

## **PROJETO E ANÁLISE DE UM SISTEMA DE FREIO PARA VEÍCULO OFF-ROAD**

**Elmo Thiago Lins Cöuras Ford, [elmocouras@hotmail.com](mailto:elmocouras@hotmail.com)<sup>1</sup>**  
**José Ubiragi de Lima Mendes, [ubiragi@ct.ufrn.br](mailto:ubiragi@ct.ufrn.br)<sup>1</sup>**  
**Elisângela Magalhães de Souza, [lis\\_cont@hotmail.com](mailto:lis_cont@hotmail.com)<sup>2</sup>**  
**Edilson Cöuras, [edilsoncouras@hotmail.com](mailto:edilsoncouras@hotmail.com)<sup>3</sup>**

<sup>1</sup>Universidade Federal do Rio Grande do Norte - UFRN

<sup>2</sup>IESP

<sup>3</sup>Universidade Federal da Paraíba - UFPB

**Resumo:** *No decorrer dos anos a indústria automobilística vem desenvolvendo automóveis cada vez mais modernos que, a cada ano, os veículos recém-saídos das linhas de montagem, praticamente empurram para o passado modelos produzidos há pouquíssimo tempo. Essas inovações também não passaram despercebidas no que diz respeito a segurança dos veículos. É neste estágio de desenvolvimento que entram os sistemas de freios equipados com recursos cada vez mais sofisticados. Dessa forma, diante desse contexto, esta pesquisa procurou projetar um sistema de freio para um veículo off-road e analisar seu desempenho quanto a eficiência de frenagem: distancia percorrida, tempo e desaceleração, e finalizando com possíveis implementações a serem realizadas no sistema.*

**Palavras-chave:** *Sistema de freio, Off-road, Desempenho de veículo.*

### **1. INTRODUÇÃO**

Os automóveis atingiram tal grau de desenvolvimento tecnológico que, a cada ano, os veículos recém-saídos das linhas de montagem, praticamente empurram para o passado modelos produzidos há pouquíssimo tempo. Produtos cada vez mais compactos esbanjam desempenho, conforto e economia de combustível. Essa evolução, o desempenho do carro, sua aceleração dinâmica, seus níveis reduzidos de emissões, coeficientes de penetração aerodinâmica, design e tantos outros requisitos que formam os atributos de competitividade entre as marcas, são responsáveis pela grande quantidade de inovações presentes no automóvel moderno.

Essas inovações também não passaram despercebidas no que diz respeito a segurança dos veículos. A capacidade do automóvel dos dias atuais de acelerar rapidamente, saindo da inércia para altas velocidades em alguns segundos, obrigatoriamente exige do veículo maior eficiência na desaceleração e a garantia ao usuário de frenagens de alta performance, mantendo-se a dirigibilidade e a estabilidade. Para que isto seja possível, a engenharia automobilística está constantemente pesquisando sistemas e dispositivos capazes de otimizar os níveis de segurança veicular, pois fazer o veículo parar bem é muito mais importante do que fazê-lo andar bem. É neste estágio de desenvolvimento que entram os sistemas de freios equipados com recursos cada vez mais sofisticados.

### **2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA**

Para que o freio cumpra sua função de parar a roda, ele precisa oferecer uma força que se oponha à rotação dessa roda. Essa oposição também é conseguida por meio de atrito entre duas peças, uma peça que esteja ligada ao veículo e outra que atue na roda, de forma a bloquear seu giro.

Os primeiros automóveis, andavam em baixa velocidade e tinham pouca potência. Para fazê-los diminuir de velocidade era simples, qualquer pequena resistência aplicada às rodas era suficiente para pará-los. Na medida em que os automóveis foram evoluindo, a capacidade de força de seus motores foi aumentando. Com isso, a velocidade também aumentou, assim como o peso, fazendo com que a forma de parar esse veículo também sofresse modificações. (TOBOLDT, 1995).

#### **2.1. Freio mecânico**

Com o surgimento do freio mecânico, começou a surgir modificações nos sistemas de freios dos veículos. Os pontos de fixação de frenagem foram trazidos para junto das rodas. Assim apareceram os espelhos das rodas (como apoio), as sapatas de freio revestidas (como elemento de atrito) e os tambores de freio como ponto de atrito nas rodas.

Os primeiros sistemas desse tipo de freio eram acionados mecanicamente pelo motorista. Ao pisar no freio, ele acionava algumas “varetas” e balancins que, por sua vez, transmitiam esse movimento às sapatas, que se separavam e entravam em atrito com os tambores, fazendo com que as rodas parassem. Antigamente, esse tipo de freio era usado somente nas rodas traseiras, sendo que as dianteiras não possuíam freio. Isso os tornavam pouco eficientes. (TOBOLDT, 1995).

## 2.2. Freio hidráulico

Uma das grandes evoluções nos sistemas de freio foi à utilização do freio com acionamento hidráulico, permitindo a sua aplicação em todas as rodas do veículo, melhorando sua eficiência e dirigibilidade. Sua principal vantagem é o fato de ser auto regulável. (TOBOLDT, 1995).

### 2.2.1. Freio a disco

O conceito de freio a disco é um dos mais antigos. Mas devido a sua falta de auto energização, freios a disco foram aplicados apenas em aviões até 1944. Após a segunda guerra, o desenvolvimento dos freios a disco foi acelerando devido ao aumento do peso e velocidade dos veículos: era necessário um freio com melhores condições de dissipar calor.

Foi visto que os discos de tambor podem ser projetados por auto-energização. Apesar desse fato ser importante por reduzir o esforço requerido do freio, tem suas desvantagens. Quando freios de tambor são usados em veículos, somente uma mudança mínima no coeficiente de atrito, causará uma grande mudança na força do pedal para frear. Uma redução de 30% no coeficiente de atrito devido à mudança de temperatura ou umidade, podem resultar em 50% de mudança na força requerida pelo pedal para obter o mesmo torque de frenagem. O disco de freio não tem auto-energização.

Durante a aplicação dos freios hidráulicos a tambor, as rodas dos veículos passaram a parar mais rapidamente. Essa rapidez de ação podia ocorrer de forma irregular, principalmente em relação às duas rodas dianteiras que freqüentemente atuavam em tempos diferentes, parando uma mais rápido que a outra. Este efeito é causado pela quantidade de peças móveis do sistema de freio a tambor, que ocasionam constantes desvios da trajetória do veículo. Para controlar essa situação, foram aplicados os freios a disco ao invés de tambores nas rodas dianteiras dos veículos.

Os freios a disco possuem uma quantidade muito menor de componentes de acionamento que um freio a tambor. Isto permite uma atuação mais rápida e mais equilibrada das rodas. Por esse motivo, foram montados principalmente nas rodas dianteiras dos veículos, visando equilibrar o sistema de direção e a trajetória do veículo durante a aplicação dos freios, o que melhorou em muito a dirigibilidade dos veículos. Os discos de freio podem variar quanto ao material utilizado, com também quanto a forma de sua superfície de atrito. (BARTON, 1996).

## 2.3. Sistema de freio anti-bloqueio

Aparentemente, o freio hidráulico havia chegado ao seu limite de desenvolvimento e de atuação. Os veículos já contavam com uma aplicação de freios bem controlada, porém, ao ser aplicado fortemente, o freio hidráulico tinha condições agora de parar rapidamente as rodas. Mas dependendo de fatores, tais como: tipo de piso; condições da superfície; estado dos pneus, as rodas param, mas o carro continua sua trajetória, arrastando as rodas. No caso da presença de água ou gelo sobre o piso, as rodas param mais rápido ainda, devido à quase inexistência de atrito entre os pneus e o piso, provocando o arrastamento do veículo.

Para diminuir este problema é que surgiu o freio anti-bloqueio (ABS). Muitos dos atuais modelos de veículos estão equipados com o sistema de freio anti-bloqueio – ABS. Esse sistema utiliza componentes eletrônicos e hidráulicos, que ajudam a prevenir o travamento das rodas durante períodos de forte frenagem. O sistema direcional enquanto oferece máxima eficiência na frenagem.

O sistema hidráulico de freio atua reduzindo a pressão a fim de evitar o travamento das rodas, mantendo o atrito entre as rodas e a pista num valor ótimo. Já o sistema eletrônico do ABS age recebendo sinal dos sensores e enviando sinais de comando para o atuador hidráulico.

## 2.4. Distância de frenagem

Durante o processo de frenagem, o motorista aciona um sistema que atua sobre as rodas do veículo, porém a força que atua no sentido de pará-lo é a força de atrito entre o pneu e o solo. Quando ocorre o travamento da roda, aquele ponto de contato do pneu com o solo desloca-se sempre em contato com este e o atrito diminui. Resultado, a força de atrito sendo menor, a distância de frenagem será maior. (CANALE, 1989).

## 2.5. Coeficiente de atrito

Os Valores do coeficiente de adesão são difíceis de serem obtidos precisamente, devido as muitas variáveis envolvidas no processo, que por sua vez, são difíceis de serem controladas individualmente. Entretanto utiliza-se tabelas como referenciais com os coeficientes já calculados como podem ser observadas na Tab. (1).

Tabela 1. Coeficientes de adesão. (CANALE, 1989)

Face de Borracha com:	$\mu_0$ (estático)	$\mu_s$ (dinâmico)
Asfalto ou concreto (seco)	0,8 – 0,9	0,75
Concreto (molhado)	0,8	0,7
Asfalto (molhado)	0,5 – 0,7	0,6
Pedrisco	0,6	0,40
Estrada de Terra (seca)	0,7	0,65
Estrada de Terra (molhada)	0,55	0,4 – 0,5
Neve	0,2	0,15
Gelo	0,1	0,07

## 2.6. Força de resistência ao escorregamento dos pneus ( $R_r$ )

O material que compõe o pneu sofre deformações cíclicas provenientes da carga sobre a roda e do movimento de rolamento. Estas deformações cíclicas, por efeito da histerese do material e do atrito ao escorregamento, produzem uma transformação de parte da energia do movimento em energia no próprio pneu, o que resulta no aumento da sua temperatura de trabalho. Este aumento, quando excessivo, acelera o processo de envelhecimento do material (fadiga), tornando-o quebradiço e reduzindo com isto sua vida útil por desgaste. Esta energia perdida em forma de calor pode ser traduzida através de uma força contrária ao movimento da roda, chamada “força de resistência ao rolamento”. Esta força atua em todos os instantes desde o início do movimento.

A força de resistência total  $R_r$  agindo no veículo é a soma das forças agindo nas rodas traseiras “ $R_{rt}$ ”, e nas dianteiras “ $R_{rf}$ ”, traduzidas na eq. (1) conforme Canale (1989).

$$R_r = R_{rt} + R_{rf} = f \cdot W \cdot \cos \theta \quad (1)$$

Onde:  $f$  – coeficiente de resistência ao escorregamento;  $W \cdot \cos \theta$  – força normal à superfície de rolamento. Como geralmente os ângulos normais de inclinação das pistas são pequenos, podemos assumir que  $\cos \theta = 1$ .

$$R_r = R_{rt} + R_{rf} = f \cdot W \quad (2)$$

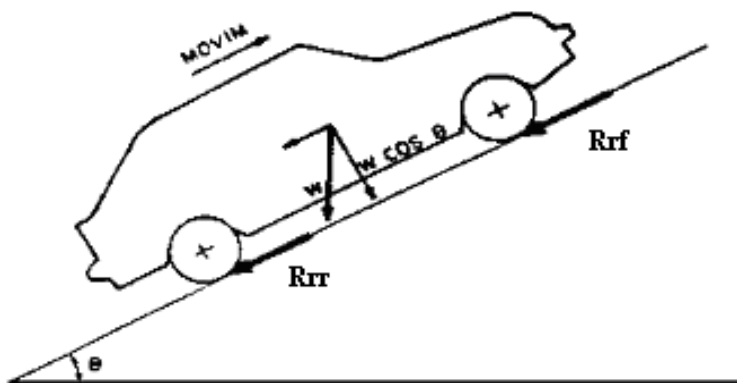


Figura 1. Força de resistência devido a inclinação da pista. (CANALE, 1989)

O coeficiente de resistência ao escorregamento dos pneus “ $f$ ” é um fator adimensional que expressa o efeito de complicadas e interdependentes propriedades físicas do pneu em contato com o solo.

Principais fatores para determinação do coeficiente de rolamento segundo Canale (1989) são: tipo de solo; pressão interna do pneu; raio do pneu; velocidade; força de tração; carga radial; temperatura.

Tabela 2. Coeficientes de resistência ao escorregamento. (CANALE, 1989)

Coeficientes de Resistência ao Escorregamento			
Veículo	Concreto	Dureza Média	Areia
Carros de passeio	0,015	0,10	0,30
Caminhões Pesados	0,012	0,08	0,25
Tratores	0,02	0,04	0,20

## 2.7. Dinâmica da frenagem

A capacidade de frear, que determina a habilidade do veículo diminuir sua velocidade ou parar, é um fator importante de desempenho do mesmo.

Todas as forças que agem no veículo numa frenagem podem ser vistas na Fig. (2).

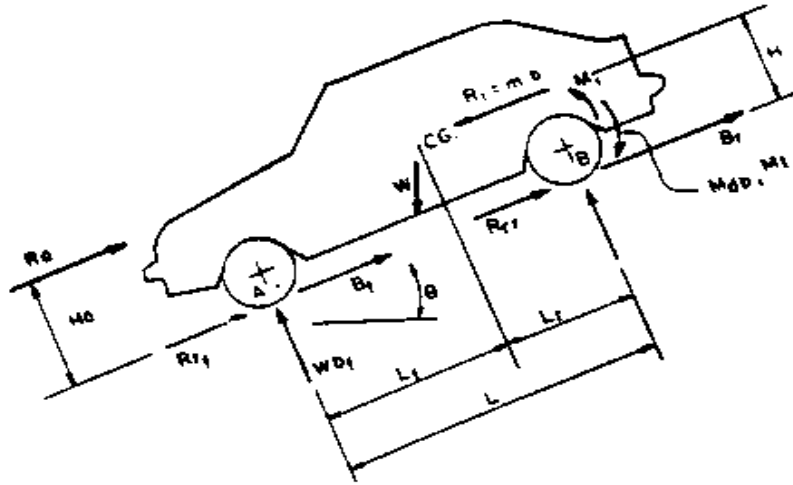


Figura 2. Forças agindo num veículo descelerado. (CANALE, 1989)

Segundo Canale (1989), fazendo o somatório dos momentos em torno dos pontos “A” e “B” da fig. (2), temos respectivamente:

Para o eixo traseiro:

$$W_{br} = \frac{1}{L} (L_f \cdot W - H \cdot W \cdot \text{sen } \theta - m \cdot b \cdot H + R_a \cdot H_a) \quad (4)$$

Para o eixo dianteiro:

$$W_{bf} = \frac{1}{L} (L_r \cdot W - H \cdot W \cdot \text{sen } \theta - m \cdot b \cdot H + R_a \cdot H_a) \quad (5)$$

Fazendo o somatório das forças na direção paralela ao solo, e assumindo simplificação  $H = H_a$  e substituindo temos:

Para o eixo traseiro:

$$W_{br} = \frac{1}{L} (L_f \cdot W - H \cdot (B + f \cdot W)) = \frac{L_f \cdot W}{L} - \frac{H (B + f \cdot W)}{L} \quad (6)$$

Para o eixo dianteiro:

$$W_{bf} = \frac{1}{L} (L_r \cdot W - H \cdot (B + f \cdot W)) = \frac{L_r \cdot W}{L} - \frac{H (B + f \cdot W)}{L} \quad (7)$$

Designando a transferência do “peso dinâmico” durante a frenagem por  $\Delta W_b$ , pode-se dizer que o peso dinâmico freando apenas no eixo dianteiro:

$$W_{bf} = W \frac{(L_r + H \cdot f)}{(L - \mu_0 \cdot H)} \quad (8)$$

A força máxima de frenagem:

$$B_{fmax} = \mu o \frac{W (L_r + H \cdot f)}{L - \mu o \cdot H} \quad (9)$$

Freando apenas no eixo traseiro o peso dinâmico será:

$$W_{br} = W \frac{(L_r + H \cdot f)}{(L - \mu o \cdot H)} \quad (10)$$

A força máxima de frenagem:

$$B_{rmax} = \mu o \frac{W (L_r + H \cdot f)}{L - \mu o \cdot H} \quad (11)$$

### 2.8. Força máxima de frenagem no disco

Utilizando a teoria da superposição das forças pode-se considerar que a força máxima da roda vezes o raio da roda é igual a força máxima no disco vezes o raio efetivo do disco. Conforme Eq. (12).

$$r_r \cdot B_r = r_b \cdot B_d \quad (12)$$

Onde:  $r_r$  – raio da roda;  $B_r$  – força máxima de frenagem na roda;  $r_b$  – raio efetivo do disco;  $B_d$  – força máxima de frenagem no disco.

### 2.9. Força de compressão na pastilha

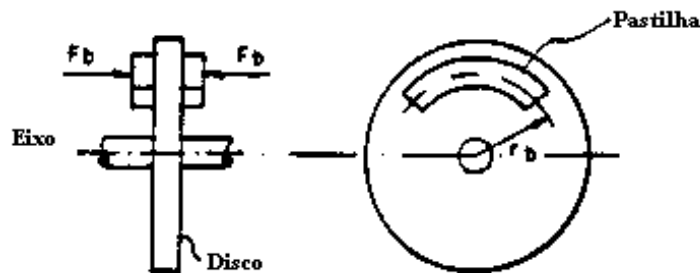


Figura 3. Força de compressão na pastilha. (CANALE, 1989)

A força de compressão na pastilha Fig. (3), foi calculada da seguinte forma:

$$F_b = \frac{B_d \cdot r}{\mu b \cdot r_b} \quad (13)$$

Onde:  $B_d$  = força de frenagem no disco;  $\mu b$  = coeficiente de atrito do disco;  $r_b$  = raio efetivo da força de frenagem no disco;  $r$  = raio do disco.

## 3. RESULTADOS OBTIDOS

Para calcular o coeficiente de atrito do pneu com o solo, e assim podermos comparar com os coeficientes tabelados, foram realizados ensaios de frenagem com o veículo off-road.

Os ensaios ocorreram com os seguintes equipamentos e condições: Trena,  $1m \pm 0,02m$ , utilizada para medições das distâncias de frenagem; Velocímetro CATEYE TOMO XC,  $99 \text{ km/h} \pm 1 \text{ km/h}$ . Superfície de contato: estrada de terra seca, sem cascalho; Pressão dos pneus: 10lb. Detalhes podem ser observados na Fig. (4).



Figura 4. Veículo off-road.

Características dos ensaios:

#### 1º Ensaio

- Determinação do ponto inicial de frenagem;
- Frenagem brusca (com o travamento das rodas);
- Velocidades das medições: 20 km/h, 30 km/h, 40km/h;
- Obtenção das distancias percorridas;
- Número de amostra: 5 amostra para cada velocidade, afim de se obter uma média.

#### 2º Ensaio

- Determinação do ponto inicial de frenagem;
- Frenagem moderada (sem o travamento das rodas);
- Velocidades das medições: 20 km/h, 30 km/h, 40km/h;
- Obtenção das distancias percorridas;
- Número de amostra: 5 amostras para cada velocidade, afim de se obter uma média.

Índices obtidos:

#### 1º Ensaio com travamento das rodas

Tabela 3. Distância percorrida em uma frenagem.

Distância percorrida em uma frenagem (m)						
	1	2	3	4	5	Média
20 km/h	4,65	4,69	4,61	4,58	4,65	4,64 ± 0,09
30 km/h	10,65	10,51	10,25	10,24	10,34	10,40 ± 0,21
40 km/h	19,63	19,56	19,32	19,18	19,15	19,37 ± 0,38

De acordo com os dados obtidos na Tab. (4), a variação das distâncias percorridas em uma frenagem em função da velocidade não teve uma variação linear.

Tabela 4. Tempo de frenagem.

Tempo de frenagem (s)						
	1	2	3	4	5	Média
20 km/h – 5,55 m/s	0,83	0,84	0,82	0,82	0,83	0,83 ± 0,023
30 km/h – 8,33 m/s	1,27	1,26	1,23	1,22	1,24	1,24 ± 0,034
40 km/h – 11,11 m/s	1,76	1,76	1,73	1,72	1,72	1,74 ± 0,048

Tabela 5. Desaceleração em função do tempo.

Desaceleração (m/s <sup>2</sup> )						
	1	2	3	4	5	Média
20 km/h – 5,55 m/s	6,63	6,58	6,69	6,73	6,63	<b>6,66 ± 0,24</b>
30 km/h – 8,33 m/s	6,52	6,60	6,77	6,78	6,71	<b>6,68 ± 0,25</b>
40 km/h – 11,11 m/s	6,28	6,31	6,39	6,43	6,44	<b>6,37 ± 0,23</b>

Após obter a distância de frenagem, o tempo e a desaceleração, foi possível calcular o coeficiente de atrito entre o pneu e o solo e assim pode-se comparar com os coeficientes informados na Tab. (1).

Tabela 6. Coeficientes de atrito.

Coeficiente de atrito entre o pneu e o solo ( $\mu_0$ )						
	1	2	3	4	5	Média
20 km/h	0,67	0,67	0,68	0,68	0,67	<b>0,67</b>
30 km/h	0,66	0,67	0,69	0,69	0,68	<b>0,68</b>
40 km/h	0,64	0,64	0,65	0,65	0,65	<b>0,65</b>

Como se pode constatar a média dos valores dos coeficientes entre o pneu e o solo, obtidos nos testes foram de aproximadamente  $\mu_0 = 0,67$ . Ou seja, muito próximos dos valores da Tab. (1). Portanto foi observado que os resultados dos ensaios obteve uma pequena margem de erro.

## 2º Ensaio sem travamento das rodas

Tabela 7. Distância percorrida na frenagem sem o travamento das rodas.

Distância percorrida em uma frenagem (m)						
	1	2	3	4	5	Média
20 km/h	4,63	4,62	4,31	4,45	4,82	<b>4,57 ± 0,09</b>
30 km/h	10,45	9,52	9,58	10,15	9,88	<b>9,92 ± 0,19</b>
40 km/h	15,64	15,43	15,91	15,75	15,35	<b>15,62 ± 0,32</b>

Tabela 8. Tempo gasto para frenagem sem o travamento das rodas.

Tempo de frenagem (s)						
	1	2	3	4	5	Média
20 km/h – 5,55 m/s	0,83	0,83	0,77	0,80	0,86	<b>0,82 ± 0,022</b>
30 km/h – 8,33 m/s	1,25	1,14	1,14	1,21	1,18	<b>1,18 ± 0,033</b>
40 km/h – 11,11 m/s	1,40	1,38	1,43	1,41	1,38	<b>1,40 ± 0,039</b>

Tabela 9. Desaceleração total, sem o travamento das rodas.

Desaceleração (m/s <sup>2</sup> )						
	1	2	3	4	5	Média
20 km/h – 5,55 m/s	6,66	6,68	7,16	6,93	6,40	<b>6,77 ± 0,26</b>
30 km/h – 8,33 m/s	6,64	7,29	7,24	6,84	7,02	<b>7,01 ± 0,27</b>
40 km/h - 11,11 m/s	7,89	8,00	7,75	7,83	8,04	<b>7,91 ± 0,30</b>

Tabela 10. Coeficiente de atrito entre o pneu e o solo, sem o escorregamento do pneu.

Coeficiente de atrito entre o pneu e o solo ( $\mu_s$ )						
	1	2	3	4	5	Média
20 km/h	0,67	0,68	0,72	0,70	0,65	<b>0,69</b>
30 km/h	0,67	0,74	0,73	0,69	0,71	<b>0,71</b>
40 km/h	0,80	0,81	0,79	0,79	0,81	<b>0,80</b>

Os resultados obtidos neste segundo ensaio mostram, que para velocidades um pouco mais elevadas os coeficientes obtidos não ficaram tão próximos aos da Tab. (1), se comparado com os dos primeiros ensaios, isso foi devido ao

veículo em questão não possui sistema anti-bloqueio (ABS), fazendo com que o piloto fosse obrigado a controlar a força de frenagem.

### 3.1. RESISTÊNCIA AO ESCORREGAMENTO DOS PNEUS

Tabela 11. Forças de Resistência no plano inclinado.

Força de Resistência ao Escorregamento no plano inclinado (N)		
Ângulo de inclinação ( $\theta$ )	Asfalto ( $f = 0,015$ )	Terra ( $f = 0,10$ )
0°	39,51	263,40
5°	39,35	262,39
15°	38,16	254,42
25°	35,80	238,72
35°	32,36	215,76
45°	27,93	186,25

### 3.2. FORÇA MÁXIMA DE FRENAGEM NAS RODAS

Tabela 12. Índices de frenagem no eixo traseiro.

Frenagem apenas no eixo dianteiro				
Tipos de Superfície	F	Mo	$W_{bf}$ (N)	$B_{fmax}$ (N)
Asfalto	0,015	0,85	1936,29	1759,94
Terra	0,10	0,70	1899,68	1329,77

Tabela 13. Índices de frenagem no eixo dianteiro.

Frenagem apenas no eixo traseiro				
Tipos de Superfície	F	Mo	$W_{br}$ (N)	$B_{rmax}$ (N)
Asfalto	0,015	0,85	2087,31	1774,22
Terra	0,10	0,70	2038,24	1426,77

### 3.3. FORÇA MÁXIMA DE FRENAGEM NO DISCO DO MINI-BAJA

O Cálculo da força máxima de frenagem é de grande importância pois através da força obtida calcula-se a pressão máxima em função da área da pastilha. Dessa forma utilizando a Eq. (12).

$$B_d = 5432,04 \text{ N}$$

A força de compressão na pastilha calculada conforme Eq. (13) foi:

$$F_b = 24470,54 \text{ N}$$

Com a força máxima de compressão da pastilha no disco e com a área da pastilha calculou-se a pressão máxima entre a pastilha e o disco.

$$P = 12,23 \text{ MPa}$$

## 4. CONCLUSÕES

Para o sistema de freio do veículo em questão, podemos constatar nos ensaios realizados, que evitando-se travar as rodas em uma frenagem, o veículo freia com aproximadamente 20% de eficiência se comparado com o mesmo travando as rodas. Entretanto, como o sistema de freio encontra-se no eixo traseiro e está diretamente ligado à dirigibilidade do mesmo, fazendo com que seja utilizado para auxiliar o veículo a executar as curvas dando uma pequena travada nas rodas a fim de que o veículo saia de traseira. Conclui-se que apesar do sistema anti-bloqueio (ABS) melhorar a eficiência de frenagem, prejudicaria a dirigibilidade do veículo em curvas, tornando inviável a instalação do mesmo. No entanto, a instalação dos discos nas rodas dianteiras aumentaria a forma máxima de frenagem e conseqüentemente melhora os índices de frenagem.

## 5. AGRADECIMENTOS

CAPES, CNPQ, ULBRA, PPGEM - UFRN.



## **6. REFERÊNCIAS**

- BARTON, D. 1996. **Advances in Automotive Braking Technology**. SAE.
- BOSCH. 1996. **Automotive Brake Systems**.
- CANALE, A. 1989. **Automobilística: Dinâmica e Desempenho**. Ed. Érika, São Paulo.
- KREITH, F. 1965. **Principles of Heat Transfer**. International Textbook Company.
- LIMPERT, B. 1992. **Brake Design and Satefy**. SAE.
- MITSCHE, M. 1972. **Motor Vehicle Dynamics**. Ksprinter Publisher.
- NIEMAN, G. 1981. **Machine Elements**. Springer-Verlag, Alemanha.
- OSTWALD, F. 1964. **Developmewnt of Wheel Antilock Systems for Motor Vehicles**.
- ROTHBART, H. 1995. **Mechanical Design Handbook**. McGraw-Hill.
- SHIGLEY, J. 1989. **Mechanical Engineering Design**. McGraw-Hill.
- TOBOLDT, W; GAUTHIER, W. 1995. **Automotive Encyclopedia**. The Goodheart-WillCox Company.

## **7. DIREITOS AUTORAIS**

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.



**VI CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA**  
**VI NATIONAL CONGRESS OF MECHANICAL ENGINEERING**  
**18 a 21 de agosto de 2010 – Campina Grande – Paraíba - Brasil**  
*August 18 – 21, 2010 – Campina Grande – Paraíba – Brazil*

## **PROJECT AND ANALYSIS OF BRAKE SYSTEM FOR VEHICLE OFF-ROAD**

**Elmo Thiago Lins Cöuras Ford, [elmocouras@hotmail.com](mailto:elmocouras@hotmail.com)<sup>1</sup>**

**José Ubiragi de Lima Mendes, [ubiragi@ct.ufrn.br](mailto:ubiragi@ct.ufrn.br)<sup>1</sup>**

**Elisângela Magalhães de Souza, [lis\\_cont@hotmail.com](mailto:lis_cont@hotmail.com)<sup>2</sup>**

**Edilson Cöuras, [edilsoncouras@hotmail.com](mailto:edilsoncouras@hotmail.com)<sup>3</sup>**

<sup>1</sup>Universidade Federal do Rio Grande do Norte - UFRN

<sup>2</sup>IESP

<sup>3</sup>Universidade Federal da Paraíba - UFPB

**Abstract.** *In elapsing of the years it elaborates automobile it is developing automobiles more and more modern that, every year, the vehicles recently of the assembly lines, practically they push for the past produced models there is very little time. Those innovations didn't also pass unperceived in respect the safety of the vehicles. It is in this development apprenticeship the brakes systems equipped more and more with resources sophisticated. In that way, before of that context, this research tried to project a brake system for a vehicle off-road and to analyze your acting as the brakes efficiency: distances traveled and time, concluding with possible improvements in the system.*

**Keywords:** *Brakes system, Off-road, Vehicle acting.*