

PROJETO DE UM SISTEMA DE FREIOS DE UM VEÍCULO OFF-ROAD DO TIPO BAJA SAE

FELIPE ALENCAR MOTTA^{1*}; FERNANDO MOTANARE BARBOSA^{2*};
CASSIMA ZATORRE ORTEGOSA³; VANESSA STEPHANI DE SOUZA⁴; DANIEL JOSÉ LAPORTE⁵

¹Graduando em Engenharia Mecânica, UCDB, Campo Grande-MS, felipealencar465@gmail.com

²Dr. Pesquisador, UCDB, Campo Grande-MS, montanare@gmail.com

³Ms. Engenharia de Computação, IFMS, Campo Grande-MS, cassima.ortegosa@ifms.edu.br

⁴Graduanda em Engenharia Civil, ANHANGUERA, Campo Grande-MS, eng.van@icloud.com

⁵Ms. Engenharia Mecânica, UCDB, Campo Grande-MS, danielaporte84@gmail.com

Apresentado no
Congresso Técnico Científico da Engenharia e da Agronomia – CONTECC'2016
29 de agosto a 2 de setembro de 2016 – Foz do Iguaçu, Brasil

RESUMO: Este trabalho consiste na elaboração de um projeto para construção do sistema de freios de um veículo off-road do tipo Baja SAE. O sistema de freios é de extrema importância em qualquer veículo de transporte, pois é o responsável pela frenagem total ou parcial de um veículo, evitando acidentes e proporcionando segurança aos passageiros. Para tal, o freio transforma a energia cinética do veículo em energia térmica dissipada. Portanto, para que um sistema de freio seja capaz de frear um veículo com segurança, estabilidade e eficiência, é necessário que haja um correto dimensionamento de seus componentes. Serão abordados os principais sistemas de freio automotivo, bem como a metodologia utilizada para projeto, que implicará no dimensionamento de todo o sistema de freio.

PALAVRAS-CHAVE: Freio a Disco, Balance Bar, Projeto Baja, Sistema de Freio.

BAJA SAE BRAKE SYSTEM DESIGN

ABSTRACT: This work is based describes the brake system design of an off-road vehicle, Baja SAE. The brake system is of utmost importance in any transport vehicle. It is responsible for the total or partial braking of a vehicle, preventing accidents and providing safety to passengers. The elementary principle of brakes systems, is the kinetic energy conversion into thermal, which is dissipated to the environment. Brake system performance, efficiency, and stability were analyzed based on classical vehicle dynamics theories, resulting in a correct dimensioning of its components. The main automotive brake systems will be addressed as well as the methodology used for the project, which involves the design of the entire brake system.

KEYWORDS: Disc Brake, Balance Bar, Baja Project, Brake System

INTRODUÇÃO

O sistema de freios é extremamente importante para a segurança do piloto e dos outros em sua volta, e não é diferente no projeto Baja. O Projeto Baja é realizado através de atividades extracurriculares, envolvendo acadêmicos dos cursos de Engenharia, e outros, e visa a construção de um veículo off-road para participação em competições Baja SAE.

O Baja SAE teve início nos EUA em 1976, e atualmente possui grande visibilidade no ramo automobilístico. As equipes participantes buscam melhorar seus projetos em cada edição da competição, visando à inovação tecnológica. Os alunos que participam do programa, além de absorver conhecimento técnico na área automobilística, ganham experiência considerável na elaboração de projetos, gerenciamento, elaboração de orçamento, design, comunicação, análises e planejamento.

O programa é dividido em grupos de acordo com os sistemas que compõem um veículo automotivo. São eles: sistema de freios, suspensão, gaiola, transmissão e marketing. Desta forma, os integrantes de cada grupo se tornam especialistas em sua área de atuação.

Com isto, a problemática deste trabalho consiste na necessidade de garantir maior eficiência dinâmica e segurança, pelo apropriado dimensionamento do sistema de freio. Além disso, tendo em

vista a prova eliminatória de frenagem da competição Baja SAE, o sistema deve ser projetado para travar as quatro rodas em uma drástica situação de frenagem.

O freio é um dos elementos de maior relevância em um veículo automotivo, sendo ele de passeio ou competição. Pois, sem o freio, um veículo opera com total falta de segurança. Além de prevenir acidentes, um freio bem projetado também é capaz de aumentar o desempenho dinâmico do veículo.

O aumento do rendimento dinâmico veicular se dá pelo seguinte motivo: quando há um dimensionamento apropriado do sistema de freio, seu acionamento torna-se mais fácil e adequado às diversas situações de frenagem. Desta forma, é evitado derrapagens e frenagens bruscas, e a retomada de aceleração é otimizada.

REVISÃO DA LITERATURA

Um sistema de freios funciona com base no teorema de Pascal, apresentado por Brunetti (2008), no qual diz que a pressão exercida em um fluido ideal em equilíbrio é transmitida integralmente a todos os pontos deste fluido, bem como às paredes de seu recipiente. Na prática, ao acionar os freios através do pedal, gera-se uma pressão no fluido de freio mediante movimentação do pistão do cilindro-mestre, no qual o fluido está depositado. Essa pressão é transmitida para todo o sistema de freios através das tubulações flexíveis, gerando uma força de frenagem nas rodas. Segundo Limpert (1999), devido ao fato do veículo estar conectado ao solo por forças de tração, a força de frenagem nunca será maior que a força de atrito resultante entre a interação pneu-solo do veículo.

Freio a Disco

Segundo Puhn, (1987), freios a disco são os mais utilizados em veículos de competição. Além de automóveis, sua aplicação se estende a aviões e locomotivas. Foram primeiramente utilizados em carros no final dos anos quarenta. Em virtude de grande parte de sua área ficar em contato com o ar exterior, o freio a disco dissipa calor rapidamente, no qual implica numa maior capacidade de frenagem. Esta característica justifica o fato de veículos de alto desempenho possuírem freios a disco ventilados.

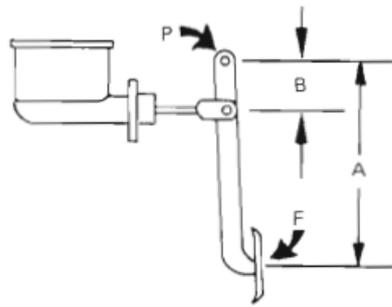
Um sistema de freio a disco possui os seguintes componentes principais: pinça de freio, cilindro mestre, haste do pistão do cilindro mestre ou pushrod, disco de roda, pedal de freio, e tubos flexíveis.

O disco de freio gira solidário à roda, e a pinça de freio permanece fixa na manga de eixo. Ao pisar no pedal, uma força resultante é transmitida ao fluido. Esta força é multiplicada devido à relação existente entre a área do cilindro mestre e a área da pinça, que por sua vez é transmitida ao disco de freio, gerando um torque contrário ao movimento da roda, Limpert (1999).

Os elementos que compõem a pinça de freio são: Cáliper, ou corpo da pinça, pistão da pinça, e pastilhas de freio. Existem dois tipos de configuração de pinça de freio. O mais comum é o cáliper tipo flutuante, e o outro é o cáliper tipo fixo. A pinça do tipo flutuante possui um suporte móvel, e um ou dois pistões na parte interna do disco. Devido ao efeito da ação e reação, ao exercer uma força no pistão da pinça, resultará em uma força contrária de mesma intensidade, que empurrará a carcaça da pinça contra o disco de freio, Limpert (1999). Por possuir uma construção mais simples, a pinça do tipo flutuante apresenta menor custo e peso, e é mais utilizada em carros e motos de passeio. Bem como, a chance de ocorrer vazamento de fluido é menor, pois existe uma quantidade menor de partes móveis em seu mecanismo. O caliper tipo fixo é mais utilizado em veículos de corrida, e motos esportivas. Possui pistões dos dois lados do disco, tornando seu mecanismo mais complexo e pesado. Os pistões de cada lado têm a função de pressionar somente uma das pastilhas contra o disco, Puhn (1987).

O pedal de freio é o elemento que fica em contato direto com o acionador. Consiste em uma haste pivotada, que tem a função de transmitir e ampliar a força exercida pelo motorista. Esta força é multiplicada pelo ganho, ou razão de pedal, e transmitida aos cilindros mestre. Segundo Puhn (1987), a razão de pedal para freios sem acionamento externo deve girar em torno de 5:1. A Figura (1) mostra o diagrama de corpo livre de um típico pedal de freio, sendo F a força de acionamento do motorista e P o ponto de pivô do pedal. O ganho do pedal é a razão entre as distâncias A e B .

Figura 1: Diagrama de corpo livre de um típico pedal de freio



Fonte: Puhn, p. 70

No cilindro mestre é onde ocorre a movimentação, e pressurização do fluido em um sistema de freio. Dentro do cilindro mestre há um pistão. Este pistão é conectado ao pedal. Quando força é aplicada no pedal de freio, o pistão é movimentado dentro do cilindro mestre, desta forma pressurizando o fluido de freio.

Freio a Tambor

O sistema de freio a tambor consiste principalmente pelo tambor, também conhecido como panela, no qual abriga em seu interior as sapatas que contêm o material de atrito, conhecido como lonas que são fixadas nas sapatas por rebites ou colas especiais. Esta lona é empurrada contra o tambor pelo pistão do cilindro. Quando a pressão no pedal é aliviada, as sapatas retornam à posição original com o auxílio das molas de retorno.

Vantagens do Freio a Disco

O sistema de freio a disco será o utilizado neste projeto por possui algumas vantagens em relação ao freio a tambor. Segundo Gillespie (1991) o freio a disco possui menor variação de torque durante uma situação de frenagem. Além disto, o freio a disco proporciona um torque mais elevado, devido à maior capacidade de dissipação de calor. A variação de torque é um fator determinante, pois, o excesso dessas variações causa desbalanceamento entre a força de frenagem no eixo traseiro e dianteiro. Por sua vez, este desbalanceamento resulta em uma desaceleração menos consistente, desta forma aumentando a distância de parada.

Outra vantagem do freio a disco é a dificuldade em sofrer contaminações do meio externo. Pelo fato do disco estar exposto ao meio ambiente, as impurezas são expulsas através do efeito centrífugo. Bem como, sua estrutura permiti realizar manutenções e regulagens com mais facilidade.

MATERIAIS E MÉTODOS

A metodologia utilizada para dimensionar o cilindro mestre será a proposta por Gillespie (1991), no qual considera-se uma desaceleração constante durante uma situação de frenagem. Apesar de a desaceleração variar conforme vários fatores, assumir que a mesma é constante proporciona um resultado favorável para fins de projeto.

Os componentes sujeitos a esforços serão dimensionados observando sempre a mecânica de fratura, mediante cálculos de resistência dos materiais, ou simulação de elementos finitos através do software Ansys.

DIMENSIONAMENTO E ESCOLHA DOS COMPONENTES

Pinça de Freio e Cilindro Mestre

Devido à complexidade da fabricação de uma pinça de freio, mostrou-se mais viável adquirir uma pinça disponível no mercado, adaptando os outros componentes às dimensões da pinça adquirida. A pinça de freio utilizada será a pinça traseira da moto Kawasaki KX 250F, no qual possui pistão único de 25,4 mm de diâmetro.

Como não há um protótipo pronto, serão estimados valores de acordo com recomendações encontradas na literatura, com características desejadas para um veículo competitivo, e de acordo com o geralmente observado em veículos de outras equipes:

- ◆ Distribuição de peso estático entre o eixo traseiro e dianteiro (o veículo será projetado para se aproximar ao máximo possível deste valor) = 50% eixo traseiro, 50% eixo traseiro;
- ◆ Massa do veículo (m) = 220 kg;

- ♦ Velocidade máxima atingida pelo BAJA mais veloz da competição BAJA SAE 2015 (V_o) = 50,7 km/h \approx 14,1 m/s;
- ♦ Diâmetro do pneu utilizado em BAJAS (D_p) = 21 pol;
- ♦ Diâmetro do disco de freio (D_d) = 160 mm;
- ♦ Distância entre eixos (L) = 1400 mm;
- ♦ Altura do ponto CG (c) = será considerado uma altura de 700 mm.

Para dimensionar o diâmetro do cilindro mestre, é necessário calcular os respectivos torques de frenagens necessários para travamento das rodas, para posteriormente calcular as forças que serão realizadas pela pinça de freio. A partir destas forças, é possível descobrir o diâmetro do cilindro mestre, através da igualdade entre pressões no sistema.

Segundo Gillespie (1991), de acordo com a FMVSS 105, que é uma norma de segurança de trânsito dos EUA, um veículo com todos os passageiros a bordo e com freios novos deve ser capaz de frear totalmente em distâncias que correspondem a uma desaceleração média de -5,18 m/s para uma velocidade de 48,3 km/h. Esta desaceleração será tomada como base, pois 48,3 km/h está bem próximo de 50,7 km/h.

Considerando um piloto com massa de 80 kg, a massa total de projeto será a soma da massa do veículo e do piloto, no qual resulta em 300 kg. O peso dinâmico de frenagem no eixo dianteiro P_f é dado pela Eq. (1), e o traseiro P_r é dado pela Eq. (2), e equivalem a 2248,5 N e 694,5 N, respectivamente. Onde P é o peso do veículo, D_x é a desaceleração considerada, e g é a aceleração da gravidade.

$$cLP+hLPgD_x \quad (1)$$

$$bLP-hLPgD_x \quad (2)$$

A força de atrito imposta pela interação pneu-solo F_{xmf} no eixo dianteiro e eixo traseiro F_{xmr} são dadas pela equação Eq. (3). Para um coeficiente de atrito μ_e de 0,6 tem-se que as forças de atrito equivalem a 1349,1 N para o eixo dianteiro e 416,7 N para o eixo traseiro.

$$\square\square\square=\square\square\square \quad (3)$$

Os torques de frenagem necessários para o travamento do eixo dianteiro T_{df} e traseiro T_{dr} , são dados pela Eq. (4), e equivalem a 359,8 N.m e 111,13 N.m, respectivamente.

$$\square\square^2 \quad (4)$$

Como o torque T_b gerado pela pinça de freio deve ser igual ao torque de frenagem, é possível descobrir a força F_{peq} necessária que deve ser realizada pelas pinças de freio, Eq. (5). Logo, para um coeficiente de atrito μ_{pin} entre a pinça de freio e o disco de roda de 0,4 a força F_{peq} para as pinças do eixo dianteiro e traseiro equivalem a 11243,9 N e 3472,93 N, respectivamente.

$$\square\square^2 \quad (5)$$

Segundo Puhn (1987), o ganho mecânico C do pedal deve ser em torno de 5:1. Este mesmo autor diz que a força de acionamento para máxima desaceleração não deve ultrapassar 445 N. Visando um freio com acionamento de carga mediana, conciso, e dentro das recomendações foi determinada uma força de acionamento F_p de 200 N, que equivale a aproximadamente 20 kgf. De acordo com Limpert (1999), deve ser considerada uma eficiência mecânica η para o pedal. Este autor recomenda uma eficiência de 0,8. Portanto, a força F_{pis} transmitida aos cilindros mestres, para um ganho de 5, é dada pela Eq. (6), e equivale a 800 N.

$$(6)$$

Portanto, como a pressão é igual em todo o sistema hidráulico é possível definir a relação entre a área da pinça e a área do cilindro mestre através da Eq. (7). Onde A_{cm} é a área do cilindro

mestre, e A_{pin} é a área da pinça. Com a relação entre as áreas, e com o diâmetro da pinça já definido, tem-se que o diâmetro do cilindro mestre deverá ser de 11,8 mm.

$$A_{cilindro} = 2A_{pin} = \frac{\pi d_{cilindro}^2}{4} = \frac{\pi d_{pin}^2}{4} \cdot 8 \quad (7)$$

Deve-se levar em conta também a maior força que poderá ser exercida pelo piloto sobre o pedal. Neste projeto será considerada uma força máxima de 200 kgf. Utilizando a Eq. (6), tem-se que para a força de acionamento máxima a força $F_{máx}$ transmitida aos cilindros mestres equivale a 7848 N. Como a força necessária no eixo dianteiro é maior que a força necessária no eixo traseiro, a máxima pressão atuante no sistema ocorre no sistema do eixo dianteiro. Logo, a força F_d transferida ao cilindro mestre do eixo dianteiro é calculada pela Eq. (8) e equivale a 5423,97 N. Enquanto a pressão resultante calculada pela Eq. (9) equivale a 49,22 MPa.

$$F_d = \dots \quad (8)$$

$$p = \dots \quad (9)$$

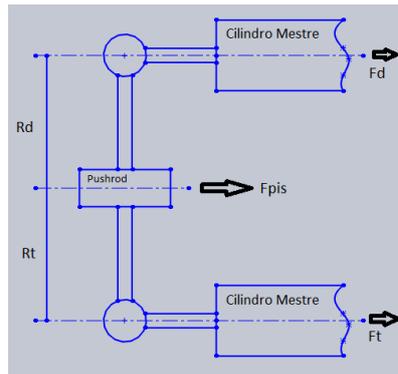
O material escolhido para usinagem do cilindro mestre e seu respectivo pistão foi o Alumínio 7075 T6, devido a sua alta resistência mecânica, baixo peso específico, e boa resistência a corrosão. Para dimensionar a espessura t da parede do cilindro mestre, foram utilizados os conceitos de vazo de pressão. Onde, a tensão normal circunferencial σ_c do vazo é dada pela Eq. (10). Igualando σ_c a tensão de escoamento do alumínio 7075 T6, e sendo r_i o raio interno do cilindro, tem-se que a espessura mínima da parede do cilindro mestre deverá ser de 1,15 mm.

$$\sigma_c = \dots \quad (10)$$

Balance Bar e Pushrod

Conforme observado pelos cálculos da força de frenagem, tem-se que a força necessária no eixo dianteiro é 3,24 vezes maior que a força no eixo traseiro. Esta divisão entre as forças será dada através da posição em que será fixado o pushrod no eixo do balance bar. A Figura (2) mostra o diagrama de corpo livre do balance bar, sendo F_d a força transmitida ao cilindro mestre do eixo dianteiro, e F_t a força transmitida ao eixo traseiro. Para se obter a relação entre forças necessárias, a distância R_d deverá ser 3,24 vezes menor que a distância R_t . Esta configuração fará com que o eixo se incline durante uma situação de frenagem, por isto serão alocados na extremidade do eixo terminais rotulares que permitem este movimento de inclinação. O pushrod será projetado de uma forma que seja possível variar sua posição em relação ao eixo do balance bar. Por isto, para fins de dimensionamento, será considerada uma força de aplicação no meio do eixo, pois é onde ocorre a maior tensão resultante.

Figura 2: Diagrama de corpo livre do balance e pushrod.



Fonte: O autor

Para um eixo com 75mm de comprimento e 14 mm de diâmetro, e considerando uma força máxima de acionamento do motorista de 200 kgf, tem-se que a tensão máxima devido ao momento fletor equivale a 582,61 Mpa, e a tensão cisalhante máxima devido a força cortante equivale a 33,9 MPa. Encontrando as tensões principais através da Eq. (11), e utilizando o critério de máxima energia de distorção de Von Misses, apresentado por Hibbeler (2006), Eq. (12), para um coeficiente de segurança CS de 1,5, conclui-se que o material utilizado para a usinagem do eixo deverá ser o aço AISI 4340 temperado.

$$\sigma_1 + \sigma_2 \pm \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + 4\tau^2} \quad (11)$$

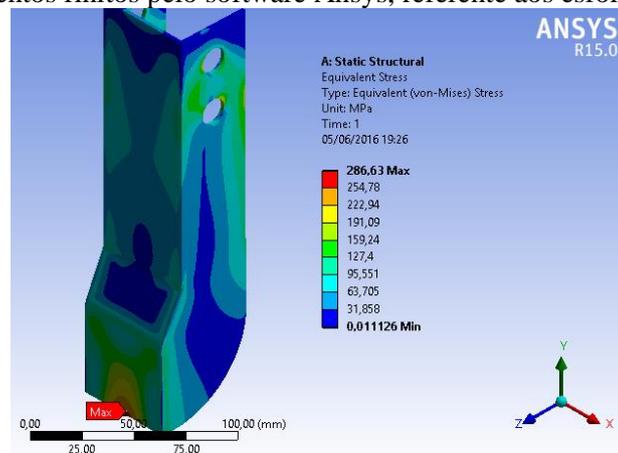
$$\sqrt{\frac{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}{2} - \frac{\sigma_1 \sigma_2}{2} + \tau^2} < (\frac{\sigma_{\text{lim}}}{CS})^2 \quad (12)$$

O pushrod será fabricado em Alumínio 7075 T6, terá dois orifícios para apoio no chassi tubular, um furo roscado para alocação de um parafuso tipo rosca sem fim, que será o responsável pela regulação da posição, e um orifício para alocação de um terminal radial responsável por possibilitar o movimento de inclinação do eixo do balance bar.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os esforços no pedal e no disco de freio foram encontrados utilizando análise computacional de elementos finitos, através do software Ansys. Para o carregamento máximo considerado (200 Kgf), a tensão de Von Misses máxima no pedal foi de 286,63 MPa. A Figura. (3) mostra a disposição das tensões no pedal.

Figura 3: Análise de elementos finitos pelo software Ansys, referente aos esforços no pedal de freio.



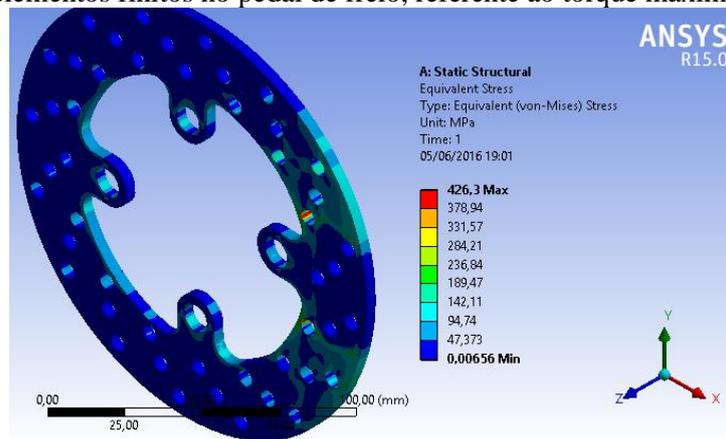
Fonte: O autor

Visando redução de peso, foi escolhido fabricar o pedal com fibra de carbono. O método de fabricação será laminação manual, utilizando resina epóxi como aglutinante e tres lâminas de fibra de carbono. O molde do pedal será feito com espuma expansiva de poliuretano.

O disco de freio terá uma espessura compatível com a especificada no manual técnico da Kawasaki KX 250 F. Sendo: 4 mm de espessura e 160 mm de diâmetro.

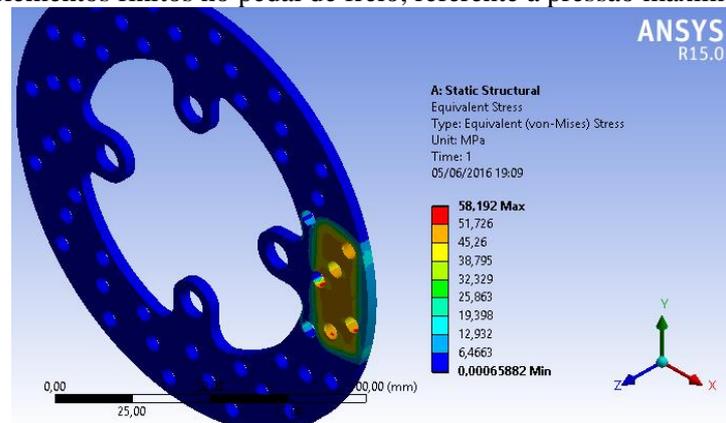
Pela análise de esforços através do software Ansys. No qual, para o maior torque existente no sistema, Eq. (4), que corresponde à 179,9 N.m em cada roda, a tensão máxima no disco foi de 426,3 MPa, conforme Fig (4). E para a maior pressão de acionamento, Eq. (9), obteve-se uma tensão máxima resultante de 58,192 MPa, conforme Fig, (5). Somando estas duas tensões, e aplicando um coeficiente de segurança de 1,5 (um e meio), obtém-se uma tensão de projeto de 726,738 MPa. Portanto, o material utilizado na fabricação do disco de freio será o Aço AISI 4340.

Figura 4: Análise de elementos finitos no pedal de freio, referente ao torque máximo de frenagem.



Fonte:O autor

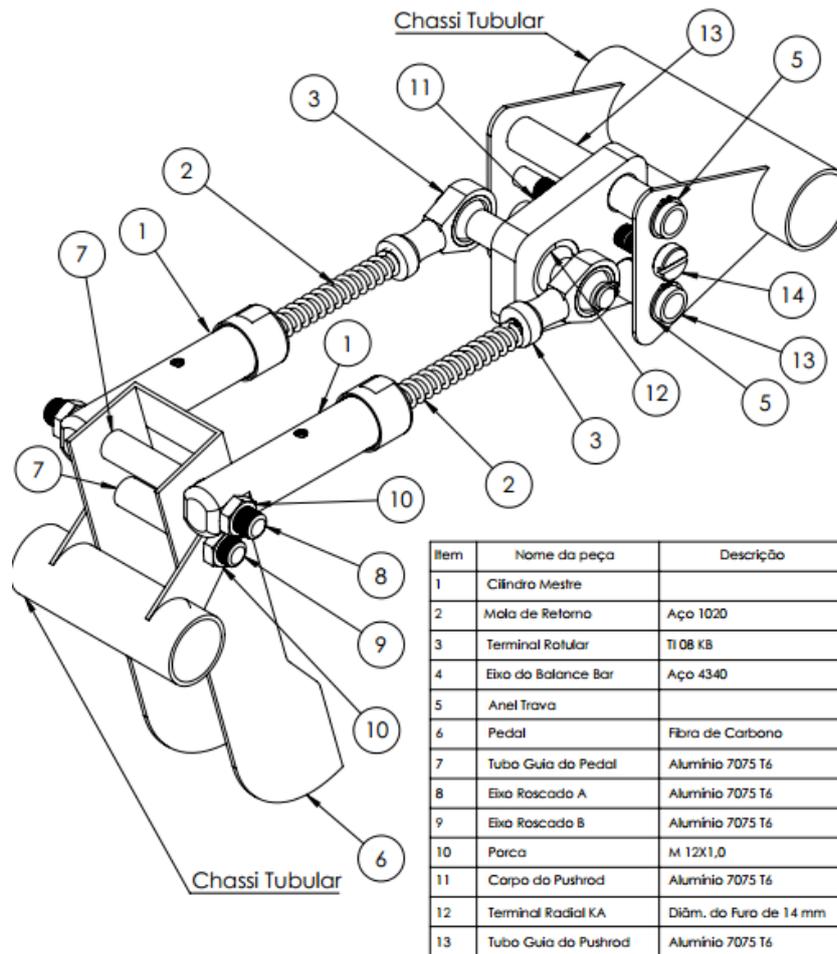
Figura 5: Análise de elementos finitos no pedal de freio, referente à pressão máxima de acionamento.



Fonte:O autor

Após os componentes terem sido dimensionados, foram feitos desenhos utilizando o software Solidworks para ilustrar como ficará o sistema de freio. A Figura (6) mostra os componentes de acionamento do sistema, enquanto a Fig. (7) mostra os componentes acionados.

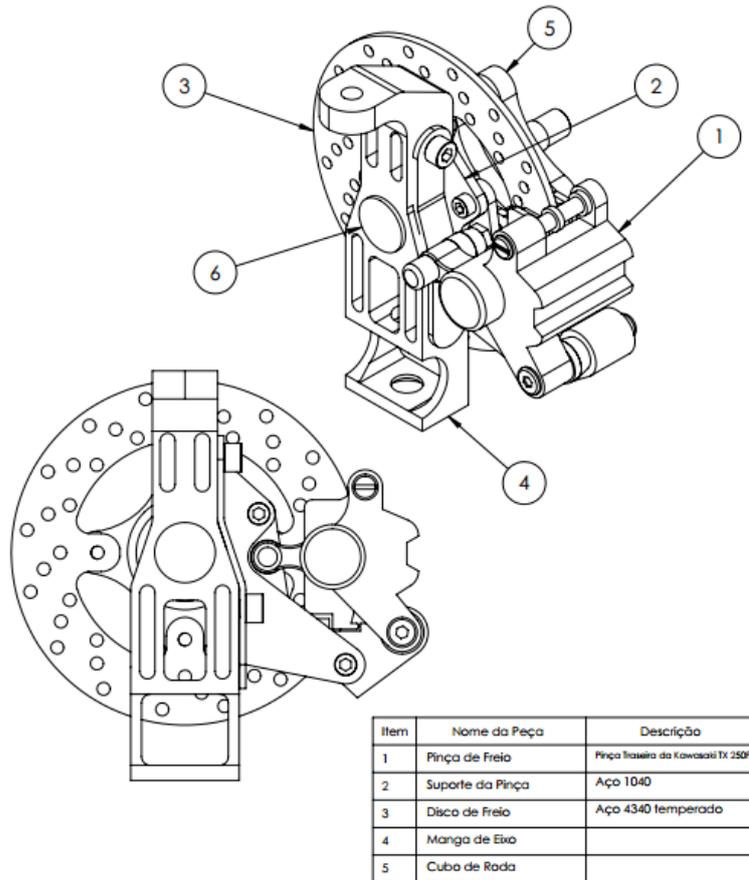
Figura 6: Desenho em Solidworks dos componentes de acionamento do sistema de freio.



Fonte: O autor

A partir dos desenhos será possível a manufatura e montagem do sistema no veículo. Após sua montagem, o veículo será submetido a testes específicos relativos ao sistema de freio projetado e mostrado neste trabalho. A finalidade do veículo baja SAE projetado é a participação na competição nacional e internacional organizada pela SAE, *society of automotive engineers*, compostas por provas de durabilidade do veículo projetado e de comportamento dos subsistemas que compõem o veículo, inclusive o sistema de freio.

Figura 7: Desenho em Solidworks dos componentes acionados do sistema de freio.



Fonte: O autor

CONCLUSÃO

Os resultados obtidos de simulações e cálculos foram baseados nas teorias clássicas de dinâmica veicular, já bastante difundidas e utilizadas no meio de projetos automotivos. Além dos conceitos de resistência dos materiais que foram utilizados. Sob esta ótica, o projeto executado é muito robusto e satisfatório, em se tratando do primeiro veículo baja SAE projetado na Universidade Católica Dom Bosco.

AGRADECIMENTOS

À UCDB pelo apoio financeiro dado ao projeto.

REFERÊNCIAS

- Gillespie, T.D. Fundamentals of Vehicle Dynamics, 2nd ed. Warrendale: SAE International, 1991.
 Limpert, R. Brake Design e Safety, 2nd ed. Warrendale: SAE International, 1999.
 Puhn, F., Brake Handbook, 1st ed. New York: HpBooks, 1987.
 Brunetti, F, Mecânica dos Fluidos, 2a ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008.
 Hibbeler, R.C. Resistência dos Materiais. 5a. ed. São Paulo: Pearson – Prentice Hall, 2006.