



III Semana Acadêmica de Engenharia Mecânica e de Produção

“ENGENHARIA ALÉM DO TRADICIONAL E O IMPACTO DA INDÚSTRIA 4.0”

24 a 26 de setembro de 2018 no campus Viçosa da UFV
Departamento de Engenharia de Produção e Mecânica – DEP
Universidade Federal de Viçosa – UFV

DIMENSIONAMENTO E OTIMIZAÇÃO DO PEDAL DE FREIO PARA UM VEÍCULO TIPO FÓRMULA SAE ELÉTRICO

Matheus Duarte Machado, Lucas Benini

Universidade Federal de Viçosa UFV, Departamento de Engenharia de Produção e Mecânica
Campus UFV – CEP: 36.570-000 – Viçosa – MG
matheus.d.machado@ufv.br, lucas.benini@ufv.br

Resumo: O sistema de freios de um carro tipo Fórmula SAE está essencialmente ligado à segurança do piloto e daqueles ao seu redor. Logo, o projeto de todos seus componentes deve ser realizado para que apresentem uma grande eficácia e desempenho em situações normais e atípicas. Na competição Fórmula SAE Elétrico o pedal de freio é frequentemente solicitado. Por conta disso, o regulamento desta competição exige que este componente apresente grande resistência e, ao mesmo tempo, uma boa performance. O objetivo deste trabalho é dimensionar um pedal de freio que atenda aos requisitos do projeto Fórmula SAE UFVVolts Majorados, por meio de sistemas CAD/CAE. O pedal de freio desenvolvido atendeu os requisitos do regulamento Fórmula SAE 2017/2018 e manteve uma boa relação entre desempenho e *design*, apresentando um coeficiente de segurança maior que 3.

Palavras-chave: Fórmula SAE, sistema de freio, pedal de freio.

1. INTRODUÇÃO

O pedal de freio pode ser considerado o componente inicial do sistema de freios de um carro, responsável pela transmissão da força de acionamento exercida pelo piloto para os cilindros mestres ou balance bar, assim como a multiplicação da mesma. O projeto do pedal de freio afeta diretamente o desempenho de frenagem do veículo, a segurança do piloto e daqueles que estão a sua volta.

No caso de sistemas de freio empregado em veículos tipo Fórmula SAE, o dimensionamento do pedal devem considerar as restrições estruturais vindas do chassi do protótipo, os estudos ergonômicos (para que o piloto consiga acionar o sistema com o maior conforto possível) e as exigências impostas pelo regulamento da competição Fórmula SAE Elétrico (*Society of Automotive Engineers*). A partir disso, quando já definidos estes parâmetros, e com o auxílio de sistemas CAD/CAE (*Computer-aided design/ Computer-aided engineering*), é possível realizar otimizações na geometria do pedal de freio, principalmente relacionadas à diminuição de peso e uso de materiais – de forma que sua performance não seja afetada.

Este trabalho tem como objetivo dimensionar o pedal de freio do protótipo GXE 01 da Equipe UFVVolts Majorados, considerando as restrições dos demais subsistemas deste protótipo para a competição de Fórmula SAE 2018.

2. SISTEMA DE FREIOS

Desacelerar à uma velocidade menor ou até um estado estacionário é a função realizada mais frequentemente pelo serviço de freios de um veículo (Limpert, 2011). Em outras palavras, pode-se

dizer que os freios são o principal sistema de segurança de um automóvel. Durante o processo de frenagem, a energia cinética contida nas rodas do carro é convertida, principalmente, em energia térmica decorrente do atrito das pastilhas de freio com o disco (Fig. 1).

O sistema de frenagem funciona, basicamente, através da conversão de pressão mecânica em hidráulica, utilizando-se de um circuito fechado de fluido de freio desde o cilindro mestre, ligado ao servo freio e pedal de frenagem, até os cilindros ou pinças hidráulicas ligadas às rodas. Para que a frenagem aconteça, o primeiro elemento acionado é o pedal, elo entre o condutor e o veículo. O pedal é o dispositivo pelo qual o condutor aplica a pressão inicial necessária ao funcionamento de todo o sistema, pressão essa a ser transmitida para o cilindro mestre (Carlider, 2017).

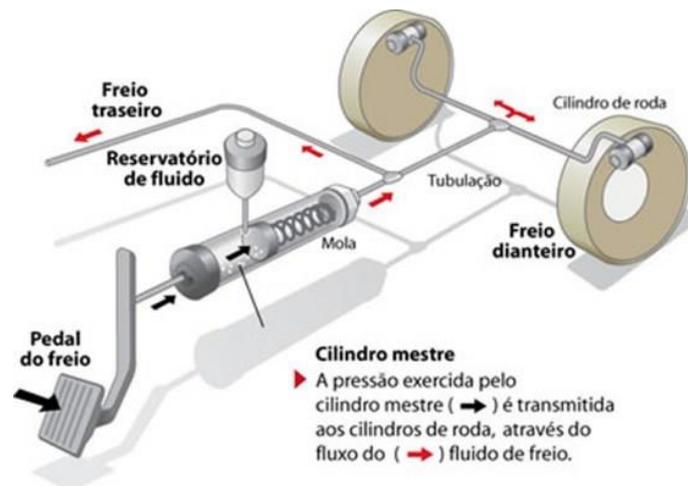


Figura 1 – Sistema de freio automotivo (Carlider, 2017).

Atualmente, a maioria dos veículos automobilísticos utilizam sistemas de freios hidráulicos e à disco por serem mais eficientes na geração de força/pressão e na transmissão das mesmas entre seus componentes (Fig. 2).

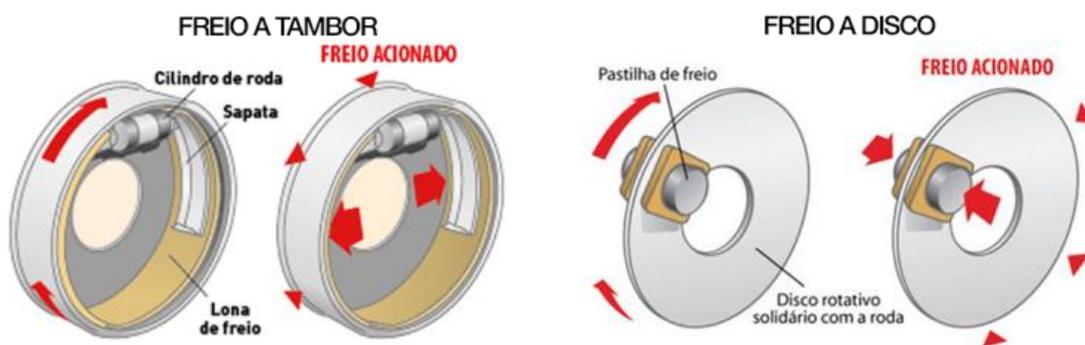


Figura 2 – Tipos de freios (Carlider, 2017).

3. METODOLOGIA

Inicialmente, definiu-se as restrições de projeto do pedal junto ao setor de chassi da Equipe UFVolts Majorados. Após isso, a definição das restrições de projeto se embasaram na obra de Limpert (2011). Posteriormente, utilizando a metodologia de Santos (2014), foi elaborado o diagrama de forças atuantes no pedal para o cálculo das cargas atuantes em seus componentes. Por fim, foram empregados os softwares SolidWorks® e Ansys® para o projeto, otimização e validação do componente.

A competição Fórmula SAE Elétrico é anual e organizada pela *Society of Automotive Engineers*, na qual estudantes do ensino superior de diversos cursos da área de engenharia são

desafiados a projetar, construir e validar um veículo elétrico, buscando excelência nas áreas de *design*, montagem, performance e custo. É imposto pelo regulamento (*Formula SAE Rules 2017/2018*) que o pedal de freio deve suportar uma carga de 2 kN sem que ocorra nenhuma falha no sistema de freios ou na montagem dos pedais. Visando atender este requisito e para a validação teórica, foi realizada uma análise estrutural utilizando o Método dos Elementos Finitos (MEF) com *software Ansys*[®]. Na competição Fórmula SAE, a avaliação é feita de forma que o avaliador aplica a maior força que conseguir quando sentado normalmente dentro do veículo. Além disso, de acordo com o regulamento da competição, o pedal deve ser fabricado a partir de aço, de alumínio ou de titânio.

4. RESULTADOS

4.1 Restrições projetuais

Por conta de limitações do projeto do chassi existentes no protótipo GXE 01, foi estipulado que a altura máxima disponível para todo o conjunto de pedais é de 240 mm. A partir desta restrição, foi possível definir a altura do pedal, parâmetro essencial no dimensionamento da peça.

4.2 Razão de Pedal

A razão do pedal (denominada R) é uma grandeza adimensional que representa o quanto a força de acionamento aplicada pelo piloto é ampliada ao ser transmitida para a *balance bar* e, posteriormente, para os cilindros mestres, conforme apresenta a Eq. (1). Isso ocorre devido ao princípio de alavanca que advém do acionamento desse componente. A Fig. 1 apresenta o esboço inicial do pedal para o sistema de freio do protótipo GXE 01. Para Oshiro (1994), a razão de pedal de um carro deve variar entre 4,0 e 6,5. Portanto, verifica-se que o esboço do pedal (Fig. 3) calculado por meio da Eq. (1), o valor de $R = 4,5$ do protótipo GXE 01 está de acordo com o recomendado por este autor.

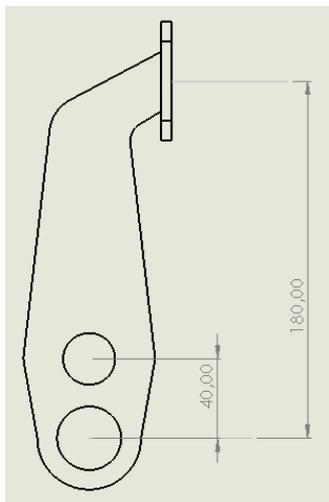


Figura 3 – Esboço do pedal de freio sólido.

$$R = \frac{\text{distancia do pivotamento ao ponto de aplicacao da forca (mm)}}{\text{distancia do pivotamento ao eixo da balance bar (mm)}} \quad (1)$$

$$R = 180/40 = 4,5$$

Para Limpert (2011) em um sistema de freios sem a presença de um intensificador de força externo (como por exemplo, um servo freio), caso seja produzida uma desaceleração de 1 G para uma aplicação de força entre 267 e 445 N, o sistema é considerado como muito bom e, entre 445 e 668 N como bom. Com base nesta recomendação, foi determinado um valor teórico de 445 N como sendo a aplicação mais robusta possível em que o sistema deveria produzir uma frenagem confortável para

o piloto. Logo, para uma aplicação de 445 N, a força gerada para o acionamento dos cilindros mestre é de 2.002,5 N. Tal valor, em cálculos posteriores de torque e pressão gerados pelo sistema, mostrou-se satisfatório e atendeu à todas as necessidades.

4.3 Diagrama de forças do pedal de freio

Para a determinação das forças de reações da rótula esférica da *balance bar* (F_{bb}) e do rolamento no pedal (F_{rol}), foi feito um diagrama de esforços (Fig. 4) e o somatório de momentos do componente. O valor utilizado para a força de acionamento (F_{ac}) foi de 2.000 N, pois todos os elementos do pedal devem ser dimensionados para suportar essa carga, mesmo que seja improvável alcançar esse valor.

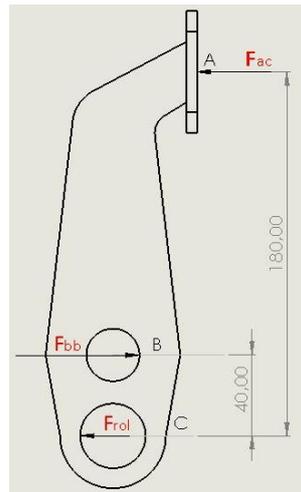


Figura 4 – Diagrama de forças no pedal de freio.

$$\sum M_A = -F_{rol} \times 0,18 + F_{bb} \times 0,14 = 0 \quad (2)$$

$$F_{bb} = \frac{F_{rol} \times 0,18}{0,14} \quad (2.1)$$

$$\sum M_B = F_{ac} \times 0,14 - F_{rol} \times 0,04 = 0 \quad (3)$$

$$F_{rol} = \frac{F_{ac} \times 0,14}{0,04} = \frac{2000 \times 0,14}{0,04} = 7000 \text{ N} \quad (3.1)$$

Substituindo o valor obtido na Eq. (3.1) na Eq. (2.1), obtém-se:

$$F_{bb} = \frac{7000 \times 0,18}{0,14} = 9000 \text{ N} \quad (3.2)$$

Com a Eq. (2) e Eq. (3) foi possível determinar quais seriam as cargas máximas que poderiam ser exercidas sobre o rolamento do pedal (Eq. 3.1) e rótula esférica da *balance bar* (Eq. 2.1) para que fosse possível procurar no mercado modelos que suportariam tal carga. Após uma análise dos modelos disponíveis no mercado que atenderiam à essa restrição e que seriam viáveis financeiramente para a Equipe UFVolts Majorados, conclui-se que o modelo de rolamento utilizado seria o SKF – 6300 – 2RSH, que suporta uma carga de 8,52 kN. A rótula esférica escolhida, foi o modelo GE12, que tolera uma força de 10,8 kN, segundo a tabela de seu fornecedor.

4.4 Design

Definidos o formato, a altura, os pontos de pivotamento e o diâmetro dos elementos utilizados, foi elaborado o projeto no *software* SolidWorks® apresentando todo seu corpo sólido, como pode ser visto na Fig. 5. Este, em conjunto com a pedaleira apresentou um peso de 743,2 g. O material

escolhido para a fabricação do pedal foi o Aço SAE 1020, devido a seu baixo custo e grande oferta no mercado.

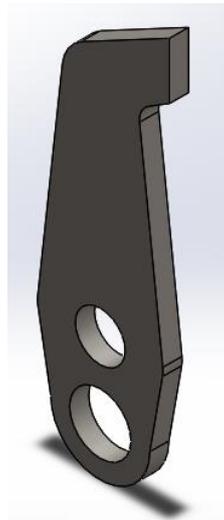


Figura 5 – Braço do pedal de freio sólido.

4.5 Otimização

Para validar a restrição imposta pelo regulamento de que o pedal de freio deve suportar uma carga de 2.000 N, foi realizada uma análise estrutural no *software* Ansys®, simulando uma aplicação com essa mesma carga (Fig. 6).

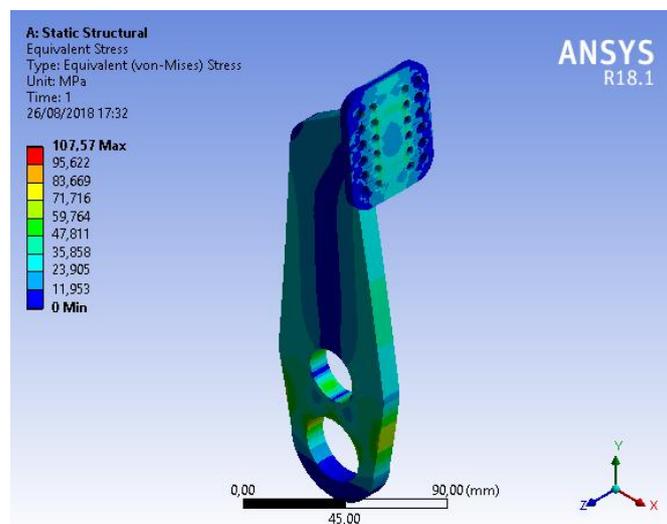


Figura 6 – Simulação estrutural estática de tensão utilizando o critério de Von-Mises.

Através da Fig. 6 identifica-se que em locais de cor azul até verde-claro a tensão é muito baixa ou praticamente nula. Em adição a isso, ao comparar o valor máximo de tensão encontrado (107,57 MPa) com o limite de escoamento do Aço SAE 1020 (330 MPa), percebe-se que o coeficiente de segurança atual do componente é maior que 3 para uma aplicação de 2.000 N. Considerando esses fatores, realizou-se um estudo de otimização topológica no *software* Ansys® (Fig.7), para analisar em que locais poderiam ocorrer uma possível otimização da geometria e retirada de material, a fim de diminuir o peso da peça e melhorar seu design, sem que seu desempenho seja afetado.

$$FS = \frac{\textit{tensão de escoamento do material}}{\textit{carga máxima prevista para a peça}} \quad (4)$$

$$FS = \frac{330 \text{ MPa}}{107,57 \text{ MPa}} = 3,06 \quad (4.1)$$

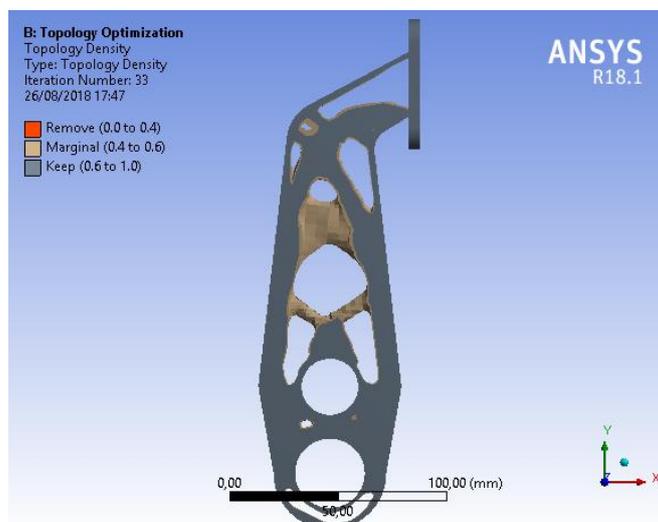


Figura 7 – Otimização topológica do pedal de freio.

A simulação para otimização topológica foi configurada para que fosse retido 40% da massa inicial da peça sólida. Porém, em alguns locais, a retirada de massa seria inviável por conta de impossibilidade de fabricação na infraestrutura disponível para a Equipe Fórmula UFVolts Majorados. Então, utilizando o *software* SolidWorks® em conjunto com os resultados das simulações realizadas no *software* Ansys®, a geometria final do pedal de freio foi definida (Fig. 8).

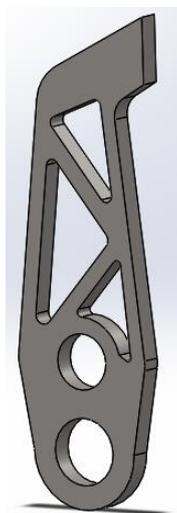


Figura 8 – Braço do pedal de freio otimizado.

Observa-se que houve uma grande remoção de material, principalmente, na região central do braço do pedal, local que, como pode ser visto na Fig. 6, não era uma região de acúmulo de tensão. Além disso, em relação a geometria dos cortes, foram escolhidas formas triangulares, para que ocorresse uma melhor distribuição das cargas em seu corpo e sua rigidez não fosse afetada.

O projeto final do componente apresentou o peso de 534,2 g; ou seja, uma redução de aproximadamente 30% da massa do modelo inicial. Para a validação do projeto final do pedal, foi efetuada uma nova análise estrutural no *software* Ansys® (Fig. 7).

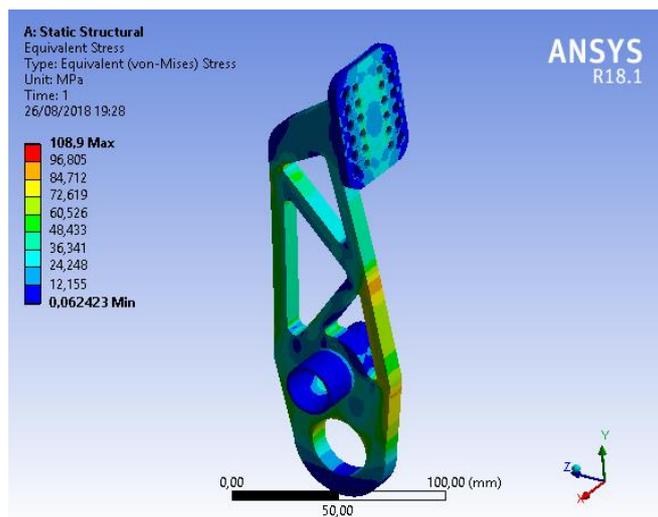


Figura 7 – Simulação estrutural do modelo final.

Assim, constata-se que no modelo otimizado do pedal de freio ocorreu uma distribuição de tensão mais eficiente, é possível perceber tal fato ao notar que praticamente toda a peça está colorida (Fig. 7). Além disso, o desempenho do projeto final é equivalente ao modelo sólido inicial para uma aplicação de 2.000 N em sua pedaleira e que seu coeficiente de segurança permanece o mesmo. A Fig. 8 apresenta uma renderização do projeto final do pedal de freio da Equipe UFVolts Majorados utilizada no protótipo.



Figura 8 – Renderização do projeto final do pedal de freio do protótipo GXE01.

5. CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou o dimensionamento do pedal do sistema de freio para o protótipo GXE 01 da Equipe UFVolts Majorados. Foram considerados as recomendações de Limpert (2011) e os requisitos do projeto do chassi do protótipo GXE. Com isto, conclui-se que:

- O projeto final do pedal de freio do protótipo GXE 01 atende os requisitos de *Fórmula SAE Rules 2017/2018*, sendo capaz de suportar uma carga superior a 2000 N e demonstrando uma melhora em seu design, diminuição de massa e desempenho superior/igual ao modelo sólido;
- O valor encontrado de 108 MPa para uma aplicação de 2000 N satisfaz as exigências do regulamento da competição e faz com que o projeto apresente um coeficiente de segurança próximo a 3, tendo em vista que o limite de escoamento do Aço SAE 1020 é 330 MPa;

- A análise estrutural via *software* do componente em questão é de extrema importância, uma vez que é anatomicamente impossível um ser humano aplicar uma força de 2000 N nas condições ergonômicas de um veículo. Segundo Limpert (2011), a força máxima exercida por um percentil 5 feminino é de 445 N e para o percentil masculino, essa força é de 813 N. Dessa forma, a única maneira de validar o projeto fisicamente seria com o auxílio de equipamentos, o que pode resultar em perdas de materiais e desperdício de recursos financeiros. Para evitar isso, faz-se necessário uma simulação estrutural prévia.

Em trabalhos futuros, é considerável a validação física do modelo, como exposto acima, assim como o projeto de novos modelos para efeito de comparação e/ou utilização caso apresente performances superiores.

6. AGRADECIMENTOS

À Equipe Fórmula UFVolts Majorados, por todo apoio, aprendizado e amizade. Ao Departamento de Engenharia de Produção e Mecânica (DEP) e à UFV pelo suporte no Projeto Fórmula UFVolts Majorados.

7. REFERÊNCIAS

- CARLIDER, “Como o freio funciona?”, 2017. Disponível em <
<http://blog.carlinder.com.br/2017/05/17/como-freio-funciona/>> Acesso em set. 2018.
- LIMPERT, R., “*Brake Design and Safety*”, 3ª Ed., USA, SAE International, 2011.
- OSHIRO, D. “*Brake Article*”, USA, 1994.
- SANTOS, G., “Projeto e dimensionamento de um sistema de freios aplicados a um veículo Fórmula SAE”, Brasil, 2014.