



XXVI CREEM

Congresso Nacional de Estudantes
de Engenharia Mecânica

ILHÉUS/ITABUNA - BAHIA



XXVI Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica,
CREEM 2019
19 a 23 de agosto de 2019, Ilhéus, BA, Brasil

ESTUDO DO DIMENSIONAMENTO DE SISTEMA DE FREIO APLICADO A VEICULO BAJA

Alaí de Souza machado, alai.sousa@hotmail.com¹

Erick Baptista Soares da Silva, erick-baptista@hotmail.com¹

Francisco Marcelino Almeida de Araújo, francisco.marcelino@ifpi.edu.br¹

Marcus Victor de Brito Rodrigues, marcusvbrito21@gmail.com¹

¹Instituto Federal do Piauí, Praça da Liberdade 1597, Teresina, PI, 64000-040

Resumo. *As competições baja SAE trazem hoje soluções criativas e funcionais para sistemas de freios, baseadas em baixo custo ou performance, todas possuem o mesmo objetivo, executar uma frenagem. O trabalho proposto visa corrigir pequenos defeitos e apresentar outras alternativas a serem julgadas, para ainda assim executar a mesma tarefa, no entanto com um melhor desempenho e assim com uma maior segurança. As decisões foram tomadas de acordo com os atuais objetivos da equipe IFPI Baja SAE que visam sistemas de grande desempenho, longa duração e pouca massa, além claro, da competitividade de projeto. Ela deve existir pois ainda que seja um programa educacional, competições são competições e dentro delas a concorrência sempre é forte. Neste quesito, o trabalho também é coeso por trazer conceitos atuais, eficientes, práticos e acima de tudo ao alcance das possibilidades técnicas da equipe. A busca por um sistema de freios cada vez mais leve e cada vez mais confiável passa pela engenharia de produto, mas pode ser facilmente analisada na fase de concepção promovendo uma análise da voz dos consumidores. Nesta fase são reconhecidos os critérios básicos e os cruciais para o desempenho do sistema, cuja busca passa necessariamente pelo incremento da segurança.*

Palavras chave: freios, segurança, desempenho

1. INTRODUÇÃO

Um veículo está conectado à pista de rolagem graças às forças de atrito produzidas pelos pneus. E para que a operação de um veículo motorizado seja feita de forma segura e confiável é necessário o ajuste contínuo de velocidade, para adequá-la às condições de tráfego. São os freios e os pneus, os itens cruciais que somados ao sistema de direção de um veículo garantem a capacidade de manobras evasivas na prevenção de acidentes em veículos motorizados (Costa, 2002).

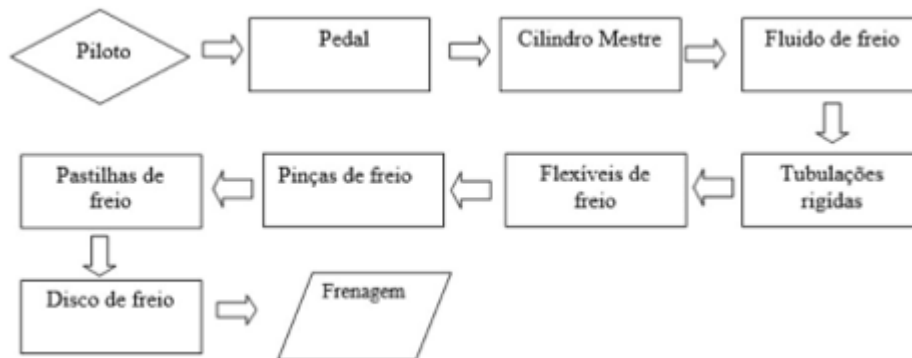
O sistema de freios, compreendido como um fator de segurança, deve funcionar independentemente das condições de operação. Deve ser funcional sob uma grande variedade de condições de uso, incluindo pista sinuosa, seca ou molhada; quando o veículo está leve ou com sobrepeso; quando a frenagem é em linha reta ou em curva; se os freios estão secos ou úmidos; se são utilizados por um motorista experiente ou inexperiente; se está engatado ou desengatado a um trailer, entre outras.

De acordo com Limpert (1999), são três as funções básicas que um sistema de frenagem deve oferecer a qualquer veículo automotor:

- A desaceleração do veículo, incluindo a parada total;
- Manutenção da velocidade do veículo em descidas íngremes;
- Manter o veículo parado em superfícies planas ou inclinadas.

O funcionamento do sistema de freios Fig. 1 começa pelo pedal que, ao ser acionado, movimenta o pistão do cilindro mestre e faz com que este desloque o fluido até os *calipers* de freio, e assim promova a frenagem. No freio a disco, o fluido deslocado aciona as pinças que param 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 energia térmica. Sendo assim, o sistema de freio em geral envolve estudos como termodinâmica, hidráulica e elementos de máquinas.

Figura 1. Fluxograma sistema de freio



De acordo com Limpert (1999) além de considerar as transformações de energia cinética em térmica, é importante para a realização do projeto, observar fatores como: a estabilidade de frenagem, a distribuição de forças no circuito, o pneu utilizado e seu estado de conservação, o atrito do terreno onde o veículo irá trafegar, a frenagem em curvas, a força aplicada no pedal, a distância de travagem, paradas bruscas, e principalmente o desgaste dos freios prevendo sua vida útil.

Entretanto, o calor dissipado não é distribuído igualmente a todas as rodas. Em cada freio ele será transferido em função da distribuição estática e dinâmica, do peso sobre as rodas e do design do sistema de freio. A carga dinâmica será dependente do design do veículo (distribuição estática do peso, a altura do centro de gravidade e a base do volante) e da desaceleração. A soma das forças durante a frenagem mostra que a desaceleração do veículo, é menor ou igual ao coeficiente de atrito entre o pneu e o chão, sendo este, dependente das especificações do pneu, do tipo de terreno, e do escorregamento relativo entre o pneu e a superfície.

Em veículos e protótipos voltados para competição, o emprego dos freios é levado ao extremo. Em especial, modelos baja SAE, que são testados em dia de prova quanto à eficácia de uma frenagem em linha reta.

Pelo teor de segurança para uma competição universitária o critério de aprovação é o bloqueio total das rodas ao máximo acionamento do sistema, como é imposto pelo o Regulamento Baja SAE Brasil (RATBSB).

2. MATERIAIS E MÉTODOS

Em síntese, para o desenvolvimento de um projeto de freios deve-se determinar a força de frenagem necessária; determinar o torque de frenagem na roda; sabendo da força que cada pinça deve aplicar, passa para ampliação hidráulica entre elas e o cilindro mestre; calcular a ampliação mecânica do pedal e o curso angular, para deixar o esforço e o deslocamento do pé do piloto dentro dos padrões ergonômicos aceitáveis.

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 (Bosch, 2005).

Os parâmetros iniciais para o desenvolvimento do projeto de freios são coletados em sincronia com outras gerências da equipe, como a gerência de suspensão, transmissão, chassis, etc. São dados utilizados como ponto de partida para as demais especificações e componentes a serem definidos e justificados durante o projeto.

Os dados definidos pela equipe no escopo do projeto são:

- peso do carro (com e sem piloto); (W)
- ter um peso adicional que irá funcionar como um coeficiente de segurança;
- tamanho da bitola;
- tamanho do entre eixo; (L)
- diâmetro do pneu dianteiro; (R_{pd})
- diâmetro do pneu traseiro; (R_{pt})
- altura do CG; (H)
- gravidade; (g)
- distância do CG ao eixo dianteiro; (L_d)
- distância do CG ao eixo traseiro; (L_t)
- coeficiente de atrito disco/pastilha; (μ_p)

- coeficiente de atrito pneu/solo; (μ_s)
- Outros valores você vai dimensionar de acordo com a necessidade do projeto e posteriores validações:
- raio efetivo do disco dianteiro; (R_{edd})
 - raio efetivo do disco traseiro; (R_{edt})
 - desaceleração máxima; (a_x)
 - espessura do disco; (e)
 - número de discos usados na dianteira; (N_{dd})
 - número de discos usados na traseira; (N_{dt})

Para iniciar o estudo de parâmetros necessários para o desenvolvimento do sistema de freios é importante ressaltar os parâmetros iniciais de força aplicada ao pedal de freio.

Segundo Limpert (1999) a força máxima exercida pelo pé direito de 5% das mulheres é de aproximadamente 445N. Para os homens o valor desta força é aproximadamente 823 N. Para freios sem *booster*, ou auxílio, o sistema de freios deve ser desenvolvido para uma força máxima de 445 a 489 N, enquanto a norma européia ECE R13 estabelece como limite de força de pedal 500 N para automóveis da classe M1, a qual um Baja SAE é adequado. Uma desaceleração teórica de 1g deve ser alcançada quando o veículo é carregado, de acordo com o peso máximo indicado pelo fabricante. O curso máximo do pedal deve ser estimado a partir do peso do veículo e não deve exceder 150 mm.

Com os parâmetros iniciais previamente definidos, podemos iniciar a análise de forças que interagem no sistema de freios. O primeiro detalhe a ser estudado é o peso exercido pelo veículo em cada eixo.

A Equação (1) visa calcular a carga estática no eixo dianteiro:

$$C_d = (W * L_t) / L \quad (1)$$

A Equação (2) determina a carga estática no eixo traseiro:

$$C_t = (W * L_d) / L \quad (2)$$

Posteriormente pode-se calcular a transferência de peso em função da desaceleração pelas equações III e IV. Na qual a desaceleração será diretamente proporcional a transferência longitudinal de peso, em que uma parte do peso traseiro se somará com o do eixo dianteiro, fator esse que dependerá da distribuição de peso do protótipo. Como em veículos baja temos o maior peso situado na traseira, então o sistema de freio dianteiro será o mais solicitado. A não ser que seja feito um estudo de *anti-dive* pra tentar equalizar mais essa proporção. Outra observação é quanto ao fato, de que quanto maior a altura do CG, coeficiente de atrito, desaceleração e menor entre eixo, menor será essa transferência.

Para determinar o peso dinâmico dianteiro usou-se a Eq. (3):

$$W_{dd} = C_d - W ((a_x/g) * (H/L)) \quad (3)$$

E para o peso dinâmico traseiro utilizou-se a Eq. (4):

$$W_{dt} = C_t + W ((a_x/g) * (H/L)) \quad (4)$$

Após adquirir esses dados iremos analisar o atrito entre pneu e pista. Em um veículo, o valor do coeficiente de atrito entre pneu e pista varia 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. 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.

Para encontrar o torque de frenagem, primeiramente devemos encontrar a força tangencial na roda durante a frenagem com as Eq. (5) e (6). A partir disto é possível encontrar o torque de frenagem nas rodas com as Eq. (7) e (8). A força tangencial é multiplicada por 0,5 porque ela é dividida por duas rodas em cada eixo.

Força tangencial na roda dianteira:

$$F_{trd} = W_{dd} * \mu_s * 0,5 \quad (5)$$

Força tangencial na roda traseira:

$$F_{trt} = W_{dt} * \mu_s * 0,5 \quad (6)$$

Torque de frenagem na roda dianteira:

$$Trd = Ftrd * Rpd \quad (7)$$

Torque de frenagem na roda traseira:

$$Trt = Ftrt * Rpt \quad (8)$$

Após encontrar o torque de frenagem, podemos calcular a força exercida pelas pinças de freio com as Eq. (9) e (10) e a respectiva pressão requerida com as Eq. (11) e (12). Nas duas equações seguintes o torque é multiplicado por dois porque se refere ao seu valor total no eixo, podendo ser dividido pelo número de discos no eixo. Isso ocorre quando o veículo baja apresenta apenas um ou dois discos no eixo traseiro, repartindo assim esforços diferentes.

Outra observação é 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 os esforços na frenagem.

Força na pinça dianteira:

$$Fpd = (2 * Trd) / (Redd * \mu p * Ndd) \quad (9)$$

Força na pinça traseira:

$$Fpt = (2 * Trt) / (Redt * \mu p * Ndt) \quad (10)$$

Pressão hidráulica pinça dianteira:

$$P1 = Fpd / ((\pi * r^2) * (Np)) \quad (11)$$

Onde Np (número de pistões que a pinça possui).

Pressão hidráulica pinça traseira:

$$P2 = Fpt / ((\pi * r^2) * (Np)) \quad (12)$$

Assim a pressão solicitada pelo Cilindro Mestre será dada pelas Eq. (13) e (14):

$$Pcm1 = P1 * 2 \quad (13)$$

$$Pcm2 = P2 * 2 \quad (14)$$

De acordo com o regulamento exige-se que se tenha 2 sistemas hidráulicos independentes (dianteiro e traseiro). Para se usar dois cilindros mestres o pedal necessita de um balance bar, que embora aumente o número de componentes essa opção permite uma vasta ajustagem. Pode-se equalizar livremente a distribuição da força de frenagem entre a dianteira e traseira e assim corrigir deficiências no projeto e/ou mudar o comportamento da frenagem.

A partir daí teremos a força que deve ser aplicada na haste do cilindro mestre para o eixo dianteiro e traseiro com as Eq. (15) e (16).

Força de acionamento CM para o eixo dianteiro:

$$Facd = (Pcm1 * \pi * Dpcm) / 4 \quad (15)$$

Onde $Dpcm$ (diâmetro pistão CM).

Força de acionamento CM para eixo traseiro:

$$Fact = (Pcm2 * \pi * Dpcm) / 4 \quad (16)$$

A partir da força na haste do cilindro mestre 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.

A partir da Equação (17) temos a força de acionamento que o piloto irá exercer para ocorrer o travamento das quatro rodas do veículo:

$$F_p = (F_{acd} + F_{act})/R \quad (17)$$

Onde F_{acd} é a força de acionamento no eixo dianteiro, F_{act} é a força de acionamento no eixo traseiro e R é relação do pedal.

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Para encontrar os resultados desse estudo, foi desenvolvida uma rotina de cálculo no software Excel® de acordo com a Fig. 2, contendo a metodologia abordada neste artigo para o desenvolvimento do freio, a qual permitiu exibir os resultados desejáveis. Para isso, foi realizado um estudo de caso aplicado ao projeto de freio do veículo da equipe IFPI Baja, do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí, campus Teresina Central. Os valores do projeto que serviram de parâmetros para os devidos cálculos estão expressos na Tabela 1 abaixo.

Tabela 1. Parâmetros iniciais

Dados	Valor
Peso do veículo (N)	3423,69
Distância do CG ao eixo traseiro (m)	0,525
Distância do CG ao eixo dianteiro(m)	0,975
Distância do entre eixo(m)	1,5
Altura do CG (m)	0,6
Coefficiente de atrito pneu/solo(m)	0,95
Raio do pneu(m)	0,2667
Velocidade do veículo(m/s)	13,89
Distância de frenagem(m)	6
Raio do disco(m)	0,08
Área do êmbolo da pinça dianteira (m ²)	0,000507
Número de êmbolos da pinça dianteira	2
Área do êmbolo da pinça traseira (m ²)	0,000507
Número de êmbolos da pinça traseira	2
Área do cilindro mestre (m ²)	0,000198
Relação do pedal	5,1
Razão da altura do CG e o entre eixo	0,40
Raio da pinça	0,0163
Força de acionamento (N)	330
Número de disco na dianteira	2
Desaceleração	-0,95
Coefficiente de atrito das pastilhas	0,45
Número de disco na traseira	1

Figura 2. Resultados dos cálculos em planilha do Excel

Para Estática sobre o eixo	
Dianteira	Traseira
1198,2915	2225,3985
Para Dinâmica	
Dianteira	Traseira
2499,2937	924,3963
Força de Freio em cada roda (N)	
Dianteira	Traseira
1187,164508	439,0882425
Torque de frenagem em cada roda (N.m)	
Dianteira	Traseira
316,6167742	117,1048343
DISCOS	
Força aplicada ao disco (N)	
Dianteira	Traseira
10423,5975	3366,532536
PASTILHAS	
Força aplicada na pastilha (N)	
Em uma pinça dianteira	Em uma pinça traseira
4690,6189	1514,940
PRESSÃO HIDRÁULICA NO SISTEMA	
Pressão (Pa)	
dianteira	traseira
4628531,75	1494887,224
FORÇA APLICADA NO CILINDRO MESTRE	
Força imprimida na pistão do CM (N)	
dianteira	traseira
1832,2747	295,8869284
RELAÇÃO DE ESFORÇO PEDAL	
Dianteira	Traseira
2,19546	0,35453682
SOLICITAÇÃO TOTAL	
Força que dever ser imprimida pelo pedal (N)	
417,287	

A partir do equacionamento apresentado e através do software Matlab®, foi obtido as Fig. 3 e 4, que mostra a transferência longitudinal de peso nos eixos dianteiro e traseiro pela desaceleração veicular. Nota-se que a transferência de peso tenderá a 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.

Figura 3. Transferência de carga Força Dinâmica x Desaceleração

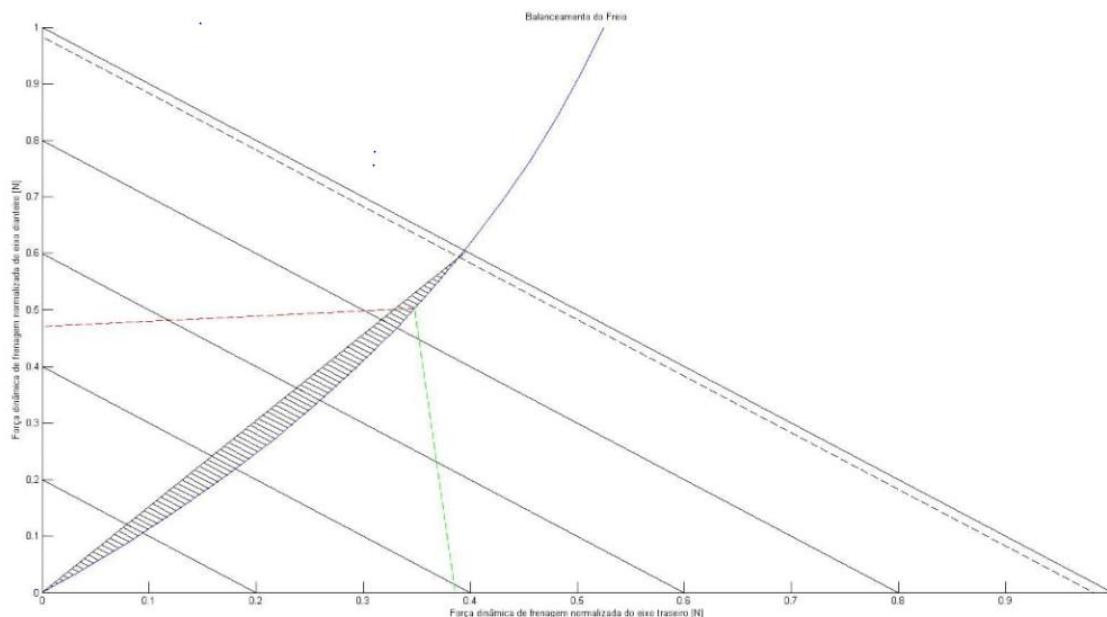
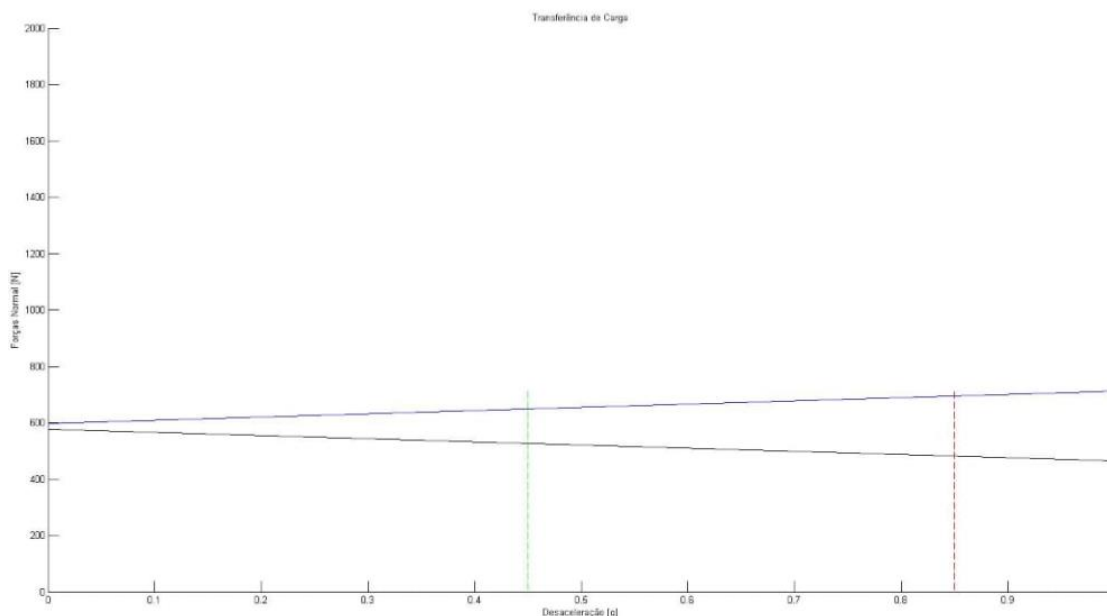


Figura 4. Transferência de carga Força Normal x Desaceleração



4. CONCLUSÕES

O sistema de freios desenvolvido neste projeto atendeu plenamente aos requisitos técnicos, ergonômicos e às necessidades da equipe no que diz respeito a um sistema robusto e confiável.

Foi exposta a influência das variáveis do veículo na dinâmica de frenagem e dos componentes de freio instalado. 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 aplicado em um estudo de caso do projeto do protótipo da equipe IFPI Baja a qual permitiu a visualização dos esforços de frenagem, 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 serem maiores no eixo dianteiro com o aumento da desaceleração veicular. Além do mais, foi possível obter a relação ideal de balanceamento de freio. 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.

5. REFERENCIAS

- BOSCH, R. Manual de tecnologia automotiva. Trad. de H. Madj derey, 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.
- 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., publicação técnica, Uma introdução à modelagem quase estática de veículos automotores de rodas (2008)

6. RESPONSABILIDADE PELAS INFORMAÇÕES

Os autores são os únicos responsáveis pelas informações incluídas neste trabalho.