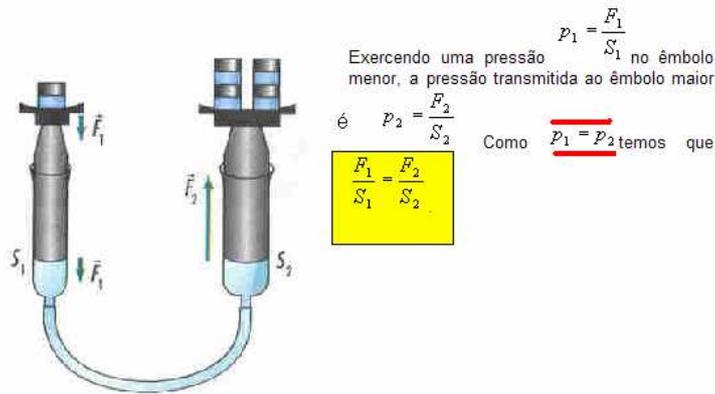


Figura 79 - A Lei de Pascal

Lembramos que essa lei pode ser aplicada às instalações ou circuitos de freios em virtude do **fluido de freio ser “incompressível”**.

» O Fluido de Freio

Nos sistemas de freios de atuação hidráulica, sejam automóveis, comerciais leves e caminhões leves, o fluido de freio é o meio preponderante que garante a transmissão de pressão do cilindro mestre para os circuitos de freio, e esses para os pistões dos calipers e os cilindros de roda.

Uma característica importante para os fluidos de freios é o seu alto ponto de ebulição, assim como o seu ponto de congelamento, apesar de que essa variável física não afeta os veículos no Brasil, ao contrário de países onde o inverno é muito rigoroso.

Entretanto, se o fluido de freio entrar em ebulição pela ação da transferência de altas temperaturas à ele, irá se vaporizar, perdendo assim a sua capacidade de transmissão de

pressão, uma vez que os gases são fluídos incompressíveis, e esse fato pode ocasionar perda total ou parcial dos freios.

Assim, pela sua **resistência em relação ponto de ebulição**, os fluídos de freios são classificados pelo **Department of Transportation (DOT)** Americano em;

DOT 3 » Ponto de ebulição acima de 205°C

DOT 4 » Ponto de ebulição acima de 230°C

DOT 5 » Ponto de ebulição acima de 260°C

onde, **DOT 3 e DOT 4 são produzidos à base de glicol**, e o **DOT 5 à base de silicone**

A principal diferença é que o **DOT 3 e DOT 4 absorvem água**, e o **DOT 5 não**.

Uma vez que os fluídos de freios DOT 3 ou DOT 4 absorvem água, seu ponto de ebulição diminui, e como ele pode absorver essa água do ar, é conveniente não abrir com muita frequência o reservatório de fluído, fazendo isso somente durante as inspeções.

O fluído **DOT 5 não absorve água** e como conseqüência seu ponto de ebulição permanece mais estável.

A importância de um fluído com alto ponto de ebulição se faz quando utilizamos o freio em condições muito extremas, como descidas de serra, onde a transferência de calor gerado pelos freios pode influenciar as partes internas do sistema de freios, principalmente através do material de atrito.

» As Válvulas utilizadas nos circuitos de freios

Dependendo das características de frenagem assumidas no projeto do veículo, que como vimos, leva em consideração uma série de dados construtivos, como o carregamento máximo do mesmo (GVW), o carregamento nos eixos, o posicionamento do CG, a característica dos freios a serem utilizados, entre outros, a distribuição da pressão hidráulica deve também seguir esse projeto, e essa mesma distribuição alterará a força de frenagem dos eixos dianteiros e traseiros. Esse fato influenciará diretamente no balanceamento de freio do veículo.

E para que possamos efetivar sempre a melhor distribuição das forças de frenagens nas mais diversas situações, os especialistas utilizam-se do recurso de válvulas apropriadas, que inseridas na instalação ou circuito de freio, controlam a pressão direcionada para cada eixo.

» **As Válvulas Equalizadoras ou Proporcionadoras ou de Ponto de Corte Fixo**

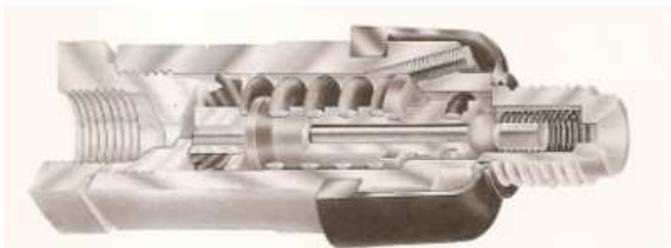
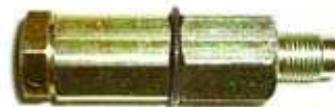
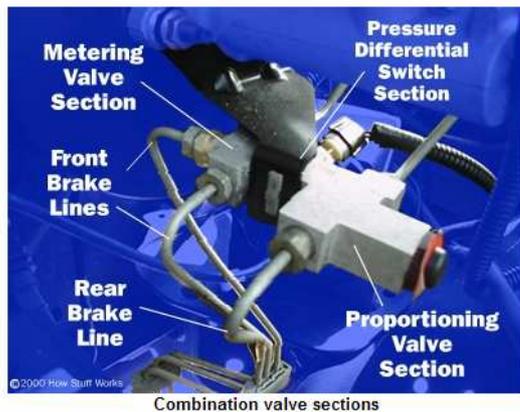


Figura 80 - Válvula de ponto de corte fixo (Teves®)

As válvulas proporcionadoras (equalizadoras) ou de ponto de corte fixo, foram desenvolvidas para limitar a pressão hidráulica de freio entre o eixo dianteiro e traseiro.

Como vimos na ação dinâmica da frenagem, parte do carregamento do eixo traseiro é transferido para o eixo dianteiro. Ao frearmos um veículo, a pressão de frenagem é praticamente igual no eixo dianteiro como no eixo traseiro. A função da válvula proporcionadora ou de ponto de corte fixo é limitar a pressão máxima a ser entregue para o freio traseiro, de modo que quando da transferência dinâmica de carga, as rodas do eixo

traseiro não bloqueiem e percam a sua aderência com o solo, colocando em risco a estabilidade direcional do veículo, e conseqüentemente, sua segurança.

Essas válvulas podem ser montadas na saída do cilindro mestre, no eixo traseiro do veículo, ou ainda, são embutidas no próprio cilindro de roda, e podem ser reguladas para a condição de veículo vazio e carregado. Porém para isso se faz necessário conhecer as condições de projeto do veículo, como distância entre eixos, altura do centro de gravidade, transferência dinâmica de carga, entre outras características.

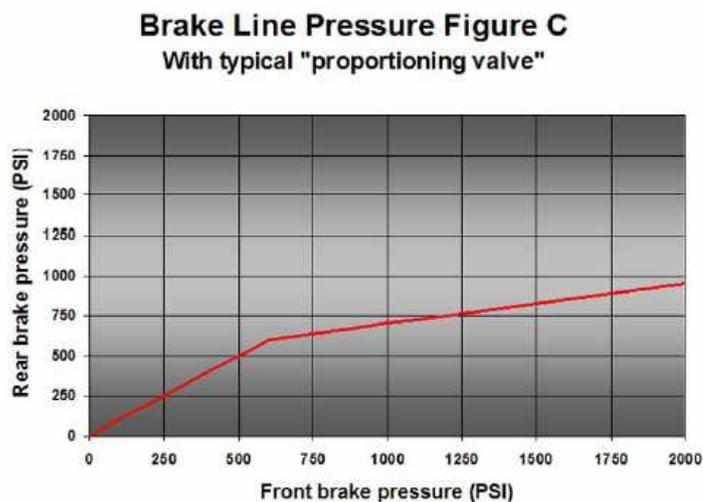


Figura 81 - Gráfico do ponto de corte da válvula permitindo melhor balanceamento.

» Válvula de antecipação de pressão

Essa válvula é normalmente posicionada no circuito hidráulico do freio dianteiro, nos carros equipados com freios a disco e freio a tambor. Ao acionarmos o pedal de freio, a função dessa válvula é evitar que os freios a disco já estejam aplicados antes mesmo das lonas de freio entrarem em contato com o tambor de freio no eixo traseiro, mesmo porque as sapatas do freio a tambor tem que vencer a força das molas de retorno, o que não acontece no freio a disco, cuja atuação e contato é quase que imediato.

A válvula então permite que uma pequena antecipação hidráulica, ou pressão pré-operativa ($\pm 0,5$ bar) aconteça no eixo traseiro de modo que os dois freios atuem simultaneamente.

» Válvula Sensível a Carga (LSV)

Esta válvula é fixada simultaneamente ao eixo traseiro do veículo e ao seu chassi.

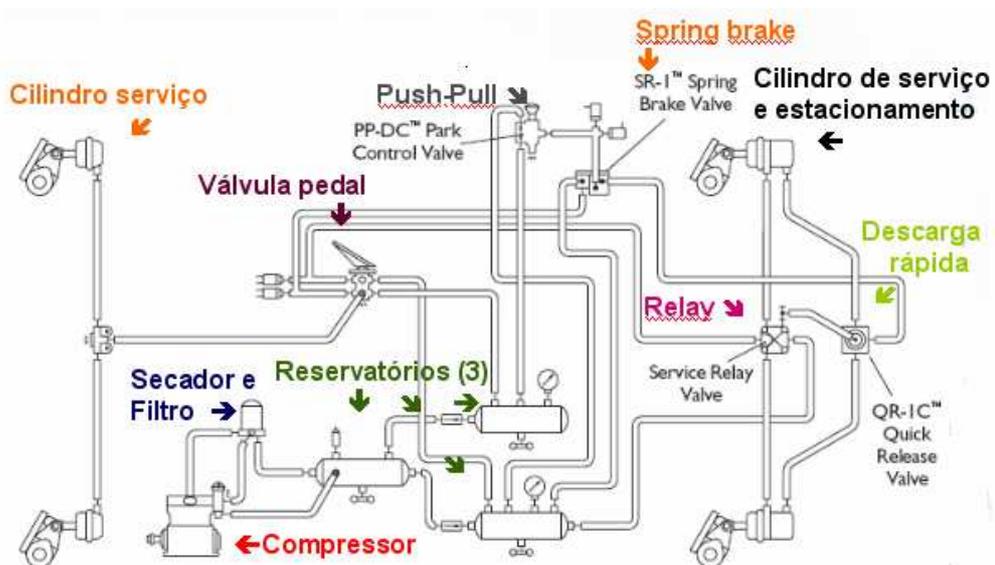
De acordo com a variação da altura do chassi do veículo em relação ao eixo traseiro, ocasionada pelo aumento no carregamento do eixo traseiro, a válvula permite maior passagem de pressão de fluido para o cilindro de roda, proporcionando assim maior participação de freio ao eixo.



Figura 82 - Load Sense Valve (LSV)

» Vamos analisar agora uma Instalação Pneumática:

Vejamos uma instalação pneumática básica:



Uma instalação básica de um veículo comercial equipado com freios pneumáticos possui os seguintes componentes:

- » Compressor de ar
- » Secador de ar e Filtro de ar
- » Reservatórios de ar (3 sistemas independentes)
- » Válvula de controle de pressão do reservatório
- » Válvula pedal de duas vias
- » » Cilindros (atuadores) de freio de serviço e de estacionamento
- » Válvulas relay para antecipação pneumática do freio traseiro e permitir atuação mais rápida no eixo.
- » Válvulas de alívio rápido, liberam o ar do cilindro de freio mais rapidamente.
- » Válvulas do freio de estacionamento (PP - push-pull, ou de alavanca moduladora)
- » Válvula sensível a carga permitindo melhor balanceamento do sistema, inclusive quanto a transferência dinâmica de carga.
- » Válvula de proteção de pressão, que além de isolar um reservatório do outro, auxilia no atraso de enchimento do reservatório auxiliar, até que a pressão de serviço do reservatório primário é atingido.
- » Válvula moduladora, que permite rápida aplicação do freio de estacionamento (spring brake).

Veja abaixo alguns exemplos:



Válvula Pedal

PR-4™
Pressure
Protection
Valve



Válvula de proteção



Relay Valve

Válvula Relay

QRV™ Quick Release Valve



Válvula de alívio rápido



PP-1™ Control Valve

Válvula Push-Pull



SR-1™ Spring Brake Valve

Válvula do freio de estacionamento

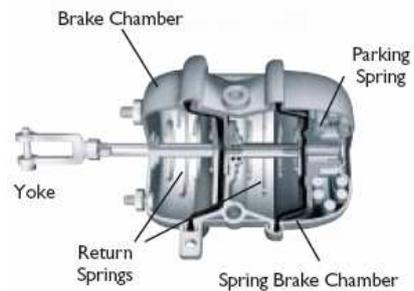
Os outros componentes que participam direto na atuação pneumática foram vistos no capítulo 3, vamos relembrar alguns deles que propiciam o funcionamento do freio de roda;

Brake Chamber



Diaphragms

Cilindro (atuador) de freio



Freio de estacionamento (spring brake)

Vejamos rapidamente como funciona o freio pneumático:

**Brake Chamber and Slack Adjuster
(Brakes off)**

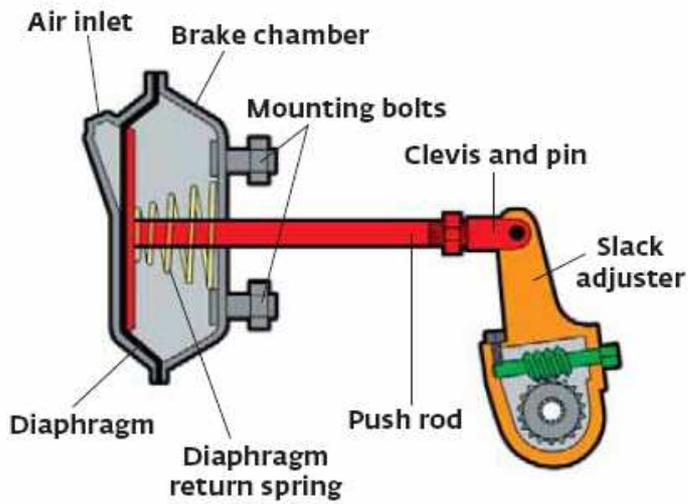


Figura 83 - Freio desaplicado

No diagrama acima o freio está desaplicado, sem a incidência de pressão.

Brake Chamber and Slack Adjuster (Brakes on)

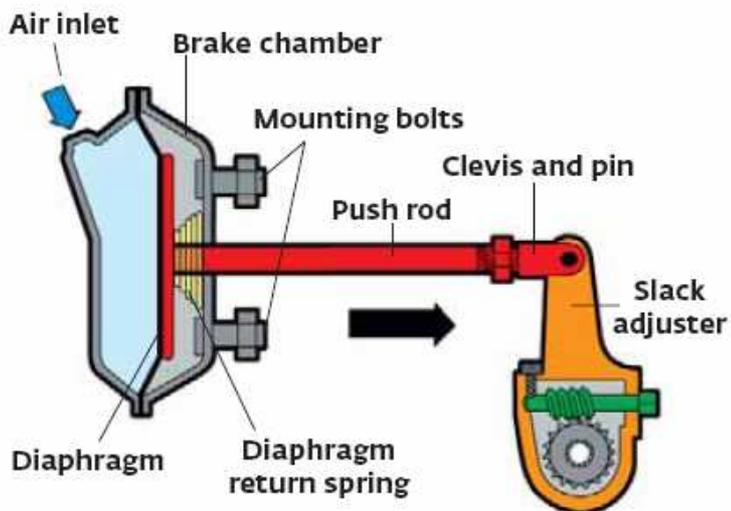


Figura 84 - Freio aplicado

Já na figura 84, assim que a pressão entra no cilindro de freio ela preenche sua área e empurra o diafragma à frente, o qual conseqüentemente aciona e desloca a haste ligada à ele. Essa haste aciona a alavanca de freio (figura 85), que como é montada no **eixo S** (figura 86), permite que o eixo acione as sapatas de freio, que são expandidas contra o tambor através dos roletes.

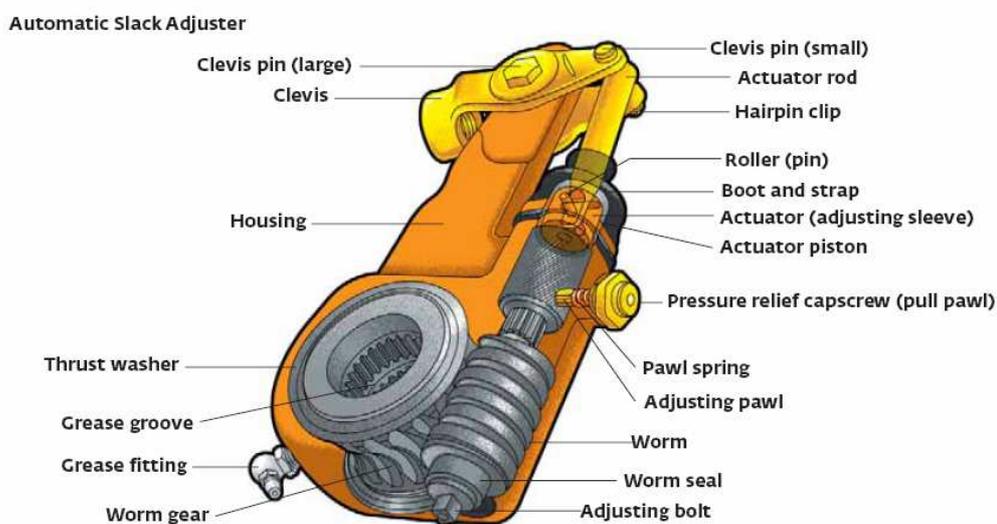


Figura 85 - Alavanca de ajuste automático



Figura 86 - Eixo S

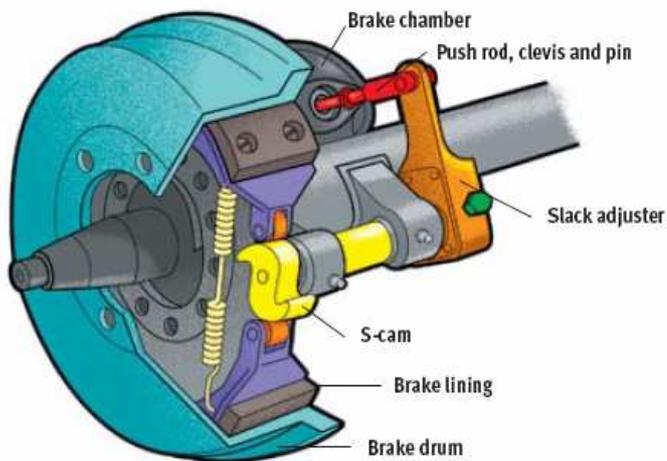


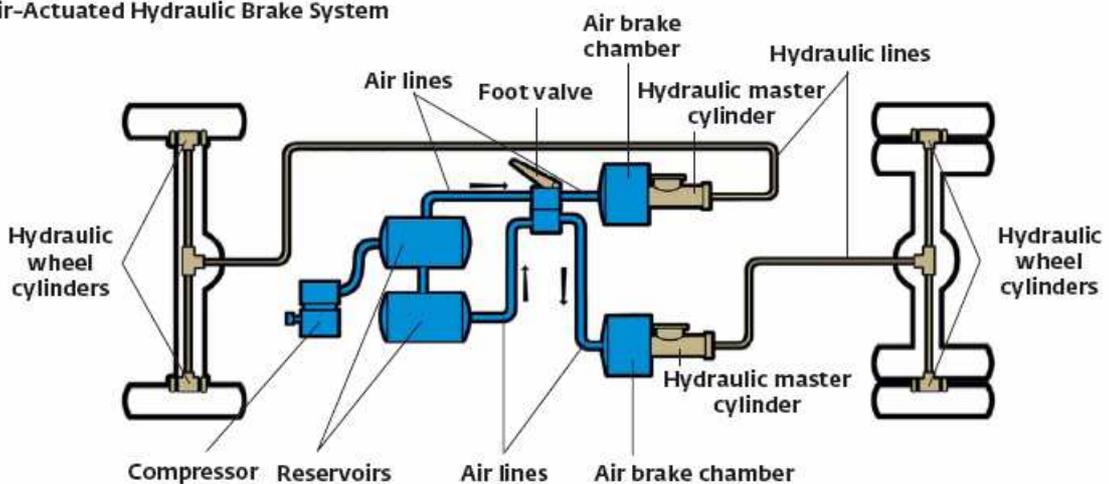
Figura 87 - O Trabalho do freio S-Cam

» Atuação Pneumato-Hidráulica:

Alguns caminhões leves utilizam o recurso de freios de roda e circuitos de freios hidráulicos, porém a atuação sobre o cilindro mestre é feita através de cilindros pneumáticos, que substituem o servo-freio na ação de ampliação da força de aplicação.

O veículo possui compressor para a geração de ar, reservatórios de ar, válvula pedal pneumática e o atuador, como se fosse uma instalação pneumática. Porém do atuador para frente seu comportamento é de uma instalação hidráulica.

Air-Actuated Hydraulic Brake System



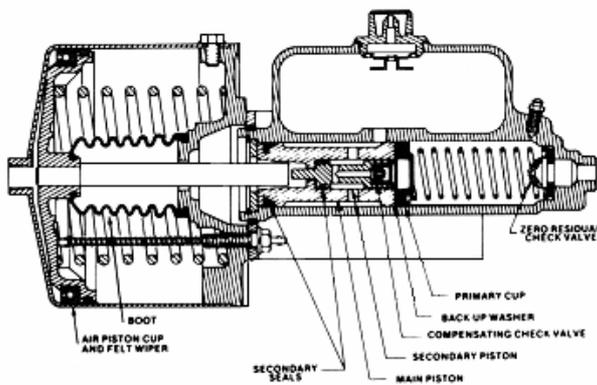


Figura 88 - Atuador Pneumato-Hidráulico

5. Como se faz uma Instalação Básica de Freios

Veremos rapidamente nesse capítulo quais os recursos que temos que ter disponíveis para efetuarmos uma instalação básica de freios em um veículo.

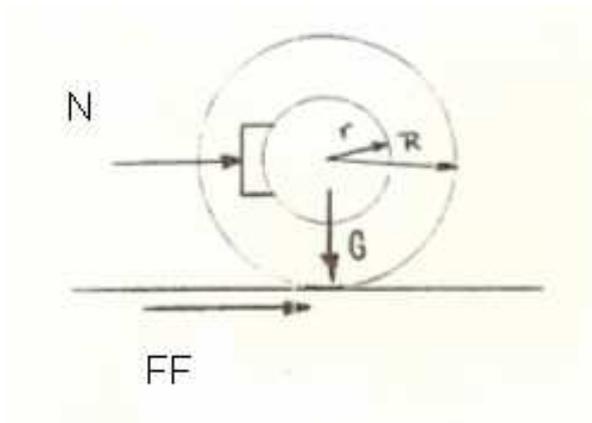
5.a » Uma noção rápida sobre balanceamento de freio

Por definição, o balanceamento de freio é a determinação do percentual das forças de frenagem distribuídas entre o eixo dianteiro e traseiro de um veículo, para se obter com isso, a condição de frenagem ideal, que é aquela onde todas as rodas são freadas no limite de bloqueio, ou **aderência pneu x solo**.

Assim, quando escutamos que um determinado veículo possui um balanceamento de **80x20**, o que deveríamos entender é que o eixo dianteiro participa com 80% da força de frenagem total, e o eixo traseiro com 20% da mesma força.

Claro que para se chegar a essa taxa, ou a esses números, teremos que considerar um estudo de equacionamento de todas as variáveis envolvidas no projeto, das condições dinâmicas do veículo, dos sistemas de freios e atuação, e das grandezas adimensionais como os coeficientes de atrito e de aderência envolvidos na análise.

Vamos começar pela análise de forças que agem na roda de um veículo desacelerando; (considerando-se a roda sem deformações)



Da figura obtemos duas relações, obtidas através da igualdade dos momentos que agem na roda, a saber;

A **Força de Frenagem F_F** na roda é da pela equação: **$F_F = G \times f$** , onde;

G = Peso do veículo

f = Aderência Pneu x Solo

O momento da força de frenagem (torque de frenagem) é dado por: **$M_{F_F} = G \times f \times R_R$** , onde;

R_R = Raio de rolamento do pneu ou Raio dinâmico

f = Coeficiente de aderência Pneu x Solo

O momento de frenagem do freio (torque do freio) é dado por: **$M_{Freio} = N \times \mu \times r$** , onde;

N = Força aplicada ao freio

μ = Coeficiente de atrito Disco x Pastilha ou Lona x Tambor

r = Raio efetivo do disco (raio de atrito), ou raio do tambor

$$\text{No equilíbrio temos: } M_{F_F} = M_{Freio} \rightarrow N = \frac{G \times R_R \times f}{r \times \mu}$$

Analisando-se as duas expressões dos momentos, podemos afirmar;

$$M_{F_F} = G \times f \times R_R \rightarrow$$

O fator limitante da força de frenagem da roda (“Limite de Frenagem”), ou do travamento das rodas, será dado pelo **fator de aderência pneu x solo (f)**.

$$MF_{\text{freio}} = N \times \mu \times r \rightarrow$$

A força de frenagem do freio (força de atrito), que é gerada através dos contatos pastilha x disco ou lona x tambor, está diretamente ligada ao coeficiente de atrito dos pares de contato.

Desta forma, a força de frenagem do freio poderá ser igual, maior ou menor que a força de frenagem da roda, dependendo do fator de aderência pneu x solo. Para que possamos ter uma condição de frenagem otimizada (ou mesmo ideal) o coeficiente de atrito dos pares de contato, pastilha x disco, ou lona x tambor não poderá suplantiar a aderência (f) pneu x solo, caso contrário, teremos o bloqueio das rodas e a conseqüente perda de eficiência dos freios.

Assim, a **força de frenagem do freio deve ser menor ou igual a força de frenagem da roda.**

Observe agora o estudo de forças agindo sobre o veículo desacelerando;

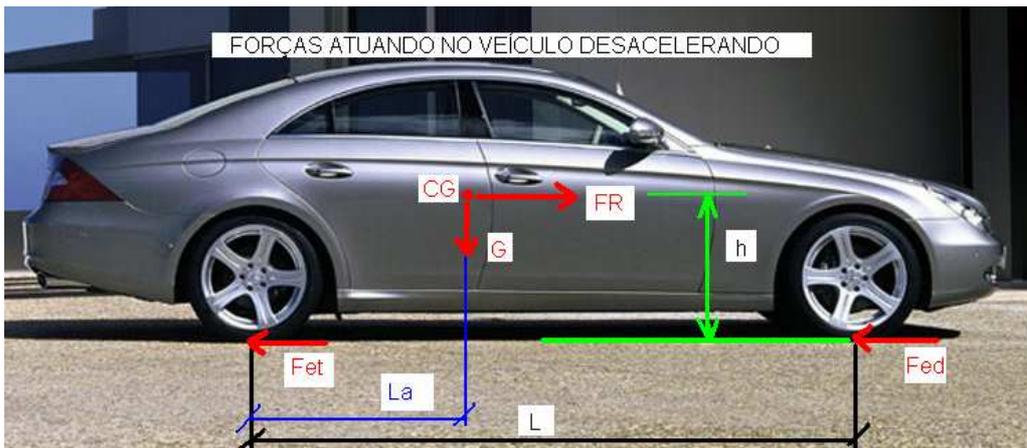


Figura 89 - Forças agindo em um veículo desacelerando

Nomenclatura:

F_R = Força de retardamento $\rightarrow F_R = M \times b$ (agindo no CG)

M = Massa do veículo $\rightarrow M = G \div g$, onde; G é o peso do veículo (Kgf)

g é a aceleração da gravidade

b = Desaceleração imposta ao veículo, onde $b = a \times g$, sendo b = Desaceleração % g

G = Peso do veículo no centro de gravidade (CG)

G_{ed} = Componente do peso sobre o eixo dianteiro

G_{et} = Componente do peso sobre o eixo traseiro

F_{ed} = Força de frenagem no eixo dianteiro

F_{et} = Força de frenagem no eixo traseiro

L = Distância entre eixos

h = Altura do centro de gravidade (**CG**)

Para o veículo desacelerando teremos;

$$F_R = M \times b = M \times a \times g = \frac{G}{g} \times a \times g \rightarrow \boxed{F_R = G \times a}$$

mas, **F_F** é a **força de frenagem**, ou seja; $\Sigma F_F = F_{ed} + F_{et} = F_R$

assim, $a = \frac{\Sigma F_F}{G} \times 100$ é a eficiência de frenagem

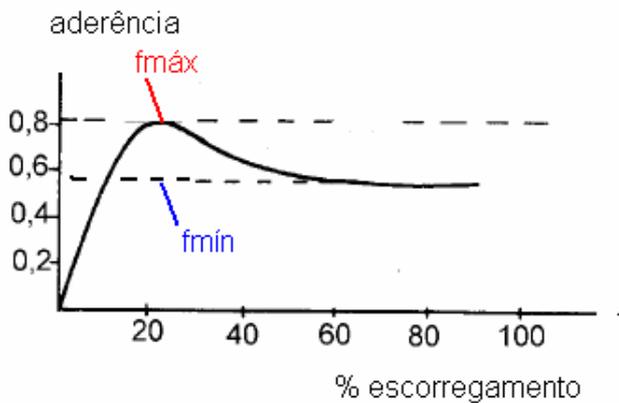
Se considerarmos a **situação ideal**, onde todas as rodas são **freadas no limite de aderência pneu x solo**, poderemos então considerar \rightarrow **aderência dianteira = aderência traseira**, ou

$$\rightarrow \boxed{f_{ed} = f_{et} = a}, \text{ ou } a \div f = 1$$

Porém a **situação ideal seria utópica**, uma vez que o ponto máximo de aderência pneu x solo é difícil de ser determinado, e a desaceleração ideal é difícil de ser obtida, por duas razões;

- a **desaceleração real** é proporcionada por uma **relação fixa obtida da participação dos eixos dianteiros e traseiros, (uma equação linear)**, enquanto a **aceleração real origina-se através de uma equação do 2.o grau.**

- como a força de frenagem da roda concentra-se em uma pequena superfície entre pneu x solo, existe um escorregamento relativo entre as partes, ocasionando variação na curva de aderência.



Chamando de λ o **percentual de escorregamento relativo** entre pneu x solo, verificamos no gráfico acima que a **aderência máxima “fmáx”** ($\approx 0,80$) acontece quando o escorregamento relativo está entre **20 e 30%**, e considerando o mesmo intervalo, obtemos a aderência mínima **“fmín”** ($\approx 0,60$) como seu valor referente ao bloqueio da roda.

O escorregamento relativo é dado por: $\lambda = \frac{(v - rw)}{v} \times 100$ onde,

v » é a velocidade de translação do pneu

rw » é a velocidade periférica de um determinado ponto no pneu

Gostaríamos de salientar que:

» **Pneu bloqueado não tem força lateral**

» $\lambda = 0 \therefore$ **Roda rolando**

» $\lambda = 100 \therefore$ **Roda bloqueada**

» **Se um piso tem $fmáx = 0,80$ » então a máxima desaceleração será 0,80g ou 80%g**

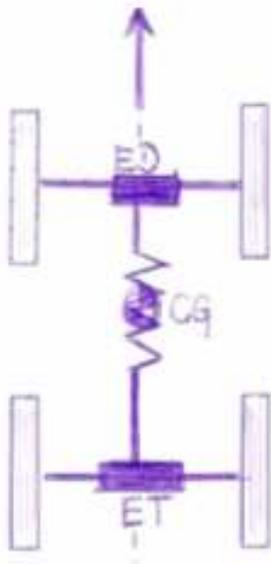
Em qualquer projeto de freios, uma situação de frenagem em que ocorra o bloqueio das rodas é sempre inconveniente.

Vejamos um bom exemplo prático e simples.

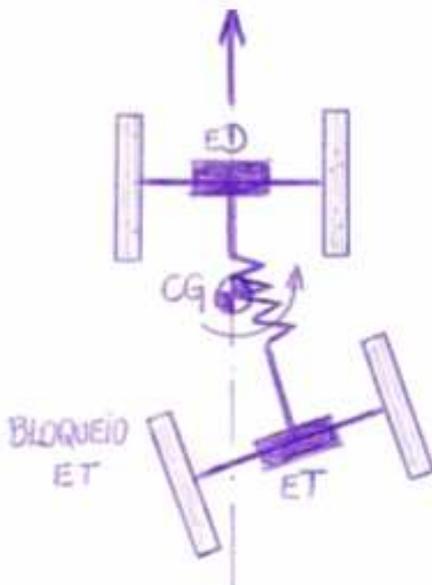
Imaginemos as seguintes condições:

» Os eixos dianteiro e traseiro de um veículo são compostos por dois blocos, interligados entre si por uma mola, simulando o seu chassi.

1º» O primeiro esquema é um veículo em movimento, sendo desacelerado.



2º» O segundo esquema representa um veículo, que ao ser desacelerado, sofreu bloqueio do eixo traseiro (bloq ET).



→ A percepção do bloqueio de eixo traseiro:

“A mola está simulando o chassi do veículo, e o eixo dianteiro apresentou máxima eficiência de frenagem, não ocorrendo bloqueio”.

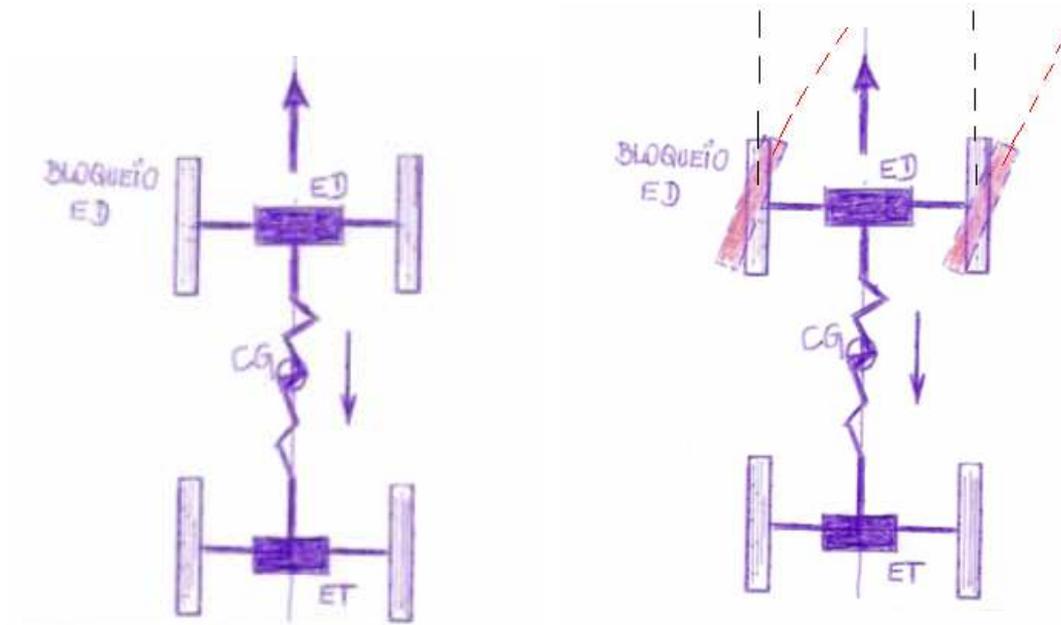
Já o eixo traseiro ao perder a aderência pneu x solo, bloqueia, e ao bloquear “age como se comprimisse a mola”. Esse eixo tenderia a girar em torno do CG do veículo e o sentido de escorregamento será dado em função do pneu que entrar em bloqueio primeiro, se for o direito, a tendência de giro é à direita, e vice-versa.

Claro que essa visão é somente didática, para uma simples visualização da ação.

Na realidade o eixo traseiro ao bloquear entra em instabilidade em função da perda da força lateral dos pneus.

→ “Com o bloqueio traseiro você perde estabilidade direcional”

3º» O terceiro esquema, representa um veículo, que ao ser desacelerado, sofreu bloqueio do eixo dianteiro (bloq ED).



→ A percepção do bloqueio de eixo dianteiro:

O eixo dianteiro entra em bloqueio, em função da perda de aderência com o solo, enquanto o eixo traseiro apresenta a máxima eficiência de frenagem. O efeito sobre o chassi seria o eixo traseiro “puxar” a mola, distendendo-a, e a consequência direta seria a perda do controle direcional do eixo dianteiro.

Na realidade o que ocorre é que o eixo dianteiro ao bloquear, as rodas tendem a seguir a direção da tangente ao movimento antes do bloqueio, e o controle direcional se perde não importa para que lado você vire o volante.

→ “Com o bloqueio dianteiro você perde dirigibilidade”.

» Como é a distribuição das forças de frenagem ideais:

Para que possamos efetuar um bom projeto de freios, a primeira coisa que devemos levar em conta é a distribuição das forças de frenagens propiciada pelos freios de roda, que nos levaria a condição real de instalação. Após a análise do que a instalação que dispusemos no veículo nos entrega, passamos a utilizar os recursos de atuação, como as válvulas que já descrevemos, no intuito de aproximar a nossa instalação às condições mais reais possíveis de utilização, tirando o máximo de eficiência de frenagem possível do nosso projeto.

Para o cálculo da distribuição de forças de frenagem ideais, temos que assumir algumas condições de contorno, melhor dizendo, temos que admitir que o centro de gravidade do veículo não muda durante a frenagem, e que a sua suspensão também não se altere.

Analisando novamente a **figura 89** (veículo desacelerando) teremos; → $F_R = F_{ed} + F_{et}$

Essa força de retardamento age como podemos ver na figura, no centro de gravidade do nosso veículo e ocasiona na condição do veículo desacelerando o que chamamos de **transferência dinâmica de carga**, que será diretamente proporcional à altura do centro de gravidade, e inversamente proporcional à distância entre eixos (obtida da somatória dos momentos em torno do eixo traseiro).

$$\rightarrow G_{Din} = G \times \frac{h}{L}$$

Em outras palavras;

- » Veículos com entre eixos menores transferem maior carga dinâmica para o eixo dianteiro.
- » Veículos com maior altura de CG, transferem maior carga dinâmica para o eixo dianteiro.
- » A coisa complica com a somatória das duas situações.

Para a condição estática do veículo teremos:

$$G = G_{ed} + G_{et}$$

Pela somatória de momentos em ambos eixos;

$$ED = 0 \rightarrow G \times L_a = G_{et} \times L$$

$$ET = 0 \rightarrow G_{ed} \times L = G \times (L - L_a)$$

Para a condição dinâmica do veículo teremos (representada pelo *)

$$G^*_{ed} = G_{ed} + G_{Din} \quad \text{e} \quad G^*_{et} = G_{et} - G_{Din}$$

» O eixo dianteiro recebe peso e recebe o sinal (+)

» O eixo traseiro transfere peso e recebe o sinal (-)

Substituindo-se os valores obtidos;

$$G^*_{ed} = \frac{G \times (L - L_a)}{L} + G \times a \times \frac{h}{L} \rightarrow \frac{G^*_{ed}}{G} = \left(\frac{L - L_a}{L} + a \times \frac{h}{L} \right)$$

$$\text{Assim como} \rightarrow \frac{G^*_{et}}{G} = \left(\frac{L_a}{L} - a \times \frac{h}{L} \right)$$

Nós ainda podemos substituir as expressões;

$$F^*_{ed} = G^*_{ed} \times f_{ed} \quad \text{e} \quad F^*_{et} = G^*_{et} \times f_{et}$$

e teremos;

$$\frac{F_{ed}}{G} = f_{ed} \times \left(\frac{L - L_a}{L} + a \times \frac{h}{L} \right) \quad \text{e} \quad \frac{F_{et}}{G} = f_{et} \times \left(\frac{L_a}{L} - a \times \frac{h}{L} \right)$$

e finalmente, como nas nossas considerações iniciais levamos em conta que a **aderência seria a mesma em ambos os eixos**, poderemos então escrever que; $f_{ed} = f_{et} = f = a$

Desta forma;

$$F_R = F_{ed} + F_{et} \rightarrow G \times a = F_{ed} + F_{et} = f \times (G_{ed} + G_{et})$$

$$\frac{F_{ed}}{G} = F^*_{ed} \rightarrow F^*_{ed} = f_x \left(\frac{L - L_a}{L} + f_x \frac{h}{L} \right)$$

$$\frac{F_{et}}{G} = F^*_{et} \rightarrow F^*_{et} = f_x \left(\frac{L_a}{L} - f_x \frac{h}{L} \right)$$

Se fatorarmos essas duas expressões, vamos encontrar uma equação do 2.o grau, ou seja, uma parábola que nos mostrará dois pontos importantes:

$$\text{Para; } \frac{F_{ed}}{G} = 0 \rightarrow \frac{F_{ed}}{G} = \frac{L_a}{h}$$

$$\text{Para; } \frac{F_{et}}{G} = 0 \rightarrow \frac{F_{et}}{G} = 1 - \frac{L_a}{h}$$

» **Como é a distribuição das forças de frenagem reais:**

O sistema de freio instalado no veículo é responsável pela distribuição ideal de frenagem, e as expressões que determinam essa distribuição já foram vistas anteriormente.

» **Para o Freio Dianteiro** temos;

$$F^*_{ed} = \frac{2 \times C^*_{ed} \times Acc \times Ref \times (P - P_{po}) \times \eta}{G \times R_R}$$

onde,

G = Peso do veículo (nas condições vazio e carregado)

C*_{ed} = Fator de freio do freio a disco

Acc = Área do cilindro do pistão do caliper

Ref = Raio efetivo do disco de freio (Raio de atrito)

P = Pressão de aplicação do freio (Pressão de linha)

P_{po} = Pressão pré-operacional (Antecipação hidráulica para vencer resistência de molas)
(P_{po} normalmente = 0,5 bar)

R_R = Raio de rolamento do pneu (ou raio dinâmico)

η = Rendimento do sistema (normalmente η = 0,96)

» Para o **Freio Traseiro** temos;

$$F^*_{et} = \frac{2 \times C^*_{et} \times ACR \times Ref \times (P - P_{po}) \times \eta}{G \times RR}$$

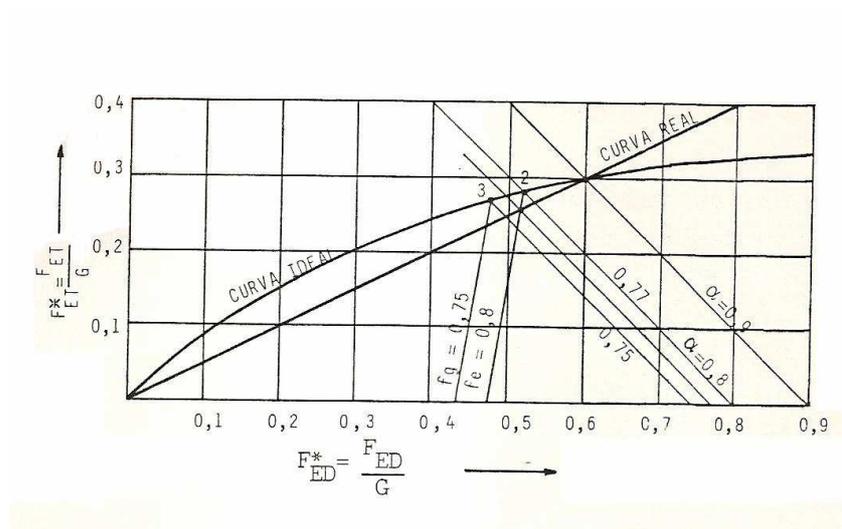
onde;

C^*_{et} = Fator de freio do freio a tambor

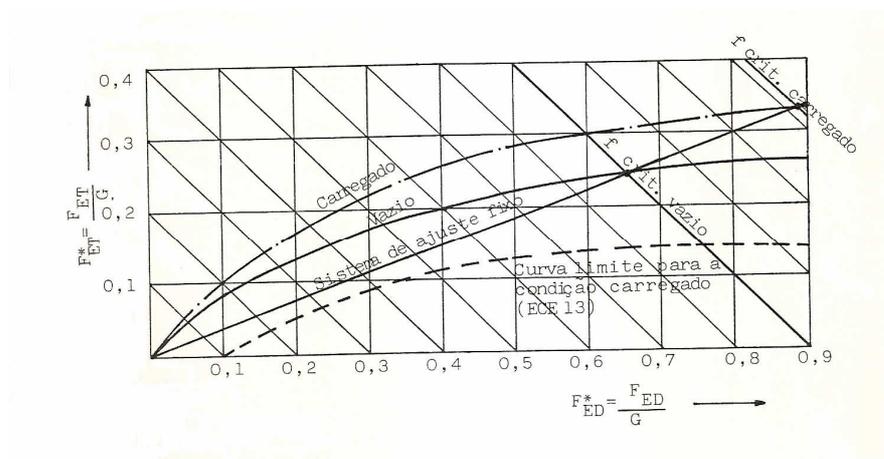
ACR = Área do cilindro de roda

Através das equações fornecidas, poderemos traçar o gráfico que contém as curvas ideais e as curvas reais de frenagem, tanto para o veículo na condição vazio, como na condição carregado.

→ Para Veículo Vazio



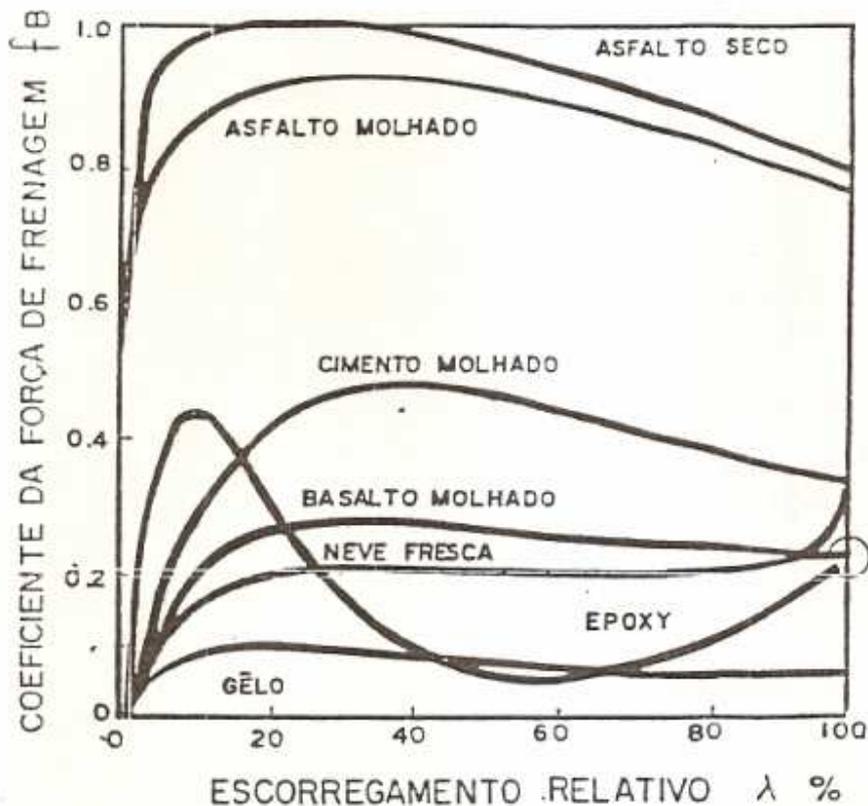
→ Para o Veículo Carregado



Considerando-se o gráfico exemplo, podemos observar que;

- » Os **pontos de intersecção A e B da parábola** consideram as **dimensões do centro de gravidade** do veículo em estudo.
 - » Ao longo da curva ideal (trecho em vermelho), na área acima da parábola (**acima do ponto C**) o **bloqueio ocorre primeiro no eixo traseiro**.
 - » Na área abaixo da parábola (**abaixo do ponto C**), o **bloqueio acontece primeiro no eixo dianteiro**.
- ➔ **O bloqueio de um eixo ocorre quando as retas reais cortam as retas de atrito constante.**
- » Se o cruzamento das retas reais acontecer sobre a curva ideal (em vermelho), os dois eixos entrarão em bloqueio simultaneamente.

Veja abaixo o gráfico do coeficiente de frenagem (aderência) em função do escorregamento relativo para vários tipos de pisos:



➔ Exemplo de Calculo de instalação de Freio

» Características do Veículo:

- Multipurpose vehicle (MPV) 5 doors - 5 passengers - category M1
- Model year 2007
- Motorização Flex 1.8 L - 8V
- Wheelbase = 2.630 mm
- Top Speed = 182 Km/h

	Unladen	Laden
Vehicle Weight (Kg)	1.255	1.855
Front Axle	752	975
Rear Axle	503	910
Altura do CG (mm)	530	570

- Raio efetivo dos Pneus (Raio de Rolamento) = **292,5 mm**

Foundation	Front Axle	Rear Axle
Wheel Brake Type	Fist FN 54/24	Leading x Trailing 230 x 40 mm
Number Brakes per axle	2	2
N.o Discs/Drums per axle	2	2
Wheel Diameter (mm)	54	20,64
Number of Pistons per Brake	1	2
Application Pressure (bar)	0,5	5,948

Linings Characteristics	Front Axle	Rear Axle
Brake Lining (mm)	Brake Pad Height = 45,2 (Disc)	Brake Shoe Width = 40,0 (Drum)
Brake factor (C*)	0,90	2,0
Linings Friction Coefficient	0,45	0,41
Brake Lining Area (cm ²)	Brake Pad = 43,5	Brake Shoe = 166,0
Brake Disc / Drum	Disc type ventilated	Drum
Effective Radius (mm)	106,0	115,0

Disc/Drum Outer Diameter (mm)	260,0	242,0
Disc/Drum Inner Diameter (mm)	155,0	230,0
Brake Disc (Rotor) thickness (mm)	24	0
Vent Width (mm)	10	0

Tanden Master Cylinder Type	Secondary Circuit	Primary Circuit
Diameter (mm)	23,81	
Stroke (mm)	18.0	18.0
Lost Travel (mm)	0,0	1,0
Circuit Split	Diagonal X	Diagonal X

Booster Type	T52/255-S
Ratio	4,5
Vacuum	0,650 bar
Lost Travel	0,50 mm
Jump-In Pressure	12,0 bar

Pedal Ratio	4,2
Max Pedal Travel (mm)	153,0

Válvula Proporcionaladora		
Type	LS Proportional Valve BVL (14mm)	
Ratio	0,330	
	Unladen	Laden
Cut-In Pressure (bar)	35,0	70,0

» **Dados obtidos pelas equações de cálculo**

➔ Considerando-se a aderência máxima de $f = 0,80$ (máxima desaceleração = 0,80g), podemos calcular:

I) Cálculo da Participação de frenagem dos eixos:

Vimos na teoria das curvas de instalação que:

$$\psi = \frac{L_a}{L} = \frac{G_{et}}{G} \quad \text{e} \quad X = \frac{h}{L} \quad (\text{utilizadas para simplificação})$$

→ Para representar a condição “Unladen” ou veículo vazio usaremos por convenção o **zero**;

Assim;

$$\psi_0 = \frac{L_a}{L} = \frac{G_{et0}}{G_0} = \frac{503}{1.255} = \mathbf{0,4008}$$

$$X_0 = \frac{h_0}{L} = \frac{530}{2.630} = \mathbf{0,2015}$$

→ Para a condição “Laden” ou veículo carregado, teremos;

$$\psi = \frac{L_a}{L} = \frac{G_{et}}{G} = \frac{910}{1.855} = \mathbf{0,4906}$$

$$c = \frac{h}{L} = \frac{570}{2.630} = \mathbf{0,2167}$$

A constante do freio dianteiro na condição “**Laden**” ou veículo carregado, é dada por:

$$K_d = 2 \times \eta_{crd} \times A_{crd} \times C^*_{ed} \times \frac{r_{efd}}{R_R} \quad \text{sendo;}$$

η_{crd} = rendimento do cilindro de roda do Caliper (adota-se **0,96**)

A_{crd} = Área do cilindro de roda do Caliper (cm²) → 22,90 cm²

C^*_{ed} = Fator de freio dianteiro = 0,90

r_{efd} = Raio efetivo do disco de freio (mm)

R_R = raio de rolamento do pneu (mm)

$$\text{Portanto} \gg K_d = 2 \times 0,96 \times 22,90 \times 0,90 \times \frac{106}{292,50} = \mathbf{14,34}$$

Da mesma forma calculamos K_t :

$$K_t = 2 \times \eta_{crt} \times A_{crt} \times C^*_{et} \times \frac{r_{eft}}{R_R} \quad \text{sendo;}$$

η_{crt} = rendimento do cilindro de roda do freio a tambor (adota-se **0,96**)

A_{crt} = Área do cilindro de roda do freio a tambor (cm²) → 3,35 cm²

C^*_{et} = Fator de freio dianteiro = 2,0

r_{ef} = Raio efetivo do tambor de freio = 115 mm

R_R = raio de rolamento do pneu (mm)

Portanto » $K_t = 2 \times 0,96 \times 3,35 \times 2,0 \times \frac{115}{292,50} = \underline{5,06}$

Como a participação de frenagem traseira é dada por;

$$\Phi_t = \frac{K_t}{K_t + K_d} \quad \text{teremos » } \Phi_t = \frac{5,06}{5,06 + 14,34} \rightarrow \boxed{\Phi_t = 0,26 \text{ ou } 26\%}$$

Assim, a participação de frenagem dianteira será » $\boxed{\Phi_d = 0,74 \text{ ou } 74\%}$

II) Pressão Específica máxima nas Pastilhas de Freio:

$$P_{ePF} = \frac{\delta \times G \times f \times R_R \times (1 - \phi_t)}{2 \times R_{ef} \times \mu_{past} \times A_{past}} \quad (\text{kgf/cm}^2)$$

Lembrando que:

$\delta = 0,5$ (para freio a disco)

$f = 0,80$ (adotado no exemplo de cálculo)

$(1 - \phi_t) = 0,74$ (Participação de frenagem no eixo dianteiro)

Das tabelas de dados acima teremos;

$$P_{ePF} = \frac{0,5 \times 1.855 \times 0,80 \times 292,5 \times (0,74)}{2 \times 106 \times 0,45 \times 43,5} = \boxed{38,70 \text{ kgf / cm}^2} \quad (\leq 50 \text{ kgf / cm}^2 \gg \text{OK})$$

III) Pressão Específica máxima nas Lonas de Freio:

$$P_{eLF} = \frac{\delta \times G \times f \times R_R \times \phi_t}{2 \times R_{eft} \times \mu_{lona} \times A_{lona}} \quad (\text{kgf / cm}^2)$$

Lembrando que:

$\delta = 0,6$ (para freio a tambor simplex)

$f = 0,80$ (adotado no exemplo de cálculo)

$\phi_t = 0,26$ (Participação de frenagem no eixo traseiro)

$\mu_{lona} = 0,41$

Das tabelas de dados acima teremos;

$$Pe_{LF} = \frac{0,6 \times 1.855 \times 0,80 \times 292,5 \times (0,26)}{2 \times 115 \times 0,41 \times 166} = \boxed{4,32 \text{ kgf/cm}^2} (\leq 10 \text{ kgf/cm}^2 \gg \text{OK})$$

IV) Cálculo da Potência Específica na Pastilha de Freio:

$$Po_{\text{past}} = \frac{G \times \delta \times V_{\text{máx}} \times f \times (1 - \phi_t)}{A_{\text{past}} \times \kappa} \quad \text{onde;}$$

$\kappa = \times 1.200 \text{ CV/cm}^2$

G = Peso bruto total

$V_{\text{máx}}$ = Top Speed

$\delta = 0,50$ (Fator para freio a disco).

$A_{\text{past}} = 43,5 \text{ cm}^2$

$f = 0,80$ (adotado no exemplo)

$$\text{Assim; } Po_{\text{past}} = \frac{1.855 \times 0,5 \times 182 \times 0,80 \times (1-0,26)}{43,5 \times 1.200} = \boxed{1,91 \text{ CV/cm}^2} (\text{Máx} \leq 2 \text{ CV/cm}^2)$$

V) Cálculo da Potência Específica na lona de Freio:

$$Po_{\text{lona}} = \frac{G \times \delta \times V_{\text{máx}} \times f \times \phi_t}{A_{\text{lona}} \times \kappa} \quad \text{onde;}$$

$\kappa = \times 1.200 \text{ CV/cm}^2$

G = Peso bruto total

$V_{\text{máx}}$ = Top Speed

$\delta = 0,60$ (Fator para freio simplex)

$A_{\text{lona}} = 166 \text{ cm}^2$

$f = 0,80$ (adotado no exemplo)

$$\text{Assim; } Po_{\text{lona}} = \frac{1.855 \times 0,6 \times 182 \times 0,80 \times 0,26}{166 \times 1.200} = \boxed{0,21 \text{ CV/cm}^2} (\text{Máx} \leq 0,5 \text{ CV/cm}^2)$$

VI) Como foi encontrado o Fator de freio da Lona de freio?

Da teoria vista, o **Fator de Freio C*** do sistema Leading x Trailing (Simplex) é dado por:

$$\rightarrow C^* = \frac{\mu \times (a+b)}{a - c \times \mu} + \frac{\mu \times (a+b)}{a + c \times \mu}$$

Para o freio Simplex Ø 230x40mm do exemplo temos as seguintes dimensões dadas;

a = 105 mm

b = 115 mm

c = 90 mm

μ = 0,41 » fornecido pelo fornecedor do material de fricção

$$\text{Assim; } C^* = \frac{0,41 \times (220)}{105 - 90 \times 0,41} + \frac{0,41 \times (220)}{105 + 90 \times 0,41} \rightarrow C^* = \frac{90,20}{68,10} + \frac{90,20}{141,90} \rightarrow \boxed{C^* = 1,97}$$

VII) O Fator de Freio do Caliper:

Como vimos na teoria, para o freio a disco, o fator de freio C* é dado por;

$$\boxed{C^* = 2 \times \mu}$$

Como o fabricante da pastilha informou que o coeficiente de atrito do seu material é

μ = 0,45

Logo o fator de freio do caliper é dado por » $C^* = 2 \times 0,45 \rightarrow \boxed{C^* = 0,90}$

Porém, poderíamos também calcular o fator de freio do Caliper através da sua definição, ou;

$$C^* = \frac{F_{\text{tang}}}{F_{\text{ac}}} \gg \text{ e para o exemplo dado teremos:}$$

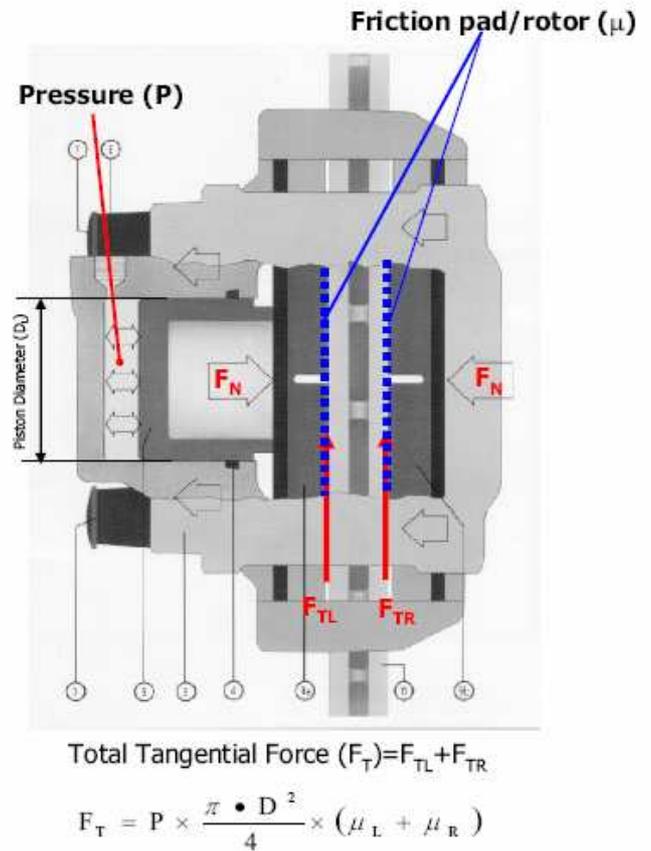
$$\gg \text{ Força tangencial } \rightarrow F_{\text{tang}} = P \times \frac{\pi \times D^2}{4} \times (\mu_{\text{past esq}} + \mu_{\text{past dir}})$$

$$\text{Força de Acionamento } \rightarrow F_{\text{ac}} = P \times A_{\text{pistão}}$$

Para uma taxa de desaceleração de **0,80g** a pressão aplicada ao sistema no exemplo é de

P = 102 bar

Fist or Sliding Caliper Assembly



$$\gg F_{tang} = P \times \frac{\pi \times D^2}{4} \times (\mu_{past\ esq} + \mu_{past\ dir}) = 102\text{bar} \times \frac{3,1415 \times (5,4)^2}{4} \times (0,45 + 0,45)$$

$$\rightarrow F_{tang} = \underline{2.102,61\text{ kgf}}$$

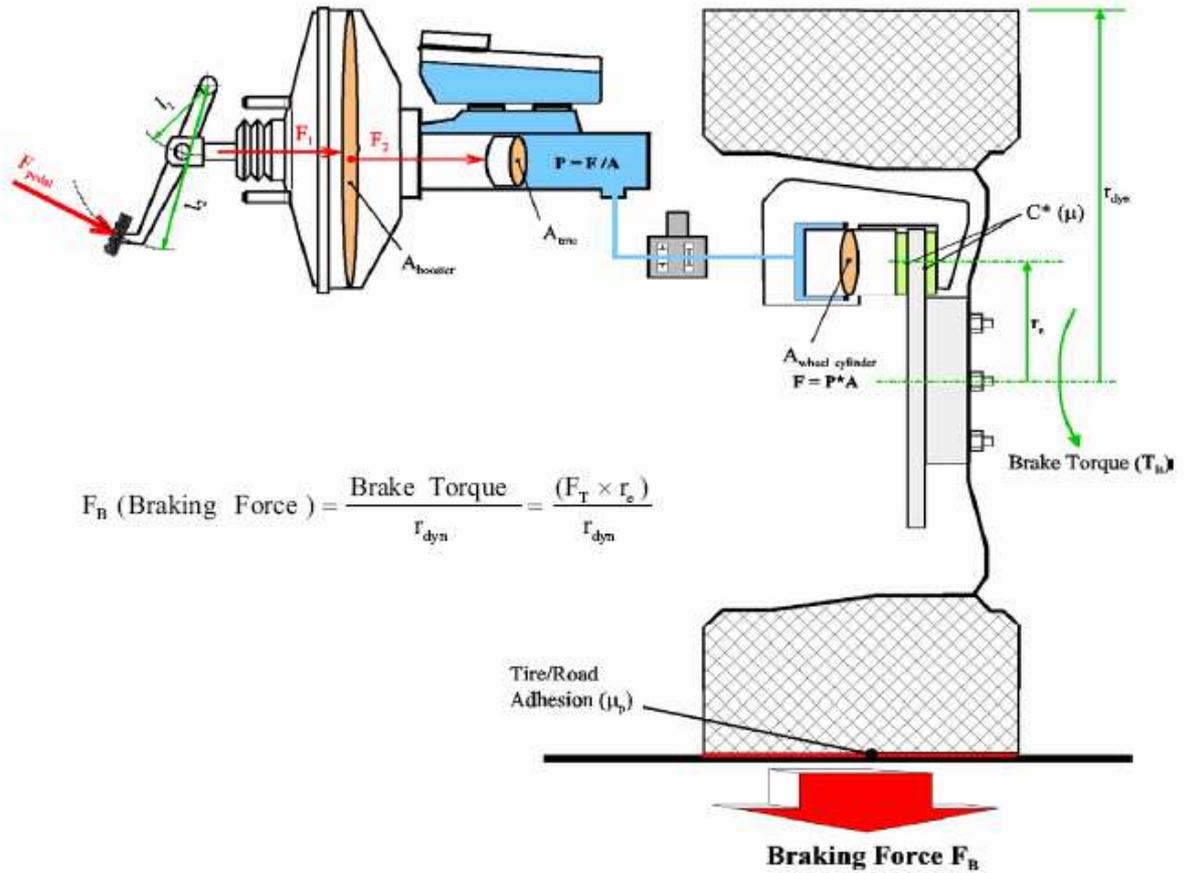
$$F_{ac} = P \times A_p = 102\text{bar} \times \frac{\pi \times (5,4)^2}{4}$$

$$\rightarrow F_{ac} = \underline{2.335,96\text{ kgf}}$$

$$\text{Logo; } C^* = \frac{2.102,61}{2.335,96} \rightarrow \boxed{C^* = 0,90}$$

VIII) Força de Frenagem (FF):

Calculated Tire/Road brake force



→ $F_F = \frac{\text{Torque de Frenagem}}{RR}$ sendo;

$$TF = F_{tang} \times Ref = 21.026,10 \text{ N} \times 0,106 \text{ m} \rightarrow \boxed{TF = 2.228,78 \text{ Nm}}$$

Assim,

$$FF = \frac{2.228,78}{0,2925} \rightarrow \boxed{\text{Força de Frenagem FF por roda} = 7.555,19 \text{ N ou } 770,17 \text{ kgf}}$$

(RR = 292,50 mm)

IX) Calculo das Forças ideais de Frenagem:

Do tópico (1) tínhamos calculado:

→ Para representar a condição “Unladen” ou veículo vazio usaremos por convenção o **zero**;

Assim;

$$\psi_0 = \frac{L_a}{L} = \frac{G_{e0}}{G_0} = \frac{503}{1.255} = \mathbf{0,4008}$$

$$X_0 = \frac{h_0}{L} = \frac{530}{2.630} = \mathbf{0,2015}$$

→ Para a condição “Laden” ou veículo carregado, teremos;

$$\psi = \frac{L_a}{L} = \frac{G_e}{G} = \frac{910}{1.855} = \mathbf{0,4906}$$

$$X = \frac{c}{L} = \frac{h}{L} = \frac{570}{2.630} = \mathbf{0,2167}$$

Vamos agora calcular as forças ideais para o veículo na condição vazio (Unladen):

Nota » As forças na condição dinâmica são representadas pelo (*)

$$\mathbf{Fed^*0} = f_x [1 - \psi_0 + f_x X_0] = f_x (1 - 0,4008 + f_x 0,2015)$$

$$\mathbf{Fet^*0} = f_x [\psi_0 - f_x X_0] = f_x (0,4008 - f_x 0,2015)$$

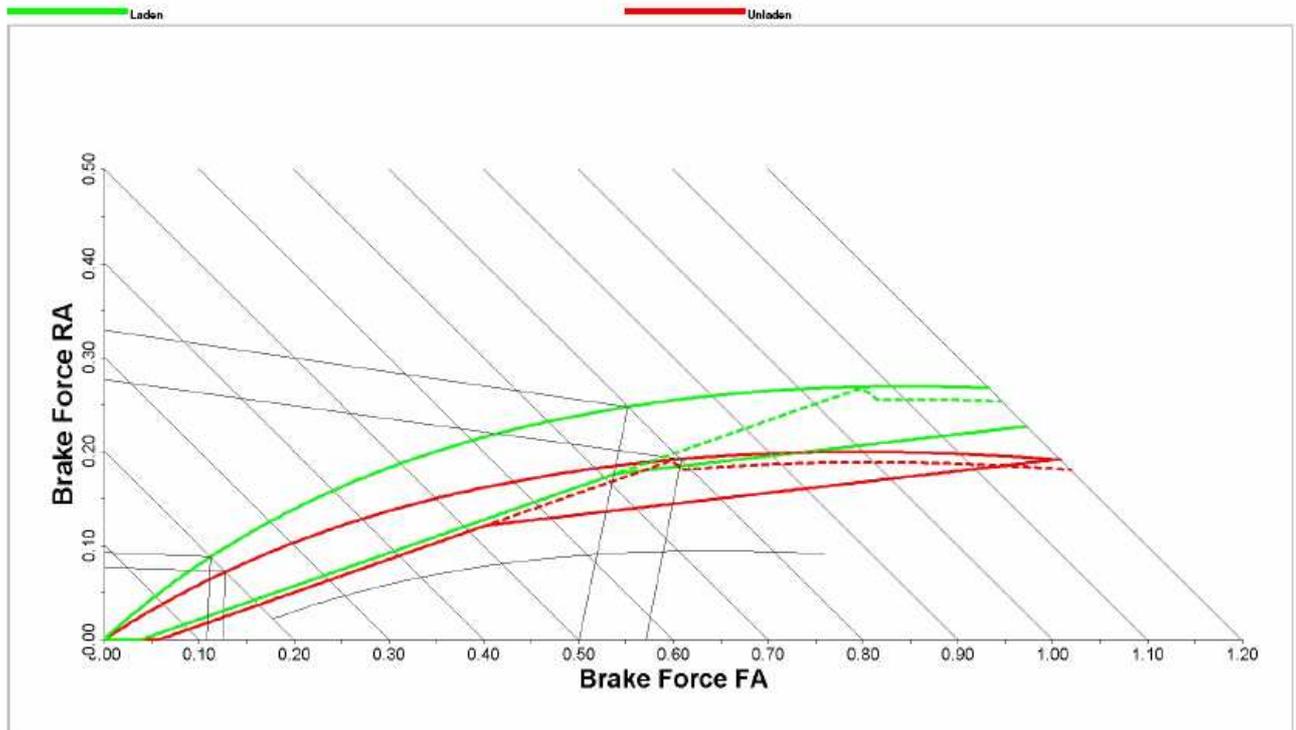
$$\mathbf{Fed^*} = f_x [1 - \psi + f_x X] = f_x (1 - 0,4906 + f_x 0,2167)$$

$$\mathbf{Fet^*} = f_x [\psi - f_x X] = f_x (0,4906 - f_x 0,2167)$$

Como vimos na teoria, consideramos que: $\boxed{a = f = Fed^* + Fet^*}$

→ Poderemos construir a curva de instalação real:

f	FED0*	FET0*	FED*	FET*
0,2	0,1279	0,0721	0,1105	0,0895
0,4	0,2558	0,1281	0,2384	0,1616
0,6	0,4321	0,1679	0,3837	0,2163
0,8	0,6083	0,1917	0,5462	0,2538
1,0	0,8007	0,1993	0,7261	0,2739



→ Como achamos os pontos de intersecção no eixo X (FED*) e no eixo Y (FET*):

» Para a condição de veículo vazio (**Unladen**)

$$\rightarrow X_{i0} = \frac{G_{ed0} \times f}{(1 - f \times X_0) \times G_0} \quad \text{e} \quad \rightarrow Y_{i0} = \frac{G_{et0} \times f}{(1 + f \times X_0) \times G_0}$$

» Para a condição de veículo carregado (**Laden**)

$$\rightarrow X_i = \frac{G_{ed} \times f}{(1 - f \times X) \times G} \quad \text{e} \quad \rightarrow Y_i = \frac{G_{et} \times f}{(1 + f \times X) \times G}$$

Condição Vazio (**Unladen**) → Considerando-se $f = 0,80$, temos;

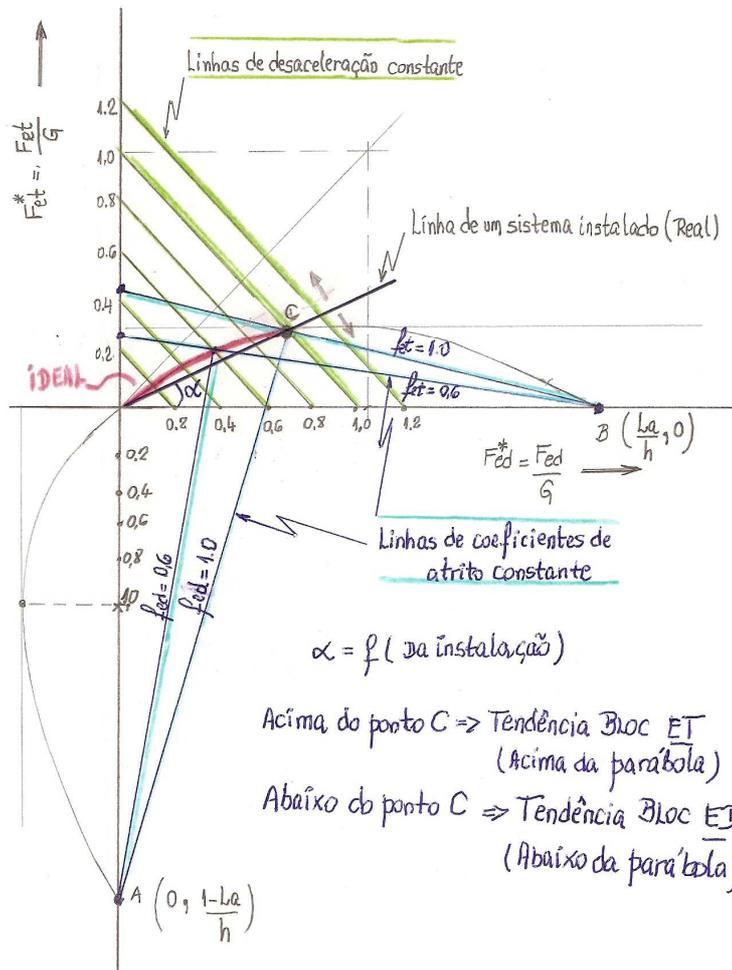
$$X_{i0} = \frac{752 \times 0,80}{(1 - 0,80 \times 0,2015) \times 1.255} = \underline{\underline{0,57}}$$

$$Y_{i0} = \frac{503 \times 0,80}{(1 + 0,80 \times 0,2015) \times 1.255} = \underline{\underline{0,27}}$$

Condição Carregado (**Laden**) → Considerando-se $f = 0,80$, temos;

$$X_i = \frac{975 \times 0,80}{(1 - 0,80 \times 0,2167) \times 1.855} = \underline{0,51}$$

$$Y_i = \frac{910 \times 0,80}{(1 + 0,80 \times 0,2167) \times 1.855} = \underline{0,33}$$



X) Cálculo das pressões ideais:

» Para a condição vazio

$$P_{hed}^* = \frac{G_0 \times F_{ed}^*}{K_d} + P_{po}$$

$$e \quad P_{het}^* = \frac{G_0 \times F_{ed}^*}{K_t} + P_{po}$$

Nota:

Adota-se como Pressão Pré-Operativa:

» Freios a Disco → Ppo = 0,5 bar

» Freios a Tambor → Ppo = 6,0 bar

» Para a condição carregado:

$$\mathbf{P_{hed}^* = \frac{G \times Fed^*}{Kd} + Ppo} \quad \text{e} \quad \mathbf{P_{het}^* = \frac{G \times Fed^*}{Kt} + Ppo}$$

Já calculamos;

Kd = 14,34 e Kt = 5,06, assim:

$$\mathbf{P_{hed}^{*0} = \frac{1.255 \times Fed^{*0}}{14,34} + 0,5} \quad \text{e} \quad \mathbf{P_{het}^{*0} = \frac{1.255 \times Fet^{*0}}{5,06} + 6,0}$$

$$\mathbf{P_{hed}^* = \frac{1.855 \times Fed^*}{14,34} + 0,5} \quad \text{e} \quad \mathbf{P_{het}^* = \frac{1.855 \times Fet^*}{5,06} + 6,0}$$

<i>f</i>	P_{hed}^{*0}	P_{het}^{*0}	P_{hed}[*]	P_{het}[*]
0,2	11,69	23,88	14,79	38,81
0,4	22,89	37,77	31,34	65,24
0,6	38,32	47,64	50,13	85,30
0,8	53,74	53,55	71,16	99,04
1,0	70,58	55,43	94,43	106,41

Salientamos que as Pressões Reais seguem sempre a Lei de Pascal, ou seja;

$$\boxed{\rightarrow P_{hreal\ ed} = P_{hreal\ et} = \text{Reta de } 45^\circ}$$

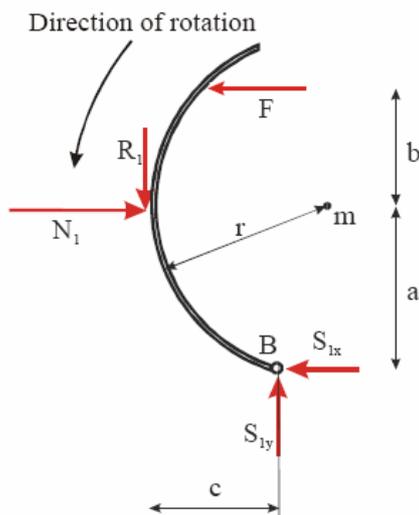
XI) Cálculo da Força Tangencial na Sapata Primária do Freio a Tambor:

Nosso freio a Tambor Leading x Trailing (Simplex) possui as dimensões construtivas $\varnothing 230 \times 40 \text{ mm}$, onde $\varnothing 230 \text{ mm}$ é o diâmetro interno (pista de atrito) e 40 mm é a largura da pista de atrito (largura da lona de freio).

Com os dados fornecidos no exercício exemplo, ou seja;

- Fator de Freio do Simplex » $C^* = 0,90$
- Coeficiente de atrito da lona de freio » $\mu = 0,41$
- **$a = 105 \text{ mm}$**
- **$b = 115 \text{ mm}$**
- **$c = 90 \text{ mm}$**
- **Cilindro de roda = $20,64 \text{ mm}$**

Para uma taxa de desaceleração de **$0,80g$** a pressão correspondente aplicada ao sistema de freio traseiro no exemplo é de **$P_{ap} = 80,86 \text{ bar}$** .



Simplex drum brake primary shoe force analysis

Do esquema tiramos:

$$F_{ap} \times (a+b) = \frac{R_1}{\mu} \times (a - c \times \mu)$$

onde; R_1 é a Força Tangencial na Sapata Primária do Freio Simplex

A Força de Aplicação F_{ap} é calculada como: **$F_{ap} = P_{ap} \times A_{cr}$**

$$Acr = \frac{\pi \times (2,064^2)}{4} = 3,346 \text{ cm}^2$$

Portanto » $F_{apl} = 80,86 \times 3,346 \rightarrow \underline{F_{apl} = 270,55 \text{ kgf}}$

Assim, $R_1 = \frac{F_{apl} \times (a+b) \times \mu}{(a - c \times \mu)} = \frac{270,55 \times (220) \times 0,41}{(105 - 90 \times 0,41)}$

Portanto $\underline{R_1 = 358,35 \text{ kgf}}$ » Na sapata primária

Seguindo o mesmo raciocínio: $\underline{R_2 = 171,98 \text{ kgf}}$ » Na sapata secundária

» A Distância de Parada:

Outra dimensão importante no balanceamento de um veículo é a **distância de parada**. Essa grandeza não é sempre fixa, uma vez que algumas variáveis externas podem interferir no resultado final, como o tempo de reação do motorista para aplicar o pedal de freio, a qualidade e o estado de conservação dos pneus, dos materiais de fricção, e discos e tambores de freio, as condições da superfície do pavimento em que o veículo está trafegando.

Apesar de leis físicas implacáveis, como a energia cinética que deduz que a energia de um veículo em movimento é proporcional ao quadrado de sua velocidade, ($\rightarrow E_c = \frac{1}{2} m \times V^2$), e claro, de restrições do próprio sistema de freios, os projetistas procuram diminuir sensivelmente a cada dia a distância de parada de um veículo, uma vez que, todos sabem, apenas poucos metros são capazes de salvar uma vida.

A distância de parada pode ser dada pela fórmula:

$$\underline{DP = V \times (Tr + Taef) + \frac{V^2}{2 \times f \times g}}$$

sendo;

V = Velocidade do veículo

Tr = Tempo de reação do motorista ao aplicar o freio

Taef = Tempo de atuação efetiva do sistema de freio a partir do acionamento por parte do Motorista.

f = Coeficiente de aderência pneu x solo

g = Aceleração da gravidade

Existem estudos realizados, (“estudo retirado do trabalho de Rodrigo_Kleinübing - Perícia de acidentes) o mais recente indica que o **tempo de reação do motorista Tr durante o dia é de 1,75 segundos, e à noite é de 2,5 segundos.**

Esse tempo de reação foi medido em pessoas que apresentavam situação de normalidade, porém em situações adversas, como no caso de ingestão de álcool ou anti-depressores, fadiga, stress, ou mesmo enfermidades, o tempo de reação foi medido em **5,1 segundos.**

O tempo de atuação efetiva do freio depende do sistema de atuação utilizado, hidráulico e pneumático, e da característica do veículo, se automóvel, caminhão ou chassi de ônibus. Em geral o **Taef fica no intervalo de 0,2 a 0,4 segundos.**

Alguns exemplos de distância de parada:

Marca / Modelo	Velocidade 120 Km/h → 0 Distância em metros	Velocidade 80 Km/h → 0 Distância em metros	Velocidade 60 Km/h → 0 Distância em metros
VW Gol 1.0 Plus	66,10	30,40	16,40
Fiat Palio 1.4	79,40	30,30	17,80
GM Celta 1.4	71,90	34,60	17,80
VW Golf 1.6 c/ABS e EBD	59,30	26,20	15,30
Ecosport 2.0 AT c/ABS e EBD	58,90	27,20	15,00
Honda Civic 1.8 c/ABS e EBD	61,80	27,90	15,80
Audi S4 c/ABS e EBD	58,60	25,70	14,40
VW Jetta 2.5 FSi c/ABS e EBD	59,80	25,20	14,60
Ford Fusion c/ABS e EBD	61,90	27,30	15,30
GM Vectra 2.4 c/ABS e EBD	65,30	27,90	16,10
Freelander 2 V6 c/ABS e EBD	65,10	28,50	16,10
Nissan X-Trail c/ABS e EBD	65,70	29,20	16,90
Hyundai Tucson c/ABS e EBD	62,70	27,70	15,70

The Difference Between Large Trucks And Cars

The stopping distance required for a large truck traveling at 55 mph is almost 50 percent greater than that needed for a car.

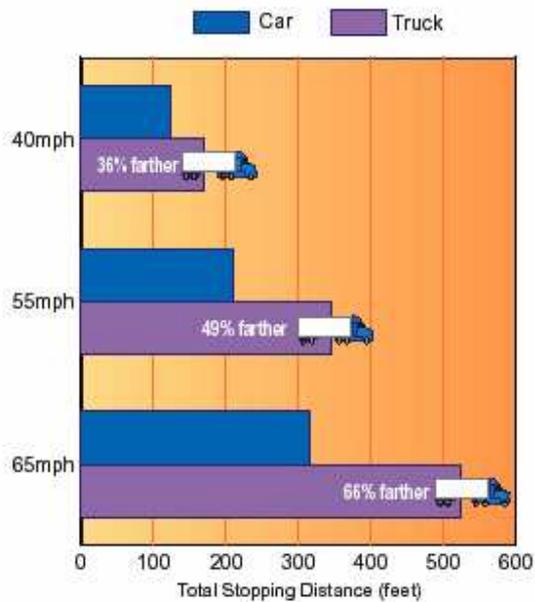


Figura 91 - Estudo americano ilustra a distância de parada entre Caminhão Semi-reboque e Automóvel

Valor das velocidades em Km/h: 40 mph » **64 Km/h**

55 mph » **88 Km/h**

65 mph » **104 Km/h**

Valor das distâncias em Metros: 100 feet » **30,48 m**

300 feet » **91,44 m**

500 feet » **152,40 m**

6. Uma passagem sobre os Recursos adicionais de frenagem

Como vimos no capítulo anterior, o projeto de freio leva em consideração todos os recursos disponíveis para proporcionar o melhor balanceamento de frenagem, e claro, a frenagem real mais próxima possível da ideal, além da constante busca para se atingir as menores distâncias de paradas, através da utilização de freios de roda mais robustos e apropriados para o projeto.

Porém, quando falamos de veículos comerciais o projeto de freio tem que levar em conta alguns recursos adicionais que os automóveis não necessitam, uma vez que eles não sofrem o impacto do carregamento, e conseqüentemente, de maior massa de inércia a ser desacelerada.

Os motoristas de automóveis, quando necessitam desacelerar a velocidade do seu veículo contam com o recurso da transmissão (no caso de transmissão manual) como uma espécie de “freio motor”, e mesmo que esse “freio motor” não apresente altos índices de desaceleração, sempre ajudam.

No caso de veículos comerciais, a transmissão pouco influencia na redução da sua velocidade, e outros recursos são projetados como sistemas auxiliares para se “poupar” a utilização do freio de serviço, ou mesmo reduzir sobre o mesmo freio de serviço os efeitos da fadiga térmica imposto por frenagens prolongadas, como é o caso de descidas acentuadas de serras.

Vamos ver rapidamente esses recursos.

6.a » Retardadores

Retardadores, como o nome já indica, são equipamentos que foram desenvolvidos para auxiliar na frenagem de veículos comerciais on e off-highway, quando da utilização dos mesmos em situações de grande severidade, ou em uso intermitente dos freios de serviço, seja em aplicação urbana, no auxílio às descidas de serras, ou em aplicações fora de estrada, quando grandes cargas são movimentadas, como é o caso de mineradoras, madeireiras, entre outras.

Existem atualmente em utilização 03 tipos de retardadores para uso em veículos comerciais (caminhões e ônibus), ambos apresentando a mesma finalidade, porém com atuações e construções diferentes;

Os retardadores hidrodinâmicos e retardadores eletromagnéticos.

» **Retardador Hidrodinâmico:**

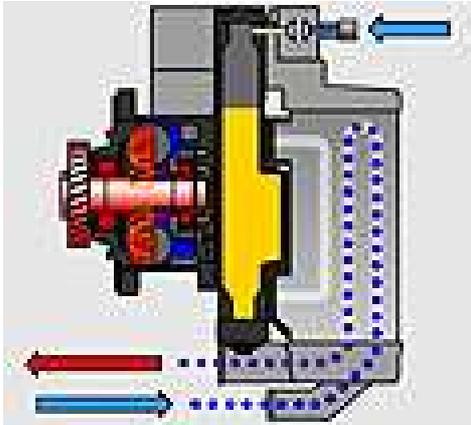


Figura 92 - Retardador hidro-dinâmico (Voith®)

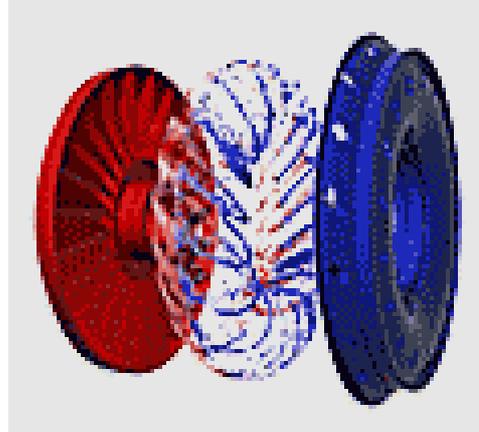


Figura 93 - Rotor e Estator (Voith®)

Quando o retarder hidrodinâmico entra em operação, o óleo com alta viscosidade é pressurizado na câmara de trabalho, entre o rotor (em vermelho) e o estator (em azul). O rotor, que é montado no eixo cardan do veículo incorpora o óleo durante a sua rotação, e igualmente acelera o mesmo. Durante o processo de acionamento, o óleo é transferido para o diâmetro externo do rotor, e é depois transmitido para o estator. Dentro do estator o óleo é revirado através de turbilhonamento, e devolvido ao diâmetro interno do rotor, na câmara de trabalho do retarder.

A energia que é requerida para acelerar o óleo é tirada da energia cinética do veículo, e devolvida depois como efeito de retardação.

Esse processo de retardamento da velocidade é efetivado através da geração de energia hidrodinâmica, que é convertida em calor, e este calor é dissipado pelo sistema de refrigeração do veículo, por meio de trocador de calor.

Veja a seguir dois esquemas que demonstram o processo da operação de retardamento da velocidade;

VOITH Retarder Operation

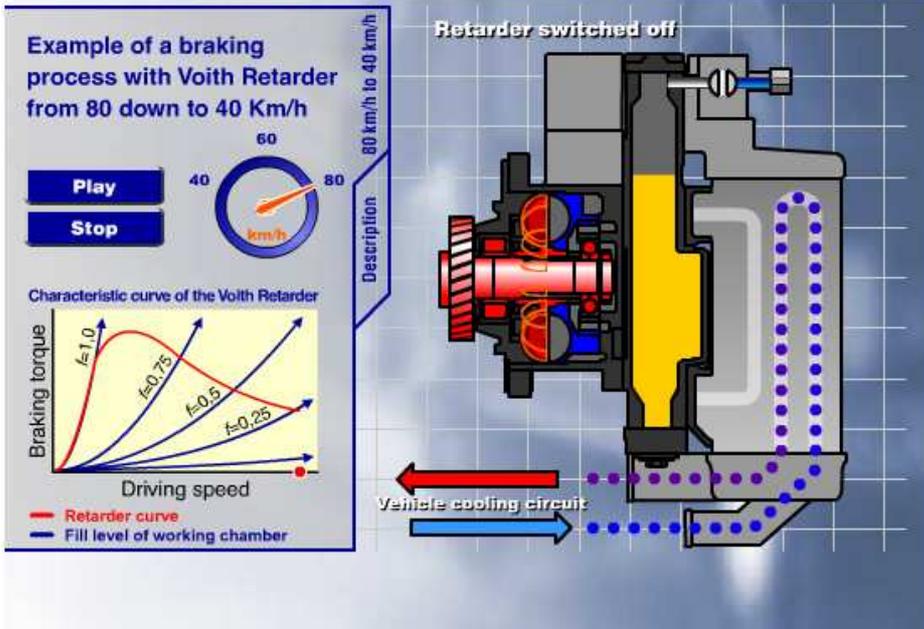


Figura 94 - Retarder em início de operação, $V_{inicial} = 80 \text{ Km/h}$ (Voith®)

VOITH Retarder Operation

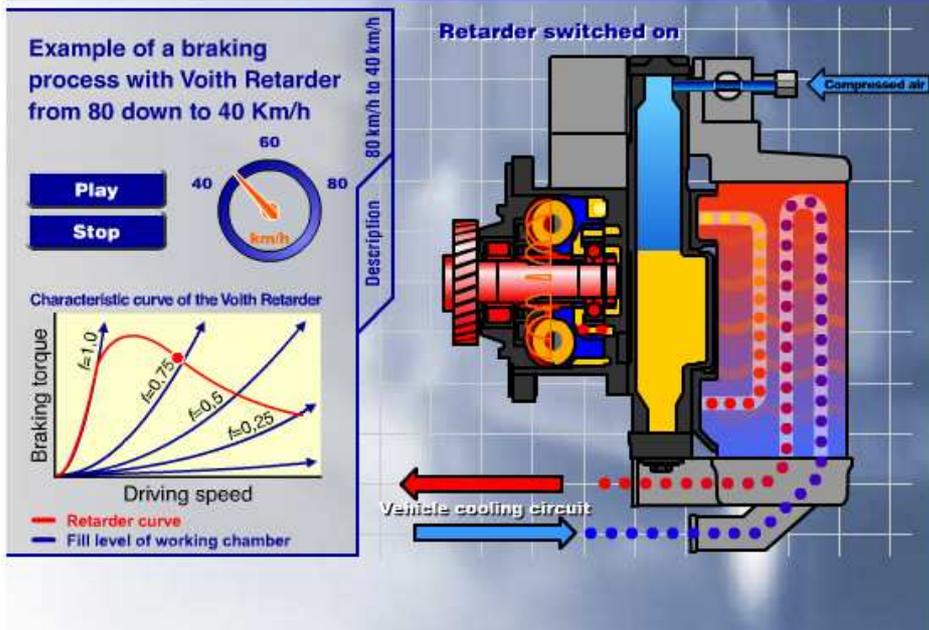


Figura 95 - Retarder em final de operação, $V_{final} = 40 \text{ Km/h}$ (Voith®)

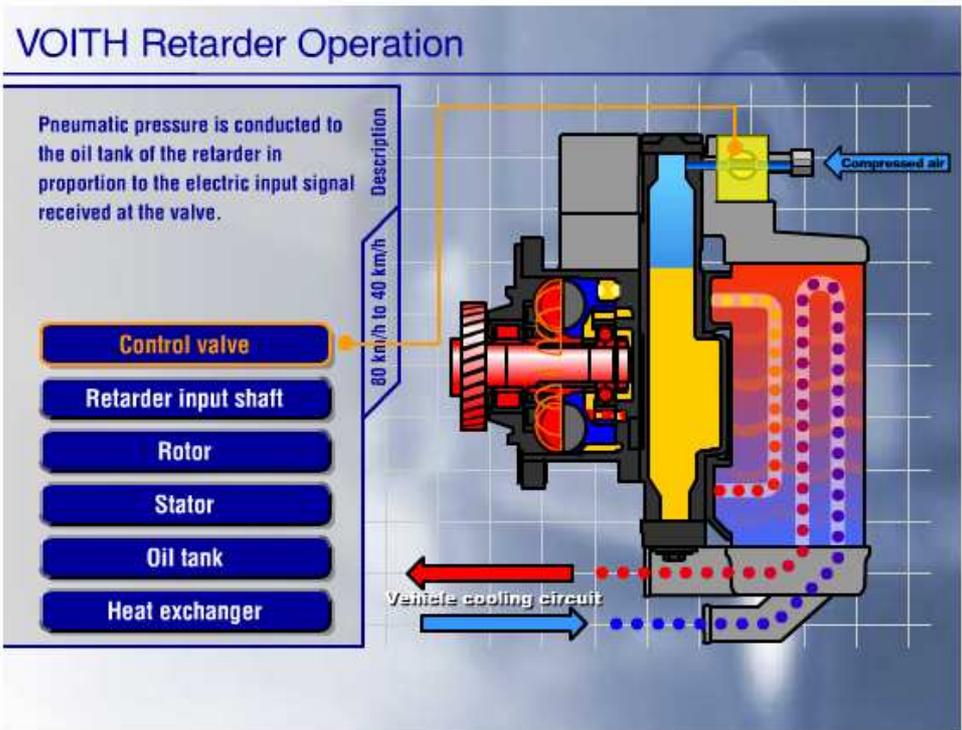


Figura 96 - Válvula de controle do volume de óleo em função do grau de retardamento exigido (Voith®)

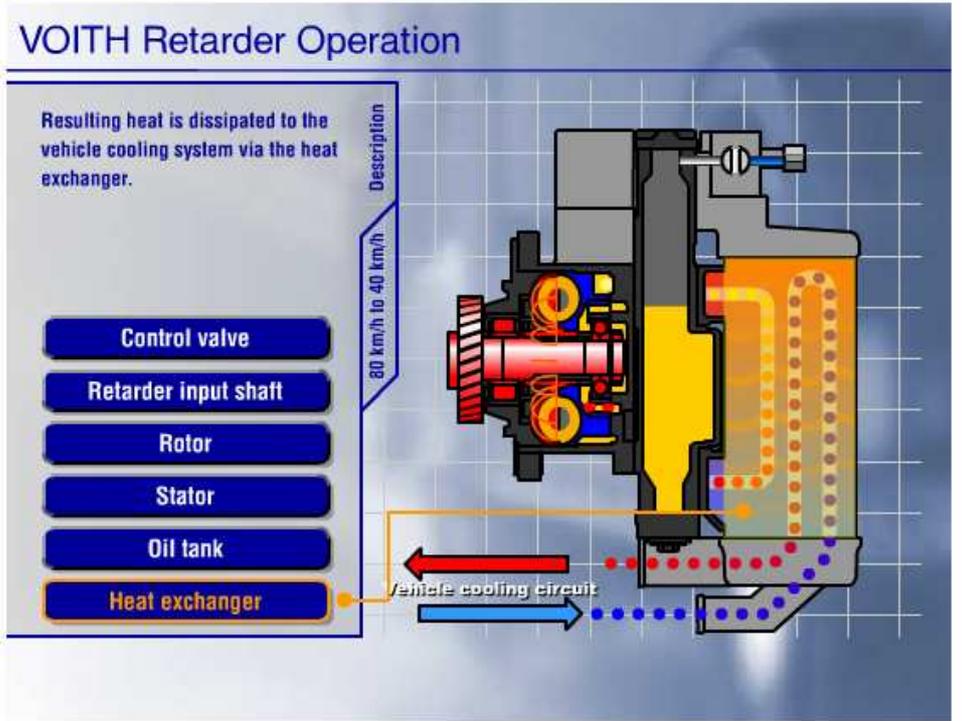


Figura 97 - O calor gerado no processo é dissipado através do sistema de refrigeração via trocador de calor

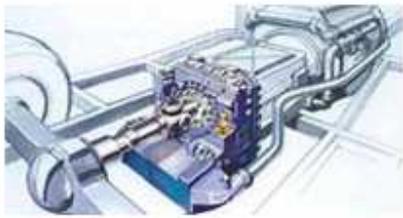


Figura 98 - Montagem de retardador hidro-dinâmico em veículo (Voith®)

» **Retardador Eletro-Magnético:**



Figura 99 - Retardador Eletro-Magnético (Telma®)

O princípio de funcionamento dos retardadores eletromagnéticos baseia-se igualmente em um rotor, que é preso ao eixo cardam do veículo, e um estator inserido em uma câmara de ar, o qual é ligado ao chassi do veículo.

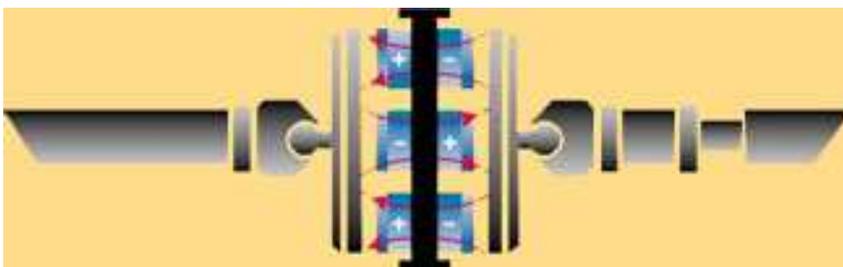


Figura 100 - Geração de campo magnético no estator do retarder (Telma®)

Quando o retardador é acionado, o fluxo de eletricidade passa através dos anéis do estator, gerando assim campos eletromagnéticos com polaridades alternadas. Na medida em que o rotor passa através desses campos magnéticos, um turbilhonamento de correntes é criado, o qual propicia a redução da rotação do rotor, que conseqüentemente reduz a rotação do eixo cardam. Todo e qualquer calor gerado durante o efeito de retardamento é auto dissipado através das hélices do rotor.

Retardadores são equipamentos que possuem um custo inicial alto, porém, segundo seus fabricantes, eles propiciam um bom retorno economia em curto prazo, em função da diminuição das trocas dos materiais de fricção, pois além de garantir menor desgaste de lonas, reduz substancialmente todo o custo de manutenção envolvido na substituição das mesmas.

→ Os retarders são equipamentos que geram potências de frenagem em torno de 300 KW, e torques de frenagem superiores a 3.000 Nm.

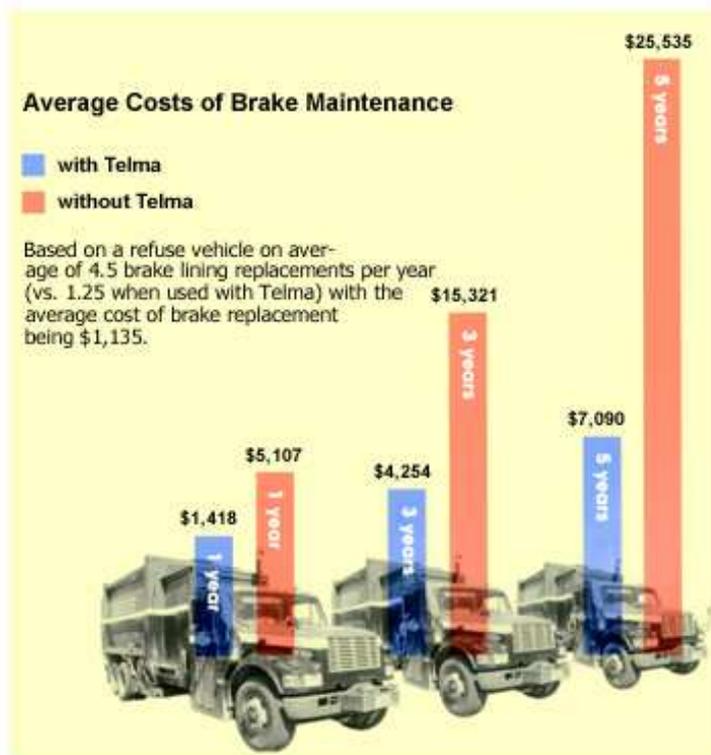


Figura 101 - Estudo realizado pela Telma® sobre custos médios de manutenção de freio

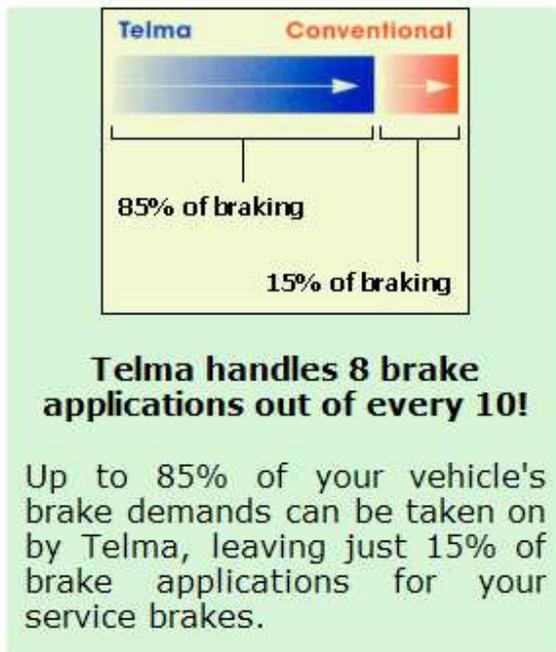


Figura 102 - Pesquisa da Telma® » 85% da demanda de freio poderia ser feita pelo Retarder

A Scania desenvolveu igualmente um retarder hidráulico que é acoplado diretamente a caixa de transmissão, e o mesmo está acoplado a outros 2 sistemas de freios, o de serviço, e o freio motor, proporcionando assim uma frenagem mais eficaz.



Figura 103 - Retarder hidráulico Scania®

6.b » Freio Motor (Engine Brake ou Compression Brake)

O freio motor equipa a totalidade de veículos comerciais, e é um mais um recurso criado no sentido de auxiliar a frenagem dos veículos pesados, proporcionando a redução da rotação do motor e conseqüentemente do trem de força.

O freio motor convencional é utilizado já há várias décadas em motores diesel, e o sistema baseia-se no fechamento da saída do coletor de escape após a turbina, ou do tubo de escapamento, através de borboletas acionadas por pistão pneumático (acionamento eletropneumático), e o corte de injeção de combustível que elimina assim a explosão de combustível. O motor nessa condição passa a trabalhar como um compressor, sua rotação é reduzida e o trem de força segura o veículo.

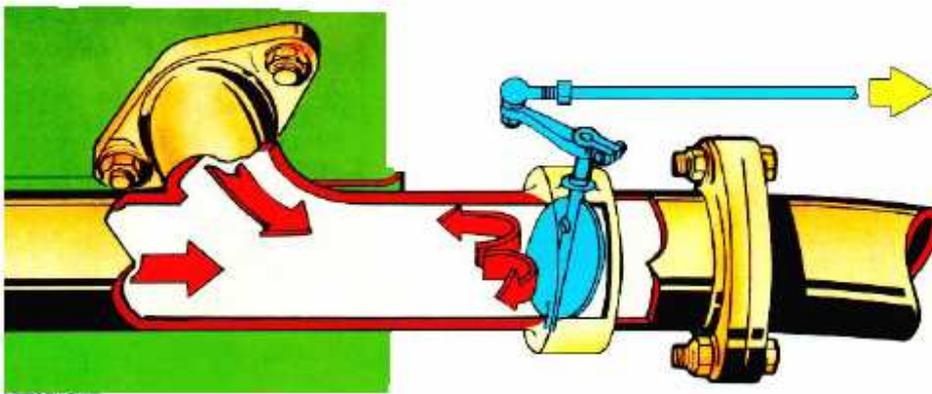
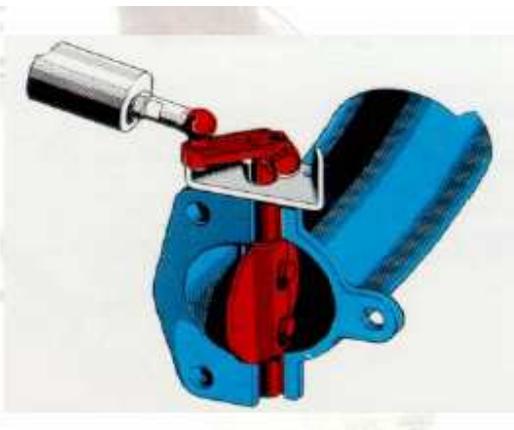


Figura 104 - Freio motor convencional (esquema elaborado pela DC®)



O efeito de desaceleração do freio motor depende da rotação em que o motor está trabalhando quando do acionamento do freio motor, e da relação de marcha utilizada no mesmo momento.

Em geral o freio motor convencional entrega de **0,5% até 1,8% g**, em faixas de rotação abaixo de 2000 rpm.

Atualmente foram desenvolvidas várias alternativas de freio motor, cada qual patenteadas pela montadora que o idealizou, e muito mais potentes em relação aos primeiros sistemas.

Entre eles citamos;

Top Brake®, VEB®, Power Brake®, Turbo Brake®, e outros.

O princípio de funcionamento desses novos freios motores baseia-se no trabalho conjunto de compressão do motor (compression brake) combinado com um sistema de exaustão de pressão, que pode ser colocado na saída da turbina, uma válvula montada no cabeçote do motor, ou ainda uma 5.a válvula nos cilindros dos pistões. Quando o sistema é aplicado pelo motorista no painel de controle, a válvula colocada no cabeçote, ou a 5.a válvula montada nos cilindros se abre ligeiramente no final da fase de compressão, liberando o ar acumulado nos mesmos e estabilizando a pressão em todos os pistões. A injeção de combustível é cortada no mesmo instante através de comando eletrônico da ECU, não ocorrendo desta forma a explosão. A rotação do motor cai acentuadamente e isto propicia a redução da velocidade do veículo.

Esses novos freios motores trabalham conjugados aos sistemas convencionais, e chegam a triplicar a sua potência de utilização, proporcionando assim maiores desacelerações.

Claro que a utilização desse recurso está embasada na redução da velocidade em declives acentuados, ou mesmo o uso em paradas constantes, evitando ou atenuando o emprego contínuo dos freios de serviço, o que propicia o trabalho do sistema em temperaturas mais baixas, trazendo conseqüentemente maior segurança na condução do veículo de carga, e redução de custos de manutenção dos componentes do freio.

Mais algumas ilustrações:



Figura 105 - Freio motor de compressão combinado com sistema de exaustão de pressão

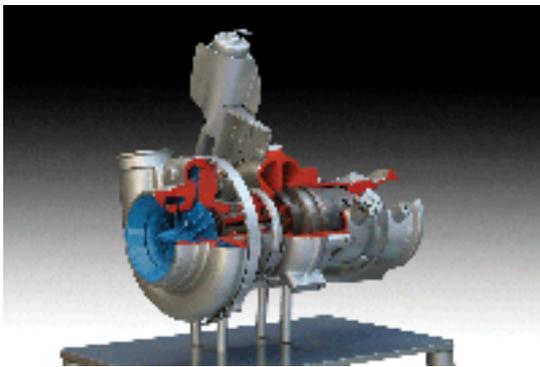


Figura 106 - Sistema Turbo Brake® DC®.

Vantagens de utilização do Freio Motor;

- Maior potência de frenagem,
- Menos troca de marchas,
- Economia de combustível,
- Menor custo de manutenção com a troca de componentes de freio,
- Maior velocidade média,
- Maior velocidade em declives

Ensaio realizado em descida de serra, com a combinação trator x semi-reboque de 3 eixos no GVW, mostraram os seguintes resultados de velocidade no percurso;

» **Declive de 6%**

* **Com freio motor (combinado): 3.a marcha - Velocidade média de descida = 37 Km/h**

- Sem freio motor (combinado): 2.a marcha - Velocidade média de descida = 30 Km/h

6.c » Freio Eletro-Regenerativo

A frenagem eletro-regenerativa é obtida através de um sistema que é capaz de recuperar e armazenar parte da energia cinética do veículo que seria convertida em calor, em energia elétrica.

O freio eletro-regenerativo é mais comumente encontrado hoje em veículos híbridos e elétricos, e em ferrovias e metrovias, e são igualmente conhecidos como freios reostáticos. Em todas essas aplicações o princípio de funcionamento é o mesmo, ou seja, esses freios são acoplados por motores chaveados que passam a atuar como geradores, que convertem o movimento de parada em eletricidade. Entretanto, esses veículos contam igualmente com freios de fricção, uma vez que em paradas de emergência ou grandes desacelerações são os freios de fricção que são utilizados.

Alguns veículos híbridos no mercado norte americano já utilizam o recurso de freios eletro-regenerativos, como é o caso do Toyota Prius e do Ford Escape (foto).



No Ford Escape® em toda a ação de parada, os freios captam uma parte da energia cinética do veículo e a armazenam nas baterias ou em um banco de capacitores, utilizando para essa finalidade o motor/gerador (MG). E para se maximizar a energia dos freios regenerativos é importante frear gradualmente, pois em freadas bruscas a energia é perdida, pois o sistema não consegue retê-la. E é por esse motivo que os veículos híbridos atuais possuem melhor rendimento quando conduzidos no tráfego das cidades.

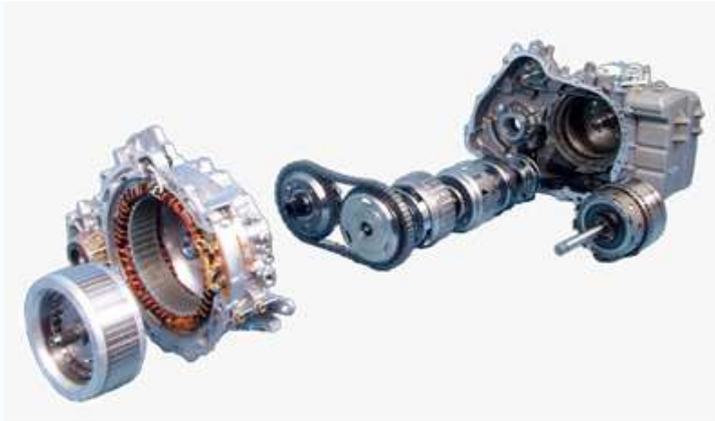


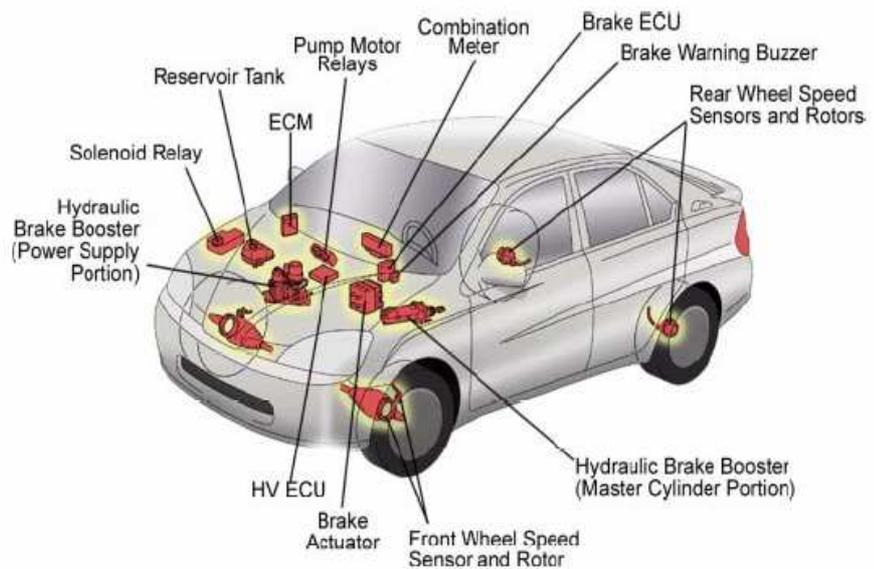
Figura 107 - Motor / Gerador (MG) utilizado no Ford Escape®

E como eles fazem essa captação de energia?

» **Veja o esquema do Toyota Prius®**

Brake System Components

(’01 -’03 Prius)



Regenerative Brake System

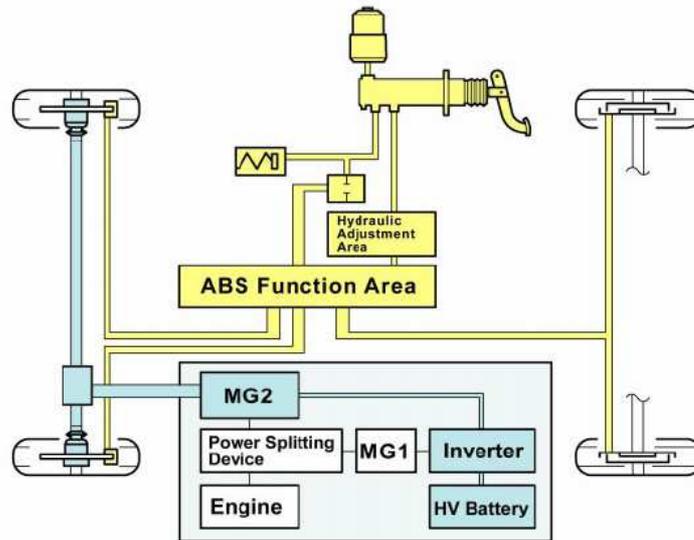


Figura 108 - Sistema de freio regenerativo Toyota Prius®

Para converter energia cinética em energia elétrica o sistema utiliza o MG2 (Motor/Gerador), como gerador. O eixo de força é conectado com o MG2 mecanicamente. Quando as rodas responsáveis pela tração do veículo (dianteiras) rotacionam o MG2, ele impõe uma resistência à rotação das rodas gerando dois efeitos simultâneos, ou seja; energia elétrica e força de frenagem necessárias para reduzir a velocidade do veículo. Nos modelos mais modernos foi igualmente instalado o controle eletrônico de frenagem, que efetivamente auxiliou no aumento da taxa de uso do freio regenerativo.

Então, assim que o pedal do acelerador é liberado, o **HV-ECU** (veja esquema) inicia a frenagem regenerativa. O MG2 é rotacionado pelas rodas e usado como um gerador para recarregar as baterias. Nessa fase da frenagem os freio hidráulicos não são usados. A partir do momento em que maiores desacelerações são requeridas, os freio hidráulicos são ativados automaticamente.

Se o motorista ativar no painel de controle selecionar o freio na opção “B”, a eficiência do freio regenerativo será maximizada, controlando a velocidade em descidas. A seleção do modo B propicia que mais de 30% da energia das frenagens seja recuperada.

As baterias acumulam cargas instantâneas de até 21 kwh.

→ **Como informação técnica:**

“Está previsto no regulamento da FIA para 2009 a utilização de freios regenerativos na Fórmula 1”.

“FIA published the technical regulations for the 2009 season of Formula One, containing the new rules allowing Kinetic Energy Recovery Systems for the first time. And the rules are not those originally proposed.

According to the FIA, a kinetic energy recovery system is 'a system that is designed to recover kinetic energy from the car during braking, store that energy and make it available to propel the car'. So regenerative braking using surge power units is about to become legal in Formula One, after decades of lobbying and development, since well before the Prius was even a glint in Toyota's eye”.

Dica:

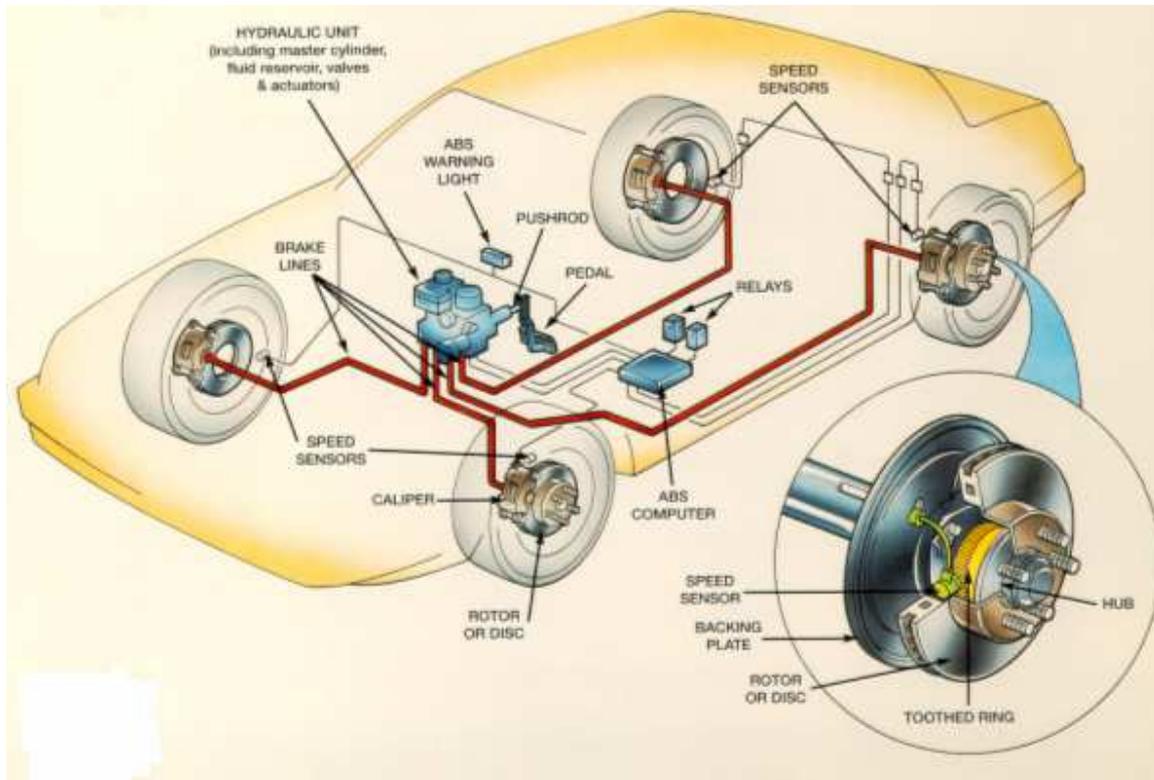
Veja no YouTube, ensaio da BMW sobre o Brake Energy Regeneration

http://www.youtube.com/watch?v=wF8CkwYxt_Y

7. O desenvolvimento e a segurança a serviço da frenagem ideal

Nesse capítulo vamos ver rapidamente como os engenheiros de freios trabalharam arduamente nas últimas 3 décadas para proporcionar melhores e mais eficazes recursos de frenagem com sistemas inteligentes, graças ao grande progresso da eletrônica embarcada (estate of art) nos veículos modernos.

7.a » Anti-Lock Braking System (ABS)



Os engenheiros têm sonhado com sistemas de freios antibloqueios por pelo menos 70 anos, e a 1.a patente de um freio com controle de força foi efetivada por Karl Wessel em 1928, porém esse aparelho nunca foi construído. Somente anos mais tarde é que Robert Bosch e Fritz Osthaus deram continuidade àquele trabalho.

A sigla ABS deriva da palavra “**Antiblockiersystem**”, e foi Heinz Lieber que desenvolveu o 1.o ABS para um automóvel Daimler-Benz em 1964, sendo considerado o “Pai” do 1.o **ABS automotivo**.

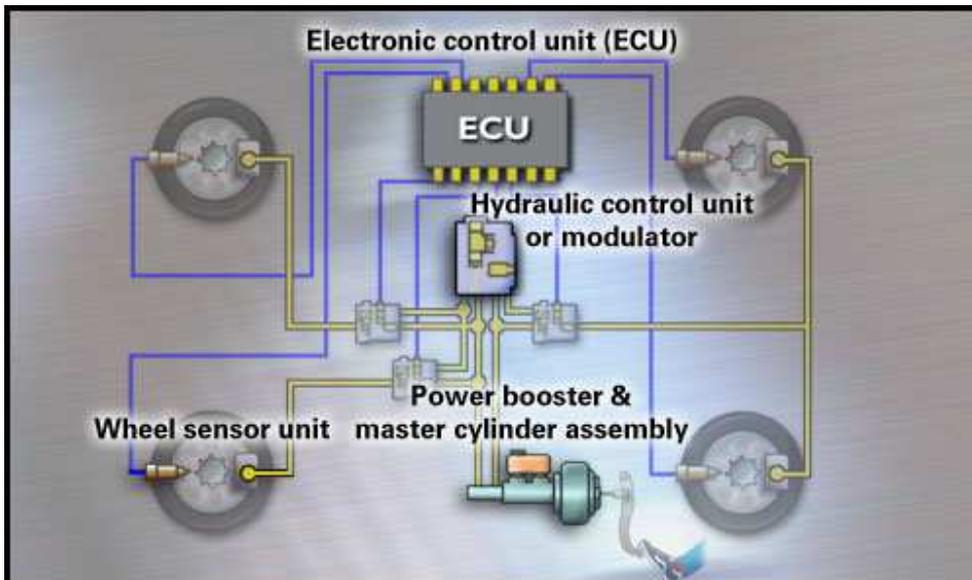
O sistema de freio antibloqueio foi desenvolvido para proporcionar eficiência máxima de frenagem nas mais diversas condições de piso, principalmente onde o coeficiente de aderência pneu x solo está comprometido, permitindo desta forma otimizar a distância de parada e principalmente, manter a capacidade de **controlar a dirigibilidade do veículo**.



O ABS

O sistema ABS é formado por 4 componentes principais;

- » **O controle eletrônico**
- » **Os sensores de velocidade**
- » **As válvulas de controle**
- » **A bomba hidráulica**



A teoria por trás do funcionamento do ABS é bem simples, mas sua caracterização muito complexa.

Ele faz esse trabalho monitorando a pressão de freio em cada roda.

Quando o coeficiente de aderência entre pneu x solo está em uma zona otimizada, esse fato proporciona uma ótima eficiência de frenagem, uma vez que o atrito dos pares de contato, disco x pastilha ou lona x tambor não suplantam a aderência dos pneus.

Entretanto, se houver a necessidade de se aumentar a pressão de frenagem repentinamente, esse fato poderá ocasionar o bloqueio de uma ou várias rodas, e a partir desse ponto o módulo de controle do ABS controla a pressão de freio para manter essa roda ou rodas, na área de aderência otimizada.

Uma roda bloqueada apresenta um coeficiente de aderência de apenas 10% abaixo do valor otimizado.

Existem diferentes algoritmos de controle para um sistema ABS, porém o mais simples para ser entendido é o **sensor de velocidade**.

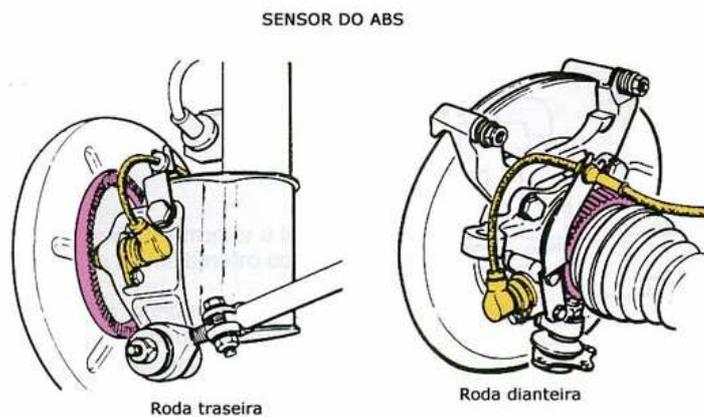


Figura 109 - Sensores de velocidade do ABS

Esses **sensores** controlam constantemente a **velocidade das rodas**, de forma a detectar qual roda (ou rodas) está (estão) prestes a entrar em bloqueio em função de uma determinada desaceleração imposta ao conjunto, e o **controle eletrônico do ABS**, que é um microprocessador montado no carro, monitora os sensores de velocidade.

As **válvulas**, que são no circuito hidráulico do sistema primário e secundário do freio de cada roda, são controladas igualmente pelo **controle eletrônico do ABS**.

As válvulas possuem **03 posições** de trabalho:

- **Na 1.a posição**, as válvulas abrem e permitem que a pressão do cilindro mestre passe para os freios.

- **Na 2.a posição**, quando uma determinada roda está prestes a bloquear, a válvula daquela roda interrompe a pressão no circuito do freio, evitando que a pressão aumente ainda mais com a força aplicada no pedal pelo motorista.

- **Na 3.a posição**, as válvulas liberam alguma pressão para os freios.

Desde o momento em que as válvulas são capazes de liberar a pressão dos freios, tem que haver uma maneira de proporcionar que essa pressão retorne. **Esse é o trabalho da bomba.** Quando uma válvula reduz a pressão em uma linha, a bomba está apta a receber essa pressão de volta.

Mas afinal, como é que o ABS opera?

O micro-processador do ABS controla constantemente os sensores de velocidade. Ele está programado para detectar **desacelerações que estão fora do padrão normal**. Assim que uma roda bloqueia, ela passa por uma rápida desaceleração e pára de girar em **menos de 1 segundo**.

Porém, em condições normais de aderência, para uma desaceleração normal de parada total de 96 Km/h para 0, uma roda sem entrar em bloqueio **pára de girar em pelo menos 5 segundos**.

O ABS então compara essas duas situações, e sabe que uma desaceleração que faz a roda parar de girar em menos de 1 segundo é impossível. Assim, o micro-processador envia um sinal para a válvula daquela roda, que reduz a pressão de aplicação, até que o micro-processador detecta novamente uma “aceleração” na roda. Então, ele envia novamente um sinal para que haja um novo acréscimo de pressão naquela roda que começou a acelerar, e novamente impõe à mesma uma desaceleração, efetivando esse monitoramento em um ciclo contínuo. O sistema realiza esses ciclos muito rapidamente, antes mesmo do pneu conseguir mudar sua velocidade. O resultado é que os pneus diminuem sua rotação na mesma taxa do veículo, permitindo que **os freios trabalhem muito próximos ao limite de aderência pneu x solo**.

→ O pulsar do pedal do freio quando o ABS está em operação é devido à rápida abertura e fechamento das válvulas.

→ Alguns sistemas de ABS fazem esse ciclo durante uma frenagem pelo menos 15 vezes.

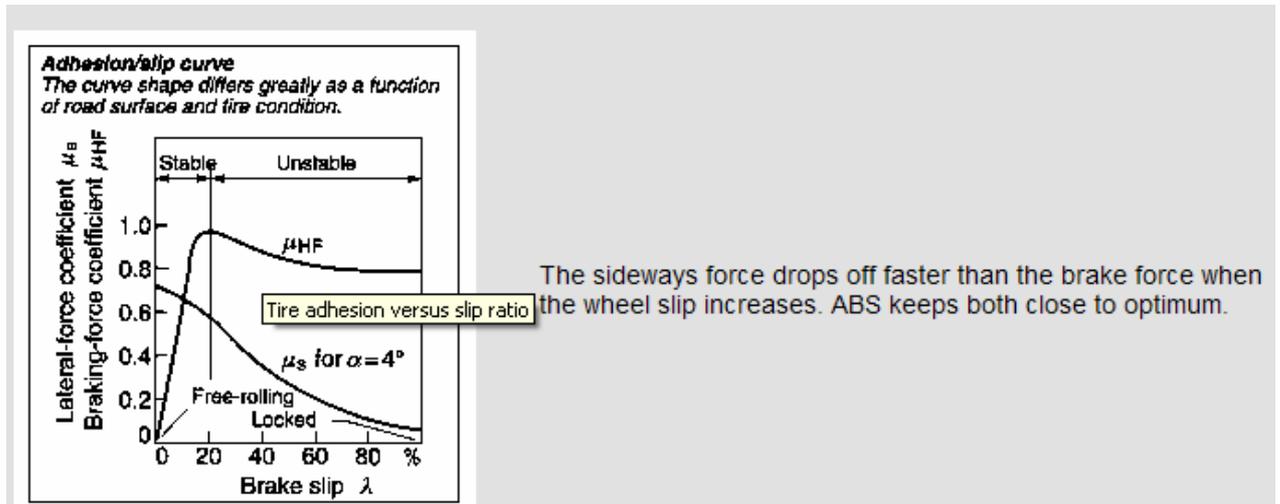


Figura 110 - Curva do escorregamento (aderência) em função do coeficiente de frenagem e aceleração lateral

“Pesquisas elaboradas pelo NHTSA (National Highway Traffic Safety Administration)” mostraram que a introdução do ABS nos veículos americanos proporcionaram as seguintes reduções do índice de acidentes e fatalidades no trânsito (foram realizadas pesquisas entre 2000 e 2002):

- » Engavetamentos em várias situações de pisos → Redução de 9%
- » Fatalidades por acidentes em estradas com piso molhado → Redução 24%
- » Fatalidades por acidentes em estradas com neve e gelo → Redução de 13%
- » Fatalidades em colisões com pedestres, ciclistas, e animais → Redução de 27%

7.b » Electronic Brake Force Distribution (EBD)

O sistema de distribuição eletrônico da força de frenagem foi desenvolvido para ajustar dinamicamente a distribuição da força de frenagem em todas as rodas do veículo. Para as rodas traseiras o EBD faz eletronicamente o que as válvulas proporcionadoras ou de ponto de corte fixo fazem mecanicamente. No entanto sua atuação é muito mais efetiva, uma vez que com base no sensoramento eletrônico ele pode permitir pressões mais altas para as

rodas traseiras de modo que as mesmas atinjam a máxima eficiência de frenagem sem ocasionar bloqueios nas mesmas e instabilidade direcional.

Já a válvula de ponto de corte fixo restringe a pressão até certo limite.

O EBD aplica através de controle eletrônico a melhor força de frenagem, uma vez que ele reconhece que as condições de dirigibilidade, as situações de frenagem, e a distribuição de carga no veículo são únicas e em constantes alterações.

Trabalhando junto com o ABS, o EBD utiliza sensores para determinar quais rodas propiciariam as máximas condições de frenagem, não importando que sejam as dianteiras ou traseiras, direitas ou esquerdas.

O resultado final é uma frenagem mais efetiva e precisa, sob todas as condições, permitindo maior estabilidade ao veículo em desacelerações severas, reduzindo o “mergulho” da parte dianteira do veículo.~

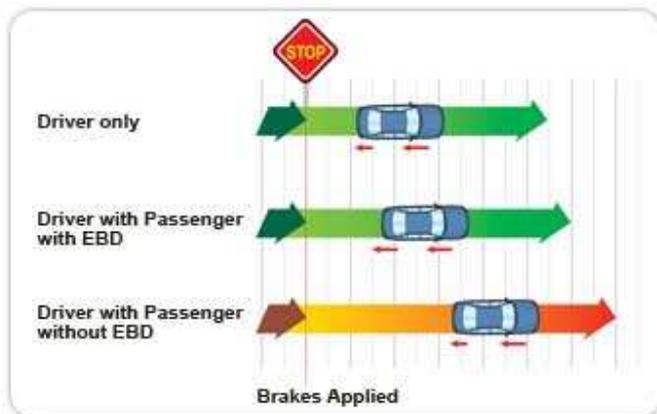


Figura 111 - Espaço de frenagem com EBD e sem EBD



Figura 111 A - Controle eletrônico da pressão de frenagem no eixo traseiro

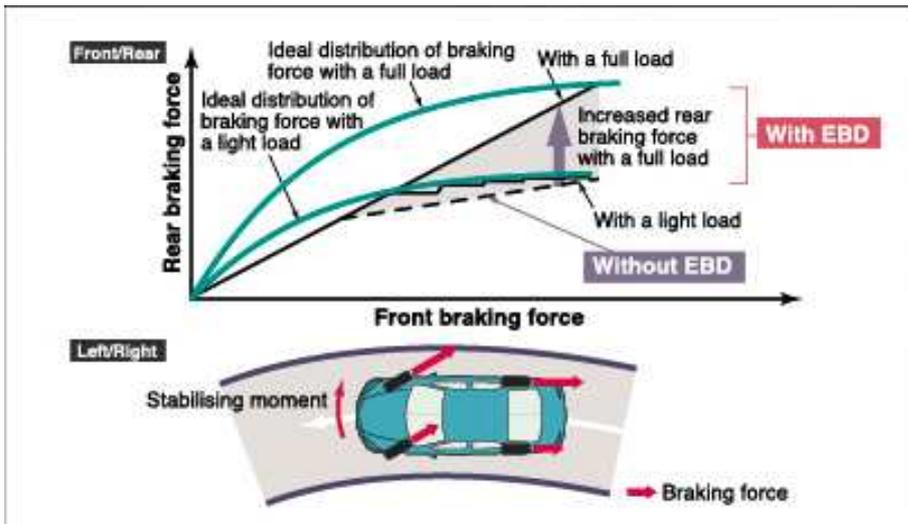


Figura 111 C - A influência do EBD nas curvas de instalação de freio

7.c » Electronic Brake Assist (EBA)

O EBA foi desenvolvido para auxiliar as frenagens em situações de emergência. Algumas vezes o motorista não aplica pressão suficiente nos freios, e em outras ele fica hesitante em relação a uma aplicação violenta dos freios. Esses sistemas são montados junto aos servofreios, e podem ser mecânicos ou eletrônicos (trabalhando junto com a interface do ABS).

Seu princípio de funcionamento consiste em detectar a velocidade de aplicação do pedal de freio e desta forma reconhecer se a freada é ou não de emergência ou pânico. A partir dessa análise prévia, ele ativa o servo freio ou a unidade hidráulica, e assim, mesmo com forças moderadas aplicadas no pedal de freio, a máxima desaceleração é atingida.

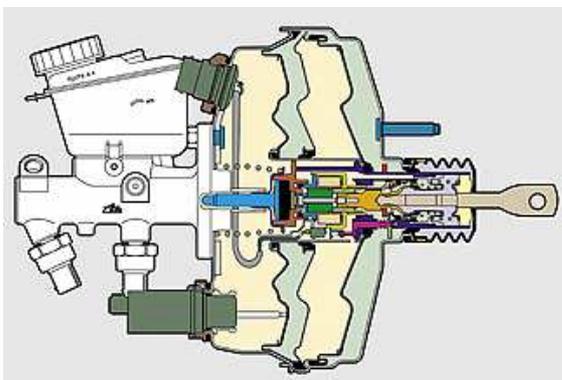


Figura 112 - EBA (Teves®) com acionamento eletrônico no servo freio

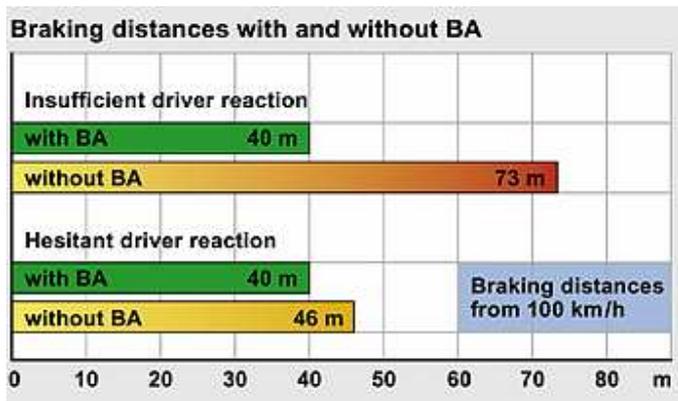


Figura 112 A - Como o EBA auxilia em frenagens de pânico ou emergência (Estudo realizado pela Teves®)

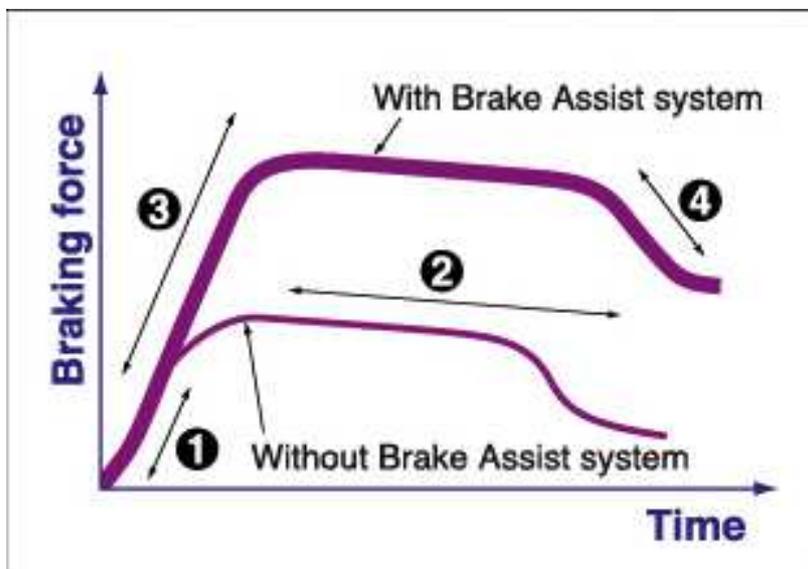


Figura 112 B - Força de frenagem com EBA e sem EBA

8. O que está sendo desenvolvido hoje em termos de freios

» Brake-by-Wire

Sistemas de freio eletro-mecânicos, também conhecidos como brake-by-wire estão sendo desenvolvidos e avaliados para que em futuro bem próximo seja utilizado em veículos.

Esses sistemas deverão substituir os atuais e convencionais sistemas hidráulicos, caracterizando-se assim como “**freios secos**”.

Os freios eletromecânicos deverão substituir atuadores como pistões e cilindros de freios que utilizam fluido de freio como princípio de ação, por unidades de motores elétricos autônomas. Essa mudança para controle eletrônico deverá eliminar substancialmente os problemas que envolvem manufatura, manutenção e meio ambiente, associados aos sistemas hidráulicos.

Por outro lado, alguns estudos ainda precisam ser efetivados, uma vez que como não há nenhum sistema de backup, seja mecânico ou hidráulico, e a confiabilidade do sistema eletromecânico é um item crítico, e deve ser totalmente a prova de falhas. A implementação do EMB irá requerer recursos como um sistema totalmente dependente de suprimento de energia, sistema de falha zero, protocolos de comunicação com outros sistemas e recursos, e até redundância de alguns softwares.

» **Electronic Wedge Brake (EWB®)**

Os freios conhecidos como EWB® estão sendo desenvolvidos pela Siemens-VDO® (que foi adquirida recentemente pela Continental Automotive Systems) e provavelmente entre 2008-2009 já estarão na linha de montagem de uma determinada montadora alemã. Esse conceito EWB® é apenas uma das partes de um sistema maior e complexo que a Siemens-VDO® desenvolve chamado e-Corner® concept.



Figura 113 - Conceito e-Corner® (Siemens VDO®)

O EWB é constituído das seguintes partes:

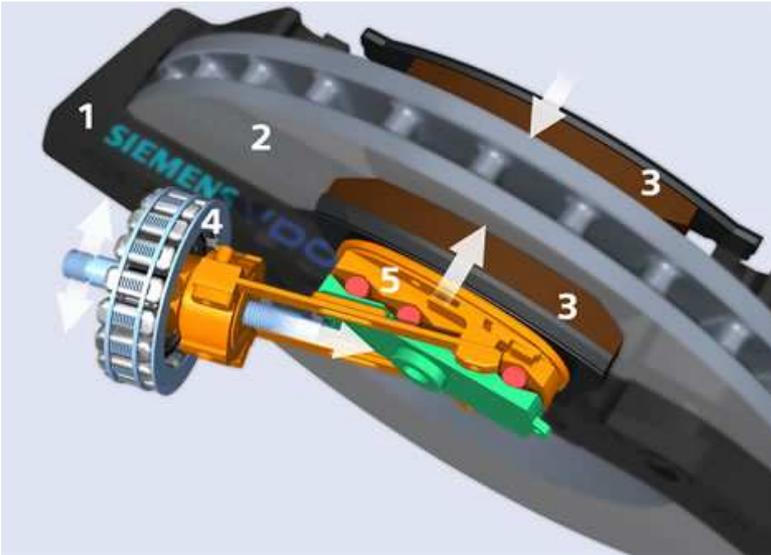


Figura 113 A - Electronic Wedge Brake (Siemens VDO®)

- 1 → Brake calipers
- 2 → Disco de freio ventilado
- 3 → Pastilhas de freio
- 4 → Motor elétrico autônomo
- 5 → Roletes de deslizamento que correm por um suporte em cunha

Segundo o fabricante, o EWB® está sendo avaliado em ensaios comparativos com outros veículos equipados com freio convencionais na Suécia, e os resultados apresentados estão sendo considerados excelentes, uma vez que no teste de parada total de 80 Km/h → 0, a distância percorrida dos 4 veículos equipados com freios hidráulicos foi de 71,80 à 78,40m, enquanto que o veículo equipado com EWB® atingiu a marca de **64,50m**

Isso significa que em uma situação de emergência, enquanto o veículo equipado com EWB® já estiver parado, os outros veículos com freios hidráulicos ainda estarão rodando com velocidades entre 27 e 34 Km/h.



Figura 113 B - Freio EWB® sendo avaliado na Suécia



Figura 113 C - Freio EWB® sendo avaliado em dinamômetro inercial

» Calipers Frame Design (Evolução dos Caliper “Fist Type” by Teves®)

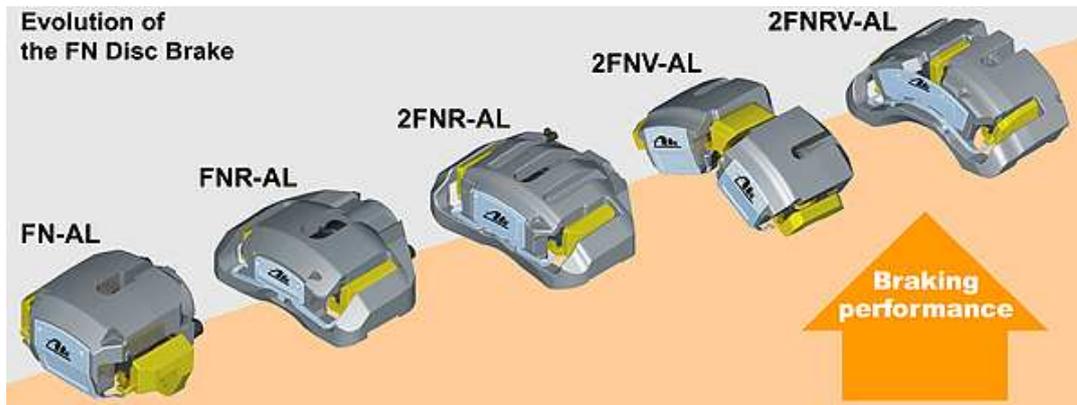


Figura 114 - Caliper “Frame Desing” - Teves®

A Continental Automotive Systems desenvolveu o conceito de calipers tipo “Frame Design” visando sua aplicação em veículos de alta performance e proporcionando um constante aumento do desempenho de frenagem com substanciais melhorias no que diz respeito às exigências atuais de redução de peso e dimensões, uma vez que esses calipers são produzidos em alumínio.

O conceito “Frame Design” proporciona a instalação de discos de freios de grandes diâmetros para uma mesma dimensão de roda. Além disso, sua construção possibilita maior área de atrito através da utilização de 4 pastilhas de freios ao invés da montagem tradicional que utiliza apenas 2 pastilhas de freio (Calipers 2FNV-AL e 2FNRV-AL).

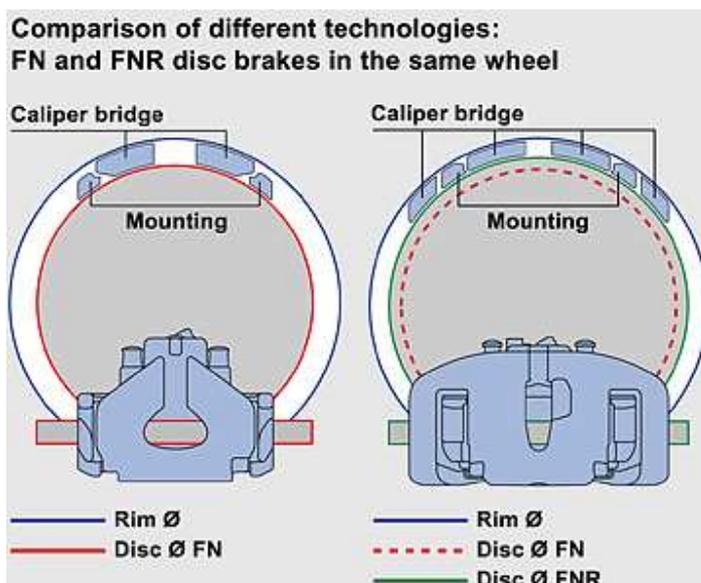


Figura 115 - Montagem dos Calipers Tipo FN e FNR (Teves®)

9. Materiais de Fricção - Uma união entre Arte e Ciência

Estamos quase finalizando a nossa maravilhosa viagem sobre os fundamentos de freios, abordando agora um item que possui uma importância enorme no desenvolvimento de qualquer sistema de freio que venha a equipar o seu projeto de veículo;

➔ Os Materiais de Fricção

Posso assegurar, pela minha experiência na área, que o desenvolvimento de um material de fricção, seja ele uma pastilha ou uma lona de freio, para um automóvel, caminhão ou ônibus, é, e sempre será um grande desafio, uma vez que mistura conhecimento e “um pouco de arte”, ou mesmo, uma grande dose de imaginação.

Sim, é preciso imaginação para entender todos os efeitos que a velocidade relativa, a força de atrito, a temperatura, as forças de compressão e de cisalhamento, as forças de interação molecular, e o ambiente, impõe à superfície do material ou mesmo à sua estrutura.

É uma ciência baseada na “**Química de Transformação**”.

Por isso os formuladores de materiais de fricção unem a ciência com a arte.

9.a » Visão histórica

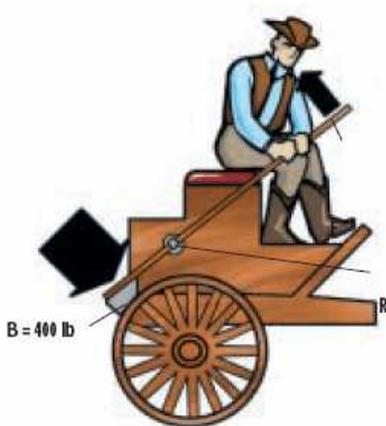


Figura 116 - O freio de alavanca com sapata de madeira

Como vimos lá no início do nosso curso, desde o surgimento da roda e da necessidade de interromper movimentos por ela gerados, apareceram os primeiros e rudimentares freios como o da figura acima.

Os mais diversos materiais foram utilizados nesses freios para proporcionarem através do atrito, a geração da força de frenagem necessária para reduzir ou interromper os movimentos. A madeira, o couro, e até feltro foram utilizados como materiais de fricção.

Alguns até que tinham um coeficiente de atrito razoável para aplicações em baixas velocidades, porém, tornaram-se ineficientes para cobrir faixas de temperatura que iam aumentando gradativamente com a utilização dos veículos com maiores cargas e velocidades.

Este foi o caso do couro e da madeira, que apesar de serem suaves em sua ação de frenagem, apresentavam carbonização de sua superfície de atrito, o que ocasionava com frequência, a perda de eficiência pela redução do coeficiente de atrito.

Por volta de 1880 começou a procura por materiais que suportassem maiores temperaturas, e cabelo, crina, e algodão eram utilizados embebidos com asfalto ou betumem, mas apesar desses produtos terem apresentado alguma melhora, não atendiam suficientemente bem a demanda, mesmo porque, como vimos no histórico do trabalho, eram utilizados nos freios de cinta (Band Brakes) que eram sistemas abertos, e deixavam os materiais vulneráveis à lama, areia, água, e por essa razão esses primeiros materiais de fricção tinham sua ação bastante prejudicada.

Nós estudamos que por volta de 1902 Louis Renault idealizou o primeiro freio a tambor (drum brake) como o conhecemos atualmente, e foi nos anos que sucederam esse fato que os materiais de fricção tiveram um acentuado progresso na aplicação nos freios.

Começava então a procura por uma nova fibra que pudesse entregar melhores características de resistência mecânica e térmica. Foi quando surgiu a fibra do amianto, que rapidamente substituiu as crinas, cabelos e algodões anteriormente utilizados.

O amianto era uma fibra de fácil aquisição, possuía ótimas características físico-mecânicas, seu preço era acessível para a grande maioria dos fabricantes mundiais, principalmente para os países que possuíam minas de amianto, como era o caso do Brasil (mina localizada no estado de Goiás). Países como Canadá, Rússia e Itália, também possuíam minas de amianto.

O amianto reinou absoluto por muitos anos como fibra básica de reforço e atrito utilizada em materiais de fricção, até que em meados da década de 80, a Suécia iniciou um processo de banimento dessa fibra por ela ocasionar “asbestose” em trabalhadores que tinham contato direto com ela durante o processamento da fibra, e no vácuo, vieram os americanos. A partir dessa medida de banimento, iniciou-se a procura de fibras de reforço e atrito alternativas. As primeiras fibras alternativas utilizadas foram a fibra cerâmica, a lã de aço, a fibra de vidro, e as fibras acrílicas.

Em seguida, após o desenvolvimento da aramida para fins militares, ela começou a ser também procurada para a fabricação de materiais de fricção. Os nomes comerciais para a fibra de **aramida** são bem conhecidos de todos; A **Kevlar** fabricada pelo Dupont, e a **Twaron**, do fabricante japonês Teijin.

Essas fibras, além de apresentarem altíssimo módulo de resistência, bem superior ao do aço, possuem um baixo peso específico (g/cm^3), e principalmente uma ótima resistência térmica, ingredientes importantes quando se trata de materiais de fricção.

Porém, apesar de muitas características positivas, essas fibras podem apresentar um alto grau de abrasão no seu par de contato, e ainda, são muito caras para serem introduzidas em altas porcentagens nas formulações de materiais de fricção (cerca de US\$ 39.00/kg).

Para se minimizar os custos de introdução dessas fibras, muitos fabricantes utilizam-se do recurso do “coquetel de fibras”, ou seja, pesquisam a inclusão de várias fibras simultaneamente na formulação de modo a poder contar com uma boa porcentagem delas em sua mistura, mas ao mesmo tempo, reduzir custos com a utilização de alternativas de custo menor.

9.b » Princípios básicos para a o desenvolvimento de um material de fricção As variáveis de projeto - O Atrito

Os materiais de fricção podem ser produzidos através de vários processos de mistura, e dependendo de como a resina fenólica (que é o aglutinante da mistura) é inserida no processo, o material de fricção recebe o nome característico desse processo.

» Processo (misturas) Dry Mix (seco):

Os ingredientes que serão misturados, a fibra, a resina, modificadores, os atritantes, são fornecidos na forma de pós.

Esse processo é normalmente utilizado para a produção das lonas e pastilhas de freio para automóveis e pick ups, blocos para veículos comerciais, sapatas e pastilhas para ferrovias e metrovias, também conhecidos como materiais moldados.



Figura 117 -Blocos para veículos comerciais



Figura 118 - Pastilhas de freio para automóveis



Figura 119 - Sapatas e pastilhas de ferrovias e metrovias

» **Processo Wet Mix (úmido):**

Os mesmos ingredientes na forma de pós são misturados com a resina em forma líquida, ou borracha natural diluída em nafta, ou então uma combinação das duas.

Esse processo é normalmente utilizado para a produção de lonas segmento (comprimento de arco bem desenvolvido), lonas de freio de automóveis e pick-ups, na forma de materiais moldados, que precisam um certo grau de adaptação dimensional.



Figura 120 - Lonas de freio para automóveis e Pick Ups (Dry & Wet Mix)

» **Processo Trançado:**

Nesse processo, um fio que foi previamente cardado e trançado, ou uma manta que foi tecida, são impregnados através da sua imersão em uma mistura úmida composta de resina, atritantes, modificadores, e depois secados para serem conformados.

Esse processo é normalmente utilizado na produção de revestimentos de embreagens, e lonas trançadas para aplicação industrial, e para trabalho em imersão de óleo.



Figura 121 - Revestimentos de embreagens



Figura 122 - Lonas trançadas

Para se criar um material de fricção, alguns princípios básicos devem ser atendidos, e algumas variáveis de projeto muito bem definidas, caso contrário, não se consegue atingir as premissas para um bom desenvolvimento.

Por exemplo:

Um material de fricção pode atender a várias propriedades físico-químicas, possuir bom nível de atrito, estabilidade de frenagem, bom nível de desgaste, etc.

Entretanto, se o custo da formulação não estiver compatível com os materiais existentes no mercado, de nada adiantaria todas as outras qualidades.

» Desta forma, vamos apresentar a características básicas e imprescindíveis para um bom projeto de material de fricção, ou, melhor dizendo, suas variáveis de projeto.

Para se chegar a uma boa formulação de material de fricção faz-se necessário checar se;

- ✓ Todos os componentes da fórmula estão disponíveis em abundância, são de fabricantes nacionais ou importados, estão sob o peso de patentes, ou commodities;
- ✓ Os componentes da fórmula carregam consigo algum processo ou problema ambiental;
- ✓ As fibras a serem pesquisadas apresentam boas características de resistências mecânica e térmica, processabilidade, peso específico, grau de abrasividade, são nacionais ou importadas, qual a percentagem mínima na formulação para melhor relação custo x benefício, possuem um bom grau de espalhamento, em qual comprimento são fornecidas;
- ✓ A resina a ser utilizada para aglomerar a mistura possui boas características termo-estáveis (degradação térmica), o ponto de flow das mesmas será suficiente para o trabalho atual sempre em temperaturas mais altas;
- ✓ Qual será a melhor percentagem de cada material componente da futura formulação (apesar de que se trabalha em cima de uma base comum como princípio de análise)
- ✓ Qual será a melhor forma de misturar os componentes da formulação, esses componentes poderão ser misturados todos de uma vez, ou através de pré-misturas em função do peso específico e dureza da cada componente;

- ✓ Com os equipamentos e recursos hoje disponíveis em produção, será possível produzir essa formulação dentro dos níveis estipulados de capacidade de máquinas;
- ✓ Como será a pré-formagem do material em desenvolvimento, ele apresentará problemas de fragilidade para posterior manuseio, muita geração de pó e resíduos.

Após todos esses cuidados preliminares com o desenvolvimento de uma formulação (e esses são apenas alguns exemplos) teremos que analisar igualmente as **características importantes de um material de fricção como produto final**, e todas as variáveis que envolvem essa parte do projeto, ou seja:

- ✓ Certamente que o coeficiente de atrito é um fator primordial em um material de fricção, e o seu valor deverá se manter o mais estável possível em determinadas situações, não só com a variação de temperatura, mas também com a pressão e a velocidade;
- ✓ Sob o efeito de carga térmica, a perda de atrito é inevitável, porém essa perda não pode exceder valores superiores a 10 - 15%, para não prejudicar a segurança;
- ✓ Recuperação após carga térmica é outra característica marcante a um bom material;
- ✓ Ele tem que ser um bom isolante térmico para proteger as partes mais profundas do freio, como a transferência de calor para os pistões do calipers;
- ✓ Agentes externos como água podem alterar momentaneamente suas características, porém o atrito deverá voltar ao normal assim que o material se recuperar;
- ✓ Estabilidade dimensional, como dilatação e crescimento do produto deve estar dentro dos padrões internacionais;
- ✓ Resistência mecânica é fundamental, pois os esforços de frenagem são altíssimos, entre eles a compressão e cisalhamento, e o material deverá aceitar bem os processos de rebitagem;
- ✓ A taxa de desgaste é um item importante no material de fricção, pois a renovação da superfície de contato do material deverá ser constante para que as propriedades de atrito se mantenham, mas essa renovação não poderá ser muito rápida, caso contrário o mesmo será reprovado no quesito durabilidade;

- ✓ A qualidade de fabricação é indispensável uma vez que se trata de uma peça de segurança, e a repetitividade em larga escala produtiva deverá ser mantida (consistência lote-a-lote);
- ✓ O índice de refugo é outro item importante, pois as perdas computam negativamente nos custos, e algumas vezes o material não poderá ser reaproveitado;
- ✓ A formulação deverá levar em conta a conformação do produto final, se possuirá uma espessura pequena ou grande, uma vez que alguns materiais tendem a apresentar quebras de pontas, problemas de raios após a conformação final;
- ✓ A formulação não pode produzir muito pó quando de seu manuseio para pré-formagem e produção;
- ✓ A formulação não poderá apresentar segregação de partículas;
- ✓ O produto não poderá apresentar alto índice de bolhas ou delaminação;

E esses são alguns exemplos da complexidade do desenvolvimento de um material de fricção.

Mas, como o nome “**material de fricção**” indica, o coeficiente de atrito é um fator primordial e uma das suas principais características.

Vamos então falar um pouco da **ciência do atrito**, também conhecida como **Tribologia**.

» **O Atrito:**

O estudo da fricção, ou atrito como é popularmente chamado, remonta o século XVII quando o físico francês Guillaume Amontons elaborou um estudo preliminar sobre o atrito estático, baseando-se nos experimentos iniciais feitos por Leonardo Da Vinci.

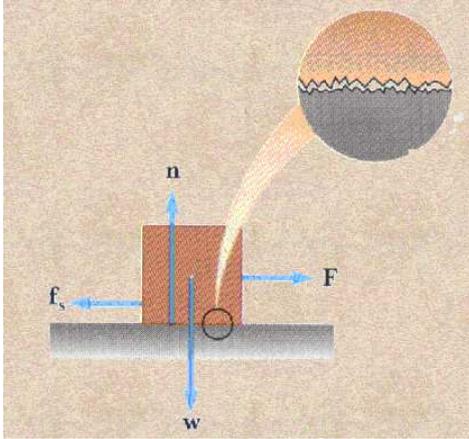
Leonardo Da Vinci verificou que:

- » O coeficiente de atrito entre duas superfícies independe da área de contato entre elas.
- » O atrito de um objeto sobre uma superfície é proporcional ao seu peso.

Com base nessas afirmações Amontons completou a primeira e acrescentou uma terceira:

- » O coeficiente de atrito entre duas superfícies independe da área, mas **depende da pressão entre as mesmas;**
- » O coeficiente de atrito entre duas superfícies é menor se as mesmas forem lubrificadas;

Os postulados de Amontons foram criticados pelos céticos, mas após alguns anos foram confirmados por Charles Augustin de Coulomb. A expressão matemática do trabalho de Amontons é bem conhecida de todos:



$$\rightarrow \underline{\text{Fat} = \mu \times N}$$

Vários físicos e cientistas vieram após esses precursores, estudando as várias componentes da teoria, tais como;

- ✓ Beare e Bowden » Demonstraram a teoria para o limite cinético de deslizamento
- ✓ Belidor » Trouxe a brilhante conclusão de que as superfícies em contato eram na realidade irregulares, consistindo de “picos e vales”. Em contato, provocavam uma resistência ao deslizamento.
- ✓ Leonard Euler » A força de atrito é sempre tangente à velocidade. Trouxe a relação matemática do atrito entre roldana e o cabo.
- ✓ Coulomb » Confirmou matematicamente a afirmação de Belidor, e o critério atual das superfícies constituindo-se de picos e vales é devido a Coulomb.
- ✓ Guembel » Determinou que a fricção é composta da superposição de dois fenômenos; **Atrito a seco e Atrito de penetração.**

Se não há pressão normal, existem apenas 3 pontos de contato nas superfícies. À medida que a pressão aumenta, os pontos de contato aumentam com a pressão, e contanto que sua deformação seja elástica, o atrito a seco persiste. Se o material é exigido além do limite de elasticidade, os picos serão deformados plasticamente, e aí o atrito de penetração começa a agir.

Se fossemos relatar todos os trabalhos realizados dentro da teoria do atrito nos estenderíamos demais, e por isso vamos simplesmente descrever os postulados e conclusões sobre essa teoria tão complexa, de forma a entendermos a relação existente hoje entre os pares de contato tão importantes na frenagem, ou seja, a **Pastilhas x Disco**, ou **Lonas x Tambor**:

→ O atrito entre duas superfícies é o resultado de dois efeitos combinados;

a) da deformação das asperidades e adesão entre os pares de contato,

b) do lavramento por asperidades duras e partículas desgastadas

A contribuição relativa de cada uma delas depende das condições das duas superfícies, as quais por sua vez são afetadas pelo deslizamento relativo, pelos materiais específicos utilizados, pela topografia das superfícies, e pelo meio-ambiente.

Desta forma, no atrito de sólidos não-lubrificadas, estão envolvidos três fenômenos básicos:

I » A área real de contato entre as superfícies em movimento relativo (muitas vezes a área real de contato é muito menor que a área total de contato);

II » A força da ligação (fusão ou solda) que é formada na interface onde ocorre o contato;

III » O modo pelo qual o material da região de contato e dos arredores é deformado e rompido durante o deslizamento.

O atrito é um **processo de dissipação** (perda) de energia mecânica, que ocorre esquematicamente em três etapas:

I » A energia mecânica é introduzida no sistema através da formação da área real de contato e movimento relativo;

II » A energia mecânica introduzida é transformada em deformação plástica, lavramento ou adesão;

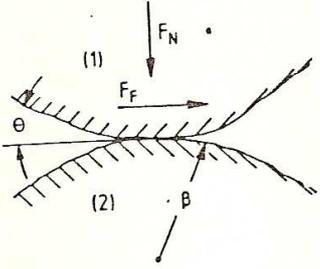
III » A energia transformada é dissipada sob a forma de calor, armazenamento de material ou energia no corpo do sistema, ou então emissão (perda de massa, i.e, desgaste)

Com base nesse estudo, pode-se afirmar que;

→ **O coeficiente de atrito possui três grandes componentes:**

I » Componente adesiva

Adhesion component of friction



- simplest model:

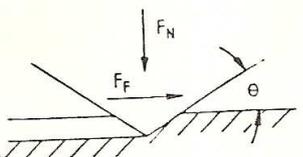
$$f_a = \frac{F_F}{F_N} \approx \frac{\tau_{s12}}{p_y}$$

τ_{s12} : interfacial shear strength
 p_y : yield pressure

II » Componente de lavramento

Ploughing component of friction

Ploughing by asperities



- simplest model:

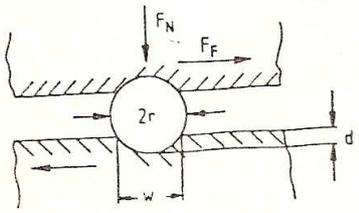
$$f_p = \frac{2}{\pi} \tan \theta$$

Ploughing and microcracking

$$f_p = \frac{F_F}{F_N} = c \frac{K_{Ic}^2}{E (H \cdot F_N)^{1/2}}$$

K_{Ic} : fracture toughness
 E : elastic modulus
 H : hardness

Ploughing by penetrated wear particles



$$f_p = \frac{2}{\pi} \left\{ \left(\frac{2r}{w} \right)^2 \sin^{-1} \frac{w}{2r} - \left[\left(\frac{2r}{w} \right)^2 - 1 \right]^{1/2} \right\}$$

Fig. 3. Characteristics of ploughing models of friction.

III » Componente de deformação

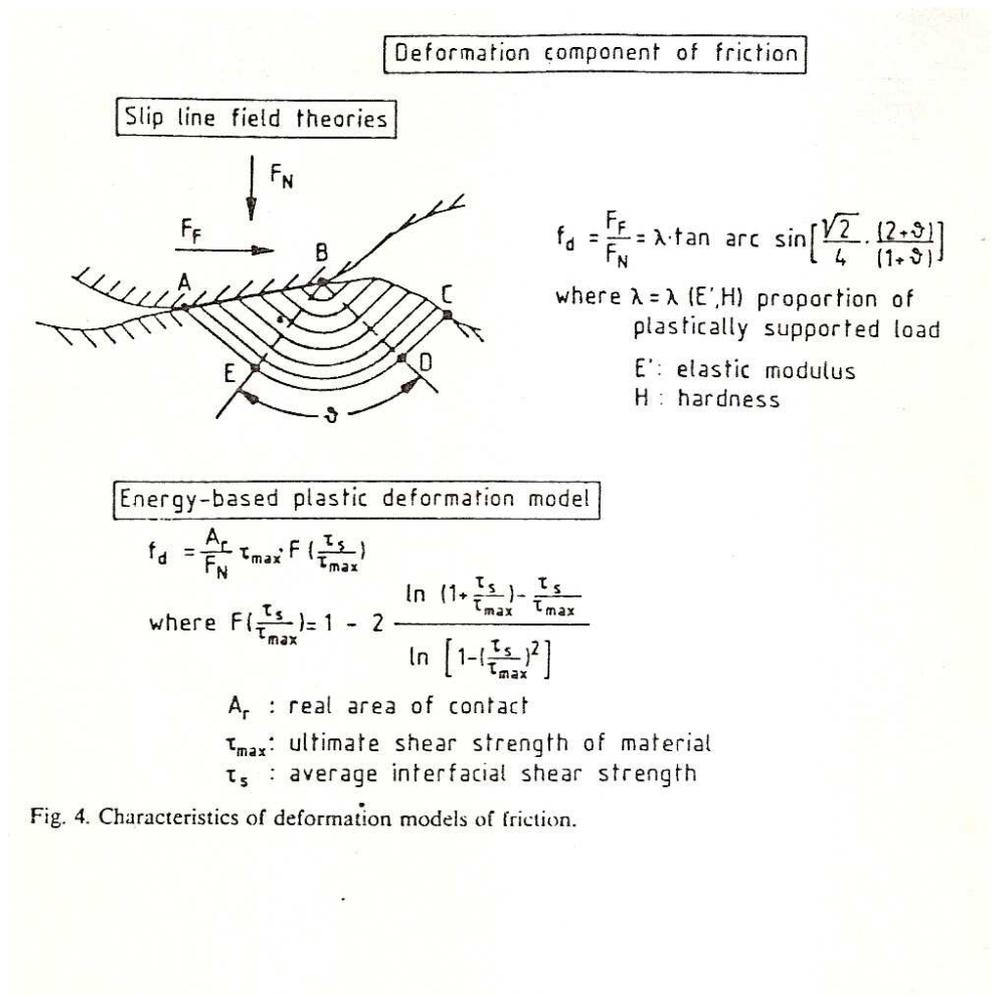


Fig. 4. Characteristics of deformation models of friction.



Figura 123 - Atrito e a interação entre duas superfícies

» **Desgaste:**

Outro fator imposto pelo atrito entre superfícies é o **desgaste**.

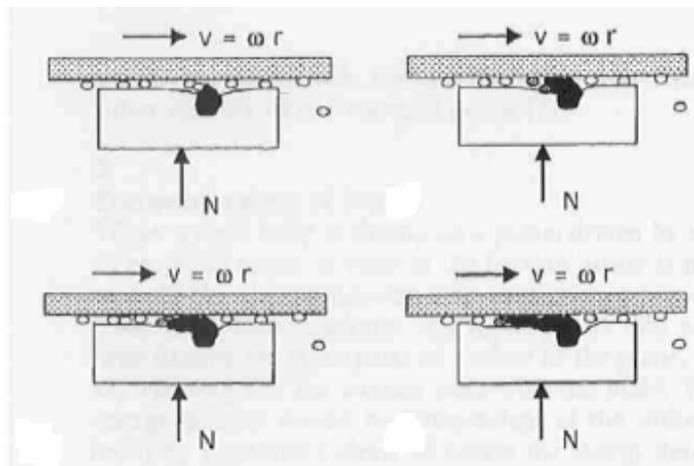
Desgaste é a remoção de material (perda de massa) de superfícies em contato e em movimento relativo. Podemos classificar o desgaste em quatro grandes mecanismos (impossíveis de isolar):

I » Adesivo

II » Abrasivo

III » Fadiga e ruptura

IV » Termoquímico (ou triboquímico)



Pares de desgaste em sistema de freio pastilha/disco

Ostermeyer (2001).

Figura 124 - Par de desgaste Pastilha x Disco

As forças de atrito automaticamente se opõem ao movimento, nunca favorecem. Mesmo quando não há movimento relativo entre dois corpos em contato, poderão existir forças de atrito entre as duas superfícies.

O atrito, ou fricção é muito importante em nossa vida diária:

» Se agir sozinho consegue parar um eixo em rotação.

» Aproximadamente 15 a 20% da potência total de um motor é utilizada para contrabalançar as forças de atrito.

» O atrito provoca desgaste, deformação, e oxidação das partes móveis, gerando com isso ruído, vibração e aspereza, ou **NVH**.

» O atrito depende da natureza das superfícies de contato.

» Sem o atrito não conseguiríamos andar, segurar a caneta nas mãos, escrever, muito menos efetuar o transporte sob rodas.

9.c » Composição básica de um material de fricção

Normalmente os materiais de fricção como pastilhas de lonas de freio são constituídos de três grupos de componentes.

1.o Grupo: Constituído pelas fibras de atrito e reforço.

2.o Grupo: Constituído pela resina, normalmente usada a do tipo fenólica, ou modificadas.

3.o Grupo: Constituído pelas cargas e partículas, ou seja, vários componentes adicionados para finalidades específicas, tais como, anti-oxidantes, desumidificadores, dissipadores de calor, agentes modificadores de atrito, lubrificantes, e principalmente, barateadores.

A composição química básica de um material de fricção varia de produto para produto, mas, a título único de exemplificação, para termos uma idéia geral, poderemos considerar o seguinte balanceamento (**% participação em volume de formulação**):

Fibras = 12% (Coquetel de fibras » aramida, PMF, vidro, aço, cerâmicas, acrílica, etc,etc)

Resina = 26% (fenólica pura ou modificada, pó de caju, borracha natural, etc, etc)

Partículas = 30% (coque de petróleo, pó de carvão, óxidos de alumínio, de cobre, de ferro, de magnésio, grafite, antimônio, molibdênio, latão, cobre, etc, etc)

Cargas = 32% (Barita, caulín, sílica, vermiculite, entre outras)

Esses percentuais em volume de formulação variam de fabricante para fabricante, e de mercado de atuação.

No caso de **fornecimento para equipamento original**, existe o atendimento às normas e especificações ditadas por organismos nacionais e internacionais e inclusive pelos próprios fabricantes de veículos.

Desta forma as formulações destinadas a esse mercado possuem algumas características intrínsecas, próprias às exigências impostas.

» **Composição de custo de um material de fricção:**

Pastilhas de freio:

Após o desenvolvimento de uma determinada formulação de material de fricção destinada a produção de uma **Pastilha de freio**, a composição final do produto terá aproximadamente a seguinte composição de custo:

Pastilha de freio: % Percentual da composição de custo

Plaqueta de freio e agregados (molas, rebites, anti-ruídos) = ± 44%

Material de fricção (incluindo underlayer) = ± 32% (mistura pronta)

Gastos gerais de fabricação* = ± 10%

Mão de obra direta = ± 10%

Índice de refugo = 4%

Nota (*) Gastos gerais de fabricação:

Incluem todo o processo produtivo, ou seja, desde a mistura da matéria prima até a finalização do produto através da embalagem.

Lonas de freio:

Uma formulação destinada a produção de uma **Lona de freio**, a composição final do produto terá aproximadamente a seguinte composição de custo:

Lonas de freio: % Percentual da composição de custo

Matéria Prima = ± 78% (mistura pronta)

Gastos gerais de fabricação* = ± 8%

Mão de obra direta = ± 10%

Índice de refugo = ± 4%

9.d » Como se produz um material de fricção

Até aqui nós já vimos as variáveis de projeto que envolve o desenvolvimento de um material de fricção, um pouco da teoria do atrito, os tipos de misturas existentes, os tipos de produtos em função das misturas, a composição básica de uma formulação, e a composição de custo. Falta-nos abordar como se produz um material de fricção.

Mas antes, acredito que falta uma pergunta a se fazer:

...- **“Mas afinal, como é que nasce um material de fricção?...”**

→ Vamos abordar o desenvolvimento de um material de fricção para o mercado de equipamento original.

Após a definição do veículo, suas características construtivas, sua dinâmica de frenagem, e depois de pré-selecionado o sistema de freios que deverá ser utilizado e seus respectivos fabricantes, começa então a prospecção das melhores características de atrito dos materiais de fricção para o eixo dianteiro e traseiro, de modo a se obter as melhores respostas em relação às curvas de instalação do veículo.

O fabricante de material de atrito, de posse das características necessárias de atrito dos materiais para o projeto, inicia a busca pela melhor composição disponível para aqueles freios já determinados.

A área de desenvolvimento procura dentro da gama de formulações existentes aquela que mais se aproxima das solicitações impostas pelo projeto.

Esse trabalho é feito geralmente em um laboratório piloto, que é equipado como se fosse uma mini fábrica, ou seja, ele contém os mesmos equipamentos que a linha de produção possui para a produção de uma pastilha ou lona de freio, porém em pequena escala. As amostras então são feitas, e a partir dessas amostras iniciam-se os testes físico-químicos do material.

» Ensaio químicos:

São analisados, o peso específico (g/cm^3), extração por acetona, teor de cinzas, cromatografia pirolítica gasosa, teste de flow de resina, entre outros, de modo a se

determinar o comportamento dos materiais que foram envolvidos acrescentados na formulação.

» **Ensaio físico:**

Consistem de duas fases;

➔ **1.a fase: Ensaio em corpos de prova.**

Ainda na fase de prospecção do material mais indicado ao projeto, os ensaios são realizados em corpos de prova, retirados de uma peça padrão que foi produzida para essa finalidade, ou retirado da própria peça em desenvolvimento.

Esses ensaios são padronizados por normas internacionais e realizados em máquinas idealizadas para essa finalidade, chamadas “máquinas de ensaios físicos”, ou máquinas de caracterização de materiais de fricção.

Através desses ensaios são obtidos os níveis de atrito normal (a frio) e a quente, a taxa de desgaste do material em massa (g) ou em dimensão (mm), a estabilidade do material sob carga térmica (fade) e seu poder de recuperação após carga térmica, a estabilidade do atrito com o tempo, resistência a tração, ao cisalhamento, compressibilidade, ensaios dimensionais de dilatação e crescimento, a dureza (Gogan C), entre outras características intrínsecas ao produto.

Veja as principais máquinas ainda usadas em ensaios físicos:



Chase Machine

Figura 125 - Máquina de ensaios Chase (by Link®) - SAE J 661



FAST Machine System

Figura 126 - Máquina de ensaios Fast (by Link®)



Compressibility Machine

Figura 127 - Máquina de compressibilidade (by Link®)



Figura 128 - Máquina de cisalhamento (by Link®)

2.a fase: Ensaios em escala real em dinamômetro (com peça pronta)

Após a fase de prospecção de materiais em máquinas de ensaios físicos, as peças passam a serem avaliadas em **dinamômetros inerciais** que simulam em verdadeira grandeza o carregamento dinâmico por roda (massa de inércia) as características de atuação dos freios tanto para a roda dianteira, quanto para a roda traseira, e até em ambas as rodas simultaneamente.

Os ensaios em dinamômetro seguem padrões definidos por organizações de normatização internacionais através de procedimentos definidos por normas específicas para desenvolvimento de freios.

Entre as organizações citamos a SAE, a ISO, a FMVSS, a ECE, entre outros. No Brasil, a organização responsável pela adaptação das normas geradas no exterior é a ABNT.

Essas normas de desenvolvimento e controle são bem conhecidas daqueles que possuem um pouco de experiência na área de freios. Ente elas citamos;

» **ECE R 13**, que atende a comunidade européia, e no Brasil é conhecida como Contran 777.

» **FMVSS 105 e 121**, que atendem os USA, onde a 105 foi desenvolvida para freios hidráulicos e a 121 para freios pneumáticos.

» **SAE J 2521 NVH Matrix**

» **SAE J 2522 AK Master**

Para efetuarmos ensaios em dinamômetro inercial precisamos obter primeiramente os dados do veículo a ser avaliado; ou seja;

- **M** = Peso na roda a ser avaliada (Kgf) » **Carregamento no eixo ÷ 2**

- **RR** = Raio de rolamento do pneu (m²)

A massa de inércia (ou momento de inércia) é encontrada pela relação:

$$\rightarrow I = \frac{1}{2} \times M \times RR^2$$

Vejamos um exemplo:

Um caminhão de 17 ton de GVW possui o balanceamento de freio de 45 x 55, sendo o raio de rolamento do pneu de 0,521 m:

A massa de inércia a ser avaliada no dinamômetro inercial para o eixo traseiro será de:

$$I = \frac{1}{2} \times 17.000 \times (0,521)^2 \times 0,55 \rightarrow I = \underline{1.269 \text{ Kgf.m}^2} \text{ ou } \underline{634,50 \text{ Kgf.m}^2} \text{ em cada roda}$$

O dinamômetro inercial permite simular qualquer tipo de procedimento de ensaio próprio existente, e via de regra podemos igualmente utilizá-lo para simular as condições ensaiadas em veículo.

Os procedimentos de ensaio mais comuns levados a termo em dinamômetro são;

- » Testes de performance com desaceleração em função da velocidade, temperatura, pressão, ou mesmo torque.
- » Teste de fade e recuperação.
- » Testes estruturais (fadiga) de freio e tambor.
- » Teste de desgaste acelerado de guarnições
- » Teste de NVH, entre outros.

Além dos ensaios em dinamômetro ditados por normas internacionais, os próprios fabricantes possuem normas próprias, desenvolvidas internamente para essa finalidade. .

3.a fase: Ensaio veiculares

O material de fricção, após ter passado pela avaliação em dinamômetro e apresentado resultados favoráveis em corpo de prova real, passa a ser ensaiado em veículo, diretamente pela montadora que o está desenvolvendo uma vez que esses carros normalmente são protótipos e não estão a disposição nem do fabricante de freio, nem do fabricante do material de fricção.

A montadora, muitas vezes com o acompanhamento dos fabricantes de freios e do material de fricção, realiza então uma série de avaliações baseadas em procedimentos internacionais, e nacionais, e também, em seus próprios procedimentos internos.

São efetuados ensaios de performance (segundo Contran 777), ensaios de descida de serra para verificação do fade do material de fricção, recuperação e transferência de calor ao fluido de freio. Testes de durabilidade acelerada e durabilidade urbana também são realizados, e nessas avaliações são observados os problemas de ruídos e vibrações ocasionados ou não pelos materiais de fricção.

Para a realização dos ensaios veiculares, o veículo de teste é todo monitorado, com transdutores que deverão medir a pressão de frenagem, temperaturas dos materiais e dos discos e tambores, a velocidade real, distância de parada, curso de pedal, e mais recentemente, ruídos e vibrações.

Para a coleta de todos esse dados obtidos das avaliações, são utilizados equipamentos de aquisição de dados, que possuem processadores internos capazes de compilar todos os dados obtidos em um dia de rodagem, e depois de coletados, esses dados serão tratados e carregados em forma de gráficos para melhor compreensão dos resultados obtidos.

São os equipamentos compactos de aquisição de dados.



Figura 129 - Compact data acquisition system (Link®)

Após os testes de performance e de durabilidade acelerada em veículo terem apresentado bons resultados, inicia-se a partir desse momento os processos de certificação e liberação para fornecimento à linha de montagem. Junto com os resultados teóricos e práticos, são encaminhados toda a certificação de qualidade do produto, como PPAPs, APQP, FMEA, e outros.

Veja algumas fotos de dinamômetros inerciais e suas aplicações:



Model 3000 Dynamometer

Figura 130 - Dinamômetro para ensaio de performance de freio (Link®)



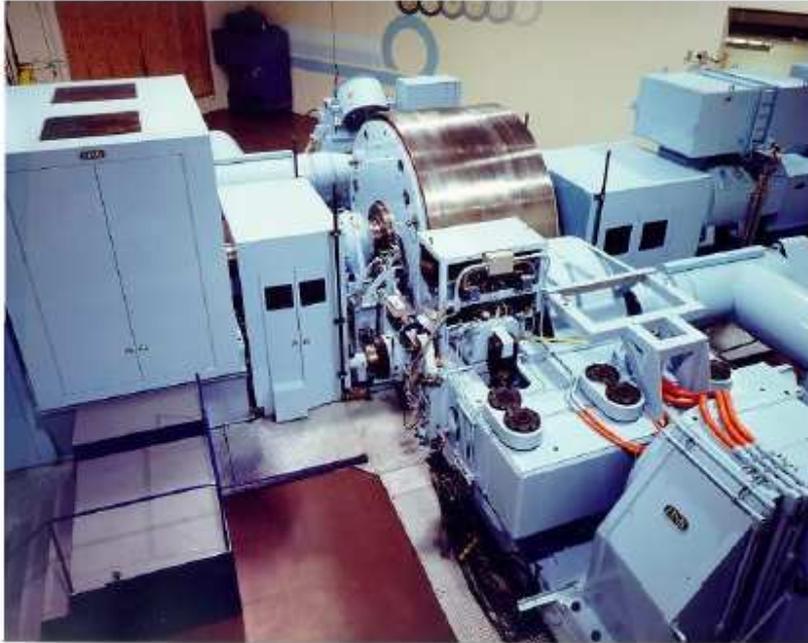
3900 NVH Dynamometer

Figura 131 - Dinamômetro para performance e ensaios de NVH (Link®)



Heavy Truck Dynamometer

Figura 132 - Dinamômetro Dual para ensaios em veículos comerciais



Aircraft Dynamometer

Figura 133 - Dinamômetro para ensaio de trens de pouso (Link®)

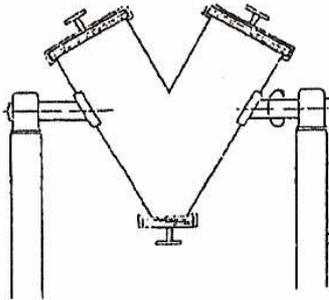
Depois dessa rápida visão do processo de ensaios e certificação de produto, vamos finalizar nosso curso com uma breve apresentação da produção de um material de produção.

» Como se produz um material de fricção:

Para racionalizar nossa apresentação, vamos analisar a **seqüência de produção de uma lona de freio**. O processo de produção de uma pastilha de freio é muito similar, apenas que pastilhas de freio poderão ser produzidas em prensas de múltipla cavidade, ou em prensas individuais também conhecidas como “single molding”. Outro fato diferenciador é que no processo de pré-forma da pastilha de freio a plaqueta é inserida juntamente com o material de atrito.

No processo de produção de um material de fricção estão envolvidos os seguintes processos:

1. » Mistura:



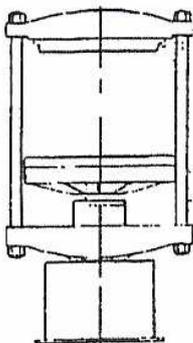
Mix

A mistura das matérias primas (pré-qualificadas pelo laboratório de MP) é processada em misturadores especiais para materiais de fricção, com capacidade volumétrica de 2.000 litros. Cada um dos componentes da matéria prima tem uma ordem e um tempo pré-determinados de adição e mistura. Algumas matérias primas precisam ser pré-misturadas antecipadamente, uma vez que possuem pesos específicos diferenciados e podem decantar, ou então, entram na composição em quantidades pequenas.

Todos esse cuidados são necessários para a que a mistura final seja bem homogênea.

Após o processo, a mistura final é armazenada em caixas, e deixada para descansar por um prazo pré-determinado de estocagem (chamado “resting time”).

2. » Pré-formagem: (ou pré-prensagem)



Preform

Após descanso da matéria prima, ela é conduzida para as prensas que efetuaram a pré-forma, que são matrizes dimensionadas já com as dimensões principais do produto final, como raio interno e externo, comprimento de arco, etc.

Para a produção de lonas de freio, utiliza-se o recurso da estampagem de telhas (processo de alta produtividade), e essas telhas são então pré-formadas a frio, de modo que a mistura não entre em contato antecipado com o calor da matriz quente e altere as características da resina. A pré-forma é realizada também para permitir o deslocamento das telhas para as prensas à quente.

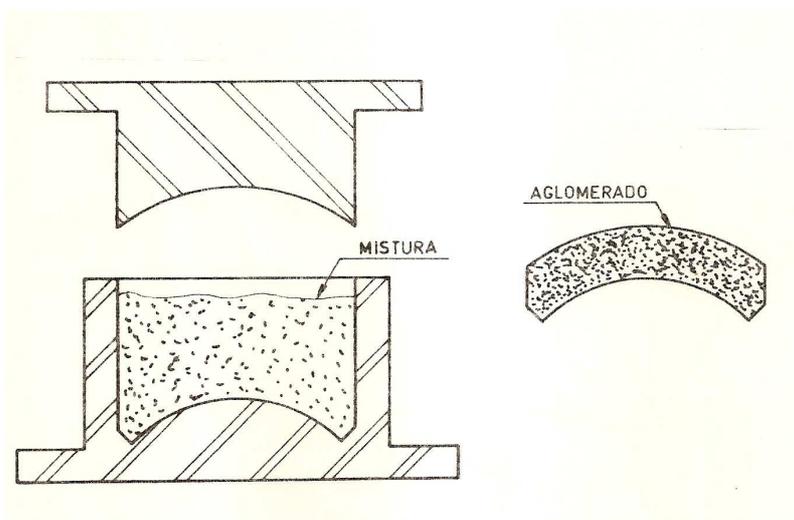
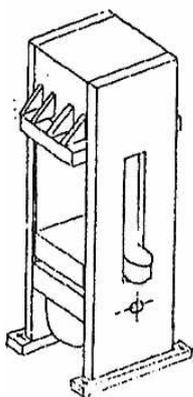


Figura 134 - Matriz de pré-forma a frio

3. » Prensagem a quente:



**Press
Slabs**

A peças ou **telhas**, após a pré-formagem, são encaminhadas para a prensagem a quente, que é um processo de transformação da matéria prima através de pressão, temperatura em determinado intervalo de tempo.

Dependendo da formulação, os tempos de prensagem (ciclos) variam entre 10 e 12 minutos, com temperaturas que variam de 130 à 250° C, e pressões impostas às peças por volta de 200 à 400 Kgf/cm².

Durante o ciclo de prensagem a quente, as matrizes se abrem de modo que os gases provenientes da cura da mistura possam ser eliminados, com a finalidade de se evitar a formação de bolhas. Um ciclo pode conter até 15 aberturas.

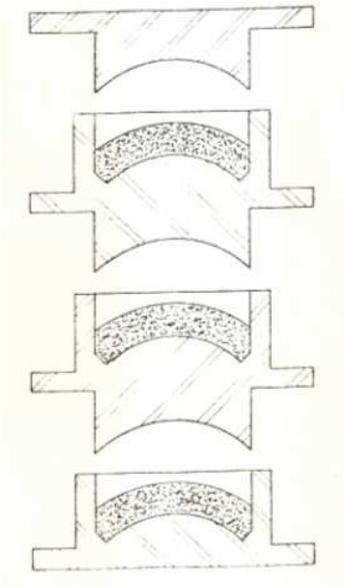


Figura 135 - Matriz de prensagem a quente

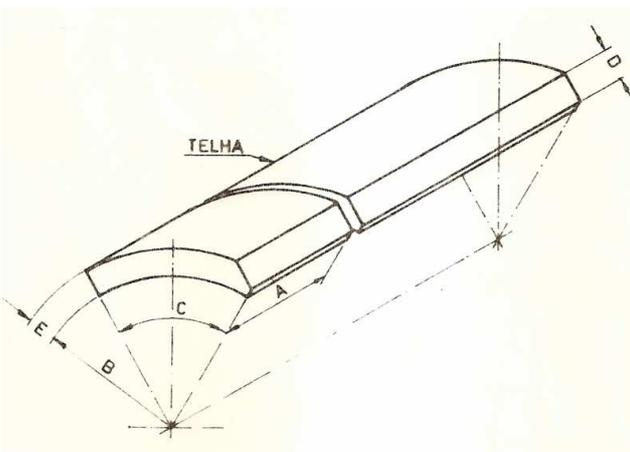
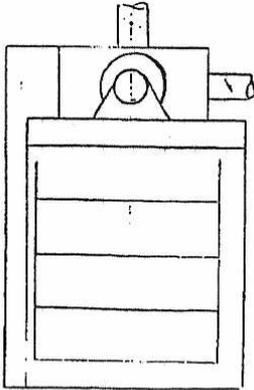


Figura 136 - Telha após a prensagem a quente

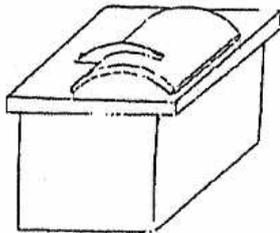
4. » Normalização térmica:



Bake

Após a prensagem a quente, em função de o processo ser bastante rigoroso, as telhas são colocadas em fornos para que se possa efetuar a normalização térmica. Essa operação é longa, pois as telhas ficam no forno por volta de 15 horas em temperaturas de aproximadamente 165° C.

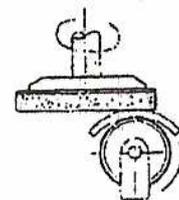
5. » Beneficiamentos para finalização do produto:



Cut Width

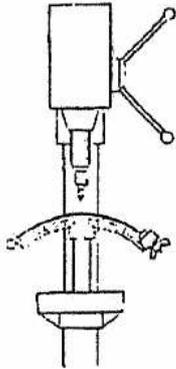


Grind Inside



Grind Outside

- a » Corte da telha nas dimensões exatas da largura da lona (fig. 136 - dimensão A)
- b » Retífica do raio interno (fig. 136 - dimensão B)
- c » Retífica do comprimento de arco (fig. 136 - dimensão C)
- d » Usinagem dos chanfros (fig.136 - dimensão D)
- e) Usinagem do raio externo e finalização de espessura (fig. 136 -dimensão E)



Drill

Após os passos de retífica, são realizados ao mesmo tempo a operação de escareado e furação para futura rebiteagem em sapatas, ou sem furos quando o processo de fixação de lonas é por colagem.

6 » Controle final:

Atualmente todos os processos de controle final são automatizados, com equipamentos que fazem a contagem dos furos por imagem, as dimensões principais, e possíveis formações de bolhas através de ultra-som.

No caso de lonas de freio para automóveis e comerciais leves, alguns fabricantes de freios usam o processo de rebiteagem, outros o processo de colagem das lonas nas sapatas, e um terceiro processo, muito comum atualmente, é o de moldagem do material de fricção diretamente nas sapatas, muito próximo ao que é feito para se produzir pastilhas de freio.

Hoje no Brasil, existem os 3 processos sendo realizados, e o percentual de veículos em cada processo é:

	com Lonas Coladas	com Lonas Rebitadas	com Lonas moldadas
% Veículos montados	43 %	40%	17%

Fundamentos de Freios e seus Componentes

“TIPS”

“NOISE AND VIBRATION TERMINOLOGY”

U.S. Working Group - NVH
DRAFT 2 – Mar., 2006
J. Pfeifer

Recommended wording and their definitions to be used to define a brake noise event, a groan, or a brake roughness issue. A proper combination of words should be selected such that the frequency range of the noise or vibration is defined along with where it occurs during the braking or non-braking event and brake pressure.

1. DISC / DRUM BRAKE NOISE

Brake Squeal – Audible noise radiating away from the brake system components. Predominately a fixed frequency, but may contain higher order harmonics. The noise is usually above 1 kHz for automotive size disc brakes and 700 Hz for typical automobile drum brake systems.

Low Frequency Squeal – refers to brake squeal usually within the 1 – 4 kHz range, and is related more to the first resonant mode of the brake.

High Frequency Squeal – refers to brake squeal usually within the 4 – 17 kHz range.

Very High Frequency Squeal – refers to frequencies exceeding 16 kHz.

Howl – refers to noise coming from a drum brake usually in the 700 to 1000 Hz range, and is related more to the first resonant mode of the brake.

Screech – Brake noise containing two or more frequencies, usually in the 10 to 15 kHz range; created by a rapid erratic oscillation between several high order vibration modes.

The mind fails to distinguish the individual frequencies and senses it as an irritating sound. (Has also been called Wire Brush.)

Contact Hiss – Noise having no distinct frequency component, but is broad banded in the 100 – 3000 kHz range. Creates a dull grating / grinding / hissing like sound.

Chirp – Brake squeal that occurs in short once per rotor/drum revolution bursts during a stop with pressure applied. (May also be called on-brake chirp)

Drag Chirp – Short once per revolution squeal with vehicle moving and no brake pressure applied. (May also be called off-brake chirp)

Apply Squeal – Noise created with hydraulic pressure applied; in contrast to noise being created with no pressure actuating the brake; the noise is usually sustained for significant time during the stop. (Some have used the definition given below for Tip-In squeal for Apply squeal.)

Tip-In – refers to the time at the beginning of the stop where brake pressure is ramping up from 0 to full pressure and the pads / linings are being driven into contact with the rotor / drum surface and abutments.

Pinch-Out – refers to the time at the end of the stop, usually for the last 1/3 to 1/2 of a revolution, and where the brake pressure has not yet been released.

2. GROAN

Groan – Noise generated inside the vehicle passenger compartment from vibrations induced into compartment panels; the excitation energy comes from the brake, and travels through the suspension and frame and then into the compartment panels. The noise is sensed as being broad band with frequencies below 400 Hz.

Dynamic Groan – The groan heard during a dynamic stop; it usually is more pronounced during a moderate to a higher deceleration and when slowing through the 30 to 10 kph range. A certain preconditioning stop sequence is usually required to create the noise. For instance, it may require doing stops to heat the brake above a certain temperature and then waiting for the brake to cool down a bit before getting the groan to happen. The conditioning sequence can vary significantly from one vehicle setup to another. Sometimes the groan spectrum will contain a component that varies with vehicle speed (high order of rpms, such as number of vanes in the rotor).

Creep Groan – This groan happens on vehicles equipped with automatic transmissions. When the vehicle is stopped and the brake pressure is reduced to a very low level, the idle torque from the transmission will begin to move the vehicle forward. By maintaining the pressure in a very tight band (typically near 3 bar) such that the vehicle rolling speed is in the range of 0.1 to 0.5 rpm, then slip-stick events between the friction material and disk create the groan. The spectrum of the groan will contain pulses in the 1 -20 Hz range from the slip events plus the resonant frequencies of vehicle frame and compartment components.

End of Stop Groan/Crunch – Refers to the groan noise heard at the very end of the stop, i.e. the last 1/3 of wheel revolution, and with the brake pressure still applied.

Release Groan/Grunt – The noise heard after the vehicle has stopped and when the brake pressure is released. It is believed to be caused by the release of the windup of the suspension.

3. ROUGHNESS / JUDDER

Roughness – Vehicle vibrations created by the brake system during a stop that are felt by the driver and passenger; the vibration frequency can range between 0 & 60 Hz. The vibrations are primarily felt in the steering wheel, brake pedal, seat, dash, and floor boards. Brake torque variation is the primary contributor to roughness. The frequency of the roughness normally changes with speed and may contain up to eight orders. The most

predominate are normally the first two orders; these are associated with rotor thickness variation. Suspension and steering components often have a resonant frequency in the 10 – 20 Hz range; when the vehicle slows through these ranges the felt roughness is accentuated. Certain driving parameters often will precondition brake interface parameters that can then aggravate roughness. The following terms are often used to further define roughness and may be combined. For instance high speed hot judder (roughness) can be used to define the roughness that arises from rotor hot spotting that can occur under these driving conditions.

Hot Roughness - Refers to roughness created when brake temperatures exceed 300° C.

Cold Roughness – Refers to the roughness created when brake temperatures are below 100° C.

High Speed Roughness – Refers to roughness created when stopping from speeds greater than 160 kph.

Low Speed Roughness – Refers to roughness created when stopping from initial speeds lower than 60 kph.

Green Roughness – Refers to roughness experienced on new vehicles while brake components are being burnished (bedded in), usually during the first 300 km.

Bibliografia

NICHOLSON, Geoffrey. *Facts about friction - A friction material manual.* 1.a Edição. Croydon, PA: P&W Price Enterprises, Inc., 1995

BARRETTI, Roberto S.D. *Apostila de Freios.* Publicado pelo autor. São Paulo: 1982

OLIVEIRA, Nelson de Campos Gil. *Apostila de Freios.* Escola Politécnica da USP. Elementos de Máquinas. São Paulo: Editora USP, 1984

CANALE, Antônio Carlos. *Automobilística - Dinâmica e Desempenho.* 3.a Edição. São Paulo: Editora Érika, 1989.

NEWCOMB, T.P & SPURR, R.T. *Commercial Vehicle Braking.* 1.a Edição. London: Editora Newnes Butterworths, 1979.

SHIGUERU, Moacir F. *Apostila de freios. Distribuição das forças de frenagem.* Manuscrito do próprio autor. São Paulo: 1991

HOMEWOOD, M.N. *Air Brake Technology.* Publicado pelo autor. London: 1977

PACE, Alessandro. *Balanceamento Teórico do cavalo x carreta.* Manuscrito do próprio autor. São Paulo: 1984

TABOREK, Jaroslav J. *Mechanics of Vehicles.* 1.a Edição. Editora Penton Education Division, Oklahoma: 1975

FRESCALE. *Electro-Mechanical Brake-by-Wire.* Disponível em «<http://www.freescale.com/webapp/sps/site/application.jsp?nodeId=02Wcbf07jSLR2Q>». Acesso em 11/6/2007

KLEINÜBING, Rodrigo. *Perícia de acidentes.* Disponível em «<http://images.google.com.br/imgres?imgurl=http://sos.estradas.com.br/articulistas/kleinubing/formfaixareflet2.gif&imgrefurl=http://sos.estradas.com.br/articulistas/kleinubing/faixasretrorefletivas.asp&h=54&w=204&sz=1&hl=pt-BR&start=11&um=1&tbnid=F-9gswuKzZayQM:&tbnh=28&tbnw=105&prev=/images%3Fq%3Ddist%25C3%25A2ncia%2Bde%2Bparada%26svnum%3D10%26um%3D1%26hl%3Dpt-BR%26sa%3DN>». Acesso em 10/6/2007

TELMA RETARDERS. *Frictionless Brake Systems.* Disponível em «http://www.telmausa.com/telma_htm/default.htm». Acesso em 09/6/2007

VOITH AG. *Hidrodinamic Retarders. Functionality of the retarder.* Disponível em «http://www.voithturbo.com/retarder_e.htm» Acesso em 09/6/2007

TOYOTA PRIUS. *Regenerative brake system.* Disponível em «<http://technofandom.org/~hobbit/cars/cours-section6.pdf>». Acesso em 12/6/2007.

CROWE, PAUL. *Electronic Wedge Brakes Outperform Hydraulics.* Disponível em «<http://horsepowersports.com/electronic-wedge-brakes-outperform-hydraulics/>». Acesso em 12/6/2007.

BMW AG. Video. *BMW Brake Energy Regeneration System.* Disponível em «<http://bimmeromania.blogspot.com/2007/03/video-bmw-brake-energy-regeneration.html>». Acesso em 11/6/2007.

VALTAS, Constantino B. *Tecnologia no transporte de passageiros.* Seminário AEA

WOLFGANG, M.L. *Antilockiersystem.* Disponível em «<http://images.google.com.br/imgres?imgurl=http://www.whnet.com/4x4/pix/absplus.jpg&imgrefurl=http://www.whnet.com/4x4/abs.html&h=350&w=250&sz=21&hl=pt-BR&start=6&um=1&tbnid=dNLg3a3jwr4WM:&tbnh=120&tbnw=86&prev=/images%3Fq%3DHow%2BABS%2Bworks%26svnum%3D10%26um%3D1%26hl%3Dpt-BR%26sa%3DN>» Acesso em 08/6/2007

CONTINENTAL SYSTEMS AG. *Brake Assist System.* Disponível em http://www.conti-online.com/generator/www/de/en/cas/cas/themes/products/hydraulic_brake_systems/brake_assistents_en.html» Acesso em 06/6/2007.

CONTINENTAL-TEVES. *Manual de Treinamento.*

FOUNDRY Engineering. *Brake Drums.* Disponível em «<http://images.google.com.br/imgres?imgurl=http://www.moderncasting.com/archive/WebOnly/1002/03Fig.jpg&imgrefurl=http://www.moderncasting.com/archive/WebOnly/1002/GI1002.asp&h=199&w=400&sz=34&hl=pt-BR&start=4&um=1&tbnid=NQE0Nn8cxcK46M:&tbnh=62&tbnw=124&prev=/images%3Fq%3Ddrum%2Bbrake%2Bcracks%26gbv%3D2%26svnum%3D10%26um%3D1%26hl%3Dpt-BR>» Acesso em 05/6/2007

GUESSER, Wilson L. & BAUMER, Ivo. *Ferros fundidos empregados para discos e tambores de freios.* SAE Brake Colloquium. Gramado: 2003. Disponível em «http://www.tupy.com.br/downloads/guesser/ferro_fund_freio.pdf» Acesso em 05/6/2007

CIRCAL, Brake Technology. *Disc Brake Overview.* Disponível em «<http://www.brakingtechnologies.com/Overview.asp>» Acesso em 05/6/2007

NICE, Karin. *How Stuff Works.* Disponível em «<http://auto.howstuffworks.com/power-brake.htm>» e em «<http://auto.howstuffworks.com/master-brake.htm>». Acesso em 04/6/2007

MAHMOUD, Khaled R.M. & AGYPTEN, El-Minia. *Theoretical and Experimental Investigation on adptative Duo-Servo drum brake with high and constant brake shoe factor.* Universidade de Paderborn. 2005.

BOING 737 Technical site. *Landing Gear Details.* Disponível em
«<http://images.google.com.br/imgres?imgurl=http://www.b737.org.uk/brakes.jpg&imgrefurl=http://www.b737.org.uk/landinggear.htm&h=417&w=580&sz=33&hl=pt-BR&start=7&um=1&tbnid=GoP3fKfxJ2RuaM:&tbnh=96&tbnw=134&prev=/images%3Fq%3Daircraft%2Bbrakes%26svnum%3D10%26um%3D1%26hl%3Dpt-BR>» Acesso em 04/6/2007

MESSIER-BUGATTI. *Aircraft Equipment.* Disponível em
«http://images.google.com.br/imgres?imgurl=http://www.safrana.com/IMG/jpg/mb.jpg&imgrefurl=http://www.safrana.com/rubrique.php%3Fid_rubrique%3D32&h=230&w=490&sz=51&hl=pt-BR&start=1&um=1&tbnid=U2oVw1LS4Rr2YM:&tbnh=61&tbnw=130&prev=/images%3Fq%3Daircraft%2Bbrakes%2B%26gbv%3D2%26svnum%3D10%26um%3D1%26hl%3Dpt-BR%26sa%3DG» Acesso em 04/6/2007

BREMBO. *Causes and consequences of disc deterioration: Practical Examples .*
«http://images.google.com.br/imgres?imgurl=http://home.tiscali.nl/annevelink/deterioration/18.jpg&imgrefurl=http://home.tiscali.nl/annevelink/deterioration/Brembo_deterioration.html&h=190&w=200&sz=16&hl=pt-BR&start=10&um=1&tbnid=NXx0WmM2cUtQWM:&tbnh=99&tbnw=104&prev=/image%3Fq%3Dbrake%2Bdiscs%2Bcracks%26gbv%3D2%26svnum%3D10%26um%3D1%26hl%3Dpt-BR» Acesso em 03/6/2007.

AIR BRAKE MANUAL. Brunswick Canadá Public Safety. Disponível em
«http://www.gnb.ca/0276/vehicle/pdf/ab_manual-e.pdf» Acesso em 04 /6/2007.

MPI. *Section 2 - Components of Air Brake System.* Disponível em
«http://www.mpi.mb.ca/PDFs/DVL_PDFs/AirBrakeManual/ABM_Section2.pdf» Acesso em 03/6/2007.

MERITOR. *Wedge Brake Maintenance Manual .* Disponível em
«http://www.axletech.com/service_manuals/pdf/standard/mm4r.pdf» Acesso em 03/6/2007.

KNOTT BRAKE. *Wedge and S-cam Brakes.* Disponível em
«<http://www.knottbrake.com/site.cfm/Products/Drum/Wedge.cfm>». Acesso em 02/6/2007.

MERITOR ROR. *Trailer Systems .* Disponível em
«http://documents.rorcure.com/library/4_85_3_trailer_systems.pdf» Acesso em 02/6/2007.

HAKO Technolab. *Catálogo Seção 5.* Disponível em
«<http://www.technolab.org/Hako/Katalog-e/Section5.htm>». Acesso em 02/6/2007

OFRIA, Charles. *Family Car - A short course on Brakes.* Disponível em
«<http://www.familycar.com/brakes.htm>» Acesso em 1/6/2007.

MONROE. *Understanding Vehicle Dynamics*. Disponível em «http://www.monroe.com/tech_support/tec_underdynamics.asp» Acesso em 31/5/2007.

KNORR-BREMSE. *Air Disc Brakes*. Disponível em <http://www.knorr-bremsefn.com/webadmin.asp?WCI=knorrbremse&WCU=126&LNG=1&Template=215>» Acesso em 31/5/2007

MENDES, R. *Elementos de Máquinas*. Disponível em «http://ltdi.est.ips.pt/rmendes/Elementos_de_Maquinas_II/Cap_2_Embraiaagens%20e%20Freios.pdf» Acesso 30/5/2007.

CAR BIBLES. *The Brake Bible*. Disponível em «http://www.carbibles.com/brake_bible.html» Acesso em 30/5/2007.

MUSEU VIRTUAL DO TRANSPORTE URBANO. *Evolução das Eras*. Disponível em «<http://www.museudantu.org.br/QAntiguidade.htm>» Acesso em 29/5/2007.

TRW. *Apostila de Freio a Disco*. Manual de Treinamento.

BENDIX. *Commercial Vehicles - The Air Brake Handbook*. Produção própria. 2004

GILLESPIE, Thomas. *Determining the Sensitivies of an S-Cam Brake. Technical Report*. Blue Springs - USA: 1998.

RADLINSKI, Dick & BAILEY, Ron. *SAE Brake Colloquium 2004 Paper- Update on Heavy-Duty Brake*.

SERBINO, Edison M. *Um estudo do mecanismo de desgaste de disco de freio automotivo ventilado*. Dissertação elaborada para Universidade de São Paulo. 2005

GANAWAY, Gary. *Air Disc Brake Production, Use & Performance*. Presentation Monterey-CA: 2002

WIKIPEDIA. *Atrito*. Disponível em <http://pt.wikipedia.org/wiki/Atrito>. Acesso em 15/6/2007.

SIEMENS-VDO. *Electronic Wedge Brake Technology*. Disponível em «<http://www.siemens.com/>» Acesso em 16/6/2007.

ELLIS, Chris. *Formula One: "Braking" New Ground*. Disponível em «C:\Documents and Settings\usuario\Meus documentos\Curso básico de freios\FORMULA ONE 'BRAKING' NEW GROUND Motor Racing FIA Regen Braking.mht». Acesso em 13/6/2007.

SCANIA. *Brake Retarder*. Disponível em «C:\Documents and Settings\usuario\Meus documentos\Curso básico de freios\Retardador Scania.mht». Acesso em 13/6/2007.

JC. *Fórmula 1 - Freios são o segredo em Montreal.* Disponível em «C:\Documents and Settings\usuario\Meus documentos\Curso básico de freios\Freios a disco de fórmula 1.mht» Acesso em 10/6/2007.

INOVAÇÃO TECNOLÓGICA. *Novo processo viabiliza disco de freio em alumínio.* Disponível em «<http://www.inovacaotecnologica.com.br/noticias/noticia.php?artigo=010170040420>» Acesso em 11/6/2007.

VOLVO. *Engine Brake.* Disponível em «<http://www.volvo.com//>». Acesso em 15/6/2007-

FORD. *Electro-regenerative brakes - The motor-generator.* Disponível em «<http://ford.com//>». Acesso em 15/6/2007.

BRISCOE, Brian J. *Interfacial friction of polimer composites.* Editora do Imperial College, London: 1991.

CONTINENTAL - TEVES. *Brake System Training.* Apostila Sept. 2004

MARAT, Rosa - MENDES. *Elementos de Máquinas II - Embreagens e Freios.* Apostila da Escola Superior de Tecnologia - Setubal