

EDUARDO PINHEIRO FREME FERREIRA

**CONSTRUÇÃO DE UMA BANCADA DE ENSAIOS PARA AVALIAÇÃO
DO MÓDULO DE ELASTICIDADE COMPLEXO.**

Trabalho de formatura apresentado à
Escola Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do título de
Engenheiro Mecânico.

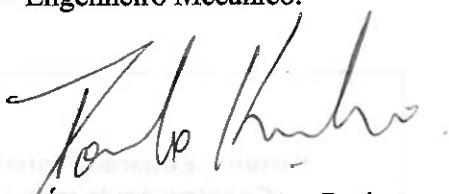
São Paulo

2005

EDUARDO PINHEIRO FREME FERREIRA

**CONSTRUÇÃO DE UMA BANCADA DE ENSAIOS PARA AVALIAÇÃO
DO MÓDULO DE ELASTICIDADE COMPLEXO.**

Trabalho de formatura apresentado à
Escola Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do título de
Engenheiro Mecânico.



Área de concentração: Projeto mecânico

Orientador: Prof. Dr. Paulo C. Kaminski

São Paulo

2005

RESUMO

Este trabalho tem por objetivo obter o módulo de elasticidade complexo de materiais utilizados em pastilhas de freio a disco flutuantes empregados em automóveis. Inicialmente o problema em questão foi apresentado e foi comprovada a sua importância para a indústria automobilística atual. Em seguida apresentou-se o embasamento teórico e o desenvolvimento matemático necessários à compreensão dos fenômenos envolvidos no problema de ruídos em freios. Estudos sobre o funcionamento do mecanismo em questão, os tipos de ruídos existentes, desgastes, atrito e materiais foram apresentados. Como terceira e principal parte do trabalho apresentou-se o projeto de uma bancada para medição do Módulo de Elasticidade Complexo dos materiais. Esta bancada foi construída e encontra-se no laboratório de “Desenvolvimento de Produto” da Escola Politécnica. O aparato já está em funcionamento.

ABSTRACT

This work aims to obtain the Complex Elastic Modulus of pad-disc braking system material. Firstly the problem has presented and its importance to actual automotive industry has proved. Afterward it has showed the theoretical support and mathematic development needed in order to understand the wrapped up phenomenal at brake noise. Studies about the brake system mechanism, brake noise, wearing, friction and materials have been showed. The third and main part of work is the workbench design toward to measure material's Complex Elastic Modulus. This workbench was built and it's in Product Development laboratory of Polytechnic School. The equipment has already worked.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
2. RESUMO DO PROJETO.....	2
3. O PROBLEMA A SER ESTUDADO	3
3.1 Contextualização	3
3.2 Funcionamento do freio a disco	6
3.3 Definição dos tipos de ruídos	8
4. PRINCÍPIOS SOBRE MATERIAIS, ATRITO E DESGASTE	10
4.1 Fundamentos.....	10
4.2 Módulo de Elasticidade Complexo	13
4.3 Ciclos de histerese	17
5. DESENVOLVIMENTO DA BANCADA.....	19
<i>5.1. Estruturação do projeto</i>	19
<i>5.2. Embasamento teórico</i>	19
<i>5.3. Preparação para a construção da bancada</i>	20
<i>a) Levantamento de equipamentos necessários à construção da bancada</i>	20
<i>b) Projeto básico</i>	20
<i>c) Cotação e seleção de material a ser comprado</i>	22
<i>5.4 Construção da bancada.....</i>	25
<i>5.5 Aprofundamento teórico</i>	26
<i>5.6 Plano de ensaios</i>	27
<i>5.7 Esquema de montagem do aparato</i>	27
6. RESULTADOS OBTIDOS.....	29
7. TRABALHOS FUTUROS	30
BIBLIOGRAFIA CONSULTADA.....	34

ANEXO A – Cronograma executado	36
ANEXO C – Componentes da bancada.....	37
APÊNDICE A – Orçamento B&K	44
APÊNDICE B – Orçamento PCB 1	45
APÊNDICE C – Orçamento PCB 2	46
APÊNDICE D – Orçamento Lynx	47
APÊNDICE E – Orçamentos Periféricos – Vortex Equipamentos	48
APÊNDICE F – Orçamentos Periféricos – Casa Ferreira.....	49

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Sistema de freio atual [3]	4
Figura 2 – Freio a disco sob condições extremas [6]	5
Figura 3 – Reclamações relativas a freios	5
Figura 4 – Representação do sistema [8].....	7
Figura 5 – Freio a disco em veículo [9].....	7
Figura 6 – Força de atrito	10
Figura 7 – Efeito da pressão e do coeficiente de atrito na estabilidade do sistema [15]	12
Figura 8 – Efeito da rigidez da pastilha no aparecimento do squeal [16]	13
Figura 9 – Ciclo de histerese para um material visco-elástico linear [21].....	17
Figura 10 – Projeto básico da bancada [22]	21
Figura 11 – Corpo de prova.....	25
Figura 12 – Esquema do aparato experimental	28
Figura 13 – Sistema de aquisição de dados (Lynx).....	37
Figura 14 – Estação de trabalho	37
Figura 15 – Peças.....	37
Figura 16 – Torno utilizado nos trabalhos.....	38
Figura 17 – Material com problema (heterogeneidade na dureza).....	38
Figura 18 – Acabamento da haste	39
Figura 19 – Bancada montada (superior)	39
Figura 20 – Bancada montada (frontal).....	39
Figura 21 – Amplificador	40
Figura 22 – Condicionador de sinais ICP.....	40
Figura 23 – Osciloscópio.....	41

Figura 24 – Gerador de funções	41
Figura 25 – Fonte.....	41
Figura 26 – Célula de carga	42
Figura 27 – Excitador	42
Figura 28 – Corpo de prova de calibração.....	42
Figura 29 – Corpo de prova.....	43
Figura 30 – Acelerômetro ICP.....	43

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Ruídos de baixa freqüência.....	8
Tabela 2 – Peças necessárias	23
Tabela 3 – Peças compradas.....	24
Tabela 4 – Peso das peças.....	26

1. INTRODUÇÃO

Durante o último ano do curso de Engenharia da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, cada aluno desenvolve um projeto a fim de aplicar parte dos conhecimentos obtidos durante o curso em um problema real. Este projeto é orientado por um professor, e no caso da Engenharia Mecânica este deve ser do PME. Geralmente o trabalho é composto por um estudo teórico e pela construção de um protótipo. O tema deve ser escolhido em harmonia com o orientador, e deve estar relacionado ao curso do aluno.

Após a busca de alguns temas de interesse resolveu-se, em consenso com o orientador, realizar um projeto que consiste na construção de uma bancada de ensaios para avaliação de uma propriedade dos materiais conhecida como Módulo de Elasticidade Complexo. Segundo trabalhos recentes [1] esta propriedade é importante em algumas aplicações automotivas, como pastilhas de freio a disco. Através de seu estudo é possível entender e avaliar melhor os problemas de ruídos e vibrações nestes componentes.

A equipe envolvida no projeto é composta por dois professores e dois alunos de graduação: Prof. Dr. Paulo Carlos Kaminski, orientando Eduardo P. F. Ferreira (Mecânica – 5º ano) e Prof. Dr. Marcelo Augusto Leal Alves orientando Rafael Sasso de Campos (Mecânica – 4º ano).

As atividades têm sido realizadas nas instalações do Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo e o aparato experimental, quando concluído, será instalado no Laboratório de Produto do Centro de Automação e Tecnologia do Projeto – CAETEC.

2. RESUMO DO PROJETO

O ruído e a vibração sempre foram características inerentes aos sistemas de freios. Estes fatores não alteram o desempenho do sistema. Porém, com os demais sistemas do veículo, como motor, transmissão e escapamentos, cada vez mais silenciosos, o ruído proveniente do freio passa a ser cada vez mais um importante item de conforto. Seu controle é essencial para o avanço dos padrões de qualidade na indústria automobilística atual.

Muitos estudos e pesquisas têm sido realizados a fim de compreender melhor esse tipo de fenômeno, permitindo assim melhor controle sobre o mesmo. Modelagens matemáticas e ensaios propiciaram grandes evoluções, mas ainda não se chegou a conclusões definitivas sobre este tema. Um grande dificuldade está nos efeitos dinâmicos relacionados a esse tipo de mecanismo. Os sistemas de freio são submetidos a altas cargas, em altas velocidades e em curtos períodos. Outra dificuldade é que estes esforços são aplicados de forma não determinística.

Alguns pesquisadores mostraram que um caminho promissor para o estudo destes fenômenos seria o estudo do *Módulo de Elasticidade Complexo* dos materiais empregados na construção de freios. Esta propriedade, que atualmente não é mensurada pelos fabricantes de freios, provavelmente está diretamente relacionada com os fenômenos de ruído e vibração. Algumas maneiras e equipamentos para medir esta grandeza são apresentados na literatura [2]. Porém, não há um consenso quanto à maneira mais eficaz.

A fim de mensurar esta propriedade e relacioná-la com o problema em questão, foi construída uma bancada para ensaios no laboratório de Desenvolvimento do Produto da Escola Politécnica.

A bancada é composta por um excitador, quatro acelerômetros, equipamentos para aquisição de dados, estrutura metálica e equipamentos de suporte (osciloscópio, fonte, etc.).

3. O PROBLEMA A SER ESTUDADO

3.1 Contextualização

Durante sua evolução o homem sempre buscou maneiras cada vez mais eficientes de propulsão para suas máquinas e equipamentos. Antes da revolução industrial os sistemas de tração eram basicamente animais. Logo, as máquinas trabalhavam com potências muito baixas e por isso não apresentavam grandes dificuldades de controle.

Porém, com a revolução industrial (século XVIII) e consequentemente o uso do vapor para os sistemas de propulsão, a capacidade das máquinas começou a crescer rapidamente. Equipamentos cada vez mais potentes e formas de propulsão cada vez mais eficiente passaram a ser constantemente apresentadas à sociedade.

Paralela ao aumento da potência dos equipamentos foi necessária igual evolução nos sistemas de freio. Tão importante quanto a capacidade de se gerar grandes potências em uma máquina é a capacidade de pará-la no momento desejado.

Os primeiros sistemas de freios (que deram origem aos sistemas atuais) foram implementados em carruagens. A idéia básica, que persiste até hoje, é que através de algum mecanismo a pessoa que está no controle do equipamento coloque em contato com as partes móveis um material que será desgastado. Com isso a energia das partes em movimento será dissipada. O mecanismo de acionamento era composto por alavancas. Atualmente é composto por um sistema hidráulico. O importante é que esse mecanismo amplifique a força aplicada. A figura 1 ilustra um sistema de freios atual. As partes azuis indicam os componentes responsáveis pela dissipação de energia, as partes vermelhas indicam os circuitos hidráulicos e as partes laranjas indicam os mecanismos de controle acessíveis ao motorista. Quanto ao material de atrito, já foram testados diversos tipos. Atualmente o mais aplicado é o contato de metal com metal.

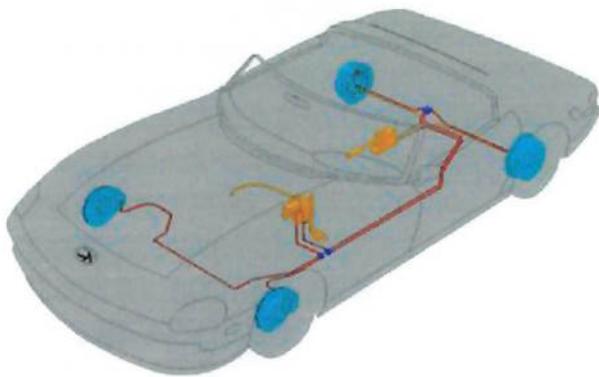


Figura 1 – Sistema de freio atual [3]

Dentre as primeiras dificuldades relacionadas aos sistemas de freios estava a de se aplicar a mesma força nas duas rodas da carroagem. Como isto era difícil, sempre um lado sofria mais força e o veículo acabava girando em torno de uma das rodas. Com o tempo novos sistemas foram surgindo e esta dificuldade foi superada.

Em 1902 foi patenteado o primeiro sistema de freios a disco ([4] apud [1]), semelhante aos atuais. Desta vez o grande problema, que fez com que este produto fosse implementado em larga escala quase 60 anos depois, em 1961, era o ruído do contato das partes metálicas. Hoje, após ser muito estudado e aprimorado, este é o sistema (freio a disco) que se mostrou mais eficiente, e tem cada vez mais espaço na indústria automotiva em substituição ao freio a tambor. Por sua maior eficiência, o freio a disco é considerado o melhor sistema para veículos que trabalham em condições extremas, como nas competições automobilísticas. A figura 2 mostra um freio a disco sendo utilizado em condições extremas.

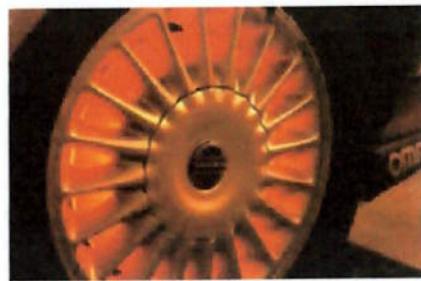


Figura 2 – Freio a disco sob condições extremas [6]

Atualmente o problema do ruído foi minimizado. Porém ainda estima-se que o ruído dos freios seja o maior responsável pelos gastos anuais com serviços de garantia da indústria automobilística. Com a diminuição de outras fontes de ruído de forma mais acelerada, esse tipo de ruído vem se destacando cada vez mais.

A figura 3 mostra os principais motivos de insatisfação dos clientes em relação aos sistemas de freios:

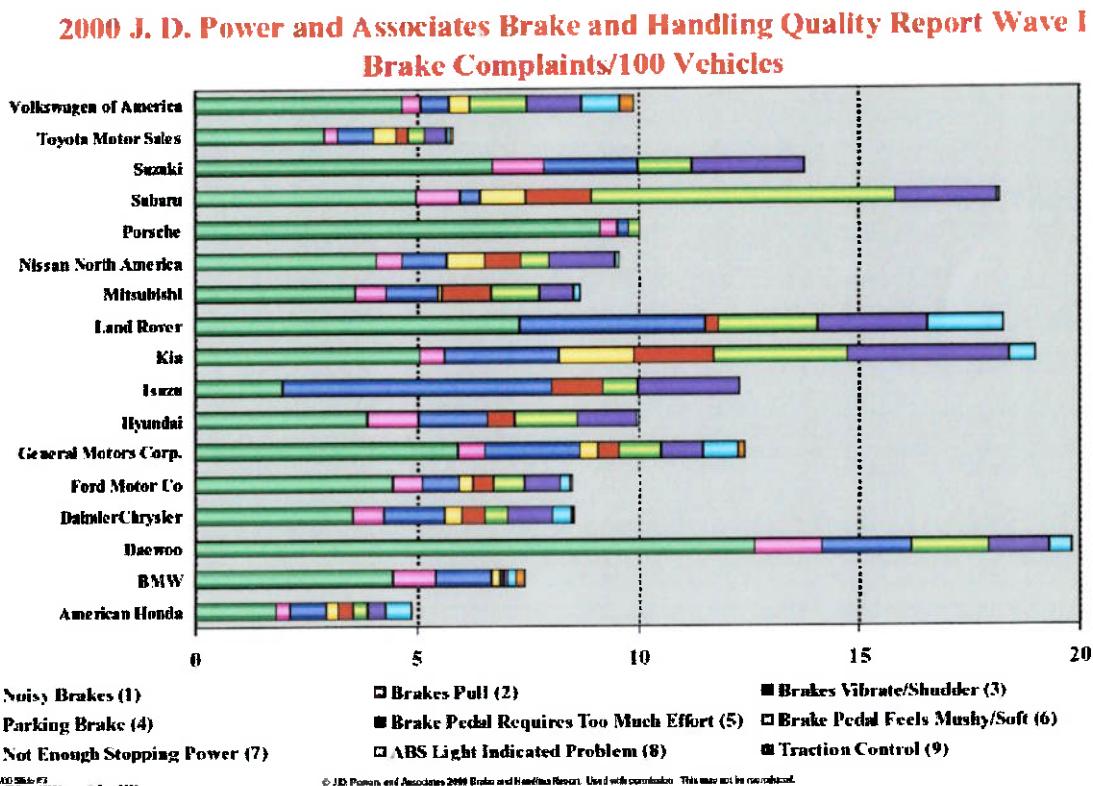


Figura 3 – Reclamações relativas a freios

Os compradores de automóveis têm feito diversas reclamações sobre este item. O consumidor de veículos automotores está cada vez mais exigente em relação ao produto devido à alta competitividade neste setor. Em [5] é possível ver que de 2000 a 2005 há reclamações sobre “squeal” (um tipo de ruído que será apresentado no decorrer deste trabalho) em 150 modelos disponibilizados no mercado norte-americano.

Outra questão importante é o fato das normas ambientais estarem mais exigentes. Os limites toleráveis de emissões e ruídos estão diminuindo, e a indústria tem investido para se adequar às novas normas. Atualmente, no Brasil, estão sendo implementados os limites da norma Euro III.

É válido lembrar que na indústria aeroespacial é comum o freio aerodinâmico, que utiliza a resistência do ar para dissipar energia. Porém, na maioria dos equipamentos terrestres, principalmente nos meios de transporte, esse tipo de freio não é aplicado.

Baseado nas informações acima expostas percebe-se a grande importância do freio a disco flutuante na indústria automotiva atual e futura (para os próximos anos não há previsão de implementação de algum sistema de freios alternativo). Este será o objeto de estudo deste trabalho. A bancada que será construída visa a análise de pastilhas que compõe este sistema. O objetivo é de obter dados que sirvam de base para futuros trabalhos que busquem a diminuição de ruídos em freios a disco flutuante.

Deve-se ressaltar que o problema de ruído não altera a funcionalidade do sistema de freios, e que seu estudo busca aprimorar o conforto e minimizar a poluição sonora. Porém, o desempenho do sistema continuará o mesmo.

3.2 Funcionamento do freio a disco

A figura 4 apresenta o esquema de um freio a disco flutuante. O detalhe azul turquesa representa o fluido de freio que recebe a pressão quando o motorista aciona o pedal. Este

fluído irá pressionar o pistão em direção ao disco (seta branca). O pistão possui em sua extremidade oposta a pastilha interna do sistema. Simultaneamente a carcaça (caliper) será empurrada no sentido de afastamento do disco (seta preta). Com isso, a pastilha externa também é pressionada contra o disco. Conforme comparado por [7], o sistema é análogo ao de uma bicicleta.

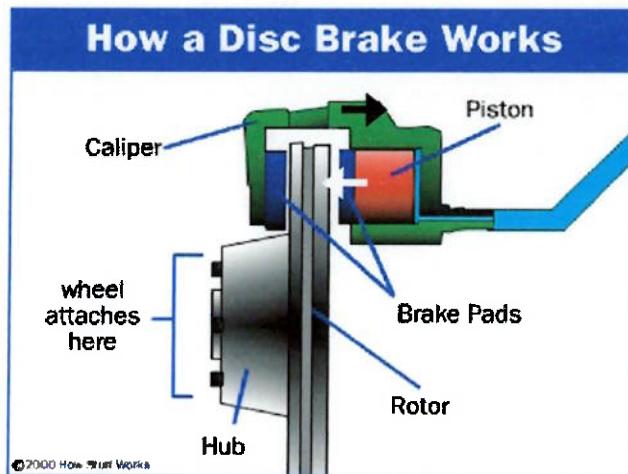


Figura 4 – Representação do sistema [8]

A figura 5 apresenta o freio a disco instalado em um veículo.



Figura 5 – Freio a disco em veículo [9]

3.3 Definição dos tipos de ruídos

Há dois tipos principais de ruídos em freios. Os de baixa freqüência são considerados aqueles entre 100 Hz e 1000 Hz. Há diversas classificações para os ruídos nesta faixa. A nomenclatura mais utilizada apresenta 4 grupos de ruídos de baixa freqüência: *grunt*, *groan*, *grind* e *moan*. Suas características são apresentadas na tabela 1.

Tabela 1 – Ruídos de baixa freqüência

Nome	Características
Grunt	Ocorre em velocidades inferiores a 3,6 km/h e geralmente tem freqüência abaixo de 300 Hz. O resultado é um ruído estridente e áspero de baixa freqüência [10].
Groan	Ocorre entre 50 e 500 Hz [1]. Acontece em desacelerações entre 1,5 m/s ² e 6,0 m/s ² , com temperaturas de revestimento entre 65°C e 120°C e com veículos em velocidades entre 16 Km/h e 32 Km/h. Esse ruído ocorre normalmente quando o carro é parado totalmente de maneira mais severa, e geralmente ocorre do meio para o final da do evento de frear o veículo [11].
Grind	É gerado quando o freio é novo ou fica muito tempo sem uso. A causa do ruído é a corrosão que ataca as partes metálicas durante o período de ócio do sistema. Logo após o início do uso a corrosão desaparece rapidamente (é desgastada) e o ruído não volta a aparecer. Sua freqüência é entre 0 e 300 Hz. [1].
Moan	Ocorre com velocidades maiores que 3,6 Km/h e produz vibrações de baixa freqüência entre 150 e 300 Hz. A pastilha de freio e o rotor travam por alguns instantes e em seguida retornam ao movimento. Esse tipo de ruído é

	causado pelo retorno ao movimento, e é transmitido a suspensão e ao sistema de freios [10]
--	--

Os ruídos acima de 1000 Hz são considerados de alta freqüência. São chamados de *Squeal*. Alguns autores fazem a divisão entre *Squeal* de baixa e de alta freqüência. O *Squeal* de baixa freqüência é classificado como um ruído que possui uma freqüência acima de 1000 Hz e abaixo de 5000 Hz. Geralmente ocorre com desacelerações entre 1,2 e 1,8 m/s² e com veículos com velocidades entre 8 e 16 Km/h. [11]. O *Squeal* de alta freqüência ocorre em freqüências acima de 5000 Hz e possui características semelhantes.

De uma maneira geral o *Squeal* ocorre durante as primeiras utilizações do sistema de freio ou em condições ambientais de alta umidade. O principal motivo está relacionado à vibração a altas freqüências dos componentes do sistema de freio causada por instabilidades do mesmo [1].

4. PRINCÍPIOS SOBRE MATERIAIS, ATRITO E DESGASTE

4.1 Fundamentos

A compreensão das leis sobre os atritos entre partes em contato com deslizamento entre si é fundamental para o estudo de freios. Leonardo da Vinci foi o primeiro cientista que formulou leis para o atrito. Amontons, 200 anos depois de Da Vinci, confirmou as leis já apresentadas e complementou-as. Em 1785 Coulomb apresentou o que utilizamos até hoje como leis de atrito. Então, as leis que regem o atrito entre os corpos podem ser resumidas como [12]:

1^a lei: Não havendo escorregamento no contato entre os sólidos, a força de atrito obedece a seguinte equação: $F_a \leq \mu_e \cdot N$. O coeficiente μ_e é chamado de coeficiente de atrito estático.

2^a lei: Havendo escorregamento no contato entre os sólidos, a força de atrito obedece a seguinte equação: $F_a = \mu_d \cdot N$. O coeficiente μ_d é chamado de coeficiente de atrito dinâmico.

3^o lei: O coeficiente de atrito é função de diversas características do material e das condições de contato, tais como temperatura, umidade, rugosidade, etc.

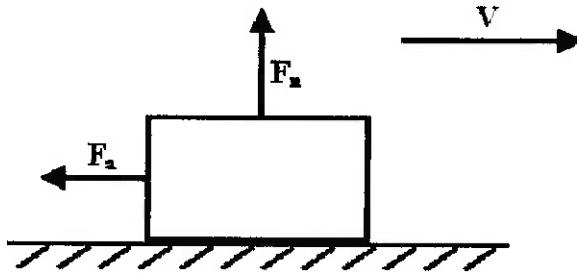


Figura 6 – Força de atrito

Pode-se afirmar que a força de atrito entre duas superfícies resulta da contribuição da força de adesão e da força de deformação ([1] apud [13]) escrevendo-se a seguinte equação:

$$Fa = Fad + Fdef \quad (3)$$

onde:

Fa : força de atrito

Fad : força de adesão, provinda de força de Van der Waal's, iterações dipolares, cargas elétricas, etc.

$Fdef$: força de deformação, provinda da transformação de energia devido à histerese.

A componente da força de atrito devido à adesão é definida como [14]:

$$Fad = A_r \cdot S \quad (4)$$

onde:

A_r : área real de contato

S : Tensão de cisalhamento de ligação por adesão do material mais mole

O coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco é um fator muito importante na caracterização do fenômeno de *squeal* em freios a disco, conforme se pode observar na Figura 7, que mostra que para coeficientes acima de um certo valor a uma determinada pressão de trabalho, o sistema se torna instável promovendo a aparição do *squeal*.

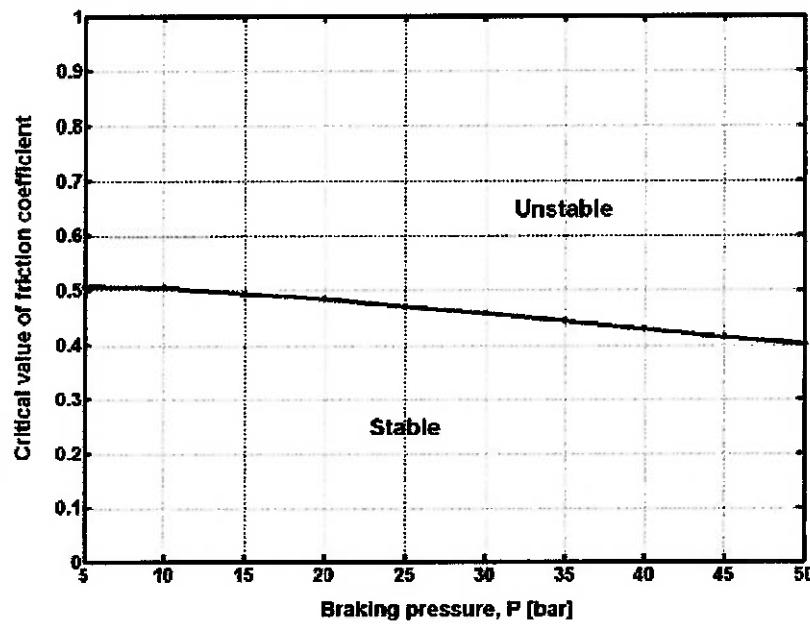


Figura 7 – Efeito da pressão e do coeficiente de atrito na estabilidade do sistema [15]

Na Figura 8 pode-se observar a influência da rigidez da pastilha na instabilidade do sistema, mostrando como esse parâmetro é um fator importante na aparição do ruído de *squeal*.

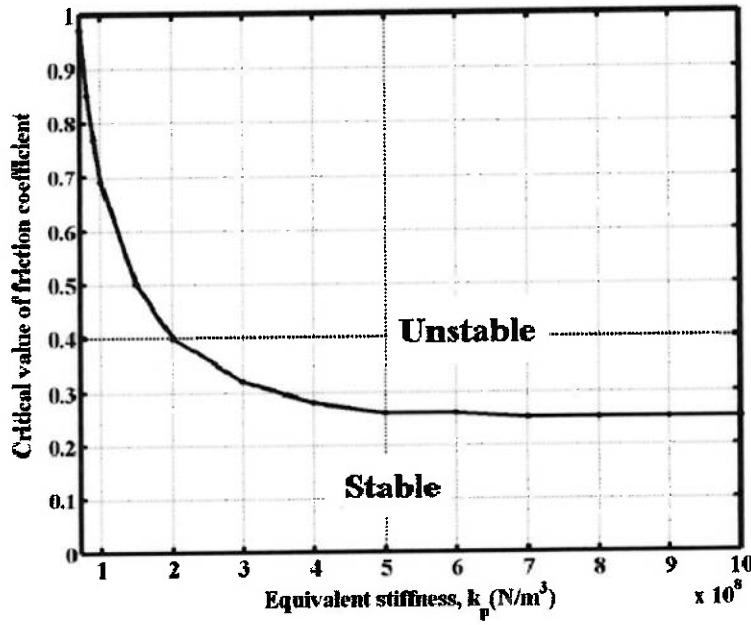


Figura 8 – Efeito da rigidez da pastilha no aparecimento do squeal [16]

4.2 Módulo de Elasticidade Complexo

A equação constitutiva para um estado simples de tensão, como tensão uniaxial ou cisalhamento puro pode ser expressa como uma função linear da tensão σ , deformação ε e suas derivadas, Findley et.al. [1989]:

$$f(\sigma, \dot{\sigma}, \ddot{\sigma}, \dots; \varepsilon, \dot{\varepsilon}, \ddot{\varepsilon}, \dots) = 0 \quad (1)$$

onde

$\sigma = \sigma(t)$ descreve a variação da tensão com o tempo e

$\varepsilon = \varepsilon(t)$ descreve a variação da deformação.

A equação (1) pode ser escrita da seguinte forma [17]:

$$P\sigma = Q\varepsilon \quad (2)$$

onde P e Q são operadores diferenciais no tempo descritos da forma:

$$P = \sum_{j=0}^n p_j \frac{\partial^j}{\partial t^j} \quad Q = \sum_{j=0}^z q_j \frac{\partial^j}{\partial t^j} \quad (3)$$

Assim de (3) e (2),

$$P\sigma = p_0\sigma + p_1\dot{\sigma} + p_2\ddot{\sigma} + \dots + p_n \frac{\partial^n \sigma}{\partial t^n} = q_0\varepsilon + q_1\dot{\varepsilon} + q_2\ddot{\varepsilon} + \dots + q_z \frac{\partial^z \varepsilon}{\partial t^z} = Q\varepsilon \quad (4)$$

Considerando-se uma deformação harmônica aplicada ao material da forma:

$$\varepsilon(t) = \varepsilon_0 e^{i\omega t} = \varepsilon_0 (\cos \omega t + i \sin \omega t) \quad (5)$$

Se o material é visco-elástico linear a tensão resultante também será da forma harmônica, porém defasada de um ângulo δ , [17].

$$\sigma_c = \sigma_0 e^{i\delta} \quad (6)$$

$$\sigma(t) = \sigma_c e^{i\omega t} \quad (7)$$

Inserindo (6) e (5) em (4), obtém-se a seguinte relação:

$$\frac{\sigma_c}{\varepsilon_0} = \frac{[q_0 + (i\omega)q_1 + (i\omega)^2 q_2 + \dots]}{[p_0 + (i\omega)p_1 + (i\omega)^2 p_2 + \dots]} = E^*(\omega) \quad (8)$$

onde E^* é denominado módulo complexo

Para o caso linear, os polinômios P e Q não dependem da tensão ou da deformação, mas podem depender do tempo [17],

Se uma deformação constante, $\varepsilon = \varepsilon_0 H(t)$ for aplicada, onde $H(t)$ é uma função degrau, e sua tensão, $\sigma(t)$ medida, tem-se a seguinte relação para um material linear ([18] apud [1]):

$$\sigma(t) = \varepsilon_0 E(t) \quad (9)$$

onde $E(t)$ é o módulo de elasticidade do material.

Para o caso de uma aplicação de deformação arbitrária, pode-se utilizar a regra da superposição para obter-se a tensão resultante [18]. Ou seja, em um momento t' , aplica-se uma deformação adicional, $\Delta\varepsilon'$, reescreve-se a eq. (1) da seguinte forma, sendo $t > t'$:

$$\sigma(t) = \varepsilon_0 E(t) + \Delta\varepsilon' E(t - t')$$

Dividindo o diagrama de deformação em uma parte inicial, $\varepsilon_0\Delta(t)$ e em uma seqüência de funções degrau infinitesimais dadas por:

$$d\varepsilon' \Delta(t - t') \quad (10)$$

onde,

$$d\varepsilon' = (d\varepsilon / dt)_{t=t'} dt' = (d\varepsilon / dt') dt' \quad (11)$$

A tensão correspondente no tempo t pode ser escrita como uma somatória das deformações, ou ainda sob a forma de uma integral, chamada de integral hereditária [18]:

$$\sigma(t) = \varepsilon_0 E(t) + \int_0^t E(t - t') \frac{d\varepsilon'}{dt'} dt' \quad (12)$$

Reescrevendo a eq. (12), substituindo $\frac{d\varepsilon'}{dt'} dt'$ pela forma mais usual, $\frac{\partial\varepsilon'(t')}{\partial t'} dt'$, incorporando a parcela de ε_0 na integral, e estendendo o limite de integração inferior a $-\infty$, já que para $t' < 0$, $\varepsilon = 0$, obtém-se a seguinte relação tensão-deformação:

$$\sigma(t) = \int_{-\infty}^t E(t - \xi) \frac{\partial\varepsilon(\xi)}{\partial\xi} d\xi = E(t) * \frac{\partial\varepsilon(\xi)}{\partial\xi} \quad (13)$$

também chamada de convolução de Stieltjes, onde o símbolo $*$ denomina convolução.

Fazendo a seguinte troca de variáveis:

$$\xi' = t - \xi \quad (14)$$

$$\xi = -\infty \quad \xi' = \infty \quad (15)$$

$$\xi = t \quad \xi' = 0 \quad (16)$$

$$d\xi' = d(t - \xi) = -d\xi \quad (17)$$

e invertendo os limites de integração, tem-se a eq. (13),

$$\sigma(t) = - \int_0^{\infty} E(\xi') \frac{\partial \varepsilon(t - \xi')}{\partial \xi'} d\xi' \quad (18)$$

Ainda,

$$\varepsilon(t - \xi') = \varepsilon_0 e^{i\omega t} e^{-i\omega \xi'} = \varepsilon_0 e^{i\omega t} (\cos \omega \xi' - i \sin \omega \xi') \quad (19)$$

$$\frac{\partial \varepsilon(t - \xi')}{\partial \xi'} = -\omega \varepsilon_0 e^{i\omega t} (\sin \omega \xi' + i \cos \omega \xi') \quad (20)$$

Então:

$$\sigma(t) = \omega \varepsilon_0 e^{i\omega t} \int_0^{\infty} E(\xi') (\sin \omega \xi' + i \cos \omega \xi') d\xi' \quad (21)$$

$$E^*(\omega) \varepsilon_0 (\cos \omega t + i \sin \omega t) = \omega \varepsilon_0 (\cos \omega t + i \sin \omega t) \int_0^{\infty} E(\xi') (\sin \omega \xi' + i \cos \omega \xi') d\xi' \quad (22)$$

Simplificando-se:

$$E^*(\omega) = \omega \int_0^{\infty} E(\xi') (\sin \omega \xi' + i \cos \omega \xi') d\xi' = i \omega \int_0^{\infty} E(\xi') e^{-i\omega \xi'} d\xi' \quad (23)$$

Sabendo que a transformada de Fourier é definida por ([19] apud [1]),

$$FFT(x(t)) = X(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) e^{-i\omega t} dt \quad (24)$$

Trocando-se a variável ξ' por t e ainda, no caso, no intervalo de $-\infty < t < 0$ sabendo que a integral da função é nula pois não existe deformação, pode-se então escrever a eq. (23) da seguinte forma:

$$E^*(\omega) = i \omega FFT(E(t)) \quad (25)$$

Retornando a eq. (13) e sabendo da propriedade da transformada de Fourier, Arruda e Huallpa [2001]:

$$FFT(f1 * f2) = FFT(f1)FFT(f2) \quad (26)$$

tem-se:

$$FFT(\sigma(t)) = FFT(E(t))FFT\left(\frac{\partial \varepsilon(t)}{\partial t}\right) \quad (27)$$

Como as funções são harmônicas ([1] apud [19]),

$$FFT\left(\frac{\partial f}{\partial t}\right) = i\omega FFT(f) \quad (28)$$

Então, de (28) em (27) e igualando-se a (25).

$$i\omega FFT(E(t)) = \frac{FFT(\sigma(t))}{FFT(\varepsilon(t))} = E^*(\omega)$$

Assim, pode-se obter o módulo complexo através das medições de tensão e deformação no tempo, sendo o material submetido à excitação dinâmica.

4.3 Ciclos de histerese

Uma representação gráfica clássica da relação entre tensão e deformação é a curva de histerese. No caso de materiais visco-elásticos, segundo [20], essa curva é uma elipse conforme a Figura 7.

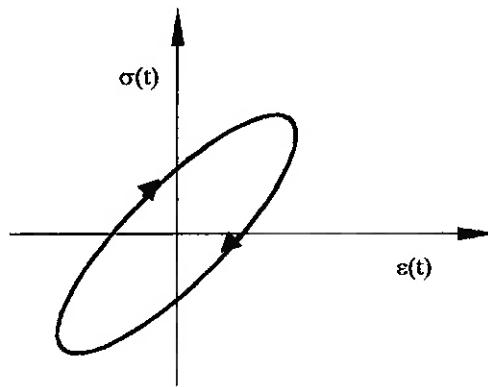


Figura 9 – Ciclo de histerese para um material visco-elástico linear [21]

A análise do ciclo de histerese a seguir foi retirada de [21].

A energia dissipada por unidade de volume, durante um ciclo de deformação, corresponde à área interna do ciclo de histerese, é dada por:

$$ED = \int_0^{2\pi/\omega} \sigma \left(\frac{d\varepsilon}{dt} \right) dt \quad (29)$$

onde ω é a freqüência de oscilação.

Admitindo que a deformação tenha variação senoidal e utilizando o conceito de módulo complexo, escreve-se:

$$\varepsilon(t) = \varepsilon_0 \operatorname{sen} \omega t \quad (30)$$

$$\sigma(t) = E' \varepsilon_0 \operatorname{sen} \omega t + E' \eta \cos \omega t \quad (31)$$

Introduzindo a eq. (30) e a eq. (31) na eq. (29), chega-se à seguinte expressão para a energia dissipada:

$$ED = \pi \eta E' \varepsilon_0^2 \quad (32)$$

Observa-se então que a quantidade de energia dissipada por ciclo, que se relaciona com a capacidade de amortecimento do material, é proporcional ao produto $\eta E'$.

Sendo a máxima energia de deformação elástica por unidade de volume dada por:

$$U = E' \varepsilon_0^2 / 2 \quad (33)$$

tem-se que o fator de perda pode ser expresso da seguinte maneira:

$$\eta = \frac{ED}{2\pi U} \quad (34)$$

sendo este parâmetro uma importante medida da capacidade de amortecimento do material.

5. DESENVOLVIMENTO DA BANCADA

As etapas que foram desenvolvidas durante o projeto do protótipo da bancada foram:

5.1. *Estruturação do projeto*

Dentro das atividades consideradas como estruturação do projeto como um todo, estavam inclusas as seguintes atividades: *definição do tema, busca de orientador, reunião com o orientador para um panorama geral do projeto, elaboração do cronograma, estudos iniciais do tema e estudo de viabilidade econômica (pré-cotações)*. Estas atividades foram realizadas dentro do prazo previsto. O estudo de viabilidade foi entregue contendo a descrição de tais atividades no dia 28 de abril de 2005.

5.2. *Embasamento teórico*

Como embasamento teórico considerou-se a atividade *de leitura da bibliografia indicada pelo orientador e busca de bibliografia complementar*. Esta atividade foi realizada no período planejado. Inicialmente buscou-se se situar no problema a ser estudado. Tentou-se responder perguntas como: qual a importância econômica deste problema? Quais os prejuízos causados pelo mesmo? Quais os possíveis benefícios que a sociedade teria com o estudo deste tema? Em seguida a pesquisa direcionou-se para compreensão do sistema em questão. Buscou-se saber como o sistema de freio funcionava atualmente e quais os problemas relacionados a ele.

Então foi feito um estudo sobre os modelos matemáticos existentes relacionados aos fenômenos envolvidos. Por fim buscou-se os dados que servem como referência para os ensaios.

Todas estas pesquisas foram resumidamente apresentadas neste relatório, estando presente os itens essenciais para a compreensão do trabalho.

5.3. Preparação para a construção da bancada

a) Levantamento de equipamentos necessários à construção da bancada

Inicialmente fez-se o levantamento, junto com o orientador e embasado na bibliografia consultada, dos materiais necessários à construção da bancada. Concluiu-se que seriam necessários: sistema de aquisição de dados, 4 acelerômetros, célula de carga, condicionador de sinais, cabos, atuadores e amplificadores. Dependendo do fabricante e da tecnologia empregada esta configuração poderia ser alterada, adicionando-se ou retirando-se alguns itens. Começou-se então a pesquisa com os fabricantes/distribuidores que possuem esses materiais a fim de se obter orçamentos.

Também se determinou que fosse necessário um osciloscópio digital de 2 canais, uma fonte estabilizada (0–12V com 8 canais) e um gerador de sinais de 0 a 20 KHz. (senoidal, quadrado e dente de serra).

Por fim foi feito um levantamento dos possíveis locais que venderiam as peças de aço (retalhos) em tamanho próximo ao desejado para serem usinados na Escola Politécnica.

b) Projeto básico

Foi elaborado o projeto básico da bancada baseado na bibliografia consultada.

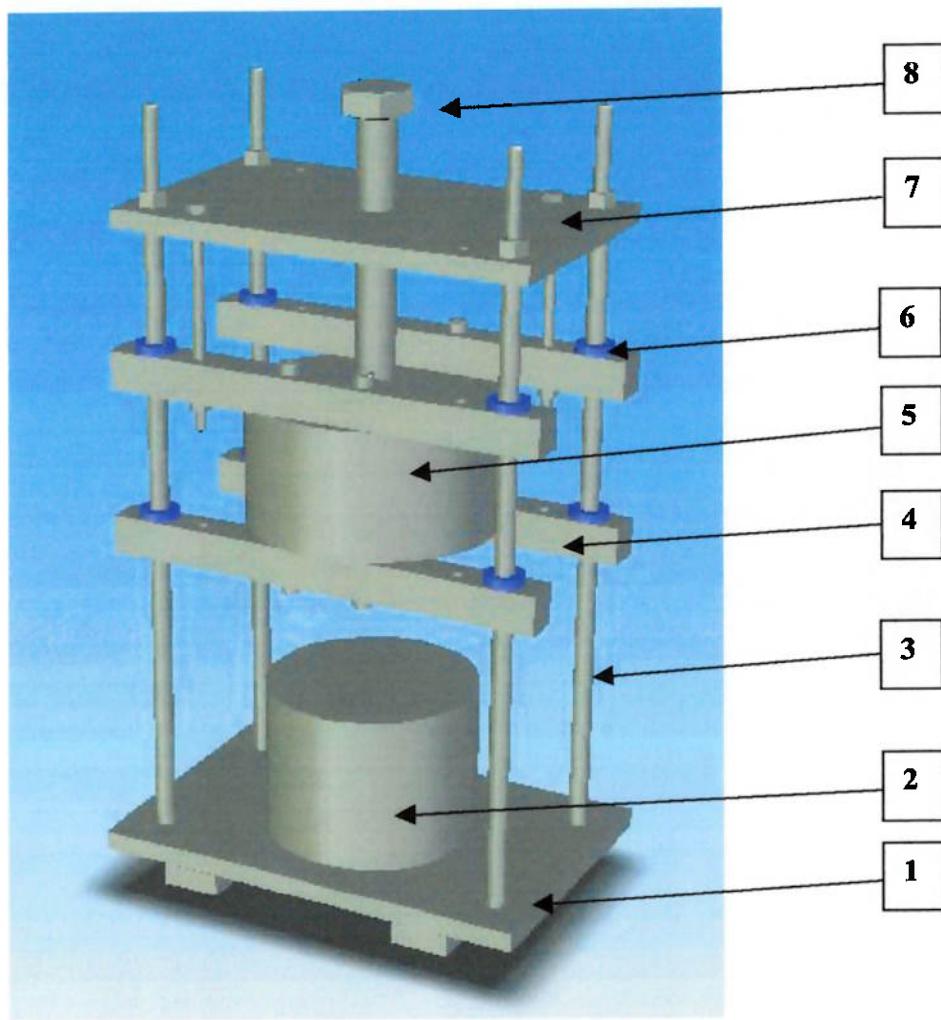


Figura 10 – Projeto básico da bancada [22]

1– Base

2– Bloco de inércia inferior

3– Coluna de sustentação

4– Travessa

5– Bloco de inércia superior

6– Bucha plástica para ajuste deslizante entre a coluna e a travessa

7– Cobertura

8– Parafuso para ajuste de altura e aplicação de pré-tensão

c) Cotação e seleção de material a ser comprado

Os itens necessários foram levantados conjuntamente com o orientador, com embasamento na bibliografia existente. Durante a compra do material deparou-se com uma dúvida entre duas tecnologias distintas de sensores (acelerômetros). Ambas atenderiam as necessidades, porém possuíam algumas características diferentes. As possibilidades eram os sensores piezelétricos de saída de carga (*charge output*) e sensores piezelétricos do tipo ICP. Esta escolha é importante por alterar a configuração total do sistema. Além da mudança dos sensores, cada tecnologia demanda equipamentos complementares diferentes. Acabou-se escolhendo a tecnologia de sensores piezelétricos do tipo ICP por: concepção tecnológica recente, implicando em qualidade superior em vista das necessidades das medições pretendidas; eliminação da necessidade de equipamentos de suporte de sensores, mais especificamente os amplificadores, pois os sensores ICP já possuem saída amplificada, e diferença de custos envolvidos.

Os equipamentos selecionados são da marca PCB Piezotronics e são eles:

- 4 (quatro) acelerômetros ICP uniaxiais modelo 353B15
- 1 (um) sensor de força ICP modelo 200C20
- 1 (um) condicionador de sinais ICP de 4 (quatro) canais modelo 482A22
- 4 (quatro) cabos coaxiais para acelerômetros modelo 003P10
- 1 (um) cabo coaxial para sensor de força modelo 003C10
- 1 (um) atuador piezelétrico modelo 712A01
- 1 (um) amplificador para atuador modelo 790A01

Em apêndice estão os orçamentos destes produtos. O apêndice A apresenta o orçamento da B&K. O apêndice B apresenta o orçamento da PCB para tecnologia ICP. Este é o orçamento do material que foi adquirido. O apêndice C apresenta o orçamento da PCB para os mesmo produtos, porém sem tecnologia ICP (*charge output*).

Para o sistema de aquisição de dados seguiu-se o mesmo caminho de pesquisa com diversos fabricantes/distribuidores. Como critério de escolha, além do custo, foi adotado o fato do sistema ser suficientemente flexível. Desta maneira pode haver uma interface com diversos equipamentos e pode ser utilizado em diversos tipos de pesquisa. Então se selecionou o sistema da Lynx modelo ADS1000 que conta com 16-bits de resolução, amplitude do sinal de entrada ajustável e diversas outras ferramentas características de sistemas profissionais de aquisição de dados como: 16 entradas analógicas para recepção de sinais de medição, entradas e saídas digitais, controle sincronizador e interface de rede Ethernet. Para controle e análise dos sinais adquiridos via computador, o sistema utiliza os programas AqDados e AqAnalysis. O orçamento encontra-se no apêndice D.

Os equipamentos complementares (Fonte, Osciloscópio e Gerador de Sinais) foram também selecionados através de cotações entre diversos fornecedores.

Para confecção das peças em aço foram comprados retalhos que foram trabalhados nas oficinas da Escola. As peças necessárias à bancada são:

Tabela 2 – Peças necessárias

LISTA DE PEÇAS - NECESSÁRIAS						
PEÇA	QUANTIDADE	DIMENSÕES (mm)				MATERIAL
		LARGURA	COMPRIMENTO	ALTURA	DIÂMETRO	
Base	1	150	230	10	-	Aço
Travessa	4	20	230	20	-	
Apoio	2	150	30	20		
Topo	1	130	220	10		
Bloco infer	1	-	-	81	110	
Bloco supê	1	-	-	67	130	
Coluna	4	-	-	400	10	
Bucha	4			25	20	Nylon

As peças compradas foram:

Tabela 3 – Peças compradas

LISTA DE PEÇAS - COMPRADAS						
PEÇA	QUANTIDADE	DIMENSÕES (mm)				MATERIAL
		LARGURA	COMPRIMENTO	ALTURA	DIÂMETRO	
Base	1	150	230	10	-	Aço
Travessa	4	25	230	25	-	
Apoio	2	150	30	25		
Topo	1	130	220	10		
Bloco infer	1	-	-	87	140	
Bloco supe	1	-	-	87	140	
Coluna	4	-	-	400	10	
Bucha	4			500	20	Nylon

Também foi cotado e comprado o material que será usado nos ensaios como corpos de provas. Pelo plano de ensaios definiu-se que seriam analisadas pastilhas de um veículo pequeno (motor 1.0), de um veículo médio (motor 1.8) e de um veículo grande (motor 2.0). Então, foram comprados três jogos de pastilhas (todos da marca Cobreq), sendo um jogo de cada tipo de veículo. Cada corpo de prova tem a dimensão de 20x20x13 mm e é utilizado apoiado em uma placa de encosto de metal, como ilustrado na figura 12. Portanto, cada pastilha permite a confecção de até 15 corpos de prova.

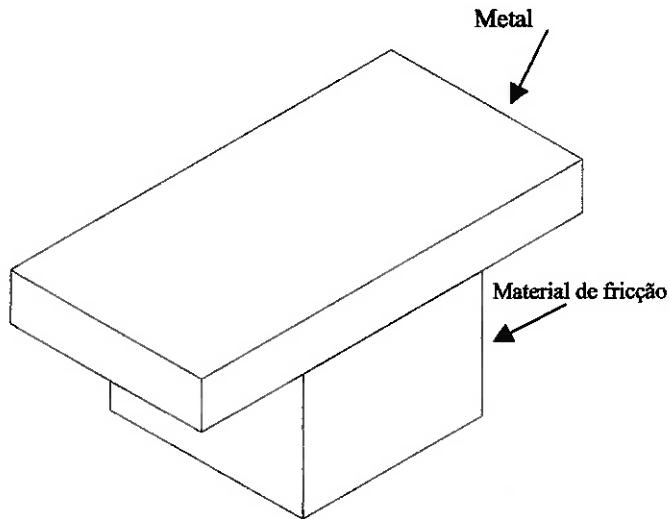


Figura 11 – Corpo de prova

Outra aquisição necessária foi de corpos de provas utilizados para calibração da bancada. Foram comprados corpos de acrílico pelo fato deste material possuir propriedades dinâmicas conhecidas e semelhantes às do material de atrito, como fator de perda e dependência da temperatura e freqüência. A literatura [1] nos apresenta apenas a parte real do Módulo de Elasticidade Complexo, sendo 3.300 MPa.

5.4 Construção da bancada

A bancada está sendo construída nos laboratórios da escola. Todas as peças que precisam ser usinadas já estão prontas. O peso final de cada peça é mostrado na tabela 4.

Tabela 4 – Peso das peças

Peça	ID	Peso (g)
Base		2928
Topo		1828
Travessas	1	866
	2	913
	3	873
	4	914
Colunas	1	240
	2	242
	3	241
	4	240
Bloco superior		7670
Bloco inferior		8205
Buchas	média	2,6

Apesar de parecer uma atividade simples, a usinagem das peças foi trabalhosa. Primeiramente a compra de materiais em pequena quantidade apresentou algumas dificuldades. As lojas pequenas, que vendem retalhos, não sabem informar as características exatas do material que esta sendo vendido. Durante o trabalho encontraram-se peças inutilizadas. Por exemplo: havia uma barra de ferro com a dureza completamente heterogênea. Ao ser frezada a peça ficou completamente desigual e com diversas falhas.

5.5 Aprofundamento teórico

Conforme exposto no planejamento do projeto, em um momento do desenvolvimento (no início do segundo semestre) seria feito um aprofundamento teórico. Esta etapa se mostrou necessária uma vez que no decorrer do trabalho a equipe já está muito mais familiarizada com o assunto que no início do projeto. Logo, uma nova pesquisa bibliográfica poderia trazer novas informações não percebidas nas pesquisas anteriores.

A pesquisa foi realizada e trouxe dados interessantes, principalmente relativos a experimentos envolvendo sistemas de freios e materiais de atrito realizados por outras conceituadas instituições de pesquisa.

5.6 Plano de ensaios

As três variáveis físicas que têm influência direta sobre os fenômenos estudados são a pressão, a temperatura e a freqüência de excitação. Inicialmente irá se estudar a variação das propriedades dinâmicas de acordo com a freqüência. Para tanto a temperatura e a pressão serão mantidas constantes.

Outra variável que será analisada, relativa à tecnologia do produto, é a aplicação da pastilha. Serão realizados ensaios, conforme já exposto, em pastilhas utilizadas em carros de diferentes portes.

Em cada medida os sinais dos acelerômetros serão enviados a placa de aquisição de sinais. Então, serão processados e se possuirá os valores de E' e E'' . De cada pastilha serão ensaiados três corpos de prova a fim de constatar a uniformidade da mesma. Cada corpo de prova será ensaiado com uma excitação de varredura de senos no intervalo entre 0 Hz e 6000 Hz.

5.7 Esquema de montagem do aparato

O aparato experimental foi montado de acordo com o esquema abaixo.

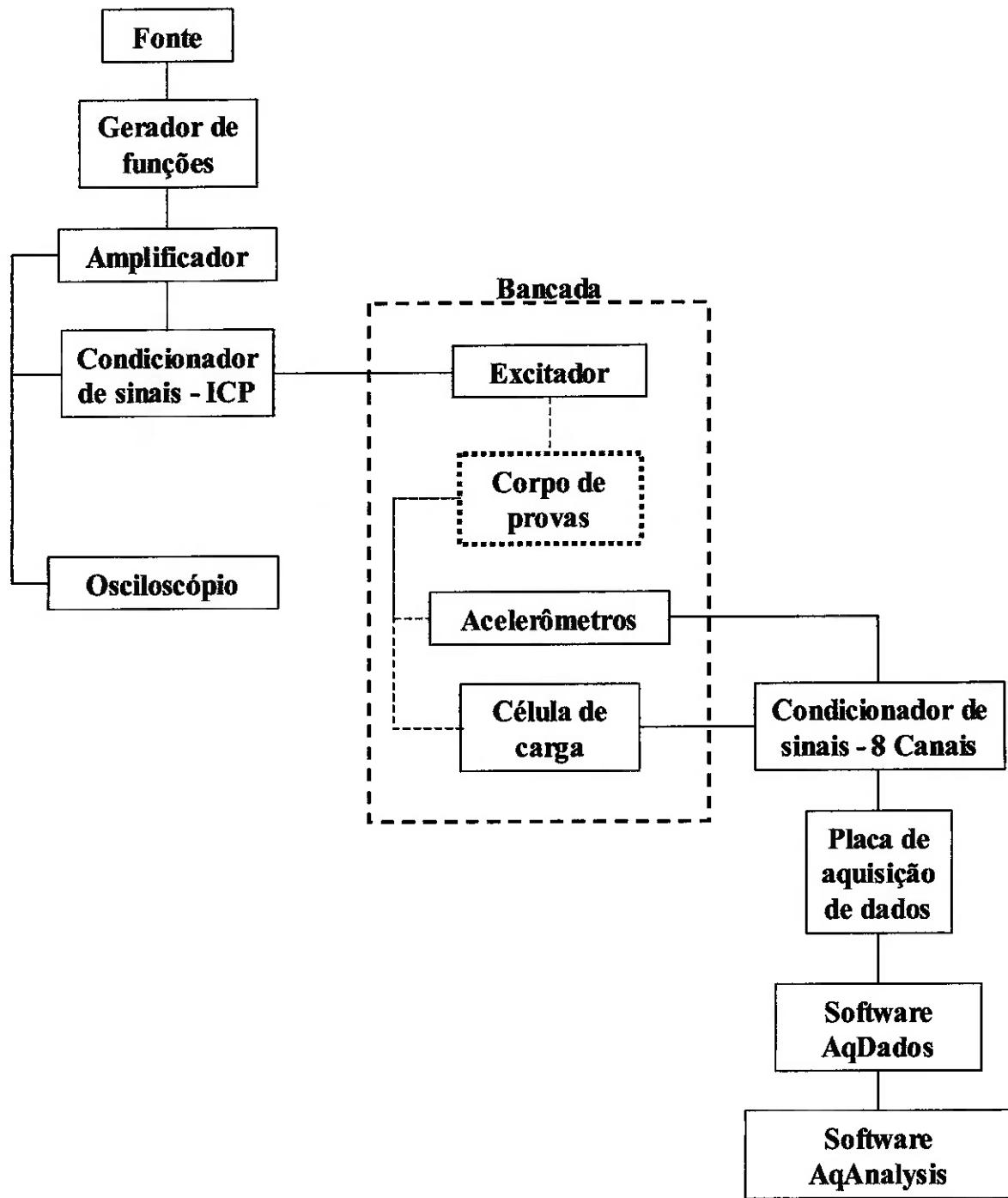


Figura 12 - Esquema do aparato experimental

6. RESULTADOS OBTIDOS

Em relação as atividades que estavam previstas, não houve condição de se realizar diversos ensaios. Os equipamentos importados ficaram muito tempo retidos em fiscalizações. Por isso chegaram à Escola no início de novembro. Como a instalação dos componentes não é simples, entre os equipamentos chegam e funcionarem há uma demora natural. Conectores que não são compatíveis, peças que faltam e tempo para aprendizado de utilização fazem com que o total domínio e funcionamento do equipamento não seja viável em menos de 1 mês. Porém, as partes do equipamento foram testadas e a comunicação do conjunto funciona de maneira adequada.

Como pendência ficou apenas a calibração do equipamento e a realização de alguns ensaios. Porém, pode-se garantir que a bancada atingiu seu propósito e que ela é capaz de obter os dados necessários.

7. TRABALHOS FUTUROS

O projeto terá continuidade através do grupo de pesquisa, sendo um dos alunos realizando o projeto como trabalho de formatura e o outro como tese de mestrado. Pretende-se, após a calibração e completo domínio sobre os equipamentos realizar uma série de ensaios a fim de se chegar em valores de Módulo Complexo de Elasticidade para as pastilhas em questão.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] RUZZI, M. H. **Fundamentos de ruído em reios a disco e proposta de uma bancada de ensaios para avaliação de parâmetros de materiais de pastilhas.** Tese de mestrado, Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2004.
- [2] GADE, S.; KONSTANTIN-HANSEN, H.; HERLUFSEN, H. **Complex Modulus and Damping Measurement using resonant and non-resonant methods.** SAE, 1999.
- [3] INNER AUTO [on line]. Disponível em: <http://www.innerauto.com/Automotive_Systems/Brake_System/>. Acesso em: 5 mai. 2005.
- [4] BREUER, B.; BILL, K. **Bremsenhandbuch Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik.** Vieweg & Sohn, 2003, Alemanha.
- [5] THE CENTER FOR AUTO SAFETY [on line]. Disponível em: <<http://www.autosafety.org/casresults.php?offset=0&find=brake%20squeal>>. Acesso em: 21 jun. 2005.
- [6] SIMRAC [on line]. Disponível em: <<http://www.simrac.com>>. Acesso em: 5 mai. 2005.
- [7] GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics.** Estados Unidos da América. Society of Automotive Engineers Inc, 1992

[8] HOW STUFF WORKS [on line]. Disponível em: <<http://auto.howstuffworks.com/disc-brake.htm>>. Acesso em: 03 jun. 2005.

[9] SPECR [on line]. Disponível em: <<http://www.specr.com.sg/RX8%20AutoExe39.jpg>>. Acesso em: 05 jun. 2005.

[10] MISRA, H.; NACK, W.; KOWALSKI, T. et al. **Brake Analysis and NVH Optimization Using MSC.NASTRAN.**

[11] SAE [on line]. **Automotive Engineering International On line.** Disponível em: <http://www.sae.org/automag/nvh_reduction/04.htm%20-%20descrição%20de%20ruidos>. Acesso em 08 jun. 05.

[12] FRANÇA, L.N.F.; MATSUMURA, A.Z. **Mecânica Geral.** Editora Edgard Blucher, São Paulo, 2001.

[13] OEHL, K.- H.; PAUL, H.-G. **Bremsbeläge für Straßenfahrzeuge.** Verlag Moderne Industrie, 1990, Alemanha.

[14] BAHADUR, S. **Fundamentals of Friction and Wear of Automobile Brake Materials.** Trabalho apresentado a SAE 21^a Annual Brake Colloquium and Exhibition 2003.

[15] WAGNER, U. von. et al. **Brake Squeal: Modeling and Experiments.** Alemanha: VDI-Bericht 1749, 173–186, 2003.

[16] CHAKRABORTY, G. et. al. **A new model for floating caliper disc brake.** Alemanha: VDI – Tagung Reibung und Schwingungen in Fahrzeugen, Maschinen und Anlagen, 2002.

[17] FINDLEY, W. N. et. al. **Creep and Relaxation of Nonlinear Viscoelastic Materials.** North –Holland Publishing Company, EUA, 1989.

[18] FLÜGGE, W. **Viscoelasticity.** Blaisdell Publishing Company. EUA, 1967.

[19] BRONSTEIN, N. I.; et. al. **Taschenbuch der Mathematik.** Verlag Harri Deutsch, Alemanha, 1993.

[20] NASHIF, A. D. **Vibration Damping.** EUA : John Wiley & Sons, Inc, 1985.

[21] LIMA, A. M. G. **Modelagem Numérica e Avaliação experimental de materiais viscoelásticos aplicados ao controle passivo de vibrações mecânicas.** 2003. 126p.

[22] CAMPOS, R. S. **Determinação das Propriedades Complexas de Materiais de Freios Automotivos** Relatório de iniciação científica. Escola Politécnica. 2004

BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

ARRUDA, J. R. de F.; HUALLPA, B. N. **Introdução à Análise Espectral.** Universidade Estadual de Campinas– Faculdade de Engenharia Mecânica, 2001, Campinas, Brasil.

AUTOMOTIVE handbook. 4 ed. Stuttgart Alemanha. Robert Bosch GmbH, 1996.

BRECHT, J. **Properties of Friction Materials.** XXIII International μ Symposium – Brake Conference, 2003 p.76 –98, Alemanha.

BREUER, B.; BILL, K. **Bremsenhandbuch Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik.** Vieweg & Sohn, 2003, Alemanha.

BRONSTEIN, N. I.; et. al. **Taschenbuch der Mathematik.** Verlag Harri Deutsch, Alemanha, 1993.

CONTINENTAL – TEVES ATE Faustsattel–Scheibenbremsen. Catálogo, Frankfurt, Alemanha 2004.

DUNLAP, K. B.; RIEHLE, A. ; LONGHOUSE, R. E. **An Investigative Overview of Automotive Disc Brake Noise,** Detroit, 1 a 4 de Março. 1999 / International Congress and Exposition – SAE International, Estados Unidos da América, 1999.

ERIKSSON, M. **Friction and Contact Phenomena of Disc Brakes Related to Squeal.** 2000. 47p. Tese (Doutorado). Comprehensive summaries of Uppsala Dissertations from the faculty of Science and Technology 537, Uppsala, 2000.

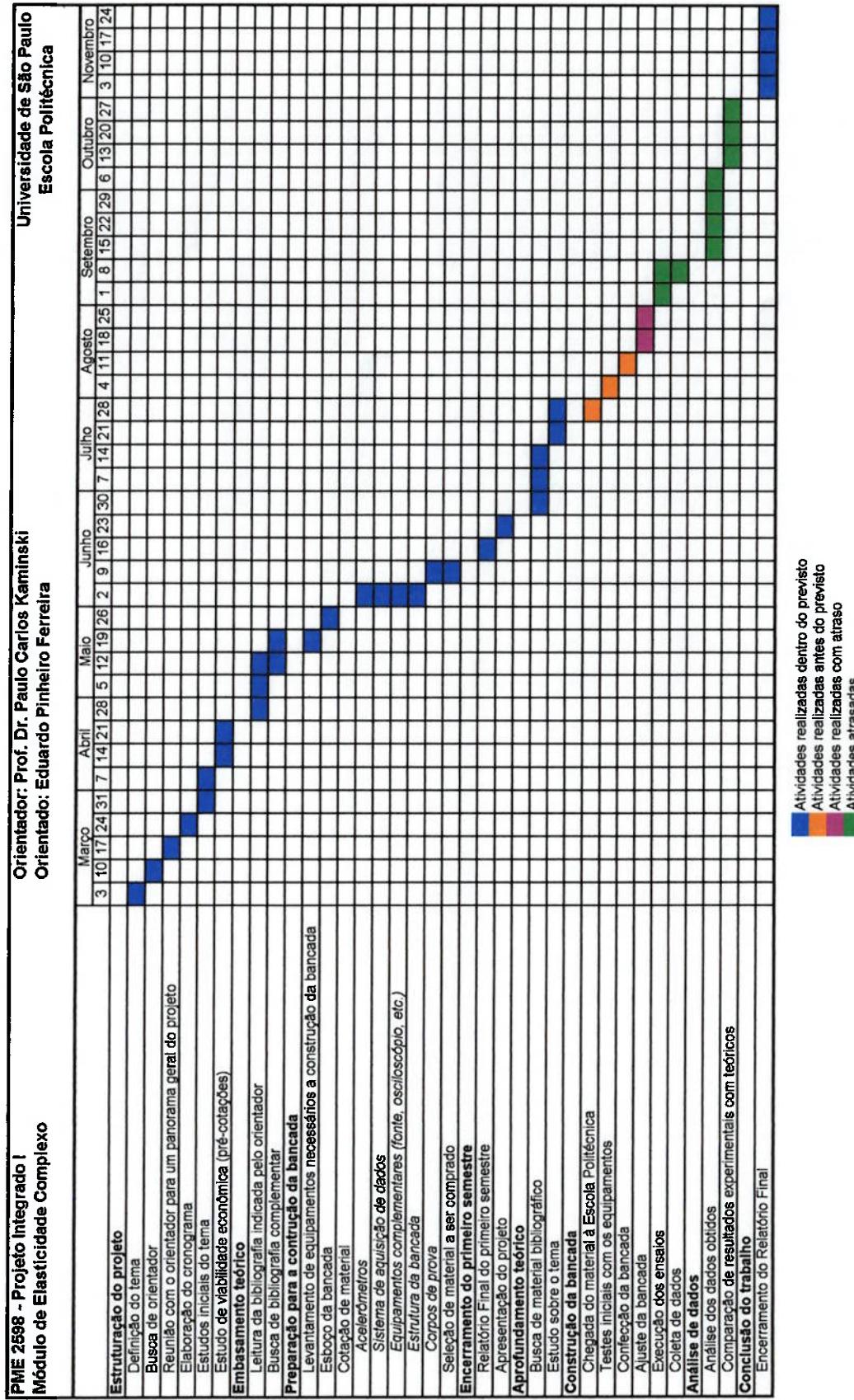
FLINT, J. Disc Brake Squeal. 2003 295p. Tese (doutorado). University of Southern Denmark, 2003, Dinamarca.

GURTIN, M. E.; STERNBERG, E. **On The Linear Theory of Viscoelasticity.** Arch. Rational Mech. Anal. vol.11 p. 292 – 356. 1962, Springer Verlag, Alemanha.

JEARSIRIPONGKUL, T.; HAGEDORN, P. **Parameter Estimation of a Floating Caliper Disk Brake Model with respect to Squeal.** Trabalho apresentado na reunião anual da GAMM – Gesellschaft für Angewandte Mathematik und Mechanik, Alemanha 2004.

KAMINSKI, P. C. **Desenvolvendo produtos com planejamento, criatividade e qualidade.** Livros Técnicos e Científicos Editoras S. A. São Paulo, 2000.

ANEXO A – Cronograma executado



ANEXO C --Componentes da bancada**Figura 13 – Sistema de aquisição de dados (Lynx)****Figura 14 – Estação de trabalho****Figura 15 – Peças**



Figura 16 – Torno utilizado nos trabalhos



Figura 17 – Material com problema (heterogeneidade na dureza)



Figura 18 – Acabamento da haste



Figura 19 – Bancada montada (superior)



Figura 20 – Bancada montada (frontal)

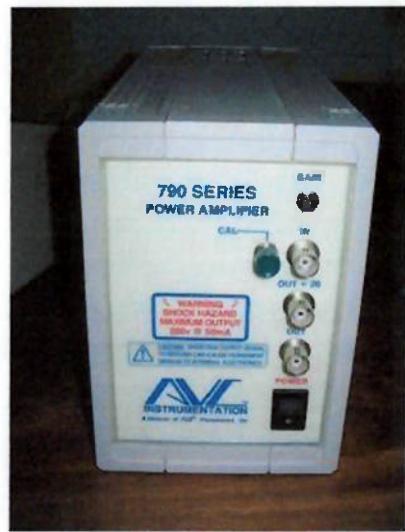


Figura 21 – Amplificador



Figura 22 – Condicionador de sinais ICP



Figura 23 – Osciloscópio



Figura 24 – Gerador de funções



Figura 25 – Fonte



Figura 26 – Célula de carga



Figura 27 – Excitador

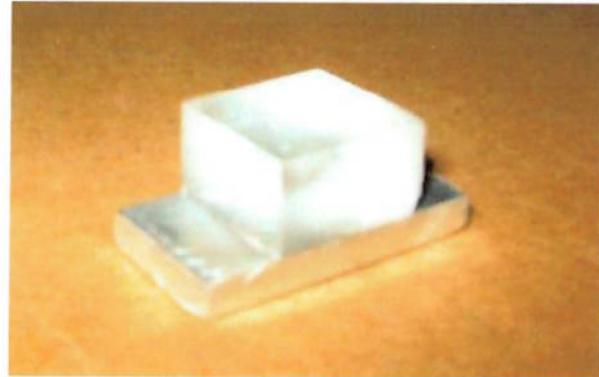


Figura 28 – Corpo de prova de calibração



Figura 29 – Corpo de prova



Figura 30 – Accelerômetro ICP

APÊNDICE A – Orçamento B&K



Tel.: (11) 5188.8161
 Fax: (11) 5181.8928
 e-mail: bksv@bksv.com.br

To:

USP – ESCOLA POLITÉCNICA

Attn.: **Sr. Rafael Sasso de Campos**

e-mail : rafael.campos@poli.usp.br

Tel.: (11) 3091-9638 ou 9539-8258

São Paulo, 08/Setembro/2004

Nossa Ref. : MFP/kab/0625/2004 pag 1

PROPOSTA COMERCIAL

ITEM	QTE.	DENOMINAÇÃO	TIPO	PREÇO UNITÁRIO (US\$)	PREÇO TOTAL (US\$)
		Acelerômetros :			
1	01	Acelerômetro Endevco Modelo 256-10 Isotron	EE 0063	379.00	379.00
2	01	Acelerômetro Endevco Modelo 256HX-10 Isotron	EE 0065	409.00	409.00
3	01	Acelerômetro Endevco Modelo 27AM1-10	EE 0416	697.00	697.00
4	01	Acelerômetro Endevco Modelo 257A-10	EE 0434	571.00	571.00
		Sensores de Força :			
5	01	Sensor de força modelo Endevco 2311-1	EE 0112	657.00	657.00
6	01	Sensor de força modelo Endevco 2311-10	EE 0113	657.00	657.00
7	01	Sensor de força modelo Endevco 2311-100	EE 0114	657.00	657.00
8	01	Sensor de força modelo Endevco 2311-500	EE 0115	657.00	657.00
		Condicionadores :			
9	01	Condicionador Endevco 133 de 3 canais Isotron	EE 0212	1.990,00	1.990,00
10	01	Condicionador Endevco 9-18 VDC Input	EE 0213	2.202,00	2.202,00
11	01	Condicionador Deltatron de 4 canais	2693 A 0S4	3.340,00	3.340,00
12	01	Condicionador Standard Deltatron de 16 canais	2694 A	4.753,00	4.753,00
13	01	Condicionador Básico Deltatron	2694 B	2.715,00	2.715,00
		Sistema de Excitação (shaker) :			
14	01	Amplificador de Potência 180 VA	2719	3.770,00	3.770,00
15	01	Excitador de Vibração Pequeno	4808	5.244,00	5.244,00

HBM do Brasil Ltda
 Rua José de Carvalho, 55
 Chácara Sto Antônio
 04714-020 - SP

CNPJ 43.948.215/0001-41
 Inscrição Est. 109.155.995-114

Visite o nosso Site : <http://www.bksv.com>

APÊNDICE B – Orçamento PCB 1



De: Marco Peres
 marco.peres@signalworks.com.br

Para: Rafael Sasso de Campos
 rafael.campos@poli.usp.br

Tel.: (11) 5501 5306

Tel.: 3091-9638 9639

Assunto: Cotação

Univ: USP

nº: 40838-2

Data: 23 Setembro 2004

Caro Rafael,

Obrigado pelo interesse pelos produtos da Signalworks. Em atenção a sua solicitação seguem abaixo os preços e demais condições de fornecimento para os seguintes modelos.

1. PREÇO ex-works - PCB - Depew, NY - EUA

Item	Qde.	Descrição	Modelo	Preço Unitário (US\$)	Preço Total (US\$)
1	1	Piezoelectric inertial actuator with damping, 600 to 5k Hz	712A01	798,00	798,00
2	1	1-channel, laboratory, bench top amplifier, 400 Volts pk-pk, +/- 50 mA, cal reference	790A01	1,914,00	1,914,00
3	1	Line-powered, ICP® sensor signal conditioner, 4-channel, unity gain, BNC input/output conn.	482A22	540,00	540,00
4	4	High freq., quartz shear ICP® accel., 10 mV/g, 1 to 10k Hz, 5-44 side conn.	353B15	339,25	1,357,00
5	4	Low-noise, blue, coaxial, Teflon cable, 10-ft, micro 5-44 plug to BNC plug	003P10	49,20	196,80
6	1	Impact ICP® quartz force sensor, 20k lb compression, 0.25 mV/lb	200C20	798,00	798,00
7	1	Low-noise, blue, coaxial, Teflon cable, 10-ft, 10-32 coaxial plug to BNC plug	003C10	48,00	48,00
					Total: 5,651,80

2. PRAZO DE ENTREGA : até 50 dias após o pedido

3. CONDIÇÃO DE PAGAMENTO : antecipado ou cartão de crédito

4. VALIDADE DA PROPOSTA : 30 dias

5. GARANTIAS: a PCB oferece um ano contra defeitos de fabricação e de materiais.

Atenciosamente,

Marco Peres

Signalworks Com. Import. e Export. Ltda.

R. Sansão Alves dos Santos, 102 - 8º andar – CEP: 04571-090 - São Paulo - SP

Tel.: (11) 5501-5310 Fax: (11) 5505-5682

e-mail: marco.peres@signalworks.com.br

APÊNDICE C – Orçamento PCB 2



De: Marco Peres
 marco.peres@signalworks.com.br

Para: Rafael Sasso de Campos
 rafael.campos@poli.usp.br

Tel.: (11) 5501-5306 Tel.: 3091-9638/9639

Assunto: Cotação Univ: USP

nº: 40838-3 Data: 23 Setembro 2004

Caro Rafael,

Obrigado pelo interesse pelos produtos da Signalworks. Em atenção a sua solicitação seguem abaixo os preços e demais condições de fornecimento para os seguintes modelos:

1. PREÇO ex-works - PCB - Depew, NY - EUA

Item	Qde.	Descrição	Modelo	Preço Unitário (US\$)	Preço Total (US\$)
1	1	Piezoelectric inertial actuator with damping, 600 to 5k Hz	712A01	798.00	798.00
2	1	1-channel, laboratory, bench top amplifier, 400 volts pk-pk, +/- 50 mA, cal reference	790A01	1,914.00	1,914.00
3	1	Line-powered, ICP® sensor signal conditioner, 4-channel, unity gain, BNC input/output conn.	482A22	540.00	540.00
4	4	High temperature, mini (2 gm), ceramic shear, charge output accel., 3 pC/g, 12k Hz, 5-44 side conn., -95° F to +490° F	357B11	373.75	1,495.00
5	4	Low-noise, blue, coaxial, Teflon cable, 10-ft, 5-44 plug to 10-32 plug	003G10	57.60	230.40
6	5	In-line charge amplifier, 10 mV pC, -5° to frequency 5 Hz	422E12	287.50	1,437.50
7	1	Extension cable, black coaxial (RG58/U), 10-ft, BNC plug to BNC plug	012A10	34.80	34.80
8	1	Impact force sensor, 20k lb comp., 18 pC/lb, charge output	210B20	666.00	666.00
9	1	Low-noise, blue, coaxial, Teflon cable, 10-ft, 10-32 coaxial plug to BNC plug	003C10	48.00	48.00
					Total: 7,163.70

2. PRAZO DE ENTREGA : até 50 dias após o pedido
3. CONDIÇÃO DE PAGAMENTO : antecipado ou cartão de crédito
4. VALIDADE DA PROPOSTA : 30 dias
5. GARANTIAS: a PCB oferece um ano contra defeitos de fabricação e de materiais.

Atenciosamente,

Marco Peres

Signalworks Com. Import. e Export. Ltda.
 R. Sansão Alves dos Santos, 102 - 8º andar – CEP: 04571-090 - São Paulo - SP
 Tel.: (11) 5501-5310 Fax: (11) 5505-5682
 e-mail: marco.peres@signalworks.com.br

APÊNDICE D – Orçamento Lynx



:(55) (11) 3644-7522
:(55) (11) 3836-5277
lynxtec@lynxtec.com.br

LYNX TECNOLOGIA ELETRÔNICA LTDA
Rua Dr José Elias, 358
05083-030 São Paulo- SP Brasil

COT04.450/3297

2. CONDIÇÕES COMERCIAIS

2.1. PREÇOS

(Os valores abaixo estão em R\$ (Reais)

item	qtd	descrição	unitário	sub-Total	IPI
1	1	ADS1000 – AC1120	3.969,00	3.969,00	5%
2	1	MCS1000 V3 08 canais BDG.08 ICP.08 PL08	1.827,00 +115,50 +514,50 +850,50	3.307,50	5%
3	1	Programa AqDados 7 (A.0) Desconto 20%	4.220,00 (840,00)	3.380,00	N.A.
TOTAL				10.656,50	

2.2. IMPOSTOS

ICMS	equipamentos	incluso
IPI	equipamentos	incluso
ISS	programas	incluso

2.3. PRAZO DE ENTREGA

30 dias

2.4. CONDIÇÕES DE PAGAMENTO

À vista. Para pagamento 28 DDL aplicar taxa financeira de 3%.

2.5. ASSISTÊNCIA TÉCNICA

Permanente, fornecida pela própria Lynx.

2.6. GARANTIA

1 (um) ano para defeitos de fabricação (dos equipamentos).
1 (um) ano para defeitos de implementação (do programa).

2.7. VALIDADE

Esta proposta é válida até 08/outubro/2004.

Atenciosamente

Luciana Vellardo
Marketing e Vendas

APÊNDICE E – Orçamentos Periféricos – Vortex Equipamentos

Eduardo

Boa Tarde !

Segue abaixo preço e prazo dos instrumentos solicitados fico no aguardo e desde de já gardecemos a consulta.

Fluke 123/B– Osciloscópio digital 20 MHZ Fluke 02 canais R\$ 6.558,00

Fluke 124/B Osciloscópio Digital 40 MHZ Fluke 02 Canais R\$ 8.199,00

Gerador de sinais Minipa MGF 4210 R\$ 2.520,00

OBS: A Fonte estabilizada nós não trabalhamos.

Giovanni Figueiredo

Vortex Equipamentos

Fone (31) 3427-7700

giovanni@vortex.com.br

APÊNDICE F – Orçamentos Periféricos – Casa Ferreira

01 Osciloscópio Digital 20MHZ ~100Ms/s MS20100	R\$5.300,00
01 Gerador de Funções 2 MHZ MFG-4201 ^A	R\$ 1.500,00
01 Fonte Digital 30V 3A dupla Simétrica MPC303DI	R\$ 1.000,00

Atenciosamente,

Sérgio / Edson / Júlio / Fernando

Div. Instrumentos de Medição

Tronco 11 3326-3099

Fax 11 3228-3047

www.casaferreira.com.br

alf@casaferreira.com.br