

# **Ensaio experimentais de um sistema vibratório de um grau de liberdade com o amortecedor de atrito**

**Freddy A Murillo R**

Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, Brazil, delsius86@hotmail.com

**Prof. Dr. Francisco Paulo Léopore Neto :**

Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, fplepore@mecanica.ufu.br

**Prof. Dr. Marcelo Braga dos Santos**

Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, mbsantos@mecanica.ufu.br

## **ABSTRACT**

In this work we analyze the dynamic behavior of a vibrating system of one degree of freedom equipped with a dry friction damper. To this was designed and built an experimental compound at a bench friction damper together with the vibration system, the friction damper allows control of the contact normal force, which results in a system of semi-active control, since the effort control does not act directly on the vibratory system. The purpose of this buffer is to maximize the energy dissipated per cycle of oscillation of the vibrating structure. The damper control device comprises a piezoelectric type actuator STACK PPA40L, a piezo resistive load cell and a suspension characteristic of the damper, which is flexible in the direction of the normal force and rigid in the tangential direction to the contact. Presents the layout of instrumentation required to measure the system response in the time domain identification techniques friction force produced and its influence on the dynamic response of the vibrating system. Additional experiments are conducted to analyze the system response for three vibratory excitation of harmonic frequencies according to the value of the normal force of contact of the friction damper.

Key words: Harmonic Response, dry friction, contact, structural vibration.

## **RESUMO**

Neste trabalho analisa-se o comportamento dinâmico de um sistema vibratório de um grau de liberdade equipado com um amortecedor por atrito seco. Para tal foi projetada e construída uma bancada experimental composta pelo amortecedor de atrito em conjunto com o sistema vibratório, o amortecedor por atrito permite o controle da força normal no contato, o que resulta num sistema de controle semi-ativo, uma vez que o esforço de controle não atua diretamente sobre o sistema vibratório. O objetivo deste amortecedor é maximizar a energia dissipada por ciclo de oscilação da estrutura vibratória. O dispositivo de controle do amortecedor é composto por um atuador piezoelétrico tipo STACK PPA40L, uma célula de carga piezo resistiva e uma suspensão característica do amortecedor, a qual é flexível em direção da força normal e rígida na direção tangencial ao contato. São apresentados o esquema de instrumentação necessária para medir as respostas do sistema no domínio do tempo, as técnicas de identificação da força de atrito produzida e sua influência sobre a resposta dinâmica do sistema vibratório. Experimentos adicionais são realizados para analisar a resposta do sistema vibratório em três frequências de excitação harmônica em função do valor da força normal de contato do amortecedor por atrito.

**Palavras chaves:** Resposta Harmônica , atrito seco, contato, vibração estrutural.

## 1. INTRODUÇÃO

Geralmente o atrito tem sido considerado como um fenômeno prejudicial no desenho e desempenho de mecanismos expostos a parte moveis, não entanto durante as ultimas décadas muitas pesquisas mostram que o atrito pode ser usado como um método eficaz de amortecimento de vibrações em estruturas elásticas o dinâmicas.

Estruturas mecânicas com interfase de contato aparecem em diversas aplicações, a força de atrito geradas dentro à área de contato desempenha um papel importante na determinação do comportamento dinâmico da estrutura. Em Karl (2004) mostrassem alguns exemplos de estruturas expostas a dispositivos por atrito com isso as variedades dos tipos de contato que aparecem em diversas aplicações.

Os benefícios de um mecanismo por dissipação por atrito podem ser muito grandes, não entanto o comportamento do sistema dinâmica sujeito a este tipo de amortecimento é altamente dependente dos paramentos que definem a interfase de conato, logo pode conduzir à uma redução significativa da vibração de estrutura, como também pode desestabilizar a resposta dinâmica do sistema mecânico. No caso de amortecedores por atrito os parâmetros de desenho que determinam grande parte do comportamento do sistema são a força normal e o coeficiente de atrito entre as superfícies, destes dois parâmetros se deriva a localização da junções de conato assim como também a geometria e o material do dispositivo por atrito. O uso de amortecedores por atrito seco estende-se desde ousou num simples oscilador dinâmico até aplicações em plataformas aero espaciais Federico (2008).

Em Memet (2006) apresenta-se a caraterização da capacidade da força de um amortecedor por atrito seco instalado num sistema de um grau de liberdade (1GDL) perturbado harmonicamente com excitador eletromecânico, o amortecedor funciona como um sistema semi-ativo, onde a força normal de conato é controlada mediante o uso de um atuador piezelétrico, por uma parte a vantagem do método semi-ativo em comparação as técnicas de controle de vibração passivas e ativas, recai no fato que a técnica semi-ativa aproveita as propriedades de um sistema ativo para não requerer de grande quantidade de energia e peso, e por outro lado aproveita as propriedades de um elemento passivo para proporcionar um maior rendimento. O grande ganho deste amortecedor é que o elemento passivo não é necessário para gerar o deslocamento, logo a quantidade trabalho para o controle do atuador é significativamente menor que a requerida num acionador puramente ativo, fora disso oferece flexibilidade dinâmica devido ao fato que as caraterística da força normal de conato podem mudar com respeito ao tempo. Por outro lado o uso do atuador piezelétrico, oferece um ancho de banda maior e resposta de acionamento rápida em comparação a outros tipos de atuadores baseados num fluido viscoso Memet (2006).

Entre outras aplicções Golafshani (2008) avalia o desempenho de amortecedores por atrito em estruturas marítimas tipo FRZ e NRB expostas a perturbações aleatórias devidas às olhas do mar, para este fim um método de linearização estocástico baseado em análise espectral é avaliado para tratar o comportamento não linear do amortecedor por atrito exposto a perturbações aleatórias. O objetivo de Golafshani, é achar a dependência dos parâmetros do amortecedor ajustável à dinâmica caraterística da estrutura, finalmente os métodos de análises computacionais são avaliados numa estrutura FRZ e NRB de três graus de liberdade e concluisse que; os valores iniciais do deslocamento impostos sobre a estrutura são críticos para determinar a estabilidade da resposta das estrutura, assim como também concluisse que os parâmetros do amortecedor são altamente dependentes do estado das olhas do mar.

Emanuelle (2003) demonstra que o controle da força de um amortecedor por atrito seco é uma alternativa de amortecimento na suspensão do chassi de um veiculo, neste caso o modelo de amortecedor consistiu em um dispositivo por atrito acionado hidraulicamente. Devido ao acionamento hidráulico levado em consideração no desenho do amortecedor a preção da resposta dinâmica da válvula hidráulica foi um fator potencialmente limitante no desempenho da resposta dinâmica do sistema. o grande inconveniente foi atribuído à dinâmica não linear dos fluidos viscosos, já que a bajas preções uma pequena quantidade de ar (Bolsas de ar) afeitam enormemente o modulo de compressibilidade do fluido, decrementando o rendimento dinâmico do sistema e limitando o ancho de banda de atuação do dispositivo.

Em Brian (2004) é projetado um dispositivo de amortecedor por atrito seco acionado também por um sistema hidráulico para atenuar os modos de deformação de uma viga de concreto pré-fabricado desenhada para suportar

um edifício de seis andares (máxima tensão de 270 Ksi). Do trabalho foi demonstrado que o amortecedor por atrito é eficiente em termos de construção e instalação, pode funcionar como um membro ativo de suporte da viga, logo contribuem na transferência de força de cisalhamento na interfase da viga à coluna, além de contribuir na resistência da viga foi demonstrado que em términos de dissipação o amortecedor aumento a quantidade de energia dissipada por acima dos valores estandardizados para este tipo de estruturas.

O objetivo deste trabalho é análise do comportamento dinâmico de um sistema vibratório de um grau de liberdade equipado com o dispositivo amortecedor de atrito cujas características foram determinadas previamente.

Para tal fim é montada uma bancada experimental composta pelo amortecedor de atrito seco em conjunto com o sistema vibratório, são apresentados o esquema de instrumentação necessária para medir as respostas do sistema no domínio do tempo, as técnicas de identificação da força de atrito produzida e sua influência sobre a resposta dinâmica do sistema vibratório.

Inicialmente são identificados os parâmetros físicos (massa, rigidez e amortecimento viscoso) do sistema vibratório usando a resposta livre medida sem força normal no contato.

Um experimento é realizado com o sistema livre de excitação externa para medir a resposta do sistema vibratório. Outro ensaio é realizado com uma excitação harmônica numa única frequência. Nestes dois casos a força normal de contato é fixada num valor estático e os resultados experimentais são comparados com as respostas obtidas com os modelos de atrito Coulomb clássico.

Os ensaios experimentais são usados para estimar o valor do coeficiente de atrito cinemático e a propriedade de rigidez do contato. São analisadas as incertezas presentes nos procedimentos adotados.

Experimentos adicionais são realizados para analisar a resposta do sistema vibratório em três frequências de excitação harmônica em função da variação da força normal de contato do amortecedor por atrito. São medidas as respostas no domínio do tempo para o sistema em resposta harmônica para diferentes valores de força normal de contato impostas mediante variações da voltagem de entrada aplicada ao atuador PPA40L. Nestes experimentos são medidas as forças tangenciais no contato, utilizando duas células de carga piezelétricas, instaladas na suspensão elástica do dispositivo de atrito.

## 2. DESENVOLVIMENTO

Para abranger o análise experimental do sistema, foi implementada a bancada experimental apresentada na figura 1, composta por uma mesa vibratória de um grau de liberdade, um amortecedor por atrito semi-ativo e um excitador eletromecânico encarregado de gerar as excitações externas sobre o sistema vibratório.

No sistema vibratório é apresentado na Figura 1. A placa de alumínio, na qual é fixado o amortecedor de atrito, é montada sobre quatro lâminas de aço que constituem uma suspensão flexível. As quatro lâminas são engastadas pelas extremidades inferiores à estrutura inercial e pelas extremidades superiores à placa de alumínio. O engaste superior impede rotações da secção transversal das lâminas, porém permite translações nas direções  $x$ ,  $y$  e  $z$ . A parte superior do dispositivo, mostrada na Fig. 1, é fixada à mesa vibratória sendo denominada Base Móvel da Estrutura Vibratória. Ela é uma estrutura rígida na qual são instalados lateralmente dois parafusos cujas faces internas estão em contato com as duas esferas de aço, constituindo os dois contatos que produzem o atrito seco. As esferas são instaladas na estrutura da suspensão do amortecedor que é fixada à coluna inercial. A suspensão do amortecedor é composta por quatro lâminas flexíveis paralelas, cujas extremidades são fixadas à coluna inercial através de duas células de carga piezelétricas. Estas células medem a força tangencial no contato. Entre os dois pares de lâminas, na extremidade superior, é instalado um atuador piezelétrico (PPA40L) que gera a variação da carga normal de contato entre as esferas e as faces dos parafusos. Um sensor piezo resistivo mede a força normal no contato.

No gráfico A da figura 2, apresenta-se os parâmetros físicos levados em consideração da estrutura vibratória, onde  $m$  e  $k$  representam a massa suspensão característica do sistema vibratório e  $c$  é o amortecimento viscoso do ar que age com a estrutura. Por outro lado  $a$  representa o amortecimento tipo Coulomb ou por atrito seco devido

ao amortecedor projetado, considerando que o amortecimento  $a$  gera uma força de atrito  $F_a$  sempre oposta ao deslocamento da estrutura vibratória, tem-se que o valor da reação  $F_a$  vai estar dada pelo valor das forças medidas pelas células de cargas instaladas na base inferior do amortecedor (gráfico B da figura 2). Finalmente considerando as reações geradas de movimento devido à ação da força externa  $F_{ext}$  apresenta-se no gráfico C da figura 2, o diagrama de corpo livre das reações geradas sobre a dinâmica do sistema.

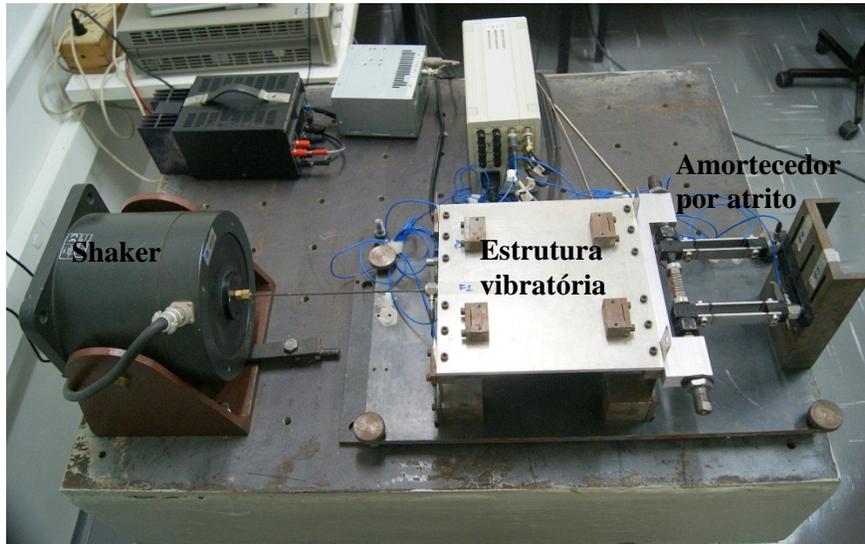


Figura 1. Bancada experimental da mesa vibratória com amortecedor por atrito

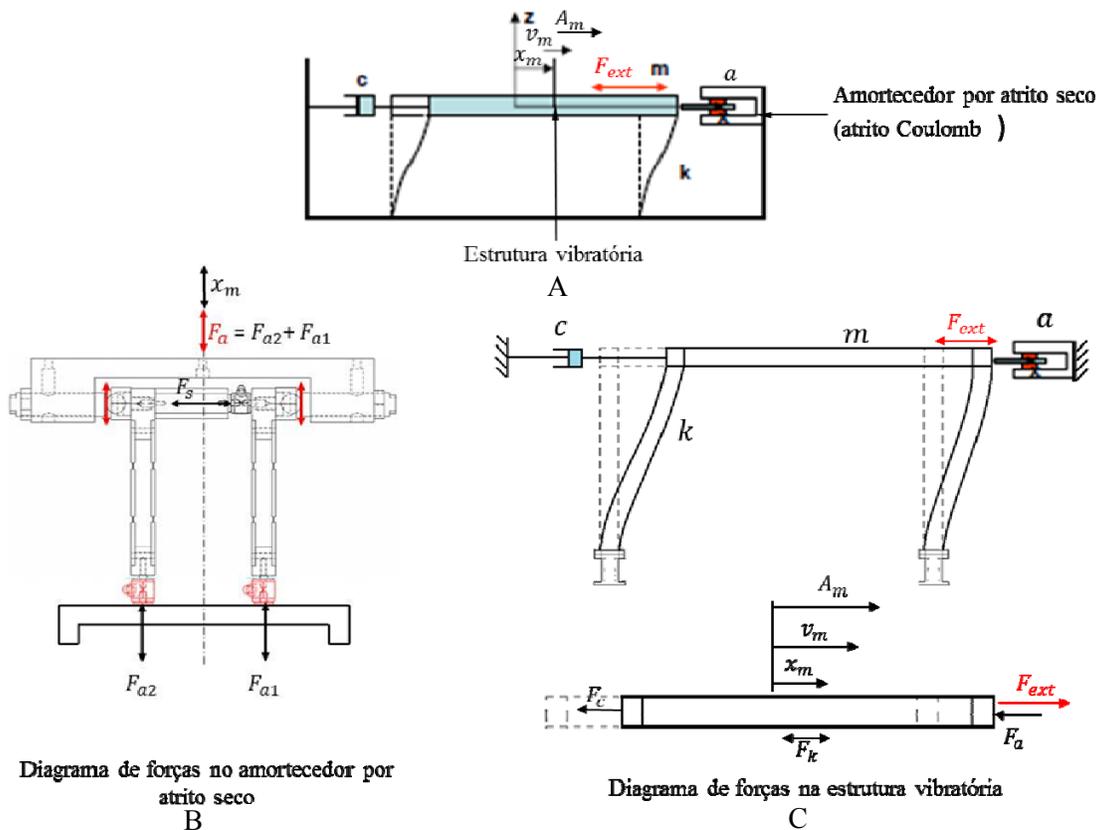


Figura 2. Diagrama de corpo livre das forças na estrutura vibratória e o amortecedor por atrito

Onde:  $x_m$ ,  $v_m$  e  $A_m$ , é o deslocamento, velocidade e aceleração medidos sobre a estrutura após de perturbar o sistema com uma força externa  $F_{ext}$ ,  $F_k$  força da suspensão  $K$  ( $F_k = kx_m$ ),  $F_c$  é a força de amortecimento viscoso devido ao ar ( $F_c = cv_m$ ),  $F_a$  força de amortecimento por atrito Coulomb.

Fazendo somatórias de força e considerando em  $x$  e com a segunda lei de Newton tem-se:

$$F_{ext} - F_k - F_c - F_a = mA_m \quad [1]$$

Segundo a teoria Coulomb o valor da força de atrito sempre vai ser oposta à velocidade de deslizamento da massa e sua magnitude vai depender da força normal de contato e do coeficiente de atrito entre as superfícies em contato, ou o que é:

$$F_a = -sgn(v_m) \mu F_s \quad [2]$$

Sendo:

$$sgn(X) = \begin{cases} 1 & \text{para } v_m > 0 \\ 0 & \text{para } v_m = 0 \\ -1 & \text{para } v_m < 0 \end{cases}$$

Onde  $F_s$  representa o valor da força normal no contato devido à variação da carga em Volts no atuador e medida pelo sensor de força, em outras palavras:

$$F_s [N] = \frac{V [mV]}{S_s \left[ \frac{mV}{N} \right]} \quad [3]$$

Onde:  $V$  representa a voltagem medida no sensor de força e  $S_s$  a sensibilidade do sensor. A identificação destas propriedades físicas do sistema vibratório é realizada com um ensaio do sistema vibratório livre submetido a uma condição inicial qualquer. E de uma metodologia experimental previamente estabelecida foi possível analisar o comportamento estático e dinâmico do protótipo de amortecedor proposto, nas tabelas 1 apresentam as propriedades físicas da estrutura assim como também as propriedades estáticas e dinâmicas do amortecedor respetivamente.

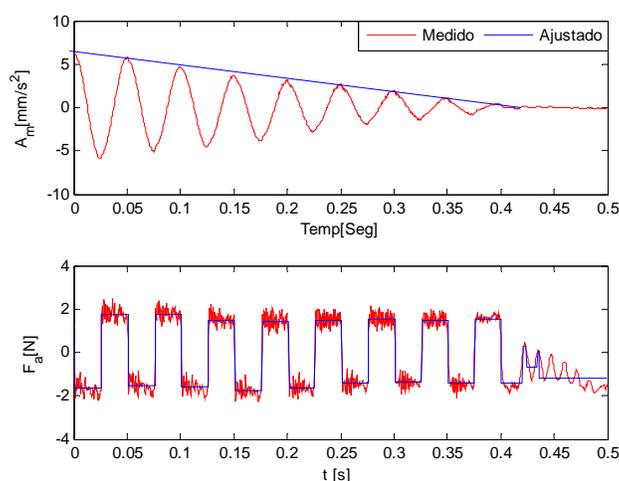
**Tabela 1 características físicas do sistema vibratorio e caraterísticas esticas e dinamicas do dispositivo por atrito seso**

| Características do sistema vibratório de um grau de liberdade.                 |         |                     |               |
|--|---------|---------------------|---------------|
| PARÂMETRO FÍSICO   | Valor   |                     |               |
| $m$ - Massa [kg]   | 4.2169  |                     |               |
| $k$ - Rigidez [N/m]  | 66590.0 |                     |               |
| $f_n$ - Frequência natural [Hz]  | 20.0    |                     |               |
| $\zeta$ - Fator de amortecimento viscoso                                       | 0.0038  |                     |               |
| $c$ - Coeficiente de amortecimento viscoso [N/m/s]                             | 4.036   |                     |               |
| Propriedades estáticas e dinâmicas do dispositivo por atrito seco              |         |                     |               |
| Propriedade  | Valor   | Modo de estimação   |               |
| $K_A$ - Rigidez do Atuador PPA40L [N/mm]                                       | 87500.0 | Dado do fabricante  |               |
| $K_s$ - Rigidez da Célula de Carga [N/mm]                                      | 42372.9 | Ensaio experimental |               |
| $K_e$ - Rigidez da Suspensão [N/mm]  | 12.0    | Ensaio sem contato  |               |
| $K_c$ - Rigidez Normal do contato [N/mm]                                       | 4314.5  | Ensaio com contato  |               |
| $K_p$ - Ganho do modelo de primeira ordem [N/V]                                | 15.165  | Ensaio com contato  |               |
| $\tau_p$ - Tempo de resposta da ação normal [ms]                               | 0.285   | Ensaio com contato  |               |
| Características dinâmicas do dispositivo para gerar forças normais no contato. |         |                     |               |
| Parâmetro  | Ensaio  | Valor Médio         | Desvio Padrão |

|               |                              |        |       |
|---------------|------------------------------|--------|-------|
| $K_p$ [N/V]   | Estático (caso B – ajuste 1) | 18.700 | -     |
| $K_p$ [N/V]   | Ruído (2 a 200 Hz)           | 16.820 | 4.060 |
| $K_p$ [N/V]   | Harmônico (2 a 550 Hz)       | 14.850 | 0.620 |
| $K_p$ [N/V]   | Harmônico (15 Hz)            | 15.130 | -     |
| $K_p$ [N/V]   | Degrau                       | 15.165 | 0.064 |
| $\tau_p$ [ms] | Degrau                       | 0.285  | 0.021 |

Para verificar o modelo de força de atrito dado pelas equações 2 e 3, previamente mede-se a resposta dinâmica do sistema vibratório em resposta livre e em resposta harmônica ( $|F_{exc}| = 23.88 \text{ N}$  a  $30 \text{ Hz}$ ), em ambos casos são medidos o valor da força de atrito do amortecedor dado pelas células de carga. Tanto no ensaio de resposta livre e harmônica ajustasse um valor de  $F_s$  de 10.25 N.

A aceleração do sistema vibratório livre ( $A_m$ ) e a força ( $F_a$ ) medida no amortecedor de atrito, para uma condição inicial qualquer são representadas na Fig. 3. Os sinais do acelerômetro e das células de carga piezelétricas são amostrados com 2048 Hz e 1024 valores. A força tangencial  $F_a(t)$  é obtida pela soma dos sinais  $F_{a1}(t)$  e  $F_{a2}(t)$ .

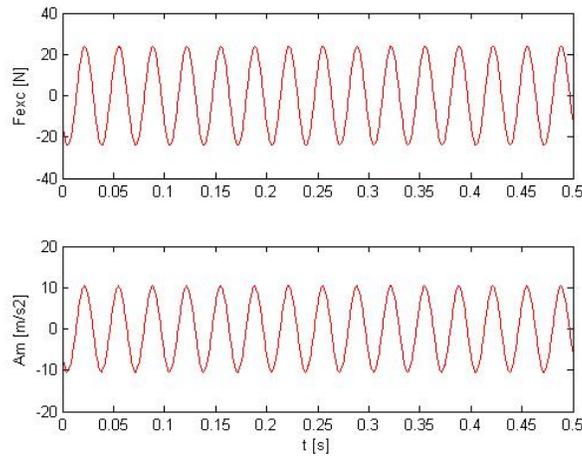


**Figura 3 - Resposta livre do sistema vibratório, sua envoltória e a força total medida no amortecedor, para força normal  $F_s = 10.25 \text{ N}$ .**

A envoltória ajustada sobre os valores pico da aceleração do sistema livre permite estimar o valor da força de atrito que atua no contato para a condição de força normal igual a 10.25 N. Neste procedimento são usadas as propriedades de massa, rigidez e frequência natural do sistema vibratório (dadas na Tabela 3.1). Resulta o valor da força  $F_a = 1.557 \text{ [N]}$ . Por outro lado, utilizando o gráfico da força total ( $F_{a1} + F_{a2}$ ) medida pelas duas células de carga instaladas na base do amortecedor de atrito e calculando as médias em cada um dos patamares positivos e negativos da força total de atrito no intervalo de tempo entre 0 e 0.4 s, estima-se um valor médio nos dezessete patamares ajustados, resultando  $F_a = 1.467 \text{ [N]}$  que é cerca de 6% menor que o obtido pela envoltória da resposta o livre do sistema vibratório. Caso seja assumido o modelo de atrito de Coulomb ( $F_a = \mu F_s$ ) e utilizando o valor médio da força de atrito estimada tanto pelo decaimento da aceleração ( $F_a = 1.557 \text{ N}$ ) como pelos patamares da força de atrito ( $F_a = 1.512 \text{ N}$ ) e o valor da força normal usada no experimento livre ( $F_s = 10.25 \text{ N}$ ) resulta o valor médio do coeficiente de atrito  $\mu = 0.150$ .

A Fig. 4 apresenta os sinais medidos:  $F_{exc}(t)$  e  $A_m(t)$ , no caso de resposta harmônica. O valor da amplitude pico da aceleração, calculado via transformada de Fourier, resulta  $A_m = 10.45 \text{ m/s}^2$ . As forças medidas pelas duas células de carga piezelétricas do amortecedor de atrito  $F_{a1}(t)$  e  $F_{a2}(t)$  e a força total  $F_a(t)$ , obtida pela soma das saídas das

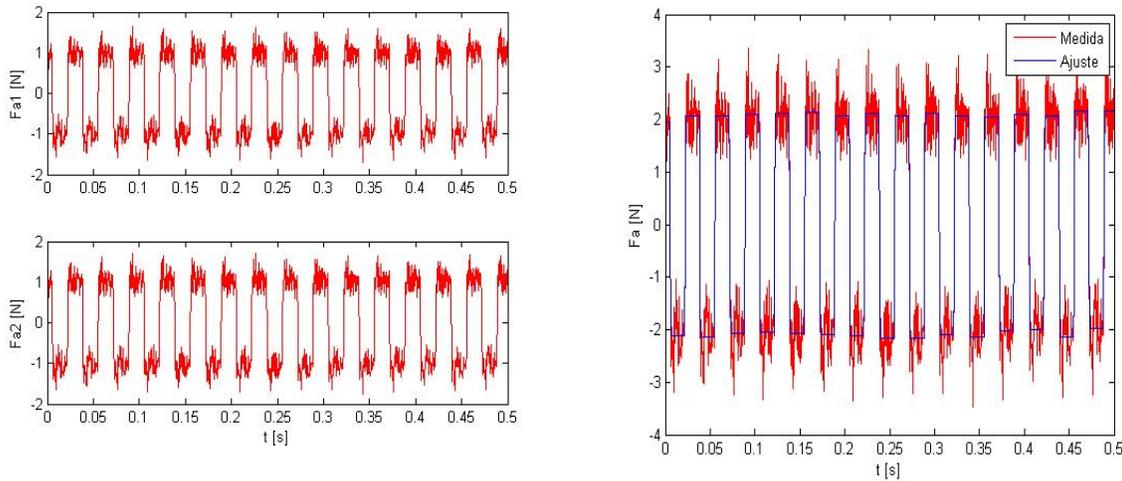
células de carga, são apresentadas na Fig. 5. O valor médio dos trinta e um patamares da força de atrito resulta  $F_a = 2.030$  N com desvio padrão de 0.2945 N. Este estimador tem valor de  $2.030 \pm 0.018$  N com confiança de 95%.



**Figura 4 Resposta para excitação harmônica a 30 Hz e  $F_{exc} = 23.88$  N.**

Usando o valor da média de todos os patamares de  $F_a$  e o valor medido de  $F_s$  (10.25 N) estima-se o valor do coeficiente de atrito  $\mu = 0.198 \pm 0.002$  com confiança de 95%.

Comparando este valor com o obtido no experimento livre ( $\mu = 0.150$ ) resulta numa diferença de 24%. Uma provável causa desta diferença é o fato de que no experimento livre os níveis de vibração são muito pequenos se comparados com os do ensaio com excitação harmônica, levando a maiores erros nas medidas experimentais.



**Figura 5. Forças medidas nas células piezelétricas do amortecedor de atrito e força total mediada e estimada para excitação harmônica a 30 Hz e  $F_{exc} = 23.88$  N.**

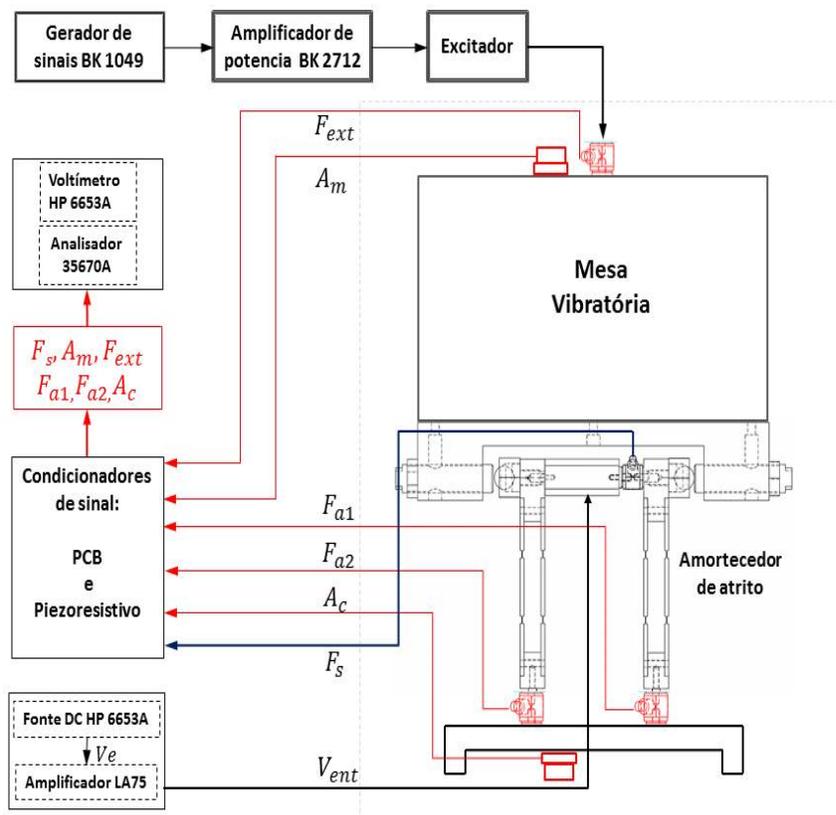
Fora de verificar a natureza da força de atrito do amortecedor a qual obedece à força de atrito Coulomb como foi exposto, foi possível caracterizar o valor do coeficiente de atrito entre as superfícies em contato entre a estrutura e o amortecedor, verificado a força do dispositivo por atrito dispõe-se ao análise experimental do sistema como se expõe na seção seguinte

### 3 ANÁLISE EXPERIMENTAL E RESULTADOS EXPERIMENTAIS

No esquema da montagem experimental da Fig 6, O movimento da mesa vibratória na direção  $x$  ( $A_m$ ) é medido por um acelerômetro piezelétrico PCB modelo 352C33 (sensibilidade  $10.2 \text{ mV/m/s}^2$ ).

O atuador piezelétrico PPA40L é alimentado com ( $V_{ent}$ ) gerado por um sistema de amplificação que recebe na sua entrada a voltagem ( $V_e$ ) responsável pela geração da força normal no contato ( $F_s$ ). O sinal ( $V_e$ ) é gerado por uma fonte DC HP modelo 6653A. A força ( $F_s$ ) é medida pela célula de carga piezo resistiva e seu condicionador de sinal (sensibilidade  $18.95 \text{ mV/N}$ ). O sinal da força normal no contato ( $F_s$ ) é medido por um multímetro digital HP modelo 3054A ou, conforme o caso, pelo analisador de sinais Agilent de quatro canais modelo 35670A. As forças entre a estrutura elástica do amortecedor por atrito e a coluna inercial ( $F_{a1}$  e  $F_{a2}$ ) são medidas por duas células de carga piezelétricas PCB modelo 208C03: C1- sensibilidade  $2.371 \text{ mV/N}$  e C2 sensibilidade  $2.273 \text{ mV/N}$  estes sinais são relacionados com a força de atrito que atua na direção  $x$ . Adicionalmente é instalado um acelerômetro PCB modelo 352C33 (sensibilidade  $10.2 \text{ mV/m/s}^2$ ) para medir a aceleração ( $A_c$ ) da coluna inercial.

Todos os sinais dos sensores piezelétricos de força e de aceleração são condicionados por um amplificador de instrumentação PCM modelo 482A20 de oito canais. Os ganhos de todos os canais foram ajustados para 10 vezes. Os sinais condicionados são adquiridos pelo analisador Agilent de quatro canais modelo 35670A ajustado com resolução  $1/1024$  segundos e 2048 valores por amostra O sistema de excitação é constituído por um gerador digital de sinais, por um amplificador de potência e por um excitador eletrodinâmico, todos da Bruel&Kjaer. Este sistema é responsável pela força de excitação ( $F_{exc}$ ) aplicada na direção  $x$  da mesa vibratória. Uma célula de carga piezelétrica PCB modelo 208C03 mede esta força (sensibilidade  $2.227 \text{ mV/N}$ ).



**Figura 6** Esquema da montagem experimental para análise dinâmica da mesa vibratória com amortecedor de atrito

Inicialmente o sistema de excitação foi ajustado para produzir uma força de excitação ( $F_{ext}$ ) harmônica com amplitude pico de aproximadamente 10.0 N, nas frequências de 15, 30 e 50 Hz. A primeira frequência tem valor é inferior à natural do sistema vibratório enquanto as outras duas têm valores maiores.

As forças normais no contato ( $F_s$ ) são produzidas por voltagens DC ( $V_{ent}$ ) aplicadas na entrada do atuador PPA40L. O primeiro valor da força normal é nulo, correspondendo à condição sem amortecedor. Os outros dois valores da força normal são escolhidos para que ocorra escorregamento no contato. As condições escolhidas para os ensaios compõem o conjunto de experimentos indicados na Tab. 4.

**Tabela 2- Condições dos experimentos da mesa vibratória com o amortecedor de atrito sob excitação harmônica.**

| $f$ [Hz] | $F_{ext}$ [N] | $F_{s0}$ [N] | $F_{s1}$ [N] | $F_{s2}$ [N] | $F_{s2}/F_{s1}$ |
|----------|---------------|--------------|--------------|--------------|-----------------|
| 15       | 10.2947       | 0.0          | 4.003        | 6.615        | 1.653           |
| 30       | 10.2666       | 0.0          | 4.029        | 7.160        | 1.777           |
| 50       | 10.5665       | 0.0          | 4.021        | 7.323        | 1.821           |

### 3.1 EFEITOS SOBRE A RESPOSTA DO SISTEMA DEVIDOS À VARIAÇÃO DA FORÇA NORMAL COM EXCITAÇÃO HARMÔNICA

Em todas as frequências de excitação as amplitudes de vibração foram reduzidas com o aumento do da força normal do contato. Em termos gerais no experimento realizado a 15 Hz ocorre grande redução (média de 11.27 vezes) nas amplitudes das acelerações medidas para os níveis  $F_{s1}$  e  $F_{s2}$  em relação ao caso de força normal nula ( $F_{s0}$ ). Entretanto, o acréscimo do nível  $F_{s1}$  para  $F_{s2}$  (1.61 vezes) não produziu redução adicional na amplitude de vibração da mesa. Nos experimentos realizados a 30 Hz níveis  $F_{s1}$  e  $F_{s2}$  da força normal produziram menor redução (média de 2.9 vezes) nas amplitudes da mesa quando comparadas com o resultado obtido a 15 Hz. Neste caso o aumento de 1.61 vezes no nível da força  $F_s$  produziu uma redução perceptível (1.11 vezes) nas amplitudes da mesa vibratória. Para a frequência de excitação de 50 Hz o efeito da presença de  $F_s$  em qualquer dos dois níveis de força normal não produziu efeito prático na redução da amplitude de vibração. A Tabela 3 sumariza estes resultados.

**Tabela 3 – Efeito da força normal sobre as amplitudes das acelerações da mesa vibratória**

| $f$ [Hz] | $A_{m0}$ [mm/s <sup>2</sup> ] | $X_{m0}$ [μm] | $A_{m1}$ [mm/s <sup>2</sup> ] | $A_{m2}$ [mm/s <sup>2</sup> ] | $A_{m0}/A_{m1}$ | $A_{m0}/A_{m2}$ | $A_{m1}/A_{m2}$ |
|----------|-------------------------------|---------------|-------------------------------|-------------------------------|-----------------|-----------------|-----------------|
| 15       | 2.423                         | 0.273         | 0.215                         | 0.215                         | 11.27           | 11.27           | 1.00            |
| 30       | 2.507                         | 0.071         | 0.926                         | 0.834                         | 2.71            | 3.01            | 1.11            |
| 50       | 2.438                         | 0.025         | 2.354                         | 2.117                         | 1.04            | 1.15            | 1.11            |

Pode-se concluir que o amortecedor de atrito apresenta maior eficiência na atenuação das vibrações para a excitação a 15 Hz. Porém o acréscimo da força normal acima de  $F_{s1}$  não produz melhoria significativa no desempenho do amortecedor de atrito. Deve-se observar que as amplitudes dos deslocamentos da mesa vibratória ( $X_{m0}$ ) são reduzidas na proporção 1 : 0.26 : 0.09 nas frequências de excitação 15 : 30 : 50 Hz, respectivamente. Logo o trabalho da força de atrito, que é responsável pela dissipação da energia vibratória é bastante reduzido nas frequências mais elevadas. Este fato indica que o dispositivo amortecedor de atrito terá operação eficiente quando a amplitude do deslocamento da estrutura vibratória for elevada. Tomando o experimento com excitação a 15 Hz, verifica-se que mesmo aumentando o valor da força normal acima do nível  $F_{s1}$  não será produzida melhoria na atenuação da vibração. Isto é devido ao pequeno valor da amplitude de deslocamento que foi atingido. Evidentemente, se a força normal for incrementada para travar a estrutura a amplitude da vibração resultante tenderá a zero, porém a força transmitida para a fundação irá aumentar

### 3.2 INFLUENCIA DA FORÇA DE ATRITO NA RESPOSTA DO SISTEMA COM EXCITAÇÃO HARMÔNICA

As forças medidas pelas duas células de carga instaladas entre as hastes do amortecedor e a coluna inercial são representadas por  $F_{a1}$  e  $F_{a2}$  que se relacionam com a força tangencial no contato e, portanto com a força de atrito.

Considerando que a estrutura do amortecedor tem simetria em relação ao plano localizado entre os dois contatos e que tem grande rigidez na direção ( $x$ ) do movimento da mesa vibratória, pode-se estimar a força de atrito ( $F_a$ ) que atua no sistema vibratório pela soma de  $F_{a1}$  com  $F_{a2}$ . A Tabela 4 sumariza os valores das amplitudes das forças  $F_a$  estimados pelas médias dos patamares positivos e negativos para os ensaios com excitação harmônica para os dois níveis de força normal

**Tabela 4 – Amplitudes da força  $F_a$  estimadas para os ensaios harmônicos com dois níveis de força normal.**

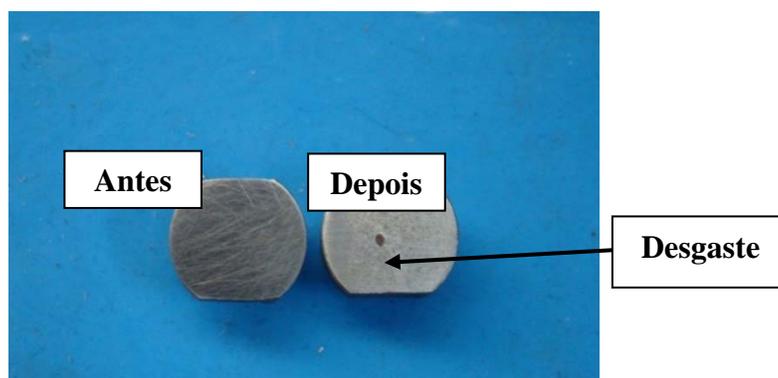
| $f$<br>[Hz] | Nível de $F_s$<br>[N] | Nível DC de $F_a$ [N] | Amplitude de $F_a$ [N] | Desvio Padrão de $F_a$ [N] | $F_a/F_s$ |
|-------------|-----------------------|-----------------------|------------------------|----------------------------|-----------|
| 15          | 4.003                 | 0.0065                | 0.5253                 | 0.061                      | 0.1312    |
|             | 6.615                 | 0.0099                | 1.5366                 | 0.297                      | 0.2323    |
| 30          | 4.029                 | 0.0008                | 0.4716                 | 0.022                      | 0.1171    |
|             | 7.160                 | 0.0011                | 1.4669                 | 0.183                      | 0.2049    |
| 50          | 4.021                 | 0.0025                | 0.3719                 | 0.018                      | 0.0925    |
|             | 7.323                 | 0.0027                | 1.2720                 | 0.055                      | 0.1737    |

Observa-se que  $F_a/F_s$  diminui com o aumento da frequência da excitação e com a redução do nível da força normal. Para o nível  $F_{s1}$ , a relação  $F_a/F_s$  tem valor médio de 0.1136 com desvio padrão de 0.019 e para o nível  $F_{s2}$  resultou um valor médio de 0.2036 com desvio padrão de 0.029. A média dos seis valores obtidos todas as frequências e para os dois níveis de força normal resultou  $F_a/F_s = 0.159 \pm 0.045$  com confiança de 95%, assumindo uma distribuição de probabilidade t-Student.

O valor da força  $F_a$ , medida nestes experimentos, não é exatamente igual à força de atrito nos contatos definidos entre as esferas e as faces dos parafusos, pois a dinâmica do sistema constituído pela mesa vibratória, pelo suporte do amortecedor de atrito e pela coluna inercial contribui para o valor medido. Isto é verificado pelo comportamento de  $F_a$  em função da frequência da excitação aplicada à mesa vibratória.

A média global e o desvio padrão de todos os valores da relação  $F_a/F_s$  podem ser usados para estimar o coeficiente de atrito, resultando  $\mu = 0.191 \pm 0.016$  com confiança de 95%, neste caso foi assumida uma distribuição de probabilidade gaussiana. Comparando este resultado com a média obtida para os dois menores níveis de força normal em todas as frequências de excitação ( $0.159 \pm 0.045$ ), verifica-se uma diferença da ordem de 16.7% na média, porém contida nos intervalos de confiança. Além dos erros associados às sensibilidades dos sistemas de medição da aceleração e das forças pode-se ocorrer uma variação das condições do contato entre cada esfera e a face dos parafusos.

Por outro lado, a dinâmica (propriedades de massa e rigidez) do dispositivo amortecedor de atrito na direção do movimento da mesa vibratória (direção de medição das forças  $F_{a1}$  e  $F_{a2}$ ) afeta a estimação de  $F_a$  pelas médias dos patamares positivos e negativos. Adicionalmente, qualquer erro geométrico que provoque o desvio angular entre a face do parafuso e a direção do movimento da esfera pode provocar variação do valor de  $F_s$  em cada ciclo do movimento vibratório. Consequentemente, o cálculo da relação  $F_a/F_s$  é apresenta erros adicionais. Outra possível causa das variações nos valores experimentais para o estimador do coeficiente de atrito é a alteração das superfícies decorrente de desgaste e da formação de óxidos no contato. A Fig. 7 mostra a fotografia da superfície plana do parafuso de contato antes e depois dos ensaios. É evidente a presença da zona de desgaste na região de contato entre a esfera e a face plana do parafuso. O estado do contato muda durante os ensaios podendo provocar variações no valor do coeficiente de atrito estimado.



**Figura 7. Desgaste da superfície do contato antes e depois dos ensaios com excitação harmônica.**

A análise dos aspectos de desgaste e do efeito de lubrificação gerado pelas camadas de oxidação produzidas nos ensaios foge do escopo deste trabalho.

#### **4. CONCLUSÕES**

Os ensaios experimentais realizados com o sistema vibratório livre permitem concluir que:

a- Valores elevados da força normal  $F_s$  requerem grandes valores das condições iniciais e geram sinais  $A_m(t)$  e  $F_a(t)$  de curta duração, implicando no aumento das incertezas na identificação do coeficiente de atrito (via coeficiente angular da envoltória dos picos ou pelos patamares da força  $F_a$ ) e da rigidez tangencial do contato (via regiões de transição da força  $F_a(t)$ ).

b- Recomenda-se que o intervalo de amostragem ( $dt$ ) seja reduzido para que pelo menos quatro valores de  $F_a$  sejam adquiridos nas regiões de transição da força.

Os ensaios experimentais realizados com o sistema vibratório, excitado por força harmônica até 50 Hz, permitem concluir que:

c- É possível aplicar maiores valores da força normal  $F_s$  desde que o sistema de excitação tenha capacidade adequada. Para os ensaios realizados foi possível aplicar forças normais no contato até 115 N usando um excitador com capacidade de 110 N. Salienta-se que neste caso limite o escorregamento no contato é desprezível.

d- A estimação da força total  $F_a$  a partir da soma das forças  $F_{a1}$  e  $F_{a2}$  medidas pelas células de carga piezelétricas é adequada, sendo capturados apenas os valores AC dos sinais. O uso dos valores da força  $F_a$  e da força  $F_s$  permitem identificar o coeficiente de atrito cinemático  $\mu$  com pequena incerteza para todos os níveis de força normal e para a banda de frequências até 50 Hz. Os experimentos com excitação harmônica não permitem identificar o valor do coeficiente de atrito estático.

e- As alterações provocadas pelo atrito nas formas de onda dos movimentos do sistema é melhor observada no sinal da aceleração. Portanto recomenda-se que sejam usados acelerômetros para medir o movimento do sistema vibratório.

#### **5. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

- Golafshani A.A., Gholizad A. (2008) “Friction damper for vibration control in offshore steel jacket platforms” *Journal of Constructional Steel Research* 65 (2009) 180-187
- Emanuele G, Kevin A.(2003) “A controlled friction damper for vehicle applications”. *Control Engineering Practice* 12 (2004) 431–443
- Brian G. MORGEN Yahya C. (2004) ‘a friction damper for post-tensioned precast concrete beam-to-column joints’ 13th World Conference on Earthquake Engineering Vancouver, B.C., Canada August 1-6, 2004 Paper No. 3189.

Memet U, Christopher N, Carl D.(2006) 'a new semi-active piezoelectric based friction damper' University of Florida, Department of Mechanical Engineering Gainesville, Florida, 32611, USA  
Karl P, Lars P and Walter S (2004) 'Vibration Damping by Friction Forces: Theory and Applications' Journal of Vibration and Control 2003 9: 419  
Federico M (2008). 'sviluppo di un banco di prova per los studio del comportamento di un under-platform damper'. laurea magistrale in ingegneria aerospaziale. Politecnico do torino. Italia.

### ***Authorization and Disclaimer***

*Authors authorize LACCEI to publish the paper in the conference proceedings. Neither LACCEI nor the editors are responsible either for the content or for the implications of what is expressed in the paper.*