



“EU, A INDÚSTRIA E O MUNDO”  
08 a 11 de novembro de 2016 no campus Viçosa da UFV  
Departamento de Engenharia de Produção e Mecânica – DEP  
Universidade Federal de Viçosa – UFV

Vol. 03 N. 01 (2017) 007–009

doi:<https://doi.org/10.18540/2446941603012017007>  
OPEN ACCESS

## DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE FREIOS DE UM VEÍCULO FORA DE ESTRADA

**Raphael Neves Freitas Vidal**

Universidade Federal de Viçosa, Departamento de Engenharia de Produção e Mecânica  
Avenida Ph Rolfs, centro, campus universitário – 36570000 – Viçosa – Minas Gerais  
raphael.vidal@ufv.br

### 1. INTRODUÇÃO

Um sistema de freios tem como função manter o veículo imóvel ou pará-lo com a menor distância possível de forma segura, mantendo a dirigibilidade e a estabilidade.

Analisando o subsistema de freios do veículo anterior, verificou-se o desafio de melhorar o conforto do piloto. Desta forma, teve-se como meta reduzir o esforço necessário para o acionamento dos freios mantendo a robustez do carro anterior, tendo em vista um orçamento de apenas mil reais para melhorias.

### 2. METODOLOGIA

O dimensionamento dinâmico da frenagem do protótipo iniciou-se seguindo o procedimento: a desaceleração linear ( $D_x$ ) foi obtida pela relação entre o coeficiente de adesão da interação pneu/solo ( $\mu$ ) e a aceleração da gravidade ( $g$ ), como apresentado na Equação (1):

$$D_x = \mu g \quad (1)$$

Para determinar o valor do coeficiente de adesão, foi realizado um teste prático com o veículo 2015. O protótipo foi puxado até sair do repouso com as quatro rodas travadas, obtendo a força necessária por meio de um sistema de aquisição. Essa força representa a força de atrito estático quando o protótipo está na iminência do movimento e através dela foi calculado o coeficiente de adesão pneu solo ( $\mu$ ) igual a 0,72.

Utilizando a notação proposta por (Gillespie, 1992), desconsiderando as forças aerodinâmicas por causa das baixas velocidades e considerando o ângulo de aclive igual a zero obtém-se as cargas dinâmicas no momento da frenagem nos eixos dianteiro ( $W_f$ ) e traseiro ( $W_r$ ), representadas pelas Equações (2) e (3) respectivamente.

$$W_f = mg \left( \frac{c}{l} + \frac{D_x h}{g l} \right) \quad (2)$$

$$W_r = mg \left( \frac{b}{l} - \frac{D_x h}{g l} \right) \quad (3)$$

Na qual  $m$  é massa total do veículo com piloto,  $g$  a aceleração da gravidade,  $c$  a distância do eixo traseiro ao centro de gravidade,  $l$  a distância entre eixos,  $D_x$  a desaceleração linear,  $h$  a altura do centro de gravidade do veículo e  $b$  a distância do eixo dianteiro ao centro de gravidade.

Por definição, a força de frenagem na roda ( $F_{xi}$ ) é regida pela Equação (4):

$$F_{xi} = W_i \mu \quad (4)$$

Sendo ( $i$ ) o índice correspondente ao eixo. Considerando o raio efetivo do pneu, obtêm-se os torques nos eixos. Foi definido o diâmetro do disco de freio igual a 0,160 m, pois era a maior dimensão disponível no espaço interno da roda, com isso determinou-se a força de frenagem que deve ser aplicada pelas pastilhas. O coeficiente de atrito disco/pastilha para os materiais utilizados é igual a 0,30. Por meio dessa força e conhecendo o diâmetro do êmbolo das pinças (0,032 m), encontra-se a pressão hidráulica necessária para acionar o sistema. Assim, obteve-se as pressões para cada uma das pinças dos eixos dianteiro.

### 3. DISCUSSÃO E RESULTADOS

Com o intuito de atender as metas traçadas, adotou-se que o piloto deveria exercer uma força máxima de 445 N, que representa a força máxima aplicada por uma mulher com um pé em uma posição de pilotagem esportiva (Limpert, 1999). Sendo o diâmetro do êmbolo do cilindro mestre igual a 0,02064 m, obteve-se a relação do pedal de 6:1 contra 5:1 do sistema antigo. Isso faz o piloto exercer menos força para parar o veículo, representando uma diminuição de 13,5% em relação ao carro antigo. O curso do pedal aumentou de 0,032 para 0,036 m.

Com base na opinião do piloto, em conceitos ergonômicos (Puhn, 1987) e realizando observações no veículo antigo chegou-se a um ângulo de posição do pedal de 30°. O material utilizado para confecção do pedal foi a liga de alumínio AISI 5052, pois esse material é 70% mais resistente ao escoamento que o Nylon, 66% mais leve que o aço AISI 1020 e cerca de 35% mais barato do que a liga de alumínio AISI 6061-T6.

O pedal foi desenhado no programa *SolidWorks*® e, em seguida feita uma análise estrutural. Devido à complexidade geométrica do elemento, foi aplicado o método por elementos finitos por meio do *software ANSYS Workbench*®. A meta da análise era encontrar um fator de segurança mínimo de 1,5. Utilizou-se elementos de sólido tetraédrico de 4 nós. A simulação foi feita na condição de batente, para isso o pedal foi engastado na região onde ele é fixado no suporte e no cilindro mestre e aplicou-se uma força de 823 N (força máxima aplicada por um homem) na extremidade inferior. O componente foi submetido ao critério de von Mises. A tensão máxima obtida foi de 142 MPa, sendo inferior ao limite de escoamento do material de 214 MPa. O coeficiente de segurança obtido foi igual a 1,69, permitindo a conclusão da análise.

Fez-se necessário equipar o sistema de freios do protótipo com algum controle de pressão na linha. Uma válvula equalizadora com regulagem de pressão *Wilwood*® foi selecionada. A principal vantagem é que essa válvula permite usar quatro discos de freio intercambiáveis. No projeto a função da válvula é cortar a pressão para o eixo traseiro quando esse valor chega a 3,892 MPa.

Os componentes dos freios do veículo antigo foram analisados e alguns reutilizados para reduzir custos, pois ainda estavam em condições de uso. Para validar a teoria e comparar com o projeto passado, foram realizados testes dinâmicos para coletar dados de distância de frenagem na terra em função de determinadas velocidades. A Fig. 1 mostra que a distância de frenagem diminuiu cerca de 1 metro para velocidade máxima do veículo.

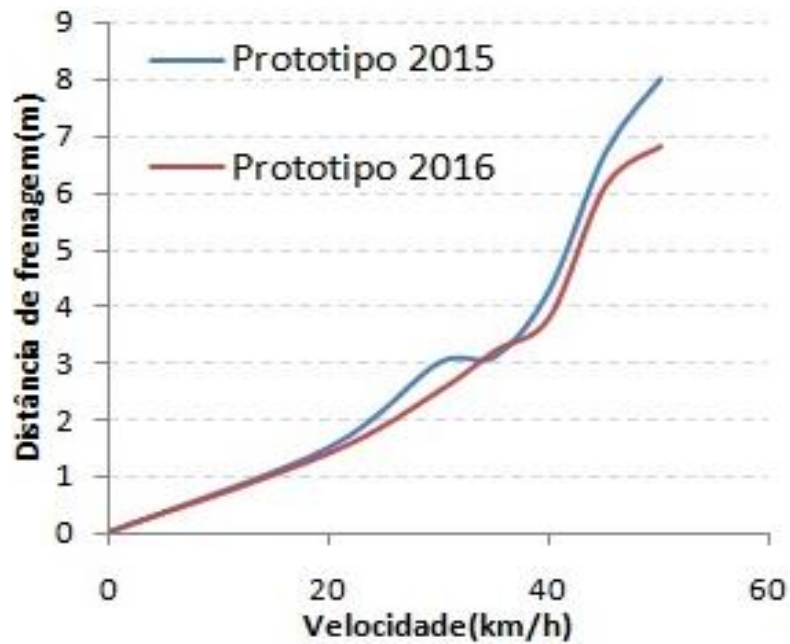


Figura 1 – Distância de frenagem x velocidade.

O custo de melhoria foi de R\$896,00 e o de componentes reaproveitados R\$1400,00. Com isso, o custo total do subsistema foi R\$ 2296,00.

#### 4. CONCLUSÃO

O sistema de freios do veículo UFVbaja 2016 melhorou o conforto do piloto ao diminuir a força de acionamento do freio, manteve a robustez, resistência e apresentou um custo inferior a R\$ 1.000,00, atingindo as metas.

#### REFERÊNCIAS

- GILLESPIE, T.D. “Fundamentals of Vehicle Dynamics”. Warrendale, PA, USA: SAE, 1992.  
 LIMPert, R. “Brake Design and Safety. 2 ed. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1999.  
 PUHN, F. “Brake Handbook”. 1 ed. New York, HpBooks, 1987.