

CONEM 2016
CONGRESSO NACIONAL DE
ENGENHARIA MECÂNICA

21-25
AGOSTO DE 2016
FORTALEZA - CEARÁ

ESTUDO DO DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE FREIO PARA UM VEÍCULO BAJA SAE

CON-2016-0691

Resumo: O atual desenvolvimento tecnológico da indústria automotiva acelera a necessidade da eficiência do sistema de frenagem ser mais rigorosa, levando engenheiros e pesquisadores a desenvolverem projetos mais seguros e bem dimensionados. Nesse sentido, a competição Baja SAE Brasil, desenvolvida pela Sociedade dos Engenheiros da Mobilidade, desafia os acadêmicos a projetarem um veículo Off-Road altamente competitivo. Durante a competição, deve ser apresentado aos juízes toda teoria aplicada no sistema de freio e o veículo será testado na prova de frenagem, o qual deverá travar as quatro rodas, caso seja aprovado, é classificado para participar das provas dinâmicas como a de suspensão e tração, arrancada e o enduro de resistência. Portanto este trabalho tem como objetivo principal estudar uma metodologia de dimensionamento do sistema de freio, a qual será aplicada em um estudo de caso para um veículo Baja SAE. A metodologia abordada leva em consideração variáveis que influenciam na dinâmica de frenagem, como o valor do entre eixo, posição do centro de gravidade, peso e atrito. Os resultados foram obtidos com auxílio computacional a fim de permitir uma melhor visualização dos esforços da frenagem.

Palavras-chave: Sistema de Freio; Baja SAE; Engenharia Automotiva..

1. INTRODUÇÃO

O sistema de freio é fundamental em um veículo, estando em movimento, eventualmente surge a necessidade de diminuir sua velocidade para superar obstáculos, efetuar curvas com eficiência, ou de pará-lo imediatamente por segurança. Na competição Baja SAE Brasil, para que o protótipo seja classificado para participar das provas dinâmicas, as quatro rodas devem travar na prova de frenagem, e a fim de que o veículo atinja eficácia em seu sistema de freio é necessário dimensiona-lo.

A partir desta premissa, este trabalho tem o objetivo de estudar um sistema de freio a disco aplicado para veículos Baja SAE. Para isso, foi realizado um estudo de caso aplicado ao projeto do protótipo mini Baja, no qual é apresentado o processo de dimensionamento que permite a visualização dos esforços e dos efeitos dos componentes de freio durante o evento de frenagem. A análise desenvolvida neste trabalho leva em consideração variáveis que interferem na dinâmica veicular como atrito do pavimento, altura do centro de gravidade, entre eixo, peso e desaceleração do protótipo.

Com base nestes pontos, o desenvolvimento do presente trabalho foi direcionado com foco de como projetar um sistema de freio que atinja eficácia na prova de frenagem, opere com baixos esforços e seja dinamicamente estável.

2. O SISTEMA DE FREIO

O sistema de freio começa pelos pedais, ao ser acionado, será deslocado o pistão do cilindro mestre que comprimirá o fluido de freio, e assim promoverá a frenagem, como mostrado na Fig. 1. No freio a disco, o fluido comprimido acionará as pinças que pararão os discos em movimento por intermédio de um material abrasivo, as pastilhas de freio. Com isso, temos que o sistema de freio consiste em transformar energia cinética juntamente com a energia mecânica do pedal em térmica. Sendo assim, o sistema de freio em geral envolve estudos como termodinâmica, hidráulica e elementos de máquinas.

Por meio desses conceitos, o regulamento da competição Baja SAE Brasil – RBSBS 7 exige que o sistema de freio do protótipo demonstre eficácia durante a prova de frenagem, a qual consiste em avaliar se o carro em questão consegue

acelerar e frear em um determinado espaço e de modo que trave as quatro rodas. Assim, mediante ao regulamento da competição, o sistema de freio do veículo deve ser acionado por somente um pedal, ser hidráulico, a disco e possuir pelo menos dois sistemas independentes.

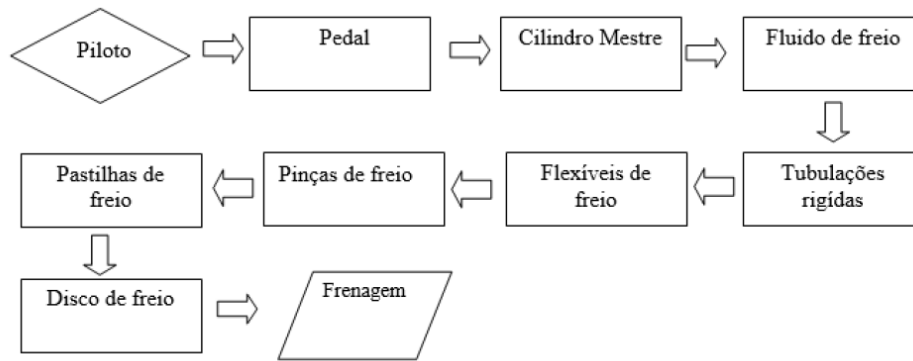


Figura 1. Fluxograma do sistema de freio.

3. METODOLOGIA DE CÁLCULO

Para o desenvolvimento da metodologia de cálculo, é fundamental considerar que em veículos com dois eixos os torques de frenagem entre o eixo dianteiro e traseiro serão diferentes devido a transferência de peso longitudinal causada pela aceleração ou desaceleração do veículo (HARIF et al, 2008). O memorial de cálculo utilizado considera que a frenagem ocorrerá em linha reta, para que a distribuição de peso seja distribuída igualmente para cada roda do eixo e desconsidera qualquer força aerodinâmica e resistência de inércia rotativa. Uma premissa essencial para este trabalho foi tomada como referência em um dos principais autores desta área de estudo, Limpert (1999), o qual considera que a desaceleração linear do veículo dividida pela gravidade pode ser considerada ao atrito do pavimento com os pneus.

$$\mu_d = \mu_t = \alpha \quad (1)$$

$$\alpha = \frac{a_x}{g} \quad (2)$$

Onde: μ_d - Coeficiente de atrito pneu dianteiro com o solo; μ_t - Coeficiente de atrito pneu traseiro com o solo; α - Desaceleração veicular em g's; a_x - Desaceleração linear veicular; g - aceleração da gravidade.

Podemos expressar nas equações (3), (4) e (5), a fração estática sobre o peso dianteiro, traseiro e relação da altura do centro de gravidade pelo entre eixo, respectivamente, na qual, as variáveis podem ser ilustradas na Figura 2. A partir destas equações, será possível abordar a transferência de peso durante a frenagem.

$$\psi_d = \frac{L_t}{L} \quad (3)$$

$$\psi_t = \frac{L_d}{L} \quad (4)$$

$$x = \frac{h}{L} \quad (5)$$

Onde: Ψ_d - Carga estática sobre o eixo dianteiro; Ψ_t - Carga estática sobre o eixo traseiro; x - Relação da altura do CG com o entre eixo; h - Altura do centro de gravidade; L - Entre eixo do veículo.

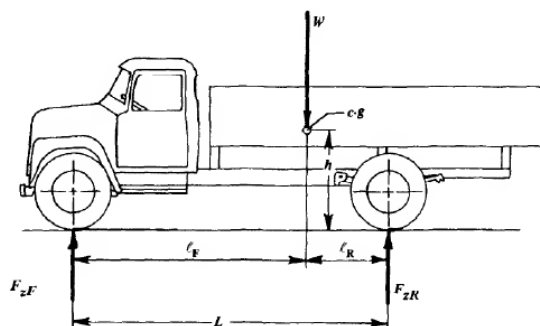


Figura 2. Diagrama de forças em um veículo quatro rodas. (LIMPERT, 1999).

3.1. Atrito entre o pneu e pista

Em um veículo, o valor do coeficiente de atrito entre pneu e pista variam por diversos fatores, sendo os principais: o estado da pista, tipo de pneu, velocidade do veículo e estado da banda de rodagem (ROSA, 2008). Quanto maior o valor do coeficiente maior será a força de frenagem, no entanto, maior será a desaceleração veicular.

Uma das premissas da competição diz que o veículo deve ser projetado para os demais terrenos, tais como asfalto, terra seca e úmida. A tabela 1 expressa as faixas de valores para diferentes condições de pista. Como consideramos o atrito do pavimento igual a desaceleração, o maior esforço de frenagem será quando o veículo estiver no asfalto, o qual o coeficiente de atrito do pavimento pode atingir 0,95, valor em que o veículo apresentará maior desaceleração.

Tabela 1. Coeficientes de atrito para automóveis. (Adaptado de Rosa, 2008).

Tipo de pista	μ
Asfalto	0,60 a 0,95
Pedra Britada	0,50 a 0,65
Terra seca	0,50 a 0,70
Terra úmida	0,50 a 0,60
Areia	0,20 a 0,30
Neve	0,30 a 0,35

3.2. Dimensionamento do sistema de freio

Primeiramente podemos calcular a transferência dinâmica de peso em função da desaceleração pelas equações (6) e (7). Na qual a desaceleração será diretamente proporcional a transferência longitudinal de peso, na qual o peso dinâmico traseiro do veículo somará com o do eixo dianteiro. Nota-se que quanto maior a altura do centro de gravidade, coeficiente de atrito do solo, desaceleração e menor entre eixo, maior será essa transferência.

$$N_{dd} = W \times (\psi_d + \alpha \times x) \quad (6)$$

$$N_{dt} = W \times (\psi_t - \alpha \times x) \quad (7)$$

Onde: N_{dd} - Peso dinâmico dianteiro; N_{dt} - Peso dinâmico traseiro; W - Peso do veículo.

Para encontrar o torque de frenagem, primeiramente devemos encontrar a força tangencial na roda durante a frenagem, (8) e (9). A partir disto, é possível encontrar o torque de frenagem nas rodas com as equações (10) e (11). Nota-se que a força tangencial é multiplicada por 0,5 pois ela é dividida por duas rodas em cada eixo.

$$F_{trd} = N_{dd} \times \mu \times 0,5 = N_{dd} \times \alpha \times 0,5 \quad (8)$$

$$F_{trt} = N_{dt} \times \mu \times 0,5 = N_{dt} \times \alpha \times 0,5 \quad (9)$$

Onde: F_{trd} - Força tangencial na roda dianteira; F_{trt} - Força tangencial na roda traseira.

$$M_{rd} = F_{trd} \times R_{pneud} = W \times (\psi_d + \alpha \times x) \times \alpha \times 0,5 \times R_{pneud} \quad (10)$$

$$M_{rt} = F_{trt} \times R_{pneut} = W \times (\psi_t - \alpha \times x) \times \alpha \times 0,5 \times R_{pneut} \quad (11)$$

Onde: F_{trd} - Força tangencial na roda dianteira; F_{trt} - Força tangencial na roda traseira; M_{rd} - Torque de frenagem na roda dianteira; M_{rt} - Torque de frenagem na roda traseira; R_{pneud} - Raio do pneu dianteiro; R_{pneut} - Raio do pneu traseiro.

Após encontrar o torque de frenagem, podemos calcular a força exercida pelas pinças de freio (12) e (13), e a respectiva pressão hidráulica requerida (14) e (15). Nas duas primeiras equações seguintes o torque é multiplicado por dois pois se refere ao seu valor total no eixo, podendo ser posteriormente dividido pelo número de discos no eixo. Isso ocorre quando o veículo baixa apresenta apenas um ou dois discos no eixo traseiro, repartindo assim, esforços diferentes. Nota-se que o raio do disco é inversamente proporcional à força de frenagem, assim como a área do embolo da pinça é inversamente à pressão, o que torna possível em um projeto aumentar os valores destes dois componentes para minimizar esforços na frenagem.

$$F_{pd} = \frac{2 \times M_{rd}}{R_{edd} \times \mu_p \times n_{dd}} \quad (12)$$

$$F_{pt} = \frac{2 \times M_{rt}}{R_{edt} \times \mu_p \times n_{dt}} \quad (13)$$

Onde: R_{edd} - Raio efetivo do disco de freio dianteiro; R_{edt} - Raio efetivo do disco de freio traseiro; μ_p - Coeficiente de atrito pastilha de freio; n_{dd} - Número de discos no eixo dianteiro; n_{dt} - Número de discos no eixo traseiro.

$$P_{hd} = \frac{F_{pd}}{A_{epd}} \quad (14)$$

$$P_{ht} = \frac{F_{pt}}{A_{ept}} \quad (15)$$

Onde: P_{hd} - Pressão hidráulica no eixo dianteiro; P_{ht} - Pressão hidráulica no eixo traseiro; A_{epd} - Área do êmbolo da pinça dianteira; A_{ept} - Área do êmbolo da pinça traseira.

Temos a partir da pressão da linha de freio, a força que deve ser aplicada na haste do cilindro mestre, para o eixo dianteiro e traseiro.

$$F_{acd} = \frac{P_{hd} \times \pi \times D_{ec}^2}{4} \quad (16)$$

$$F_{act} = \frac{P_{ht} \times \pi \times D_{ec}^2}{4} \quad (17)$$

Onde: F_{acd} - Força de acionamento do cilindro mestre para o eixo dianteiro; F_{act} - Força de acionamento do cilindro mestre para o eixo traseiro; D_{ec} - Diâmetro do êmbolo do cilindro mestre.

A partir da força na haste do cilindro, podemos encontrar a força aplicada pelo piloto a partir da relação de alavanca utilizada no pedal que tem objetivo de multiplicar a força do piloto. Deve-se escolher a maior força calculada através da formulação (18) e (19). Por exemplo, caso a força requerida na dianteira seja maior, deve-se escolher essa, caso contrário, seja escolhida a da traseira que é menor, não haverá força suficiente para atuar na dianteira.

$$F_{acd} \geq F_{act} \Rightarrow F_p = \frac{F_{acd}}{R} \quad (18)$$

$$F_{act} \geq F_{acd} \Rightarrow F_p = \frac{F_{act}}{R} \quad (19)$$

Onde: F_p - Força de acionamento do piloto; R - Relação do pedal.

3.3. Balanceamento do freio

Segundo Rosa (2008), em uma situação que ocorre o travamento das rodas, é recomendável que o eixo dianteiro trave primeiro que o traseiro, caso contrário, haverá uma geração de um momento em torno do eixo vertical do veículo que tornará a condição instável. Tal condição colocará o veículo suscetível a rodopios por derrapagem lateral na parte de trás do automóvel (COSTA, 2002). Portanto, é recomendável que o projeto de freio leve os dois eixos travarem simultaneamente, no entanto, nem sempre é possível projetar um sistema de freio que atinja esse objetivo para todas condições operacionais que pode ser exposto (GILLESPIE, 1992).

Porém, pode-se encontrar a melhor configuração de balanceamento entre os eixos dimensionando os componentes do sistema de modo que operem com a mesma pressão, por exemplo, como o peso dinâmico tende a ser menor no eixo traseiro, pode-se diminuir o raio do disco de freio ou o diâmetro do êmbolo da pinça utilizada de modo que forneça a pressão operacional ideal para um determinado tipo de pista. Além disto, existe outra duas soluções usais que solucione a diferença de pressão do sistema. Uma opção é a utilização de dois cilindros simples, os quais cada um desempenha função independente por cada eixo, sendo a força aplicada pelo piloto regulada por uma barra de balanço entre os cilindros. A segunda alternativa é a instalação de uma válvula de corte de pressão ou válvula proporcional ou válvula equalizadora no sistema hidráulico da dianteira ou traseira (BOSCH, 2003).

É possível encontrar a diferença percentual de pressão através da Eq. (20) ou Eq. (21).

$$\text{Se } P_{hd} \geq P_{ht} \Rightarrow \text{Relação} = 100 \times \left(1 - \frac{P_{ht}}{P_{hd}}\right) \quad (20)$$

$$\text{Se } P_{ht} \geq P_{hd} \Rightarrow \text{Relação} = 100 \times \left(1 - \frac{P_{hd}}{P_{ht}}\right) \quad (21)$$

4. RESULTADOS

Para encontrar os resultados desta pesquisa, foi desenvolvida uma rotina de cálculo no software Matlab® contendo a metodologia abordada neste artigo para o desenvolvimento do freio, a qual permitiu a geração de gráficos que exibem os resultados desejáveis. Para isso, foi realizado um estudo de caso aplicado ao projeto de freio do veículo da equipe Mountain Baja 2016, Fig. 3, da Universidade Federal de Itajubá, Campus Itabira. Os valores do projeto estão expressos na tabela 2.

Figura 3. Projeto do protótipo da equipe Mountain Baja 2016.



Tabela 2. Valores de entrada.

Valores de entrada	Valor
Massa do veículo com o piloto	250 Kg
Entre eixo	1400 mm
Altura do Centro de gravidade	510 mm
Distância do CG ao eixo traseiro	630 mm
Diâmetro do pneu dianteiro	533mm
Diâmetro do pneu traseiro	533 mm
Raio efetivo do disco de freio dianteiro	71,5 mm
Raio efetivo do disco de freio traseiro	62,5 mm
Diâmetro do êmbolo da pinça dianteira	25,4 mm
Diâmetro do êmbolo da pinça traseira	32,0 mm
Diâmetro do êmbolo do cilindro mestre	19,05mm
Coeficiente de atrito pastilha e disco	0,45

4.1 Análise do dimensionamento

A partir do equacionamento apresentado neste trabalho, foi obtido a Fig. (4a) a partir da Eq. (6) e (7), que mostra a transferência longitudinal de peso nos eixos dianteiro e traseiro pela desaceleração veicular. Nota-se que a transferência será linear, na qual o peso tenderá se acumular na dianteira do carro e reduzir na traseira. Caso a desaceleração seja muito elevada, o eixo traseiro pode apresentar instabilidade veicular já que estará perdendo reação de apoio com o pavimento.

A partir das Eq. (10) e (11), podemos obter o torque de frenagem, o qual está expresso na Figura (4b). Podemos encontrar seu valor máximo de 247,1 N.m a partir do maior valor de atrito de uma pista, 0,95 para o asfalto. É fundamental determinar o torque de frenagem pois com ele é possível realizar análises estruturais do sistema de freio em geral, discos de freio, suportes da pinça de freio.

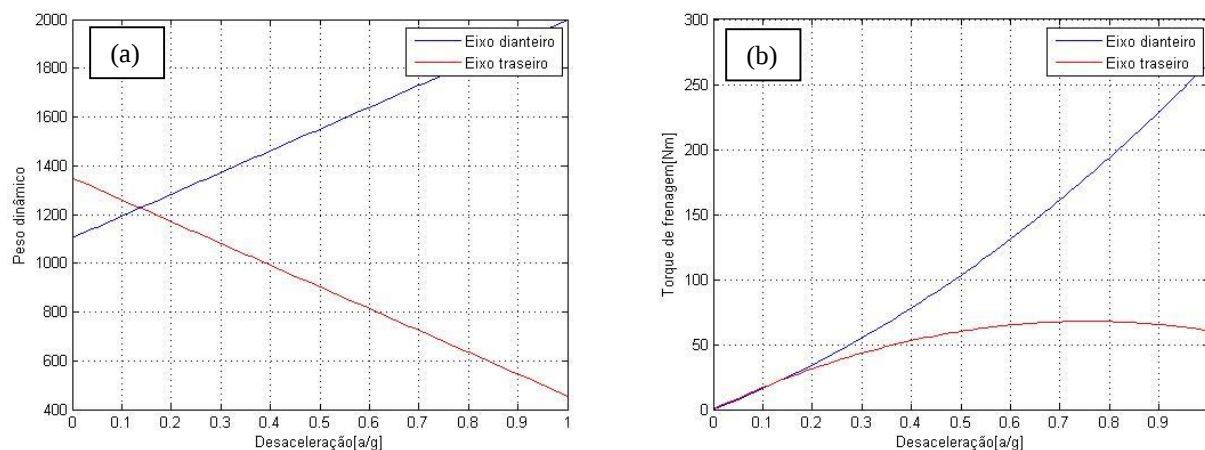


Figura 4. (a) Transferência longitudinal de peso x desaceleração, (b) Torque de frenagem x desaceleração.

A Figura (5a) exibe a força na pinça pela desaceleração veicular, o gráfico foi obtido através das Equações (12) e (13). É interessante em um projeto de freio trabalhar com os menores valores possíveis de esforços nos componentes, pois assim o sistema terá menor probabilidade de falha estrutural e vida útil (PUHN, 1987). Com esse objetivo, os valores do gráfico da Fig. (5a) podem ser minimizados com o aumento do raio efetivo do disco, o qual diminuirá a força necessária da pinça. Nota-se na Fig. (5b) através das Eq. (14) e Eq. (15) que a minimização da pressão nas linha de freio pode ser conseguida através do diâmetro do êmbolo da pinça de freio, no entanto, isso nem sempre possível ou viável, pois afeta no aumento do peso do veículo e o espaço ocupado.

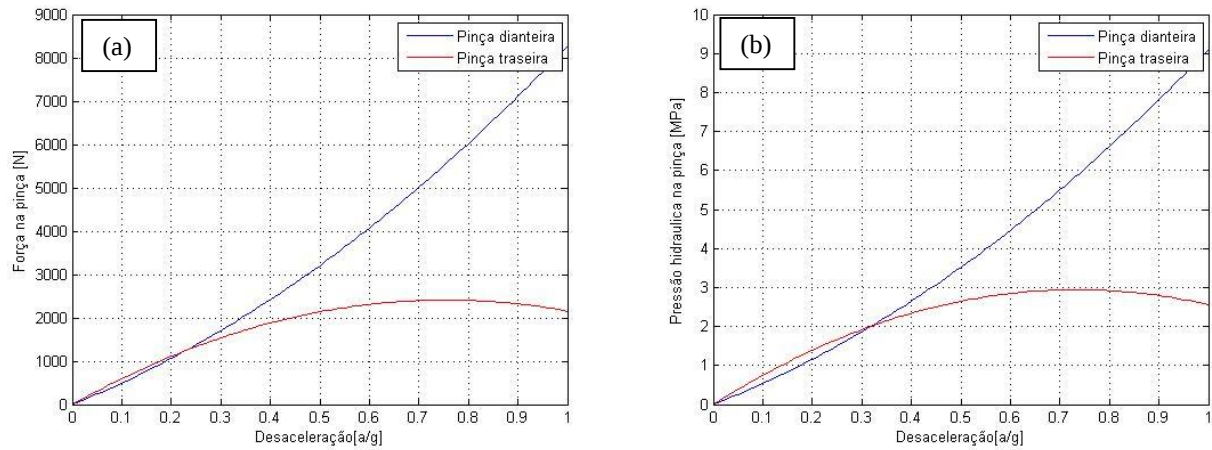


Figura 5. (a) Força na pinça x desaceleração, (b) Pressão hidráulica na pinça x desaceleração.

A Figura (6a) exibe a força necessária a ser aplicada no cilindro mestre de freio, o qual maior o diâmetro, maior será a força a ser aplicada. Nota-se que a partir de 0,32 g's a força necessária a ser aplicada para o freio traseiro decai exponencialmente em relação ao freio dianteiro, isso se dá principalmente pela transferência dinâmica de peso durante a frenagem. Como o modelo do cilindro mestre de freio a ser utilizado é do tipo duplo, a força fornecida pelo pedal será a mesma nas duas câmaras do cilindro, sendo assim necessário projetar o pedal para a maior força necessária, sendo no caso estudado para o freio dianteiro. A relação do pedal escolhida foi de 5,5 para que o esforço do piloto no pedal trabalhe dentro da faixa de 200 N a 300 N na pista de terra seca, onde o veículo mais será submetido na competição. A partir desta premissa e pelas Equações (18) e (19) é possível descobrir a força necessária a ser aplicada pelo piloto, Fig. (6b).

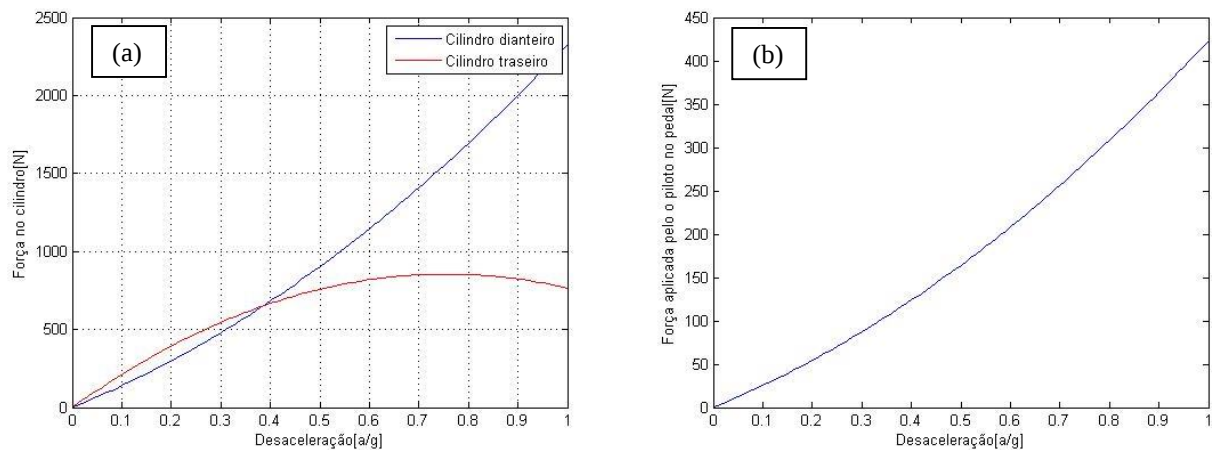


Gráfico 6. (a) Força no cilindro mestre x desaceleração, (b) Força aplicada pelo piloto.

Com o desenvolvimento dos gráficos anteriores, é possível obter através das curvas os valores do peso dinâmico, torque de frenagem, força na pinça de freio, pressão hidráulica, força no cilindro e força do piloto para cada tipo de pista. Foi considerado os valores medianos da tabela 2 do coeficiente de atrito de terra úmida, terra seca e asfalto como 0,55, 0,65 e 0,82, esses podem ser utilizados como critério de avaliação do projeto.

Tabela 3- Valores da frenagem x coeficiente de atrito.

	Eixo dianteiro			Eixo traseiro		
	Terra úmida	Terra seca	Asfalto médio	Terra úmida	Terra seca	Asfalto médio
Coeficiente de atrito	0,55	0,65	0,82	0,55	0,65	0,82
Peso dinâmico (N)	1595	1684	1836	857,5	768,2	616,3
Torque de frenagem (N.m)	116,9	145,9	200,6	62,84	66,5	67,34
Força na pinça (N)	3633	4534	6236	2234	2366	2394
Pressão hidráulica (MPa)	3,585	4,474	6,365	2,778	2,941	2,977
Força no cilindro (N)	1022	1275	1754	791,9	838,4	848,5
Força do piloto (N)	185,8	231,9	318,9	--	--	--

4.2 Análise do balanceamento de freio

A partir dos resultados do dimensionamento e da Eq. (20) é possível encontrar a diferença percentual das pressões ideais entre os eixos. Foi obtido os valores para os três coeficientes de atrito estudados, no qual estão expressos na Tabela (3) a porcentagem da pressão da traseira em relação a dianteira. A partir disso, foi calculada a diferença de pressão. Nota-se que a diferença de percentual será maior para o pavimento do asfalto, fato que se justifica principalmente no gráfico da transferência de peso, Fig. (3a), e pela configuração de freio instalada. No estudo de caso estudado, pode ser utilizada uma válvula de corte de pressão, podendo ser configurada de acordo com a metodologia estudada e os resultados da tabela 4.

Tabela 4 - Relação de pressão do eixo traseiro em relação ao dianteiro.

	Terra úmida	Terra seca	Asfalto
Coeficiente	0,55	0,65	0,82
Relação (%)	22,510	34,265	53,229

5. CONCLUSÃO

Neste trabalho foi possível estudar o sistema de freio e conhecer uma metodologia de dimensionamento que é baseada na consideração que o atrito do pavimento pode ser igualado à desaceleração linear sobre a aceleração da gravidade. Foi exposto a influência das variáveis do veículo na dinâmica de frenagem e dos componentes de freio instalados.

A partir de bibliografias estudadas define-se para que um veículo seja dinamicamente estável durante a frenagem é recomendável que o travamento dos eixos ocorra simultaneamente. Conclui-se a partir da metodologia utilizada, que é possível minimizar a força na pinça através do aumento do raio do disco, a pressão hidráulica requerida através do aumento do diâmetro do êmbolo da pinça. Foi definido que para o veículo atinja eficácia na prova de frenagem, é necessário dimensionar o sistema de modo que a pressão fornecida em cada eixo seja balanceada.

A metodologia utilizada se mostrou útil ao ser aplicada em um estudo de caso do projeto do protótipo da equipe de Mountain Baja a qual permitiu a visualização dos esforços de frenagens, como o torque, força na pinça, força no cilindro mestre, força aplicada pelo piloto e pressão hidráulica. O dimensionamento mostra através dos gráficos que esses valores tenderão a ser maiores no eixo dianteiro com o aumento da desaceleração veicular. Além do mais, foi possível obter a relação ideal de balanceamento de freio como 22,51%, 34,65%, 53,23%, para as pistas de terra úmida, terra seca e asfalto, respectivamente. No entanto, é válido considerar que para esta metodologia atinja total precisão é necessário obter o real valor do coeficiente de atrito dos pneus do veículo para diferentes condições de pista.

6. AGRADECIMENTOS

À Fundação de Amparo à pesquisa do Estado de Minas Gerais – FAPEMIG, através do programa de iniciação Científica – PIBIC que permitiu o desenvolvimento deste trabalho.

À Universidade Federal de Itajubá campus Itabira – UNIFEI, que tem proporcionado meu desenvolvimento como futuro Engenheiro Mecânico.

À Equipe MountainBaja que colaborei desde 2013, que vem proporcionado meu desenvolvimento intelectual e prático.

7. REFERÊNCIAS

- BOSCH, R. Manual de tecnologia automotiva. Trad. de H. Madjderey, G. W. Prokesch, E. de J. Zerbini, S. Pfeferman- São Paulo: Edgard Blücher, 2005.
- COSTA, P. G. A Bíblia do Carro. [S.l.]: [s.n.], 2002.
- GILLESPIE, T. D., Fundamentals of Vehicle Dynamics, Warrendale, SAE International, 1992.
- HARIFI, A. et al. Designing a sliding mode controller for slip control of antilock brake systems. Transportation Research Part C: Emerging Technologies, [s.l.], v. 16, n. 6, p.731-741, dez. 2008. Elsevier BV.
- LIMPERT, R., Brake Design e Safety, 2 ed. Warrendale, SAE International, 1999.
- PUHN, F., Brake Handbook, 1 ed., New York, HpBooks, 1987.
- ROSA, da E.; LEAL, L. da C. M.; NICOLAZZI, L. C. Uma introdução à modelagem quase estática de veículos automotores de rodas (2008). Disponível em: < <http://www.grante.ufsc.br>>. Acesso em 30/05/ 2015.
- Sociedade de Engenheiros da Mobilidade. Regulamento Baja SAE Brasil- capítulo 7: requisitos mínimos de segurança. 7 ed. [s.i]: sae, 2012. 39 p.

8. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

STUDY OF DIMENSIONAL OF A BRAKING SYSTEM FOR A BAJA SAE VEHICLE

CON-2016-0691

Abstract. *The current technological development of the automotive industry speeds the necessity of the efficiency of the braking system to be more intense, leading engineers and researches to develop safer projects and well dimensioned. . In this way, the competition Baja SAE Brazil, developed by the society of the Mobility Engineers, challenge the academics to project one Off-Road vehicle highly competitive. During the competition, must be present do the judges all the theory applied in the braking system and the vehicle will be test in the braking test, whom shall break all the four wheels; if it's approved, it's classified to participate of the dynamics test, like the suspension and traction, kick-start and the endure resistance. Therefore, this work has as the major goal, study one methodology of the dimensioned of the braking system, whom will be applied one case study for the Baja SAE. The methodology approached take into consideration variables that influence in the braking dynamics, like the value between the axle, centers gravity position, weight and friction. The results were obtained with computational support in order to allow one better visualization of the braking efforts.*

Keywords: *Brake system; Baja SAE; Automotive Engineering.*