

# CONSTRUÇÃO DE UMA BANCADA DE TESTES PARA O ESTUDO DO PROBLEMA DE *SQUEAL NOISE* EM SISTEMAS DE FREIO A DISCO AUTOMOTIVO

**Tiago Akira Takahashi**  
akira.takahashi1@gmail.com

*O problema de ruídos em freios vem de longa data e até hoje não foi resolvido pela indústria do setor automotivo. Além de ser um ruído irritante para o ouvido humano, a ocorrência de ruído muitas vezes passa a sensação de insegurança para o usuário do veículo, o que na maioria das vezes, não é verdade. A emissão de ruídos quase nunca tem efeito sobre o desempenho do sistema de freios. Ruídos são causados pela vibração de uma estrutura. Quando os componentes do sistema de freio a disco vibram com certas frequências, pode surgir o tipo de ruído denominado squeal noise. O principal objetivo deste trabalho é desenvolver uma bancada de testes relativamente simples, barata e eficiente para o estudo do problema de squeal noise. A bancada deve simular de forma mais real possível as condições de funcionamento do conjunto de freio, considerando os esforços, velocidades, massas, etc. Com a utilização da bancada poderão ser avaliadas as causas da ocorrência de squeal noise e assim, poderão surgir alternativas de solução para o problema.*

**Palavras chave:** Squeal noise, Freios, Ruídos.

## 1. Introdução

A ocorrência de ruídos em sistemas de freio a disco é um problema comum encontrado na indústria automotiva. Apesar de muitas vezes não apresentar risco nenhum para o usuário do veículo, o ruído pode causar a sensação de insegurança, desconforto, além de ser um barulho bastante irritante.

A principal meta deste presente trabalho é realizar o projeto e a construção de uma bancada de testes para sistemas de freio a disco, visando estudar em detalhes o problema de ruídos. A bancada de testes, que é uma espécie de dinamômetro inercial, pode ajudar a avaliar as causas da ocorrência de ruídos e assim dar suporte a futuras propostas de solução para o problema.

Outra importante meta da construção do dinamômetro inercial é, futuramente, utilizar os resultados das análises de ruído e compará-los com dados relativos a pastilhas de freios. Pode-se assim chegar a uma relação entre características da pastilha de freios e a ocorrência de ruídos.

## 2. Fundamentos Teóricos da Ocorrência de Ruídos

A vibração de uma estrutura gera ondas de pressão ao redor da mesma. Estas ondas de pressão são conhecidas como som. O som possui uma frequência de vibração, dada em hertz (Hz) que é responsável pelos timbres grave (para frequências mais baixas) e agudo (para frequências mais altas). A intensidade do som é mensurada em decibéis (dB).

A energia envolvida no transporte do som é geralmente muito pequena. Praticamente toda a energia dissipada pelo sistema de freios de um automóvel é dissipada na forma de calor, e uma parcela mínima, quando comparada com a energia térmica, é responsável pela emissão de ruídos. No entanto, essa parcela é responsável pelo ruído extremamente desconfortável gerado pelo sistema de freio.

Uma pessoa normal é capaz de ouvir sons com frequências que variam de 20 a 20000 Hz, conforme Eriksson (2000), sendo que a faixa de frequências na qual o ouvido humano é mais sensível varia entre 2000 e 4000 Hz. Os ruídos gerados pela vibração dos componentes do sistema de freio cobrem toda essa faixa de frequências audíveis para o ser humano, sendo, portanto, um grande problema a ser resolvido.

Existem frequências de vibração nas quais a estrutura vibra com mais facilidade e com maior amplitude. Essas frequências são conhecidas como frequências de ressonância, e as maneiras de vibrar da estrutura são conhecidas como os modos de vibrar da estrutura. O formato da estrutura é um fator bastante influente no modo de vibrar da mesma. O entendimento da ocorrência de ressonância é fundamental, pois este fato está intimamente ligado à produção de ruídos. Isso leva a pensar em uma das principais alternativas para resolver o problema de ruídos em sistemas de freio que é a introdução de um amortecimento para a vibração dos componentes na interface pastilha – disco de freio como apresentado em Triches Jr. et al (2004). Amortecendo o sistema, retira-se energia do mesmo. Assim, a produção de ruídos pode ser minimizada.

Há um aspecto conflitante relacionado com o desempenho do sistema de freios e a redução de ruídos. A fricção é fundamental para a frenagem. Ela está relacionada com o atrito entre a pastilha e o disco de freio e este atrito gera vibração dos componentes, que por sua vez gera o ruído. Assim, o processo de redução de ruído deve ser feito de forma que as características de desempenho do freio não sejam afetadas.

A ocorrência do *squeal noise* é mais comum em situações de parada do veículo, como a parada em semáforos ou a parada para estacionamento.

### 3. Classificação dos Ruídos

Os ruídos resultantes da vibração do sistema de freio podem ser classificados em basicamente dois tipos, conforme Triches Jr. et al (2004):

- Ruídos de baixa frequência – englobam faixas de frequência que variam de 100 a 1000 Hz.
- Ruídos do tipo *squeal noise* – englobam frequências acima de 1000 Hz.

Os ruídos do tipo *squeal noise*, por sua vez, são divididos em duas categorias:

- *Squeal noise* de baixa frequência – que engloba frequências de 1 a 7 kHz
- *Squeal noise* de alta frequência – que engloba frequências de 8 a 16 kHz.

Como visto anteriormente, o ouvido humano é mais sensível a sons que possuem frequência entre 2000 a 4000 Hz. Assim, o *squeal noise* de baixa frequência é considerado o tipo mais irritante de ruído para o ser humano.

### 4. A Bancada de Testes

A bancada de testes deve ser projetada para representar de forma mais realista possível a situação real de funcionamento do sistema de freios. Isso é necessário devido ao fato da ocorrência de ruídos estar intimamente ligada à vibração dos componentes do sistema de freios como apresentado anteriormente.

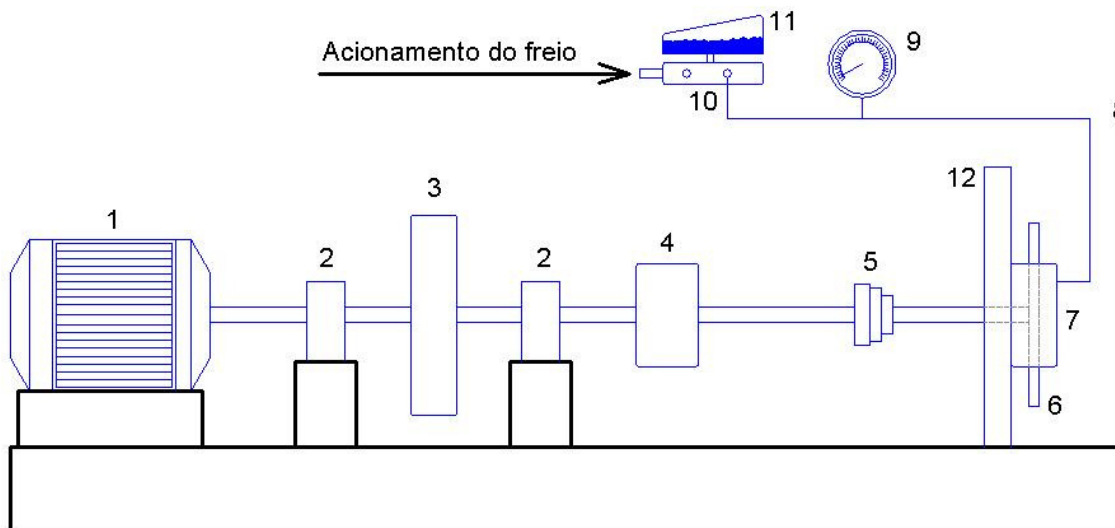
Poderia se pensar em fazer um modelo em escala reduzida para avaliar o problema de ruídos. Um modelo em escala poderia ser utilizado com grandes chances de sucesso quando aplicado ao estudo de fricção ou análises de superfície, por exemplo. Porém, quando se trata do estudo de *squeal noise*, a geometria do sistema tem vital importância. Um modelo em menor escala não forneceria as mesmas frequências de ressonância que um modelo em escala real e assim não haveriam resultados satisfatórios conforme Eriksson (2000).

Pelos motivos apresentados anteriormente, a bancada será construída utilizando-se peças originais de um automóvel de passeio de pequeno porte. O sistema de freios escolhido para ser estudado faz parte do automóvel Volkswagen Gol, com disco sólido. Tal escolha levou em conta o baixo custo dos componentes e a facilidade de obtenção das peças por ser o Gol um carro popular de grande aceitação no mercado.

#### 4.1. Modelo Esquemático

Na fig. (1) encontra-se um modelo esquemático da bancada a ser construída.

Figura 1 - Desenho esquemático da bancada de testes



Os itens apresentados anteriormente são:

- 1- Motor Elétrico
- 2- Mancais de Rolamento
- 3- Disco de Inércia
- 4- Acoplamento Flexível
- 5- Junta Homocinética
- 6- Disco de Freio
- 7- Pinça (com as pastilhas de freio)

- 8- Tubulação do Sistema Hidráulico
- 9- Manômetro
- 10- Cilindro Mestre
- 11- Reservatório do Fluido de Freio
- 12- Torre de Suporte da Pinça, Rolamento, Eixo e Cubo da Roda.

## 4.2. Componentes

O item anterior apresentou os principais componentes que farão parte da bancada de testes. Este item irá descrever sucintamente o papel desses componentes e a importância de cada um deles.

- *Motor Elétrico:* O motor elétrico será utilizado para promover a rotação do disco de freio. Será dimensionado para conseguir fornecer o torque necessário para girar o disco de inércia e a rotação desejada.
- *Mancais de Rolamento:* os mancais possuem a função de suportar a carga do disco de inércia. Assim, a possibilidade do eixo fletir diminui consideravelmente.
- *Disco de Inércia:* Este componente tem a função de simular a massa do veículo que deve ser desacelerada. Deve ser dimensionada para fornecer a energia cinética correspondente à parcela da energia cinética do veículo que atua sobre uma das rodas dianteiras.
- *Acoplamento Flexível:* Este componente será necessário para acomodar possíveis desvios com relação à concentricidade dos eixos.
- *Junta Homocinética, Disco de Freio, Pinça, Tubulação do Sistema Hidráulico, Cilindro Mestre, Reservatório do Fluido de Freio:* Estes componentes serão utilizados de maneira idêntica e com a mesma função que possuem quando utilizados em automóveis.
- *Manômetro:* Um manômetro será colocado ao longo da tubulação da linha hidráulica do sistema de freio para a indicação da pressão da linha. Este é um parâmetro importante que será utilizado na fase de testes e análise de resultados.
- *Torre de Suporte:* Esta peça tem a função de sustentar a pinça, o disco de freio, o rolamento e o cubo da roda nas posições corretas para o funcionamento do sistema de freio. Num automóvel, essa peça também tem acoplados o amortecedor e a mola, componentes do sistema de suspensão do veículo.

Todos os componentes anteriormente descritos serão montados sobre uma base rígida, que será composta basicamente por vigas U soldadas entre si de maneira a possuir apoios firmes nas principais posições como o assento dos mancais de rolamento e da torre de suporte.

Além destes componentes mecânicos, serão utilizados equipamentos de medição como microfones para que se possa medir o nível de ruído (frequência e intensidade) emitido a cada teste. Assim, pode-se correlacionar dados como o nível de ruído, pressão aplicada ao sistema de freios, temperatura do disco de freio, rotação do disco de freio, etc.

Uma observação deve ser feita sobre o disco de inércia que será utilizado na bancada. Inicialmente, será construída uma bancada preliminar, com um disco de inércia menor do que o que seria utilizado numa condição ideal de simulação das condições reais de operação. Isso será feito para que se possa visualizar algum tipo de problema não previsto como uma possível vibração excessiva da bancada, por exemplo. Assim, com a bancada preliminar, será possível adquirir uma noção real dos cuidados principais a serem tomados para a posterior adaptação da bancada para que esta possa simular as condições reais de operação de um sistema de freios.

## 5. Dimensionamento dos Componentes da Bancada de Testes

Para a construção da bancada, foram dimensionados componentes como o disco de inércia, os mancais de rolamento, o motor elétrico, e as chavetas que serão utilizadas na transmissão de torque entre os componentes da bancada.

### 5.1. Dimensionamento do Disco de Inércia

O disco de inércia que fará parte da bancada de testes deve ser idealmente projetado para fornecer uma energia equivalente à parcela da energia cinética de um veículo em movimento que é dissipada pelo conjunto dianteiro esquerdo do sistema de freios quando este é acionado. Na bancada de testes que será inicialmente construída, o disco de inércia será menor do que o que seria considerado ideal, pelos motivos apresentados anteriormente na seção 4.2.

O disco de inércia projetado está ilustrado na fig. (2).

Figura 2 - Disco de inércia projetado



O disco de inércia possui um diâmetro externo de 400 mm e possui um momento de inércia de aproximadamente  $0,622 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ . Este valor corresponde a 3,13% do valor considerado ideal.

### 5.2. Dimensionamento do Motor Elétrico

Com o dimensionamento do disco de inércia pode-se avaliar o momento de inércia equivalente de tudo o que o motor elétrico terá que acelerar, fazendo os componentes adquirirem o movimento de rotação. O valor exato do momento de inércia equivalente é difícil de ser obtido, pois a análise das peças já existentes não é tão simples. Porém, com auxílio de programas CAD/CAE existentes atualmente, foi possível estimar com razoável precisão os valores dos momentos de inércia de cada componente individualmente e a seguir encontrar o momento de inércia equivalente do conjunto que irá compor a bancada de testes.

O momento de inércia equivalente de tudo o que será movimentado pelo motor tem um valor aproximado de  $25 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$ . Os componentes terão uma rotação máxima de aproximadamente 500RPM, que é a rotação da roda do veículo com o mesmo a uma velocidade de 54 km/h, considerando um raio externo do pneu de 0,28885 m, que é correspondente ao pneu original de fábrica do veículo Volkswagen Gol. Assim, consultando diversas curvas de torque de motores elétricos foi escolhido o motor elétrico trifásico da WEG IP55 W21 de 4cv de potência e 4 pólos com inversor de frequência para o controle da rotação.

A fig. (3) apresenta o motor elétrico que será utilizado na bancada.

Figura 3 - Motor elétrico que será utilizado na bancada de testes



### 5.3. Dimensionamento do Eixo

O eixo que suportará o disco de inércia e transmitirá o torque advindo do motor elétrico foi dimensionado à fadiga, utilizando-se o critério de Goodman. Não é de interesse deste trabalho dar enfoque à explicação teórica sobre os fundamentos teóricos envolvidos na aplicação do critério de Goodman. Tais explicações podem ser encontradas em Norton (1999).

O dimensionamento do diâmetro do eixo é obtido com a Eq. (1):

$$d = \left\{ \frac{32 \cdot N_f}{\pi} \cdot \left[ \frac{\sqrt{(k_k \cdot M_a)^2 + 0,75 \cdot (k_{fs} \cdot T_a)^2}}{S_f} + \frac{\sqrt{(k_{fm} \cdot M_m)^2 + 0,75 \cdot (k_{fsm} \cdot T_m)^2}}{S_{ut}} \right] \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (1)$$

onde:

$d$  = Diâmetro do eixo

$N_f$  = Coeficiente de segurança a fadiga

$k_f, k_{fs}, k_{fm}, k_{fms}$  = Coeficientes de concentração de tensão

$M_a$  = Momento fletor alternado

$T_a$  = Momento torçor alternado

$S_f$  = Resistência a fadiga corrigida

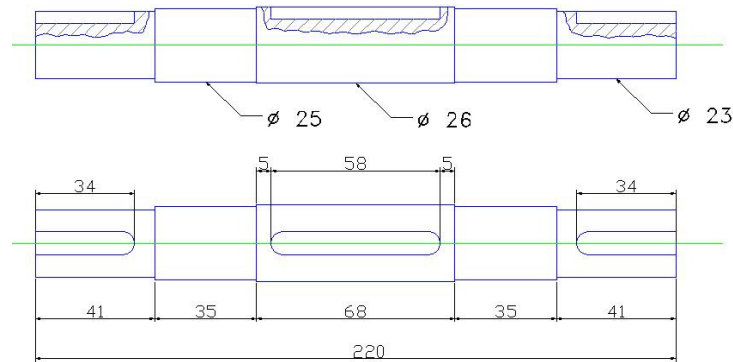
$M_m$  = Momento fletor médio

$T_m$  = Momento torçor médio

$S_{ut}$  = limite de ruptura do material

Assim, o eixo foi projetado em aço SAE 1020 e seu desenho com algumas dimensões é apresentado na fig. (4).

Figura 4 - Desenho do eixo projetado



O eixo fabricado pode ser visualizado na fig. (5), juntamente com os mancais de rolamento e partes do acoplamento elástico.

Figura 5 - Eixo fabricado



#### 5.4. Dimensionamento dos Mancais de Rolamento

Os mancais de rolamento serão montados no eixo apresentado na seção anterior. O diâmetro interno dos rolamentos é de 25 mm. Considerando a força que estará sendo suportada pelos mancais e uma rotação de 500 RPM, é possível estimar o número de horas de vida dos mancais de rolamento. O número de horas de vida para rolamentos com uma carreira de esferas é obtido utilizando-se a Eq. (2):

$$L = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left( \frac{C}{P} \right)^3 \quad (2)$$

onde:

$L$  = numero de horas de vida do mancal de rolamento

$n$  = rotação do rolamento

$C$  = capacidade de carga dinâmica do mancal de rolamento

$P$  = força radial aplicada ao mancal

Analisando o catálogo de rolamentos de uma carreira de esferas com diâmetro interno de 25 mm, encontra-se um valor mínimo da capacidade de carga dinâmica de aproximadamente 14000 N. A força  $P$  que será considerada tem valor de metade do peso do disco de inércia, ou seja, 122,5 N. A rotação assumida foi de 500 RPM, que é a rotação máxima que a bancada irá possuir em determinados testes. Como esse valor de rotação irá operar somente por um curto intervalo de tempo, pode-se dizer que o mancal está sendo superdimensionado. Substituindo os valores na Eq. (2), chega-se a um valor de horas de vida muito elevado. Pode-se dizer que o rolamento terá praticamente uma vida infinita enquanto operando sob as condições consideradas. Por se tratar de uma bancada de testes, isto é perfeitamente viável.

### 5.5. Dimensionamento das Chavetas

As chavetas possuem dimensões normalizadas de acordo com o diâmetro do eixo. Para eixos com diâmetro entre 22 e 30 mm, a chaveta deve possuir uma largura de 8 mm e uma altura de 7 mm. Apenas o comprimento da chaveta deve ser dimensionado para que o mesmo suporte os esforços que estarão atuando.

Para obter o comprimento mínimo que a chaveta deve possuir, foi avaliada a tensão na qual a chaveta estaria sujeita. A força que pode provocar o cisalhamento da chaveta provém do torque fornecido pelo motor. Já a área resistente da chaveta é numericamente igual ao produto da largura da chaveta pelo seu comprimento. A tensão de cisalhamento é calculada pela Eq. (3):

$$\tau = \frac{F}{A} \quad (3)$$

Esta tensão deve ser menor do que a tensão de escoamento ao cisalhamento do material da chaveta. As chavetas serão compostas de aço SAE 1020. Ao final do dimensionamento chegou-se aos resultados apresentados na fig. (6) e na fig. (7). A fig. (6) apresenta a chaveta do disco de inércia e a fig. (7) apresenta as chavetas que serão colocadas nas pontas do eixo. Estas chavetas de ponta de eixo servirão para acoplar o eixo nos respectivos acoplamentos do motor e no acoplamento elástico. O coeficiente de segurança adotado é bem elevado e pode-se ter maior confiabilidade de que não haverá problemas durante a realização dos testes na bancada.

Figura 6 - Chaveta do disco de inércia

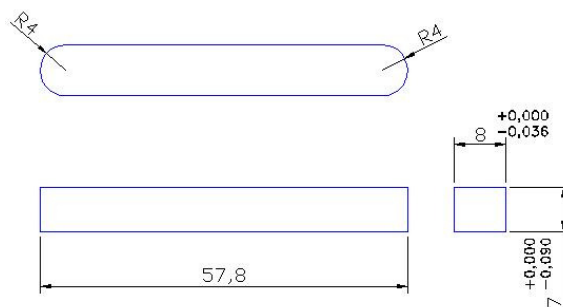
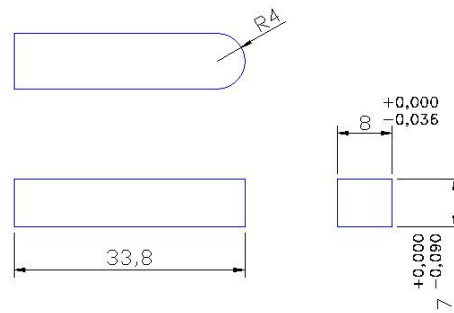


Figura 7 - Chavetas de ponta de eixo



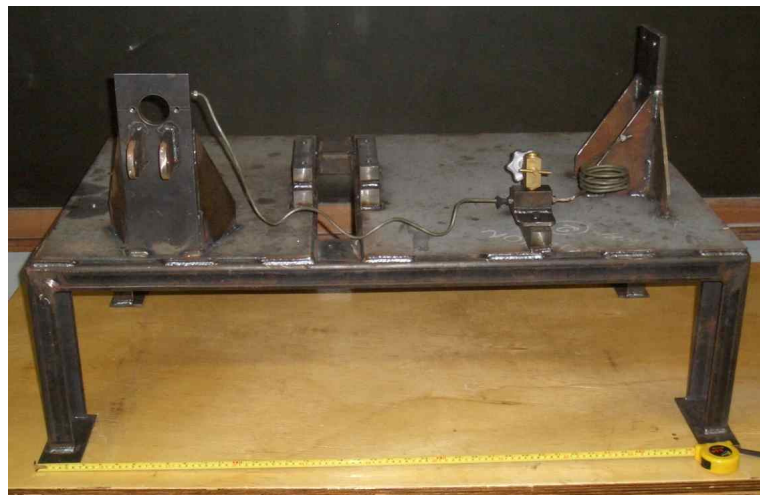
## 6. Projeto da Base da Bancada de Testes

Todos os componentes da bancada foram dispostos sobre uma base, feita basicamente de vigas “U” soldadas entre si. Também foram utilizadas chapas e barras de seção quadrada para a confecção da base da bancada. Devido ao peso dos componentes, é necessário que a base seja rígida o suficiente para que a mesma não vibre excessivamente. Assim, foi tomado todo o cuidado para que as soldas fossem bem feitas.

Para o suporte do manômetro que medirá a pressão existente na linha hidráulica do fluido de freio, foi projetada uma peça que será apresentada posteriormente.

Uma visão geral da base da bancada está ilustrada na fig. (8).

Figura 8 - Base da bancada de testes



A base da bancada de testes tem dimensões de aproximadamente 1m de comprimento, 50 cm de largura e 35 cm de altura.

Para que o manômetro possa ser posicionado adequadamente e também inserido ao longo da linha hidráulica do fluido de freio, uma peça foi projetada. A peça já fabricada é apresentada na fig. (9).

Figura 9 - Peça de apoio para o manômetro





## 7. Montagem Final da Bancada de Testes

A etapa final deste trabalho foi a montagem da bancada. Todos os componentes descritos anteriormente foram montados sobre a base da bancada. O posicionamento de cada componente permite o correto funcionamento do sistema de freios.

Na fig. (10) e na fig. (11) pode-se visualizar a bancada de testes com todos os seus componentes.

Figura 10 - Bancada de testes - vista frontal



Figura 11 - Bancada de testes



## 8. Conclusão

A bancada foi montada e a próxima etapa consiste em proceder alguns testes, verificar se existem problemas e assim corrigi-los, analisar opções de melhoria da bancada. Como explicado anteriormente, essa construção é um protótipo inicial que permitirá uma análise mais apurada de como a bancada se comporta. Com os possíveis ajustes e melhorias, pode-se elaborar um procedimento de testes e assim começar a analisar os dados provenientes da utilização da bancada e iniciar um estudo mais aprofundado com o objetivo de relacionar algumas propriedades das pastilhas de freio com a ocorrência de ruídos. Com um maior entendimento dos fenômenos envolvidos da geração de ruídos, podem ser desenvolvidas alternativas de solução para o problema.



## **9. Referências**

- Eriksson, Michael, 2000, “Friction and Contact Phenomena of Disc Brakes Related to Squeal”, Comprehensive Summaries of Uppsala Dissertations From the Faculty of Science and Technology 537, 2000
- Triches Jr., M., Gerges, S.N.Y., Jordan, R., 2004, “Reduction of Squeal Noise from Disc Brake Systems Using Constrained Layer Damping”, Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina, Vol. XXVI, No. 3.
- Norton, Robert L., 1999, “Machinery Design – An Integrated Approach.” 2<sup>nd</sup> Edition, McGraw-Hill, New York, USA.
- Limpert, Rudolf. “Brake Design and Safety” Second Edition, SAE, EUA, 1999.
- Vários Autores, “Automotive Handbook”, 6<sup>th</sup> Edition, Robert Bosch GmbH / SAE, Alemanha, 2004

# CONSTRUCTION OF A TESTING BENCH FOR THE STUDY OF SQUEAL NOISE PROBLEM IN AUTOMOTIVE DISC BRAKE SYSTEMS

**Tiago Akira Takahashi**  
akira.takahashi1@gmail.com

*The noise of brake systems is a long time problem that has not been solved by the automotive industry yet. Besides being annoying to the human ear, the noise usually gives a sensation of insecurity to the vehicle's user, although most times it is not true. The emission of noise on the brake system almost never affects its performance. Noises are result of vibration of a structure and when the components of of a disc brake system vibrate in some frequencies the resulting noise is called squeal noise. The main objective of this work is to develop a testing bench for the study of the squeal noise problem. The bench must be relatively simple and cheap, as well as efficient to study the squeal noise problem. It must simulate the working conditions of a brake system in as real as possible way, considering stresses, velocity, mass and other parameters. Through the testing bench, the causes of the squeal noise should be evaluated so that alternatives to solve such problem must be brought about.*

**Keywords:** Squeal noise, Brakes, Noises.