

CENTRO UNIVERSITÁRIO ASSIS GURGACZ
THIAGO AUGUSTO DE MORAIS MANICA

DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE FREIO

CASCADEL - PR

2020

CENTRO UNIVERSITÁRIO ASSIS GURGACZ
THIAGO AUGUSTO DE MORAIS MANICA

DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE FREIO

Trabalho apresentado na disciplina de Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica, do Centro Universitário Assis Gurgacz, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Professor Orientador Esp. Geovane Pinheiro

CASCADEL - PR
2020

CENTRO UNIVERSITÁRIO ASSIS GURGACZ
THIAGO AUGUSTO DE MORAIS MANICA

DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE FREIO

Trabalho apresentado no Curso de Engenharia Mecânica do Centro Universitário FAG, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, sob orientação do Professor Me. Carlos Alberto Breda.

BANCA EXAMINADORA

Orientador Professor Geovane Pinheiro
Centro Universitário Assis Gurgacz
Engenheiro Mecânico

Professor Esp. Rogerio Ludegero
Centro Universitário Assis Gurgacz
Engenheiro Mecânico

Professor Msc. Sergio Mota
Centro Universitário Assis Gurgacz
Engenheiro Mecânico

Cascavel, 01 de Dezembro de 2020.

DEDICATÓRIA

Dedico esse trabalho a todos que me apoiaram para a realização desse projeto e a todos que participam das competições SAE.

AGRADECIMENTOS

Agradeço principalmente a Deus por conseguir chegar a esse momento agradeço também meus familiares que sempre me apoiaram e ao meu orientador e professores que me ensinaram ao longo dessa jornada.

RESUMO

Esse trabalho tem como objetivo avaliar características do processo de dimensionamento do sistema de freio do baja SAE, demonstrar o índice de frenagem para cada eixo e também o dimensionamento do cilindro mestre de freio do protótipo baja do centro universitário Assis Gurgacz situado na cidade de Cascavel-Pr, foram descobertas as forças envolvidas, através dela e consequentemente descobriu-se a distribuição de carga para o eixo dianteiro e traseiro e também qual o melhor cilindro mestre a ser usado para que atenda as forças e pressões necessárias para o sistema poder funcionar da melhor forma possível.

Palavras-chave: Dimensionamento de sistema de freio, freio baja.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1- Relação do pedal.....	18
Figura 2 – Cilindro mestre.....	19
Figura 3 – Cilindro mestre simples	20
Figura 4 - Configurações dos possíveis circuitos de freio.....	20
Figura 5 – Modo de operação do balance bar	22
Figura 6 – Balance bar.....	22
Figura 7 Disco de freio.....	25
Figura 8- Disco de freio flutuante	26
Figura 9 - Pinça de freio fixa	27
Figura 10 – Pinça de freio flutuante	28
Figura 11 – Forças dinâmicas atuantes sobre o automóvel.....	28
Figura 12 – Transferência de carga durante a frenagem.....	30

LISTA DE TABELAS

Tabela de coeficiente pneu/superfície	40
Tabela coeficiente de atrito de rolamento	41
Tabela 1: Medidas da roda e pneu	41
Tabela 2: Dados do disco e pastilha	42
Tabela 3: grandezas do baja	42

LISTA DE EQUAÇÕES

EQUAÇÃO 1: Força de frenagem.....	32
EQUAÇÃO 2: Reações nominais do eixo dianteiro.....	33
EQUAÇÃO 3: Reações nominais do eixo traseiro.....	33
EQUAÇÃO 4: Reações nominais do eixo dianteiro.....	33
EQUAÇÃO 5: Reações nominais do eixo traseiro.....	33
EQUAÇÃO 6: Força de frenagem.....	33
EQUAÇÃO 7: Reações nominais do eixo dianteiro.....	34
EQUAÇÃO 8: Reações nominais do eixo traseiro.....	33
EQUAÇÃO 9: Transferências de cargas entre os eixos.....	34
EQUAÇÃO 10: Força de frenagem	34
EQUAÇÃO 11: Força de frenagem.....	34
EQUAÇÃO 12: Força de frenagem.....	34
EQUAÇÃO 13: Desaceleração da frenagem.....	34
EQUAÇÃO 14: Força de frenagem.....	35
EQUAÇÃO 15: Reações nominais do eixo dianteiro.....	35
EQUAÇÃO 16: Reações nominais do eixo traseiro.....	36
EQUAÇÃO 17: Reações nominais do eixo dianteiro.....	36
EQUAÇÃO 18: Reações nominais do eixo traseiro	36
EQUAÇÃO 19: Índice de frenagem.....	36
EQUAÇÃO 20: Desaceleração da frenagem.....	36
EQUAÇÃO 21: Índice de frenagem.....	36
EQUAÇÃO 22: Pressão hidráulica	37
EQUAÇÃO 23: Força do cilindro.....	38
EQUAÇÃO 24: Área do cilindro.....	38
EQUAÇÃO 25: Raio dinâmico do pneu.....	38
EQUAÇÃO 26: Raio dinâmico do pneu	38

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

a–Desaceleração

°C – Graus célsius

f- coeficiente de atrito de rolamento

g- Gravidade

mm – Milímetro

N - Newton

m/s^2 - Metro por segundo ao quadrado

Mpa – Megapascal

N/g – newton/gravidade

RI-reações nominais do eixo dianteiro

RII- reações nominais do eixo traseiro

SAE – sociedade de engenheiros da mobilidade

km/h- Quilômetros por hora

ξ – Índice de frenagem

μ- coeficiente de atrito pneu/superfície

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	13
1.1 OBJETIVOS	14
1.2 JUSTIFICATIVA	14
1.3 CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA	15
1.4 DELIMITAÇÃO DA PESQUISA.....	15
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	16
2.1 SISTEMA DE FREIO	16
2.2 COMPONENTES DO SISTEMA DE FREIO.....	17
2.2.1 Pedal.....	17
2.2.2. Cilindro mestre.....	18
2.2.3. Balance bar.....	21
2.2.4. Tubos hidráulicos e conexões	23
2.2.6. Pastilha	24
2.2.7 Disco.....	25
2.2.8. Pinça.....	27
2.3. DINÂMICA VEICULAR	28
2.4. TRANSFERÊNCIAS DE CARGAS	29
2.5 FORÇAS ENVOLVIDAS NA FRENAGEM.....	31
2.7 ÍNDICE DE FRENAGEM	34
2.8 DIMENSIONAMENTO DO CILINDRO MESTRE.....	36
2.8.1 Pressão Hidráulica.....	36
2.8.2 Área do embolo do cilindro	36
2.9 RAO DINÂMICO DO PNEU	37
3. METODOLOGIA.....	39
3.1 DETERMINAÇÃO DE FATORES DE PROJETO	39
3.2 ESCOLHA DO TERRENO.....	39
3.4 MEDIDAS DE DISCO E PINÇAS DE FREIO UTILIZADAS	41
3.5 DADOS DO BAJA.....	42
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES	43
4.1 CÁLCULO DO ÍNDICE DE FRENAGEM	43
4.2 FORÇA DE FRENAGEM ENVOLVIDA E REAÇÕES NORMAIS.....	43

4.3 FORÇA EXERCIDA SOBRE O DISCO E PRESSÃO NECESSÁRIA.....	44
4.4. PRESSÃO MÁXIMA DO SISTEMA	45
4.5 DIMENSIONAMENTO DO CILINDRO MESTRE	46
5. CONCLUSÃO.....	48
5.1 CONTRIBUIÇÕES.....	48
5.2 PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS	Erro! Indicador não definido.
REFERÊNCIAS	50

1. INTRODUÇÃO

O sistema de freio é de suma importância em qualquer veículo motorizado para garantir uma condição de tráfego adequada e segura, devido a essa importância, existem requisitos legais que regulamentam o seu desempenho e seu funcionamento que são estabelecidos por diversos órgãos reguladores do tráfego de automóveis em diversos países (KAWAGUCHI, 2005).

A função do freio segundo Puhn (1985) é parar o veículo e controlar a sua velocidade em quaisquer condições de terreno, em um curto intervalo de distância, repetidamente sem ocorrer falhas, a diferença em um projeto bem dimensionado ou não é o quão bem vai operar esse sistema nas condições mais adversas.

Assim segundo Limpert (1999) O sistema de freio deve operar com segurança nas condições mais adversas, ou seja, mesmo estando com o veículo com pouco peso ou com seu carregamento máximo, em pista seca ou molhada, em pistas de asfalto ou de terra ou com um motorista experiente ou inexperiente.

Breuer e Bill (2008) classificam que estes usos gerais podem ser formulados em termos de três funções básicas que um sistema de freio deve proporcionar, sendo eles:

- Desacelerar o veículo até cessar o movimento.
- Manter a velocidade do veículo durante a operação em declive.
- Manter o veículo estacionado após ele estar completamente parado.

Além disso, freios são essenciais dispositivos de dissipação de energia, e geram grande quantidade de calor durante sua operação, sendo assim ele deve ser projetado para absolver esse calor sem causar danos a si mesmo ou ao seu entorno (NORTON, 2004).

Existem três classificações para os sistemas de freios, freios de serviço usado para operação de caso normal de tráfego e freios de emergência ou secundário usado para alguma falha dos freios de serviço e também os freios de estacionamento para manter o veículo parado sem a presença do motorista (PORPÍGLIO; SILVERA, 2013).

Também, de acordo com Chengal; Gunasekhar; Harinath (2013) a frenagem é um processo em que a energia cinética do veículo é convertida em energia mecânica e deve ser dissipada na forma de calor. Este calor é dissipado para a atmosfera influenciando a parada do veículo, exigindo do sistema de freio os seguintes requisitos:

- Os freios devem ser capazes de parar o veículo com uma distância máxima em casos de emergência.
- O condutor deve ter o controle adequado do veículo durante a frenagem.
- Os freios devem possuir boas características de dissipação de calor, isto é, a sua eficiência não deve diminuir com a aplicação prolongada e constante.
- Devem possuir boas propriedades quanto ao desgaste.

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo geral

O presente trabalho tem como objetivo geral avaliar características do processo de dimensionamento do sistema de freio do baja SAE, demonstrar o índice de frenagem para cada eixo e também o dimensionamento do cilindro mestre freio.

1.1.2 Objetivos específicos

Para atender o objetivo geral descrito, os seguintes objetivos específicos deverão ser atendidos:

- Calcular as forças e pressões envolvidas no sistema para frear o baja.
- Demonstrar o índice de frenagem para cada eixo e transferir as forças necessárias através do *balance bar*.
- Dimensionar o cilindro mestre atrás da pressão máxima obtida no sistema e a força necessária.

1.2 JUSTIFICATIVA

O tema foi escolhido devido à importância do dimensionamento do sistema de freio, e com esse estudo conseguir obter um melhor funcionamento e assim garantir uma maior segurança para o piloto e os demais envolvidos no local, como também ter uma melhor performance na competição.

Com um sistema eficiente de freio o piloto se sente seguro, e assim consegue ter uma melhor performance durante a prova, conseguindo ter uma maior aceleração e

podendo frear menos nas retas e usar o freio mais próximos das curvas, e com isso reduzindo consequentemente o tempo na volta.

Esse trabalho tem o foco voltado para estudantes de engenharia que participam do projeto Baja Sae, mas também pode servir como base para engenheiros projetistas de veículos *off Road*, assim como para pilotos e projetistas amadores que em muitas vezes acabam produzindo ou ajustando seu próprio carro.

O tema da pesquisa será de grande importância porque existe poucos estudos sobre o assunto, a intenção é ajudar os alunos que iniciam nesse projeto, todos sabem quanto é difícil tentar aplicar algo sem conhecimento na área e acreditamos que esse tipo de trabalho só vem para ajudar os futuros acadêmicos de engenharia mecânica que participaram do projeto Baja Sae, assim como os demais acadêmicos de engenharia mecânica e projetistas e pilotos amadores de veículos de competição *off Road*.

1.3 CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA

Com o sistema de dimensionamento de freio a disco nas quatro rodas do veículo e a utilização do sistema de dois cilindros mestres e *balance bar*, terá uma maior segurança e desempenho nas provas?

1.4 DELIMITAÇÃO DA PESQUISA

Nesse trabalho foi utilizado o projeto Baja Sae do Centro Universitário da Fundação Assis Gurgacz - FAG, da cidade de Cascavel – PR, como modelo para realizar o desenvolvimento e os teste de desempenho no sistema de freio.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 SISTEMA DE FREIO

O sistema de freio é de suma importância em qualquer veículo motorizado para garantir uma condição de tráfego adequada e segura, devido a essa importância, existem requisitos legais que regulamentam o seu desempenho e seu funcionamento que são estabelecidos por diversos órgãos reguladores do tráfego de automóveis em diversos países (KAWAGUCHI, 2005).

A função do freio segundo Puhn (1985) é parar o veículo e controlar a sua velocidade em quaisquer condições de terreno, em um curto intervalo de distância, repetidamente sem ocorrer falhas, a diferença em um projeto bem dimensionado ou não é o quão bem vai operar esse sistema nas condições mais adversas.

Assim segundo Limpert (1999) O sistema de freio deve operar com segurança nas condições mais adversas, ou seja, mesmo estando com o veículo com pouco peso ou com seu carregamento máximo, em pista seca ou molhada, em pistas de asfalto ou de terra ou com um motorista experiente ou inexperiente.

Breuer e Bill (2008) classificam que estes usos gerais podem ser formulados em termos de três funções básicas que um sistema de freio deve proporcionar, sendo eles:

Desacelerar o veículo até cessar o movimento.

Manter a velocidade do veículo durante a operação em declive.

Manter o veículo estacionado após ele estar completamente parado.

Além disso, freios são essenciais dispositivos de dissipação de energia, e geram grande quantidade de calor durante sua operação, sendo assim ele deve ser projetado para absolver esse calor sem causar danos a si mesmo ou ao seu entorno (NORTON, 2004).

Existem três classificações para os sistemas de freios, freios de serviço usado para operação de caso normal de tráfego e freios de emergência ou secundário usado para alguma falha dos freios de serviço e também os freios de estacionamento para manter o veículo parado sem a presença do motorista (PORPÍGLIO; SILVERA, 2013).

Também, de acordo com Chengal; Gunasekhar; Harinath (2013) a frenagem é um processo em que a energia cinética do veículo é convertida em energia mecânica e deve

ser dissipada na forma de calor. Este calor é dissipado para a atmosfera influenciando a parada do veículo, exigindo do sistema de freio os seguintes requisitos:

Os freios devem ser capazes de parar o veículo com uma distância máxima em casos de emergência.

O condutor deve ter o controle adequado do veículo durante a frenagem.

Os freios devem possuir boas características de dissipação de calor, isto é, a sua eficiência não deve diminuir com a aplicação prolongada e constante.

Devem possuir boas propriedades quanto ao desgaste.

Segundo Limpert (1999), o sistema mais aplicado na área automobilística é o princípio hidráulico que transmite a energia de acionamento ao elemento de atrito (pastilha ou lona) durante ação de frear. O sistema hidráulico é preenchido com um fluido e é pressurizado e forçado por meio de deslocamento de pistões mestres. Os freios a tambor são aqueles que forçam o material de atrito contra uma superfície cilíndrica, seja interna ou externa ou em ambas as partes.

2.2 COMPONENTES DO SISTEMA DE FREIO

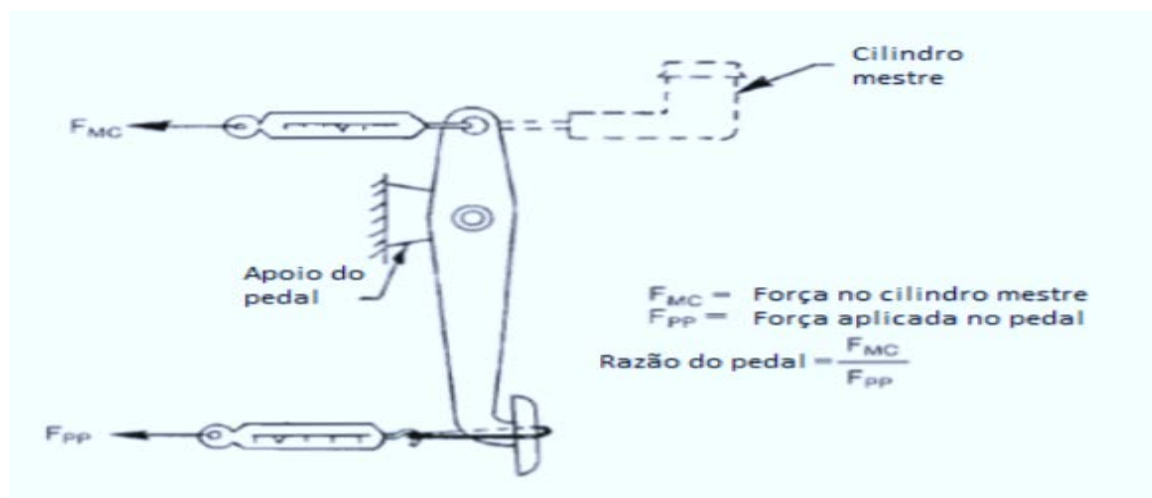
2.2.1 Pedal

O pedal de freio é o componente que é acionado pelo motorista e que faz a ligação com o cilindro mestre, é composta por uma haste pivotada que tem a função de transmitir e ampliar a força aplicada pelo motorista até o cilindro mestre (PUHN,1985).

O projeto e a construção desse componente afetam o funcionamento do freio e a sensação subjetiva do condutor em relação à ergonomia e conforto. Deve ser a parte mais confiável de um sistema de freio, pois sua falha pode significar uma perda completa de frenagem. A relação de pedal para freio sem auxílio de força externa é de cerca de 5,0 para 1,0 e as proporções para pedais com auxílio são de 3,0 para 1,0 (PUHN, 1985).

Para Oshiro (1994) a relação de pedal ou o ganho deve estar entre 4,0 a 6,5 para garantir uma desaceleração segura do veículo. A Figura 1 apresenta a relação de pedal comentada anteriormente.

Figura 1- Relação do pedal



Fonte: Adaptado de Puhn (1985, p. 70).

Por considerações ergonômicas a força que o motorista pode aplicar ao pedal, com o pé direito, para as mulheres é de aproximadamente 445N, enquanto para os homens é de aproximadamente 823N (LIMPERT, 1999). Tanto a força do pedal, quanto o seu deslocamento são parâmetros importantes que contribuem para a segurança e eficiência da frenagem.

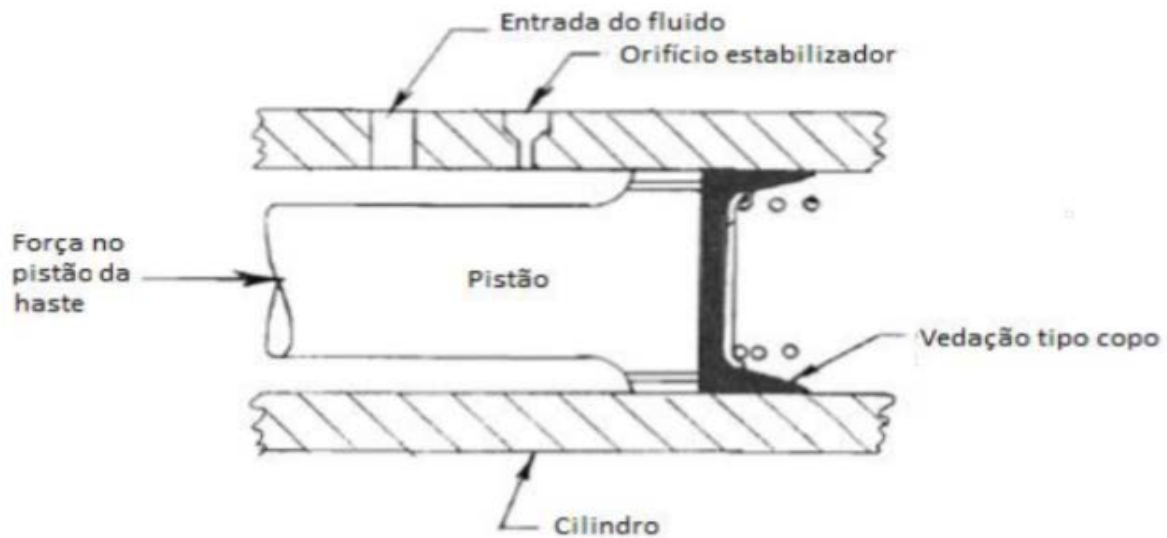
Para veículos sem o auxílio de força acionadora, o sistema de freio deve ser projetado para uma força máxima do pedal de 445 a 489N, onde uma desaceleração teórica de 1g (9,81m/s²) seja alcançada quando o veículo estiver carregado. Os motoristas, geralmente, classificam a relação de força e desaceleração do pedal de 267 a 445 N/g como muito bom e 445 a 668N/g como aceitável (LIMPERT, 1999).

De acordo com Puhn (1985), o pedal de freio deve ser projetado de modo que quando alcançada a força máxima de aplicação, sua posição seja de 90° em relação à haste (*pushrod*), que por sua vez deve estar alinhada ao cilindro-mestre. Ambos os autores comentam que o curso máximo do pedal não deve exceder de 150mm.

2.2.2. Cilindro mestre

O movimento e a pressão do fluido de freio são gerados pelo pistão do cilindro mestre, este pistão é conectado ao pedal do freio por uma ligação de uma haste simples, conforme a Figura 2:

Figura 2 – Cilindro mestre

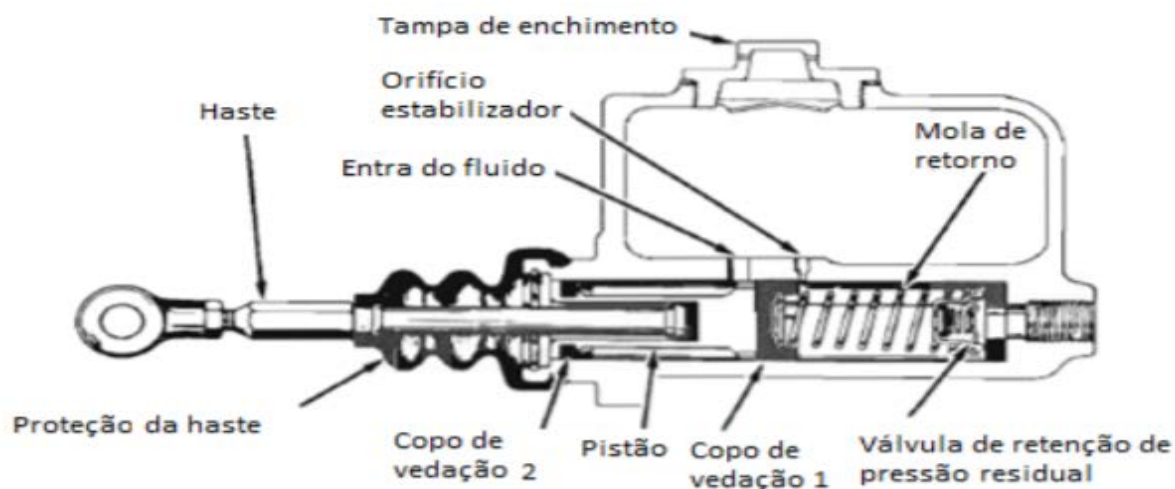


Fonte: Adaptado de Puhn (1985, p. 46).

O cilindro mestre de freio tem como função converter a força mecânica aplicada pelo motorista sobre o pedal de freio em pressão hidráulica, pressão está que pressurizará o fluido dentro dos circuitos hidráulicos deslocando-o até as pinças e/ou cilindros de roda e resultando na força mecânica aplicada para frenagem (REIF, 2014).

De acordo com Limpert (1999), os cilindros podem ser do tipo simples ou duplo. O cilindro mestre simples é formado basicamente pelo pistão, cilindro, mola de retorno e reservatório, conforme figura 3.

Figura 3 – Cilindro mestre simples

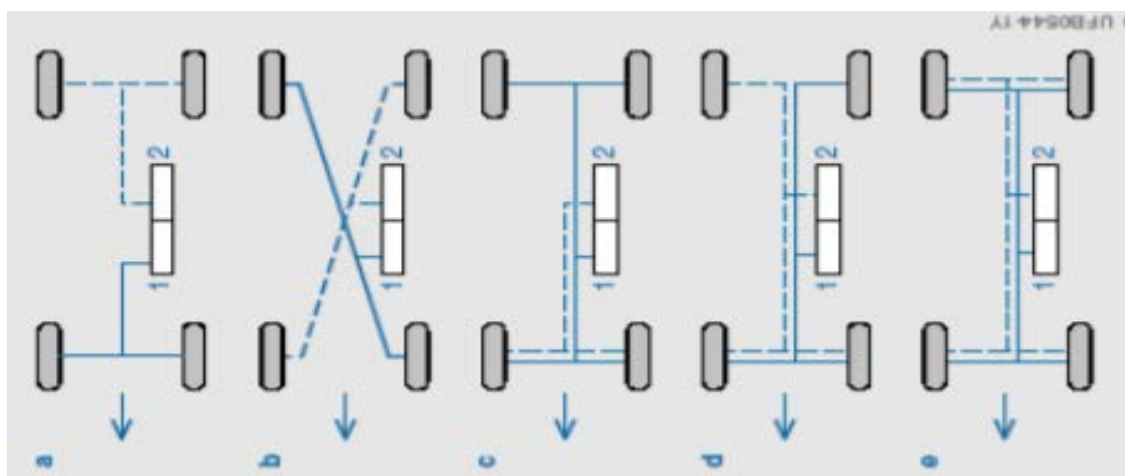


Fonte: Adaptado de Puhn (1985, p. 45).

Conforme Puhn (1985), nos primeiros sistemas de freio, um único cilindro mestre era responsável por pressurizar todo o sistema de freio. Porém, caso houvesse falha em algum ponto do sistema, a potência total de frenagem seria perdida. Devido a isto, a legislação DIN74000 exige dois circuitos independentes entre os freios (REIF, 2014).

Há cinco maneiras pelas quais os dois circuitos de freio podem ser divididos. A norma utiliza as seguintes combinações de letras para designar as cinco configurações diferentes: II, X, HI, LL e HH. Essas letras são escolhidas porque suas formas são aproximadamente os traçados das linhas que ligam o cilindro mestre aos cilindros de rodas/pinças (REIF, 2014). Indicados na Figura 4 as diferentes configurações.

Figura 4 - Configurações dos possíveis circuitos de freio



Fonte: Reif (2014, p. 39).

A exigência legal de que os sistemas de freio devem conter dois circuitos independentes, significa que em carros de corrida é possível se utilizar dois cilindros mestres simples independentes. (HEIRING; ERSOY, 2011).

2.2.3. Balance bar

Durante a frenagem, como resultado do deslocamento dinâmico da carga sobre o eixo traseiro do veículo para o eixo dianteiro, a força de frenagem aplicada sobre as rodas dianteiras do veículo é superior às forças aplicadas nas rodas traseiras.

Por conseguinte, os freios dianteiros necessitam ter uma maior capacidade de frenagem, apresentando configurações diferentes dos traseiros. A redução da carga no eixo traseiro não é uma progressão linear, a redução avança a uma velocidade mais rápida à medida que a desaceleração aumenta Puhn (1985).

Puhn (1985) comenta que a maior desaceleração veicular ocorre quando os pneus dianteiros e traseiros atingem seu limite de tração ao mesmo tempo. Os pneus desenvolvem a aderência máxima antes de deslizarem (condição de travamento das rodas). Causando relação da desaceleração do veículo, conforme a variação na pressão no sistema de frenagem dianteiro e traseiro.

A possibilidade de variar a relação de força de frenagem aplicada entre os eixos dianteiros e traseiros pode ser realizada através de uma válvula de pressão ou mecanismos como o *balance bar*. A válvula de pressão atua hidraulicamente por perda de carga, regulando a pressão dos freios dianteiros e traseiros, sendo a taxa de aumento de pressão para os freios traseiros menores do que para os freios dianteiros (PUHN 1985).

Já o mecanismo *balance bar* requer dois cilindros mestre simples para operar. Na Figura 5 é possível perceber os dois cilindros mestres conectados através de uma ligação cinemática, conhecida como *balance bar*, que age distribuindo a força transmitida pelo pedal nas barras de pressão dos dois cilindros mestres em proporções variáveis (BREUER; BILL, 2008).

Figura 5 – Modo de operação do balance bar

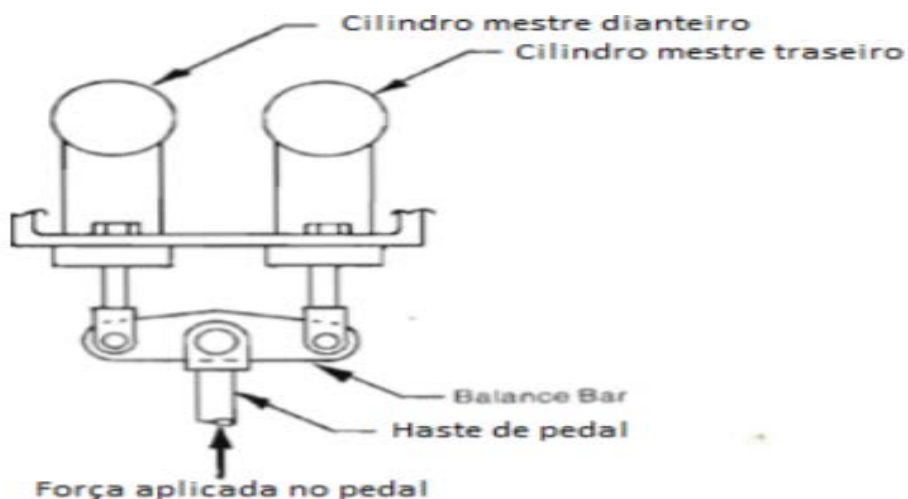


Fonte: Adaptado de Breuer; Bill (2008, p. 259).

Para Puhn (1985), a *balance bar* está presente na maioria dos carros de corrida com dois cilindros mestre. A barra de equilíbrio representa a força do pedal do freio para ambos os cilindros.

É ajustável para variar a força de frenagem entre o cilindro dianteiro e traseiro, e as barras de equilíbrio atuais ainda permitem o ajuste pelo motorista através do *cockpit*. O mais simples é composto por uma ligação com três conexões, conforme mostra a Figura 6.

Figura 6 – Balance bar



Fonte: Adaptado de Puhn (1985, p. 73)

A relação entre a pressão exercida na dianteira e traseira é determinada pela posição dos cilindros mestres na barra de equilíbrio em relação ao pivô ou rótula, onde é aplicado

o somatório das forças e momentos, a fim de obter as reações em cada cilindro mestre (Puhn 1985).

2.2.4. Tubos hidráulicos e conexões

Os tubos hidráulicos e conexões são utilizados para conectar os componentes hidráulicos de um sistema de freio. São responsáveis por transmitir a pressão hidráulica do cilindro mestre às pinças ou aos cilindros de roda (HEIRING; ERSOY, 2011).

De acordo com Heiring; Ersoy, (2011), os principais requisitos para esses conectores são a capacidade de suportar cargas mecânicas e de pressão, baixo deslocamento de fluido (expansão), resiliência térmica e resistência a produtos químicos, como óleo, combustíveis e água salgada.

Os dutos que transportam o fluido de freio podem ser rígidos ou flexíveis. As linhas rígidas são usadas para conectar componentes hidráulicos estacionários. São feitos de tubos de aço soldado e de parede dupla, para proteger contra os efeitos ambientais, e a superfície exterior do tubo é galvanizada e revestida em plástico.

As linhas flexíveis são utilizadas entre componentes móveis, como eixos ou pinças de freio. As mangueiras de freio garantem a transmissão da pressão do fluido para os freios sem qualquer obstrução, mesmo em condições extremas. A própria mangueira consiste em uma mangueira interna, uma camada dupla de trança para atuar como suporte de pressão e uma camada de borracha externa para protegê-la.

Para Reif (2014), as mangueiras de freio formam uma ligação flexível entre os tubos de freio que estão rigidamente ligados à carroceria e aos freios, que estão conectados em componentes sujeitos a movimentos, por exemplo, suspensão, cubo de roda e roda, sendo eles rígido e flexível.

Os comprimentos e usos das mangueiras de freio flexíveis são estabelecidos em especificações que em alguns casos são exclusivas de cada veículo. Em geral, os regulamentos exigem que as mangueiras de freio não possam entrar em contato com a suspensão ou componentes do corpo do veículo e que as faixas de trabalho de temperatura e pressão especificadas sejam superiores aos valores de operação.

Para este dimensionamento de freio foram utilizados somente mangueiras de freios de borracha com malha de inox são usualmente usadas em carros de competição, motos, aviões e projetos especiais onde se precisa boa maleabilidade e alta pressão na linha, esse

tipo de mangueira surgiu na segunda guerra mundial para o uso de aviões de combate americano.

2.2.5. Fluido

Dentro da porção hidráulica do sistema de frenagem, o fluido de freio é o meio pelo qual a energia é transmitida entre o cilindro mestre, a unidade de controle hidráulico e os freios das rodas. A tarefa do fluido dos freios é assegurar a transmissão da pressão hidráulica aos componentes do freio dentro de uma faixa de temperaturas de operação especificada. Além disso, o líquido do sistema lubrifica os componentes móveis, como juntas, pistões e válvulas, protegendo-os da corrosão (HEIRING; ERSOY, 2011).

O tipo de fluido de freio deve ser escolhido com cuidado, como visto, os freios dissipam calor, podendo ser em quantidade maior dependendo da aplicação e característica do veículo.

Durante a frenagem o fluido é aquecido, e se o mesmo entrar em ebulição ocorre a formação de vapor d'água nas linhas, devido ao fato do vapor ser compressível, a formação desta leva a falha do sistema. Dessa forma, o curso do pedal aumenta ao ponto de chegar ao curso máximo sem gerar pressão suficiente na linha para a frenagem.

2.2.6. Pastilha

A fricção surge quando duas superfícies em contato tendem ou deslizam uma contra a outra. Existe sempre resistência ao deslizamento, esta resistência é chamada de força de atrito. Esta força atua sobre as superfícies deslizantes em seu ponto de contato em uma direção oposta ao movimento. E depende de dois fatores, sendo eles, tipo de superfícies em contato e quantidade de força normal pressionando as superfícies do conjunto (PUHN, 1985)

Durante a frenagem, as pastilhas de freio ou sapatas são pressionadas contra uma superfície rotativa, o disco ou tambor. Este contato gera fricção entre os materiais resultando na força de frenagem, onde a energia cinética do veículo é convertida em energia térmica.

O coeficiente de atrito cinético entre a pastilha e o disco determina a quantidade de força que deve ser aplicada ao pedal do freio para alcançar um determinado efeito na frenagem (REIF, 2014).

Para Puhn(1985), um bom material de fricção deve apresentar as seguintes características:

Coeficiente de fricção não deve mudar com o aumento da temperatura;

Não deve se desgastar rapidamente;

Não danificar a superfície que está em contato;

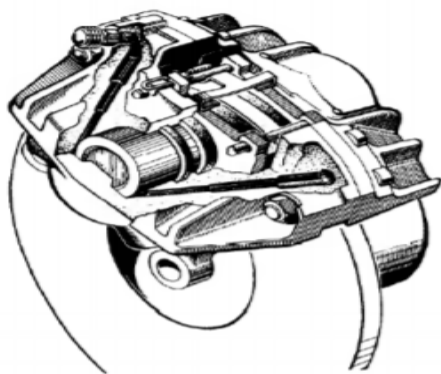
Não deve ser ruidoso quando os freios são acionados.

2.2.7 DISCO

Durante a frenagem, do total da energia cinética convertida em calor, aproximadamente 90% dessa energia é absorvida pelo disco de freio e depois transferida para o ar circundante. A superfície do disco pode atingir temperaturas de até 700 °C (HEIRING; ERSOY, 2011).

Um freio de disco típico é ilustrado na Figura 7. O rotor ou o disco rodam entre as pinças. O pistão do cilindro da roda pressiona as pastilhas contra o rotor e produz o torque do freio (LIMPERT, 1999).

Figura 7 Disco de freio



Fonte: Limpert (1999, p. 43)

Segundo Puhn (1985), o material do disco deve possuir boas propriedades ao desgaste e atrito, alta rigidez e ser capaz de suportar elevadas temperaturas. Um rotor é medido pelo seu diâmetro externo e sua espessura total nas duas superfícies de contato. Seu diâmetro, geralmente, é limitado pela dimensão da roda. Alguns rotores possuem

ranhuras ou rasgos usinados nas superfícies de contato. Estes reduzem o acúmulo de partículas de poeira ou resíduos entre as pastilhas e o disco.

Conhecido como disco ventilado, alguns discos são moldados com passagens de resfriamento radiais. Esta característica produz um efeito igual ao de um ventilador de ar fazendo com que o ar circule do centro do rotor até o seu exterior, aumentando a transferência térmica.

Se tratando de fixação, existem dois tipos de disco disponíveis no mercado automotivo. O tipo mais comum é fixado ao cubo da roda, empregado na maioria dos carros e motocicletas convencionais. O segundo, é conhecido como disco flutuante, também é fixo ao cubo de roda, porém, apresenta uma estrutura bipartida unida por rebites conforme a Figura 8.

Figura 8- Disco de freio flutuante



Fonte: QUATRO RODAS (2017)

É composto de dois componentes: um anel de fricção plano e um suporte de disco interno. O anel de fricção ou rebite é livre para se mover na direção axial em relação ao suporte do disco, que está firmemente conectado ao cubo, permitindo a flutuação lateral entre as peças. A flutuação possibilita compensar pequenos empenamentos no disco sem

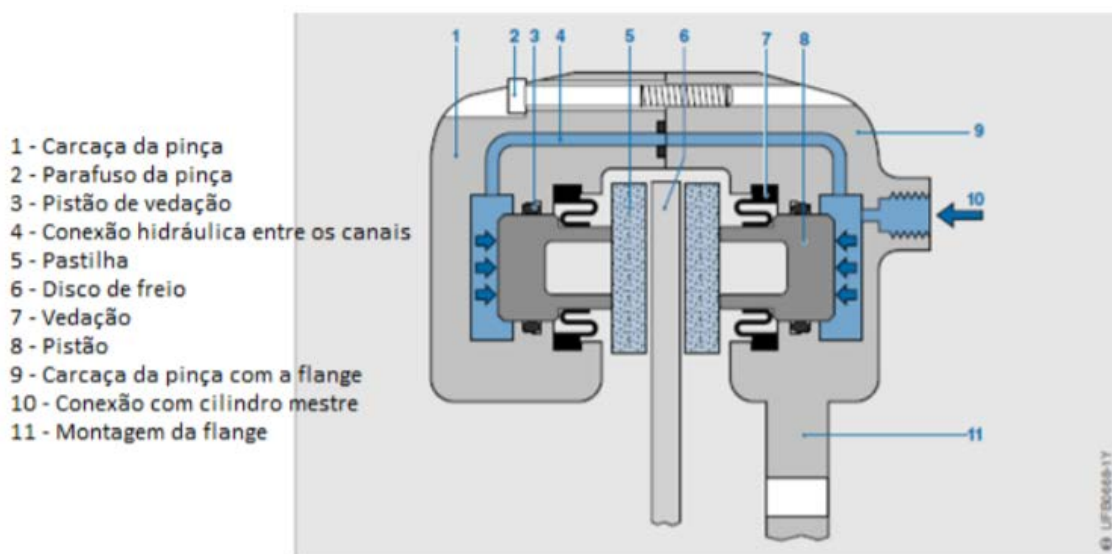
introduzir vibrações no sistema, e diminuir a transferência de calor para o rolamento da roda (HEIRING; ERSOY, 2011).

2.2.8. PINÇA

As pinças do disco possuem pastilhas de freio e pistões hidráulicos que movem as pastilhas contra as superfícies do disco. Existem diversos tipos de pinças, que diferem no material, geometria e disposição do pistão. Independente da forma, todas as pinças de freio funcionam com o mesmo princípio, quando o motorista pressiona o pedal de freio, o fluido de freio força os pistões contra as pastilhas, gerando atrito contra o disco (PUHN, 1985).

Para Limpert (1999), as pinças podem ser classificadas em pinças do tipo fixa e pinça flutuante. Um projeto de pinça fixa é ilustrado na Figura 9. A pinça com acionamento fixado no flange tem dois ou quatro pistões que empurram as pastilhas para fora. São presos com fixadores padrões e requerem menos peças de serviço.

Figura 9 - Pinça de freio fixa

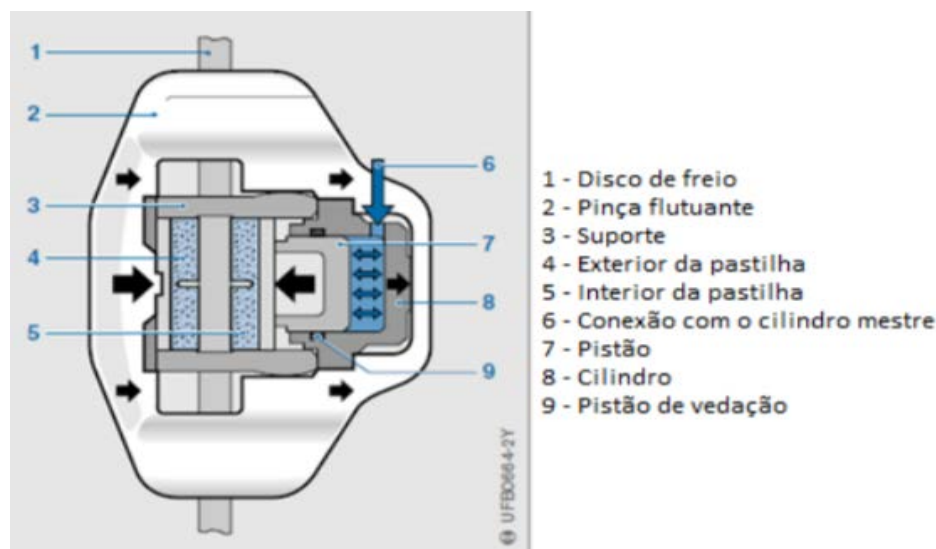


Fonte: Adaptado de Reif (2014, p. 66).

A pinça flutuante, mostrada na Figura 10, apresenta um ou dois pistões, é utilizada apenas no lado interno. A pressão hidráulica que força o pistão e a pastilha em direção ao rotor, também força a caixa do pistão (cilindro da roda) na direção oposta para pressionar a placa externa contra o rotor.

As vantagens em relação aos modelos de pinças fixas são pela facilidade na montagem, uma vez que não têm um pistão no lado de fora ou na roda. Possuem uma temperatura de operação do fluido de freio inferior em relação a pinça fixa, ocasionando uma menor vaporização do fluido, e apresentam menos pontos de vazamento e são mais fáceis de sangrar durante operação. Por ser flutuante ela se auto ajusta caso o disco esteja com movimentos axiais, permitindo maior área de contato.

Figura 10 – Pinça de freio flutuante

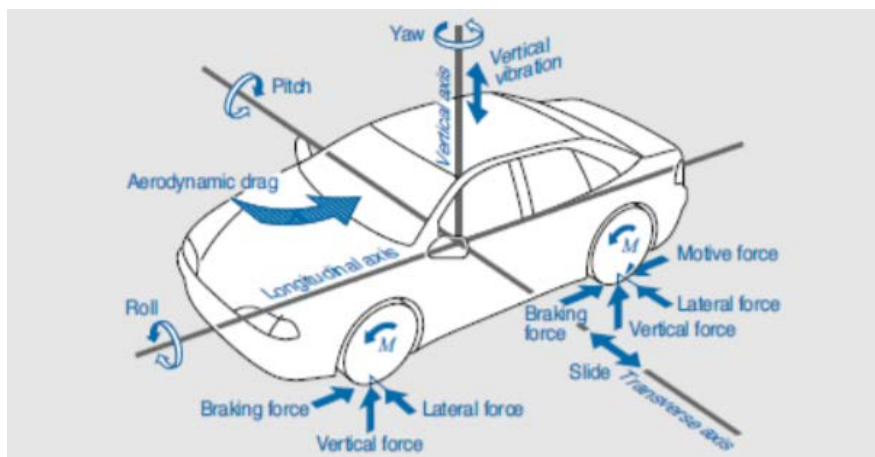


Fonte: Adaptado de Reif (2014, p. 67)

2.3. DINÂMICA VEICULAR

Durante a aceleração e a frenagem, surgem diversas forças externas que atuam no veículo, a exemplo das forças de atrito que agem sobre as rodas e as forças inerciais no centro de gravidade do veículo. Internamente ao veículo, a força total de frenagem é distribuída entre as rodas dianteiras e traseiras, de modo que a força longitudinal total seja dividida entre todas as rodas em frenagem. Na condição de aceleração, apenas as rodas motorizadas são submetidas a forças longitudinais. (HEIRING; ERSOY, 2011). Segue na Figura 11.

Figura 11 – Forças dinâmicas atuantes sobre o automóvel



Fonte: Reif (2014, p. 15)

As forças que ocorrem durante a frenagem influenciam diretamente na dinâmica lateral do veículo, já que as forças sobre o corpo influenciam indiretamente a estabilidade lateral do pneu. Os momentos em relação ao eixo axial e vertical que atuam no veículo podem ser reduzidos ao distribuir adequadamente a força de frenagem. Durante este processo, desacelerar o veículo com maior intensidade possível não é o fator mais importante. A estabilidade do veículo em torno do eixo vertical também deve ser levada em conta (BREUER; BILL, 2008).

2.4. TRANSFERÊNCIAS DE CARGAS

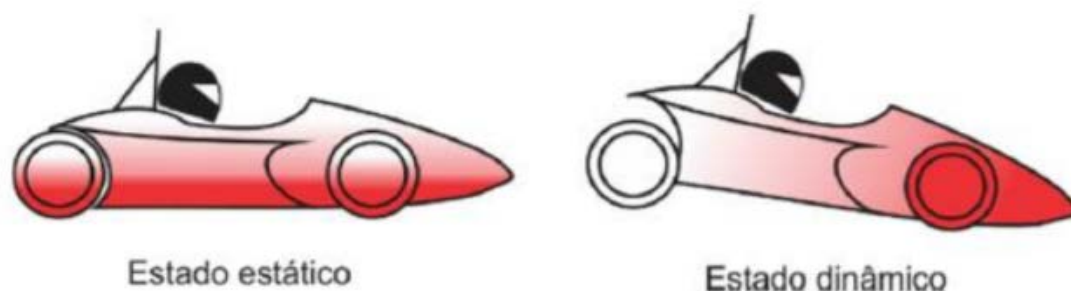
Um problema significativo na frenagem surge como resultado da transferência de carga dinâmica induzida pela desaceleração do veículo. Isto é especialmente importante na concepção de veículos em que existe uma diferença significativa nas localizações do centro de gravidade entre os casos carregados e descarregados.

Para os veículos com uma alteração significativa da carga no eixo durante a frenagem, a distribuição das forças de frenagem entre os eixos deve ser cuidadosamente analisada a fim de obter um desempenho aceitável nas superfícies das vias escorregadias e secas, e para as condições de condução vazias e carregadas. (PAMPHLET, 1976).

O momento resultante da aceleração ou frenagem ocorre conforme a distância do centro de gravidade do veículo em relação ao solo. Este movimento, também conhecido como *pitch*, causa mudanças nas forças verticais do eixo dianteiro e traseiro do veículo.

No caso da frenagem, uma parte da força vertical das rodas traseiras é transferida para as rodas dianteira, resultando em forças verticais maiores sobre as rodas dianteiras. E justificando a necessidade de um sistema de freio com maior capacidade de frenagem na dianteira (HEIRING; ERSOY, 2011). Essa transferência pode ser vista na Figura 12.

Figura 12 – Transferência de carga durante a frenagem

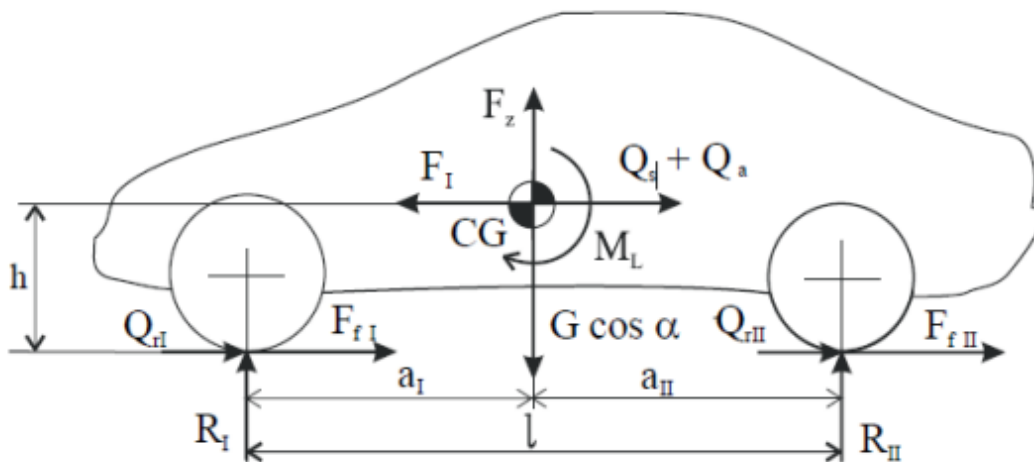


Fonte: FLATOUT (2017)

Para Bauer e Bill (2008) a força de inércia no centro de gravidade que se desenvolve durante um processo de frenagem e causa o movimento de *pitch* do veículo, é influenciada pela altura do centro de gravidade, a distância entre eixos e a rigidez das molas.

A transferência de carga do eixo traseiro para o dianteiro altera a capacidade de frenagem máxima de ambos os eixos, visto que a força de frenagem é o produto da massa pela desaceleração. Com o aumento da massa no eixo dianteiro devido à transferência de carga, o eixo traseiro necessitará de uma menor força de frenagem, sendo assim é possível que ocorra o travamento das rodas traseiras, ocasionando a perda da estabilidade do veículo.

2.5 FORÇAS ENVOLVIDAS NA FRENAGEM



Do equilíbrio de forças na direção do movimento, tem-se:

$$F_f = F_I - (Q_s + Q_r + Q_a)(1)$$

Onde:

$F_f = F_{fI} + F_{fII}$ - força de frenagem;

F_{fI} , F_{fII} - força de frenagem nos eixos dianteiro e traseiro;

Q_a - resistência aerodinâmica;

$Q_r = Q_{rI} + Q_{rII}$ - resistência de rolamento;

Q_{rI} , Q_{rII} - resistência ao rolamento dos eixos dianteiro e traseiro;

F_I - Força de inércia;

Q_s - Resistência ao active

Segundo Nicolazzi, as resistências ao movimento modificam as cargas nos eixos do veículo como mostrado na figura. Isso significa na prática que ao frear um veículo, ocorre transferência de carga entre os eixos.

Se por exemplo, numa distribuição normal, com o veículo em repouso a distribuição de peso é 60 % na frente e 40% atrás, durante uma frenagem de emergência essa distribuição pode se alterar, e passar a 70% ou até 80% por cento para dianteira e 30% ou mesmo 20% na traseira. Adiante será visto de quais fatores depende o fator transferência de carga nos eixos.

Continuando a quantificação das cargas nos eixos, Nicolazzi aplica mais duas equações adicionais no equilíbrio plano, que resulta em:

$$R_I l = a_{II}(G \cos \alpha - F_z) - (Q_a + Q_s + F_I)h - M_l(2)$$

$$R_{II} l = a_I(G \cos \alpha - F_z) - (Q_a + Q_s + F_I)h - M_l(3)$$

Onde:

F_z - é a força de sustentação (age no centro de pressão);

M_L - é o momento devido à resistência aerodinâmica e a força de sustentação.

Do ponto de vista de Forças envolvidas no movimento, pode-se definir altas velocidades, aquelas as quais as forças aerodinâmicas se tornam superiores às outras envolvidas e são as maiores consumidoras de potência na condição de movimento. Para o veículo baja, que não chega a velocidades altas, não ultrapassa 60 km/h, pode-se desconsiderar a influência de forças aerodinâmicas.

Também, devido ao baixo peso, baixo centro de gravidade e curta distância entre eixos, o momento devido a força de sustentação pode ser desconsiderado.

Admitindo que a força de sustentação bem como os momentos devido à resistência aerodinâmica e a força de sustentação são desprezáveis, as últimas duas expressões podem ser reescritas como:

$$R_I l = a_{II} G \cos a - (Q_a + Q_s + F_I)h(4)$$

$$R_{II} l = a_I G \cos a - (Q_a + Q_s + F_I)h(5)$$

Por outro lado, da expressão (1) rearranjada, tem-se:

$$Q_s + Q_a - F_I = -(F_f + Q_r)(6)$$

Com isto, as equações (4) e (5) se simplificam para:

$$R_I = (1 - x)G \cos a + (F_f + Q_r) \frac{h}{l}(7)$$

$$R_{II} = xG \cos a - (F_f + Q_r) \frac{h}{l}(8)$$

Nas equações (7) e (8), o último termo do lado direito de ambas, é denominado de transferência de carga entre os eixos dianteiro e traseiro. Assim a transferência de carga entre eixos para um veículo em operação de frenagem é dada por:

$$\Delta G = (F_F + Q_r) \frac{h}{l} (9)$$

Como o Baja tem que cumprir o regulamento para poder efetivamente participar das competições, é necessário que haja travamento nas quatro rodas, logo, a força de frenagem mais próxima desta condição fica (limiar de travamento):

$$F = \mu (R_I + R_{II}) (10)$$

Ou

$$F_f = \mu G \cos a (11)$$

Com os valores das forças de frenagem determinadas para cada um dos casos analisados, o passo seguinte é o cálculo das reações R_I e R_{II} . Para isto, basta substituir os valores das forças frenagem determinados na expressão (11) nas equações (7) e (8).

2.6 DESACELERAÇÃO

O movimento de um veículo desacelerando pode ser descrito por quatro medidas da física: distância, tempo, velocidade e desaceleração (LIMPERT, 1999).

Visto os parâmetros envolvidos com a desaceleração, pode-se perceber sua importância para a segurança dos passageiros. Porém, a desaceleração não pode ocorrer de forma brusca, evitando colocar em risco a vida dos passageiros.

Determinados os valores das forças de frenagem, é possível encontrar a desaceleração que o veículo sofre. Para iniciar, partimos da equação (6) reescrita a seguir:

$$F_f = F_I - Q_s - Q_r - Q_a (12)$$

Assim, a desaceleração da frenagem é dada pela equação:

$$a = \frac{g}{(1+\delta)} \left\{ [(\mu + f) - \cos a + \text{sena}] + C_x \frac{A}{G} q \right\} (13)$$

Onde:

g - Aceleração da gravidade;
 G - Peso do veículo;
 δ - Inércia de translação equivalente à rotativa;
 $G \sin \alpha$ - Resistência de aclone;
 α - Ângulo do aclone;
 $G f \cos \alpha$ - Resistência de rolamento;
 f - Coeficiente de atrito de rolamento ou Resistência de rolamento;
 $C_x A q$ - Resistência aerodinâmica
 C_x - Coeficiente de resistência aerodinâmica;
 A - Área frontal projetada;
 q - pressão dinâmica.

2.7 ÍNDICE DE FRENAGEM

O desempenho esperado de uma frenagem ocorre quando a força de frenagem é conseguida pelas quatro rodas sem que haja travamento do pneu no solo. Ou seja, ocorre no limite do atrito estático do pneu/pista. Para complementar, segundo Nicolazzi, a condição de máxima performance de frenagem, ocorre quando a distribuição de forças de frenagem nos eixos for proporcional às reações dinâmicas R_I e R_{II} .

O índice de frenagem é relacionado, em porcentagem, as forças de frenagem e reações do eixo dianteiro e traseiro e serve para analisar a distribuição de carga de frenagem em função de variáveis como coeficiente de atrito pneu/pista, coeficiente de atrito de rolamento e distribuição de peso do veículo.

De acordo com Nicolazzi, o ponto de partida para o equacionamento do índice de frenagem, é a equação da força de frenagem dada pela equação 4.11 e repetida a seguir:

$$F_f = \mu G \cos \alpha (14)$$

Com esta força de frenagem, as reações do eixo traseiro e dianteiro podem ser reescritas como:

$$R_I = (1 - x)G \cos \alpha + (\mu G \cos \alpha + Q_r) \frac{h}{l} (15)$$

$$R_{II} = xG \cos \alpha - (\mu G \cos \alpha + Q_r) \frac{h}{l} (16)$$

Ou

$$R_I = G \cos a \left[(1 - x) + (\mu + f) \frac{h}{l} \right] (17)$$

$$R_{II} = G \cos a \left[(x - (\mu + f) \frac{h}{l}) \right] (18)$$

Logo, define-se o índice de frenagem ξ como segue:

$$\xi = \frac{F_{fI}}{F_{fII}} = \frac{\mu R_I}{\mu R_{II}} = \frac{R_I}{R_{II}} = \frac{\left[(1-x) + (\mu+f) \frac{h}{l} \right]}{\left[x - (\mu+f) \frac{h}{l} \right]} (19)$$

Para o Veículo se movendo no plano e com os efeitos da resistência aerodinâmica e de inércia rotativa desconsiderados, a equação 13 fica:

$$a = \frac{g}{(1+\delta)} (\mu + f) g (\mu + f) (20)$$

Desta forma, a equação 19 também pode ser escrita como:

$$\xi \cong \frac{\left[(1-x)g + a \frac{h}{l} \right]}{\left[xg - a \frac{h}{l} \right]} (21)$$

Os dois formatos de descrever demonstram a dependência do índice de frenagem coma a desaceleração “a” ou do coeficiente de atrito do pneu/pista.

De acordo com Nicolazzi, durante o acionamento dos freios, essas grandezas variam e também varia o valor de ξ . O índice de frenagem define a força tangencial que deve ser aplicada pelas pastilhas sobre o disco dos freios, nas rodas de cada um dos eixos do veículo.

Isso implica que as razões entre a área do cilindro mestre e as áreas dos cilindros de roda dos freios dianteiros e traseiros também está definida pelo índice de frenagem, o

que impossibilita que a frenagem esperada seja atingida para quaisquer coeficientes de atrito ou desacelerações.

Se um sistema é projetado para um determinado coeficiente de atrito pneu/pista e a frenagem for efetuada em outro, como por exemplo, se o veículo, no caso o Baja é projetado para frear na terra e o teste é executado no asfalto, claramente ele não terá o mesmo desempenho.

Vale reafirmar que, Segundo Taborek, desacelerações próximas de 0,35g são desconfortáveis para os passageiros, e que desacelerações maiores que 0,46g, ocorrem apenas em frenagens de emergência. Segundo Newcomb, o recomendado para acelerações de frenagem suportadas com conforto para os ocupantes, gira em torno de 0,2 g, e que para frenagens de emergência, em torno de 0,5 g.

Essas diferenças indicam que a solução do problema não está bem definida e que os fabricantes devem calibrar os freios de seus veículos para o máximo desempenho de frenagem possível, bem como máximo conforto e estabilidade do veículo.

2.8 DIMENSIONAMENTO DO CILINDRO MESTRE

2.8.1 Pressão Hidráulica

A partir dos dados encontrados nos cálculos anteriores é possível encontrar as pressões necessárias para o cilindro mestre através da equação a seguir:

$$P_{hid} = \frac{F_d}{A_1 \mu_{pastilha}} \quad (22)$$

Esse cálculo é feito separadamente para o eixo dianteiro e para o eixo traseiro e é encontrada uma pressão máxima usada para calcular a força a ser aplicada nos cilindros onde depois será distribuída proporcionalmente pelo *balance bar*.

2.8.2 Área do embolo do cilindro

Com a pressão hidráulica calculada e de acordo com o manual de tecnologia automotiva da Bosch a força máxima admissível é em torno de 150N esse valor é multiplicado por 5, e quase sempre a força calculada é muito maior e acaba ocorrendo um erro na hora de calcular a área do cilindro.

Pois na maioria dos casos as áreas dos êmbolos da pinça e do cilindro mestre são iguais e acaba não ocorrendo o fator de multiplicação de força hidráulica estudado em mecânica dos fluidos, e o Baja acaba não tendo eficiência na frenagem, por isso a melhor maneira é usar a pressão calculada e a força calculada para achar a área do cilindro e assim podendo escolher ou fabricar um cilindro mestre que melhor irá atender e tem uma boa eficiência, para isso é só reorganizar a fórmula abaixo mostrada e através dela encontrar a área e consequentemente o diâmetro do cilindro.

$$F_{cil} = P_{hid} A_{cil} \quad (23)$$

Reorganizando temos:

$$A_{cil} = \frac{F_{tabelada} \cdot 5}{P_{hidmax}} \quad (24)$$

2.9 RÁDIO DINÂMICO DO PNEU

De acordo com Nicolazzi, devido à elasticidade do pneu, o diâmetro da roda varia em função da velocidade. Define-se:

- Raio estático - r_e : é definido como a distância do centro da roda ao plano de contato do pneu com a pista, para a condição de carga máxima admissível e veículo parado.
- Raio dinâmico - r_d : é definido a partir da distância percorrida em um giro do pneu, na condição de carga máxima admissível, com a velocidade padrão de 60 km/h.

Para uma primeira aproximação pode-se usar, para valores do raio estático e raio dinâmico de pneus, as seguintes relações empíricas:

$$r_d = 0,47 D \quad (25)$$

$$r_e = 1,02 r_d \quad (26)$$

Onde:

r_d – raio dinâmico;

r_e – raio estático;

D– diâmetro externo do pneu;

D– Diâmetro externo do pneu.

3. METODOLOGIA

A metodologia adotada para este estudo foi a quantitativa, quando se tem dados numérico parece ser uma resposta correta e óbvia, mas há outro aspecto que deve ser considerado. A pesquisa quantitativa só tem sentido quando há um problema muito bem definido e há informação e teoria a respeito do objeto de conhecimento, entendido aqui como o foco da pesquisa e/ou aquilo que se quer estudar. Esclarecendo mais, só se faz pesquisa de natureza quantitativa quando se conhece as qualidades e se tem controle do que se vai pesquisar. (Silva & Simon, 2005).

Parte-se agora para aplicação dos conceitos vistos. Para começar, são definidas algumas características e fatores de projeto que serão levados em conta, para que possa ser feito o projeto que atenda às necessidades do veículo nas provas dinâmicas e de resistência as quais é submetido.

3.1 DETERMINAÇÃO DE FATORES DE PROJETO

Fatores de projeto são valores sobre os quais o projeto se fundamenta. Se o sistema de freios vai ser projetado para frear no asfalto, na areia, na terra, muda-se alguns fatores de projeto, neste caso, o coeficiente de atrito do par pneu / pista e o coeficiente de atrito de rolamento. E desta forma, um sistema projetado para uma condição determinada, não apresentará o melhor desempenho se for submetido a uma condição diferente.

Como o propósito deste trabalho é o dimensionamento do sistema de freios para que cumpra as provas determinadas pela competição, serão usados fatores de projeto que busquem atender as necessidades do Baja.

3.2 ESCOLHA DO TERRENO

Como o Baja é um veículo off-Road, e, portanto, a maioria das provas dinâmicas as quais o veículo é submetido são realizadas em terreno fora de estrada, o terreno escolhido será o de terra solta.

A grande influência da escolha do terreno é a variação do coeficiente de atrito do pneu-pista, que é fator de projeto.

Os valores do coeficiente de atrito estático pneu-pavimento, para vários tipos de superfície de rolamento, são apresentados na Tabela a seguir:

Tabela de coeficiente pneu/superfície

<i>Superfície</i>	<i>Aderência</i>
asfalto ou concreto seco	0,80 - 0,90
concreto molhado	0,80
asfalto molhado	0,50 - 0,70
pedrisco	0,60
terra firme seca	0,70
terra solta seca	0,45
terra firme úmida	0,55
areia seca	0,20
areia úmida	0,40
neve	0,20
gelo	0,10

Fonte: Nicolazzi (2008)

De acordo referências e como mostra a tabela acima, este coeficiente que influencia diretamente na performance da frenagem pode ser adotado como $\mu = 0,45$

Para este mesmo terreno, o coeficiente de atrito de rolamento a ser adotado será $f = 0,085$, como mostra a tabela a seguir.

Tabela coeficiente de atrito de rolamento

Tipo de solo	f
Asfalto liso	0,010
Asfalto rugoso	0,011
Cimento rugoso	0,014
Paralelepípedo	0,020
Pedras irregulares	0,032
Pedra britada solta	0,080
Terra batida	0,060
Terra solta	0,085
Areia solta	0,100 ~ 0,300
Grama	0,045 ~ 0,100
Barro	0,100 ~ 0,400
Neve profunda	0,075 ~ 0,300

Fonte: Nicolazzi (2008)

3.3 DADOS DA RODA E PNEU

As rodas e pneus foram utilizadas as antigas já existente no projeto anterior no qual as medidas são.

Tabela 1: Medidas da roda e pneu

Largura	177,8mm
Perfil	0,78%
Altura	0,139 mm
Diâmetro da roda	10 pol
Diâmetro do pneu	21 pol
Raio Dinâmico	0,25069m

(Fonte: próprio autor)

3.4 MEDIDAS DE DISCO E PINÇAS DE FREIO UTILIZADAS

Outros fatores de projeto a serem considerados, são o tamanho dos discos de freio utilizados e cilindros das pinças de freios.

Os discos, em função do fato de terem o tamanho máximo limitado pela roda, pois ficam na parte interna, e tem um tamanho máximo limitado pelo tamanho da roda.

Isso influencia diretamente na posição radial de atuação das pastilhas, há uma distância radial máxima para a atuação das pastilhas. De acordo com as rodas e pinças utilizadas, através do projeto do Baja, pode-se descobrir qual é o limite desta distância, o ideal é que se faça uma tabela com as medidas conforme mostrado abaixo:

Tabela 2: Dados do disco e pastilha

Diâmetro Dianteiros	160	mm
Diâmetro traseiros	160	mm
Posição radial do centro das pastilhas diant.	75	mm
Coeficiente de atrito pastilha/disco	0,45	

(Fonte: próprio autor)

3.5 DADOS DO BAJA

Para encontrar alguns dados do Baja é necessário ver no projeto do *SolidWorks* que é o programa utilizado para projetar o Baja.

Através do projeto é possível encontrar as medidas de distribuição de carga, distância entre eixos, altura do centro de gravidade entre outras, mostrado na tabela a seguir.

Tabela 3: grandezas do baja

GRANDEZA		VALOR	DIMENSÃO
Distribuição de carga	X	0,60	-
Distância entre eixos	I	1,50	M
Altura do CG veículo com piloto	H	0,60	M
Peso do veículo com piloto	G	2403	N
Raio dinâmico do pneu	rd	0,250698	M
Corf. Atrito de rolamento	F	0,085	-
Velocidade máxima	V	61,1	m/s
Coeficiente de atrito pastilha / Disco		0,45	

(Fonte: próprio autor)

Com esses dados foi possível iniciar os cálculos.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 CÁLCULO DO ÍNDICE DE FRENAGEM

Como primeiro passo para avaliar características do processo de dimensionamento do sistema de freio é calculado o índice de frenagem usando a equação (19) utilizando o coeficiente de atrito estático pneu-pavimento 0,45 referente a terra solta conforme a tabela (1) e o coeficiente de rolamento 0,085 também referente a terra solta conforme a tabela (2)

$$\xi = \frac{\left[(1 - 0,60) + (0,45 + 0,085) \frac{0,60}{1,50} \right]}{\left[0,60 - (0,45 + 0,085) \frac{0,60}{1,50} \right]} = \frac{0,614}{0,386} = 1,59$$

Utilizando esses coeficientes de atritos temos 61,4% da distribuição de carga no eixo dianteiro e 38,6% no eixo traseiro, sendo distribuídos através do *sistema balance bar* lembrando que esse índice de frenagem foi calculado pensando em uma pista de terra solta seca se for utilizado em outro tipo de terreno terá que ser refeito esse cálculo usando os coeficientes respectivos de cada tipo de terreno.

4.2 FORÇA DE FRENAGEM ENVOLVIDA E REAÇÕES NORMAIS

Para o cálculo da força de frenagem é necessário utilizar o coeficiente de atrito escolhido conforme o terreno, neste caso como já citado acima foi escolhido terra solta seca, e a massa total do baja com o piloto.

$$F_f = 0,45 \cdot 2403 = 1081,34 \text{ N}$$

Para essa força de frenagem temos as reações nominais do eixo dianteiro e traseiro a seguir:

Eixo Dianteiro

$$R_I = 2.403 \left[(1 - 0,60 + (0,45 + 0,085) \frac{0,60}{1,50}) \right] = 1.475,42 \text{ N}$$

Eixo traseiro

$$R_{II} = 2.403 \left[(0,60 - (0,45 + 0,085) \frac{0,60}{1,50}) \right] = 927,55 \text{ N}$$

Com isso chegamos as forças de frenagem nos eixos dianteiros e traseiros

$$F_{fI} = 0,45 \cdot 1.475,42 = 663,93 \text{ N}$$

$$F_{fII} = 0,45 \cdot 927,55 = 417,39 \text{ N}$$

4.3 FORÇA EXERCIDA SOBRE O DISCO E PRESSÃO NECESSÁRIA

Como foi considerado o disco de freio da traseira e dianteira com o diâmetro de 160 mm e o raio do centro de atuação das pastilhas 75 mm, calculamos abaixo a força que deve ser exercida em cada disco dianteiro:

$$F_{dI} = \frac{1}{2} \cdot 663,93 \cdot \frac{0,250}{0,075} = 1106,55 \text{ N}$$

Encontrada a força que exercera em cada pinça, é encontrado a pressão necessária para frenagem.

$$P_{hid} = \frac{1106,55}{980 \cdot 0,45} = 2,50 \text{ Mpa}$$

Encontrado a pressão de frenagem, se encontra a força, devido a esta pressão exercida pela pastilha sobre o disco traseiro.

$$F_{dII} = 2,50 \cdot 980 \cdot 0,45 = 1102 \text{ N}$$

Feito isso encontrasse a posição radial do centro da pastilha traseira

$$r_{fII} = \frac{1}{2} 417,39 \frac{0,250}{1102} = 47,34 \text{ mm}$$

4.4. PRESSÃO MÁXIMA DO SISTEMA

A pressão máxima serve para o dimensionamento de alavancas e pedal de freio em função do tamanho, tipo e disposição do cilindro mestre

Para este dimensionamento usamos o coeficiente de atrito pneu/pista do asfalto que é 0,90, pois os testes de frenagem na competição Baja Sae ocorrem em asfalto.

$$F = 0,90 \ 2403 = 2162,7 \text{ N}$$

Assim as reações nos eixos são:

Eixo Dianteiro

$$R_I = 2.403 \left[(1 - 0,60 + (0,90 + 0,085) \frac{0,60}{1,50}) \right] = 1.907,98 \text{ N}$$

Eixo traseiro

$$R_{II} = 2.403 \left[(0,60) - (0,90 + 0,085) \frac{0,60}{1,50} \right] = 495, \text{ N}$$

As forças de frenagem com o novo coeficiente são:

$$F_{fI} = 0,90 \ 1907 = 1716 \text{ N}$$

$$F_{fII} = 0,90 \ 495 = 445 \text{ N}$$

E o novo índice de frenagem é:

$$\xi = \frac{1716}{445} \frac{2403}{2403} = 3,85$$

A força necessária a ser exercida pela pastilha em cada disco é:

$$F_{dI} = \frac{1}{2} 1716 \frac{0,250}{0,075} = 2860 \text{ N}$$

$$F_{dII} = \frac{1}{2} 445 \frac{0,250}{0,047} = 1183 \text{ N}$$

Através dessas forças encontrasse a pressão necessária para frear em cada um dos eixos:

$$P_{hid} = \frac{2860}{980 \cdot 0,45} = 6,48 \text{ Mpa}$$

$$P_{hid} = \frac{1183}{980 \cdot 0,45} = 2,68 \text{ Mpa}$$

Logo para travar todas as rodas é necessária uma pressão no sistema maior que 6,48 Mpa. Para efeitos de dimensionamento, a pressão máxima a ser atingida pelo sistema deve ser no mínimo 6,48 Mpa garantindo assim que se cumpra a prova de frenagem, que consiste em travar as quatro rodas do baja.

É importante ressaltar que está sendo analisado o dimensionamento do sistema de freio projetado para apresentar uma melhor performance em um determinado tipo de terreno nesse caso terra seca solta, quando submetido em um outro tipo de terreno não irá apresentara o melhor desempenho na frenagem.

4.5DIMENSIONAMENTO DO CILINDRO MESTRE

Como já foi determinado desde o início o tamanho do disco e pastilhas conseguiu através desses dados chegar a uma pressão necessária para o sistema, a partir desta pressão e com a força tabelada conforme o manual de tecnologia automotiva da Bosch é

admissível ficar aproximadamente 150N, e utilizando uma razão de multiplicação dos pedais de 5 vezes, tem-se a área do embolo do cilindro mestre conforme mostrado abaixo:

$$A_{cil} \frac{150 \cdot 5}{6,48} = 115,74 mm^2$$

Com isso temos que para esse sistema de freio tem-se que se utilizar um cilindro mestre de área do embolo de $115,7 mm^2$ se for fabricar um mais se for usar um de uso comercial pode ser o que mais se aproxima desse valor.

5. CONCLUSÃO

O objetivo principal desde o início foi avaliar características do processo de dimensionamento de freio para ter uma maior segurança para o piloto e o mesmo sentindo essa segurança conseguira ter até um melhor desempenho na pista, consequentemente fazendo melhores tempos nas voltas em um circuito, e também para cumprir os testes de frenagens nos campeonatos baja regional e baja nacional.

Ao decorrer do desenvolvimento dessa avaliação das características de dimensionamento de freio foram demonstrados todos os componentes que integram o sistema e calculados as forças e pressões que agem no sistema quando acionado o pedal, lembrando que para essa avaliação do processo de dimensionamento foram usados alguns dados e componentes do baja já existente no centro universitário Assis Gurgacz, e que para a validação deste trabalho teriam que ser executadas no mesmo.

Neste dimensionamento também foi possível ver a influência do centro de gravidade sobre o freio pois dependendo de onde ficar localizado o CG vai alterar as forças para frenagens no eixo dianteiro e traseiro alterando assim o índice de frenagem no caso desse dimensionamento o índice de frenagem para o uso em uma pista de terra seca solta ficou 61,4% para o eixo dianteiro e 38,6% para o eixo traseiro, ou seja, quando acionado o pedal de freio será aplicado a maior força nas rodas dianteiras para que o baja trave as quatro rodas, lembrando que foi calculado para ter uma melhor performance nesse tipo de terreno mais o sistema vai funcionar em qualquer tipo de terreno só não com o mesmo desempenho mais como o baja é um veículo *off road* foi calculado usando os coeficientes do terreno onde ele será usado.

E por com a pressão calculada e a força tablada foi possível dimensionar o cilindro mestre, lembrando que é usado a força tabelada pois é referente a uma média da força que uma pessoa pode fazer no momento da frenagem e essa força é multiplicada por 5 que é a multiplicação feita no pedal, e também ocorre a multiplicação de forças no sistema para obter a força necessária para ocorrer o travamento nas 4 rodas.

5.1 CONTRIBUIÇÕES

Foram deixadas aqui algumas pequenas contribuições para um melhor dimensionamento de freio do projeto baja do centro universitário Assis Gurgacz, a espera

que contribua para os futuros membros da equipe de freio do baja e que não desistam apesar das adversidades, foi de extrema importância o aprendizado com o projeto e com certeza ele agregou muito tanto na compreensão das matérias estudadas ao longo da formação acadêmica quanto na parte de um futuro profissional de engenharia mecânica.

5.2 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

E para finalizar fica aqui algumas sugestões de propostas de trabalhos futuros, para ter resultados com ainda mais exatidão sempre buscando um melhor resultado final.

Fazer os testes de atritos de pastilhas e pneus na prática, fazer uma comparação com diferentes fluidos de freio, analisar qual o melhor tipo de mangueira para o sistema e comparar se é mais eficiente usar dois cilindros mestres com o sistema de *balance bar* ou usar um cilindro mestre e o conjunto disco, pinça e pastilha maior no eixo onde necessitar de mais força para a frenagem.

REFERÊNCIAS

BREUER, B; BILL, K. Brake Technology Handbook. Warrendale, Pennsylvania, SAE International, 2008.

CHENGAL, V; GUNASEKHAR, M; HARINATH, G. Modeling and analysis of FSAE car disc brake using FEM. International Journal of Emergin Technology and Advanced Engineering, v. 3, issue 9, sep. 2013.

HEIRING, B; ERSOY, M. Chassis Handbook. Wiesbaden, Springer Fachmedien 2011

LIMPERT, R. Brake Design and Safety. 2 ed, Warrendale, Pennsylvania, SAE International, 1999.

NICOLAZZI, L.C, 2008. “Uma introdução à modelagem quase estática de veículos automotores de rodas” Publicação Interna do GRANTE, Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC.

PUHN, F. Brake Handbook, 2 ed., New York, HpBooks, 1985.

QUATRO RODAS. DISCO FLUTUANTE. Disponível em: Acesso em: 10 abril. 2019.

REIF, K. Brakes, Brake Control and Driver Assistance Systems. Wiesbaden, Springer 2014.

UFRGS, Métodos de Pesquisa-. Disponível em: <
<http://www.ufrgs.br/cursopgdr/downloadsSerie/derad005.pdf>>. Acesso em 20 de abr.
2019.

Bosch, “Manual de Tecnologia Automotiva”, 2005, Tradução da 4ª Edição Americana, Ed. Edgard Blücher, São Paulo, Brasil.