

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

**Freddy A Murillo R**

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

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

Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG, flepore@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 with one degree of freedom equipped with a dry friction damper. To do it was designed and built an experimental test rig composed by a friction damper together with the vibration system, this friction damper allows control of the contact normal force, which characterizes a semi-active control system, since the effort control does not act directly on the vibratory system. The purpose of this normal force variations 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 for the damper, which is flexible in the direction of the normal force and rigid in the tangential direction to the contact. It is presented the layout of instrumentation required to measure the system response, the time domain techniques to estimate the friction force during the experiment and the friction force variation influences on the dynamic response of the vibrating system. Had been done experiments in three different frequencies to analyze the vibratory system response according the value of the normal force on the contact surfaces 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: a instrumentação necessária para medir as respostas do sistema no domínio do tempo; as técnicas de identificação da força de atrito durante o ensaio; e sua influência da força de atrito 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 claves:** Resposta Harmônica , atrito seco, contato, vibração estrutural.

## 1. INTRODUÇÃO

Geralmente o atrito tem sido considerado como um fenômeno prejudicial ao projeto e ao desempenho de mecanismos compostos de partes moveis, no 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 e dinâmicas.

Estruturas mecânicas com superfícies em contato aparecem em diversas aplicações, a força de atrito gerada dentro à área de contato desempenha um papel importante na determinação do comportamento dinâmico da estrutura. Em Karl (2004) são mostrados alguns exemplos de estruturas expostas à dispositivos por atrito assim como as variedades de projeto de amortecedores por atrito que aparecem em diversas aplicações.

Os benefícios de um mecanismo de dissipação por atrito podem ser muito grandes, no entanto o comportamento do sistema dinâmico sujeito a este tipo de amortecimento é altamente dependente dos parâmetros que definem a interface de contato, logo pode-se alterar tais parâmetros conduzindo a uma redução significativa da vibração da estrutura, como também pode-se desestabilizar a resposta dinâmica do sistema mecânico. No caso de amortecedores por atrito os parâmetros de projeto que determinam grande parte do comportamento do sistema são a força normal e o coeficiente de atrito entre as superfícies. O uso de amortecedores por atrito seco estende-se desde o uso num simples oscilador dinâmico até aplicações em plataformas aero espaciais Federico (2008).

Em Memet (2006) apresenta-se a caracterização 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 contato é controlada mediante o uso de um atuador piezoeletrico, 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 passivo para não requerer de grande quantidade de energia e peso, e por outro lado aproveita as propriedades de um elemento ativo 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 características da força normal de contato poder mudar com respeito ao tempo. Por outro lado o uso do atuador piezoeletrico, oferece um ancho de banda maior e resposta de acionamento rápida em comparação a outros tipos de atuadores baseados num fluido viscoso Memet (2006).

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 a pressão 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 as baixas pressões uma pequena quantidade de ar (Bolsas de ar) afetam 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, cujo objetivo é atenuar os modos de deformação de uma viga de concreto pré-fabricado, desenhada para suportar um edifício de seis andares (máxima tensão de 270 Kpsi). No trabalho foi demonstrado que o amortecedor por atrito é eficiente em termos de construção e instalação, além disso pode funcionar como um membro ativo de suporte da viga, logo contribue na transferência de força de cisalhamento na interfase da viga à coluna, além de contribuir na resistência da viga foi demonstrado que em termos de dissipação houve um aumento da quantidade de energia dissipada comparada com sistemas meramente passivos

O objetivo deste trabalho é análise do comportamento dinâmico de um sistema vibratório de um grau de liberdade (1GDL) equipado com o dispositivo amortecedor de atrito de força normal variavel. 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.

## 2 DESENVOLVIMENTO

Para abranger o análise experimental do sistema, foi implementado o arranjo experimental da figura 1, composta por uma **estrutura vibratória** de um grau de liberdade, o **amortecedor por atrito** semi-ativo e um excitador eletromecânico (**Shaker**) encarregado de gerar as excitações externas sobre o sistema vibratório.

No sistema vibratório apresentado na Figura 1, a placa de alumínio é montada sobre quatro lâminas de aço que constituem uma suspensão flexível da estrutura vibratória, 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 na direção de excitação do SHAKER. Sobre uma das extremidades da estrutura é fixada uma *base móvel* rígida na qual são instalados lateralmente dois *parafusos* cujas faces internas estão em contato com duas *esferas de aço* instaladas na estrutura da suspensão do amortecedor. 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, que medem a força tangencial no contato. Na extremidade superior do amortecedor, é instalado um *atuador piezelétrico (PPA40L)* o qual gera a variação da carga normal de contato entre as esferas e as faces dos parafusos. Finalmente um *sensor piezo* resistivo mede a força normal no contato.

Por outro lado na figura 2, apresenta-se os parâmetros físicos levados em consideração na dinâmica do sistema. Do gráfico “C” da figura tem-se que  $m$  e  $k$  representam a massa e suspensão característica do sistema vibratório,  $c$  é o amortecimento viscoso e  $a$  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 em direção oposta ao deslocamento da estrutura vibratória, tem-se que o valor da reação  $F_a$  vai estar dado 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.

Onde:  $x_m$ ,  $v_m$  e  $A_m$ , são respectivamente o deslocamento, a velocidade e a aceleração medidos sobre a estrutura após de perturbar o sistema com uma força externa  $F_{ext}$ ,  $F_k$  é a força da suspensão  $K$  ( $F_k = kv_m$ ),  $F_c$  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 da 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 oposto 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:

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

Sendo  $\text{sgn}$  a função sinal aplicada à velocidade  $v_m$ .

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.

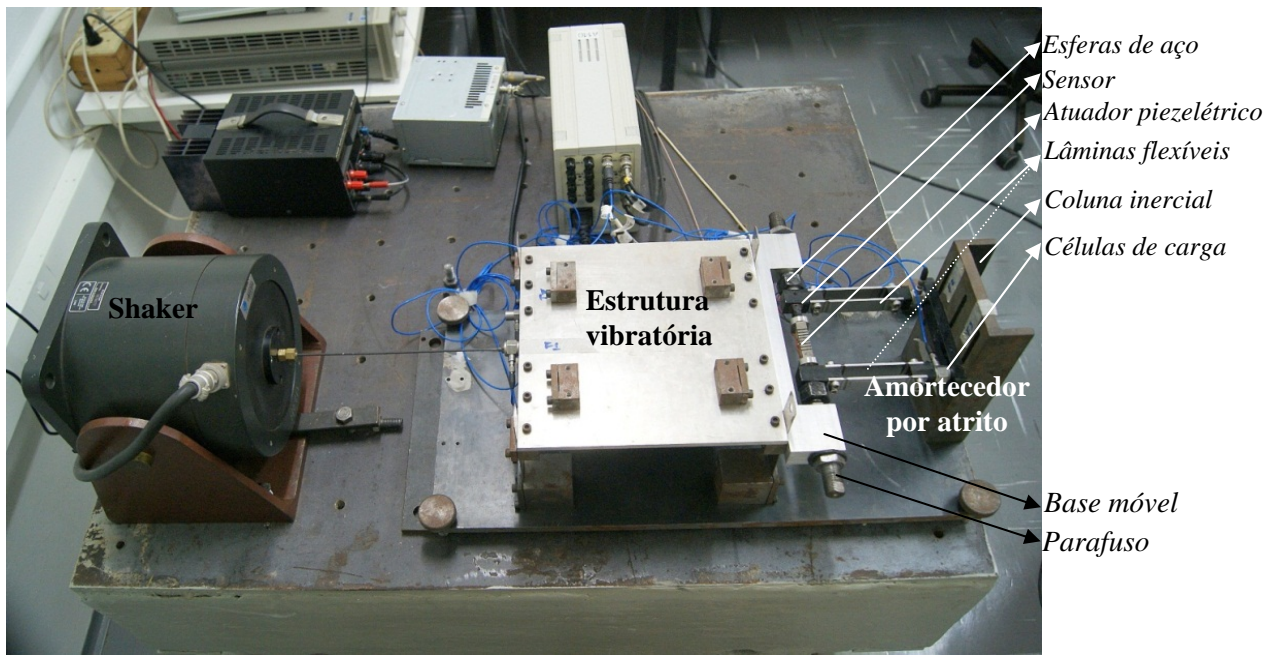


Figura 1. Bancada experimental da mesa vibratória com amortecedor por atrito

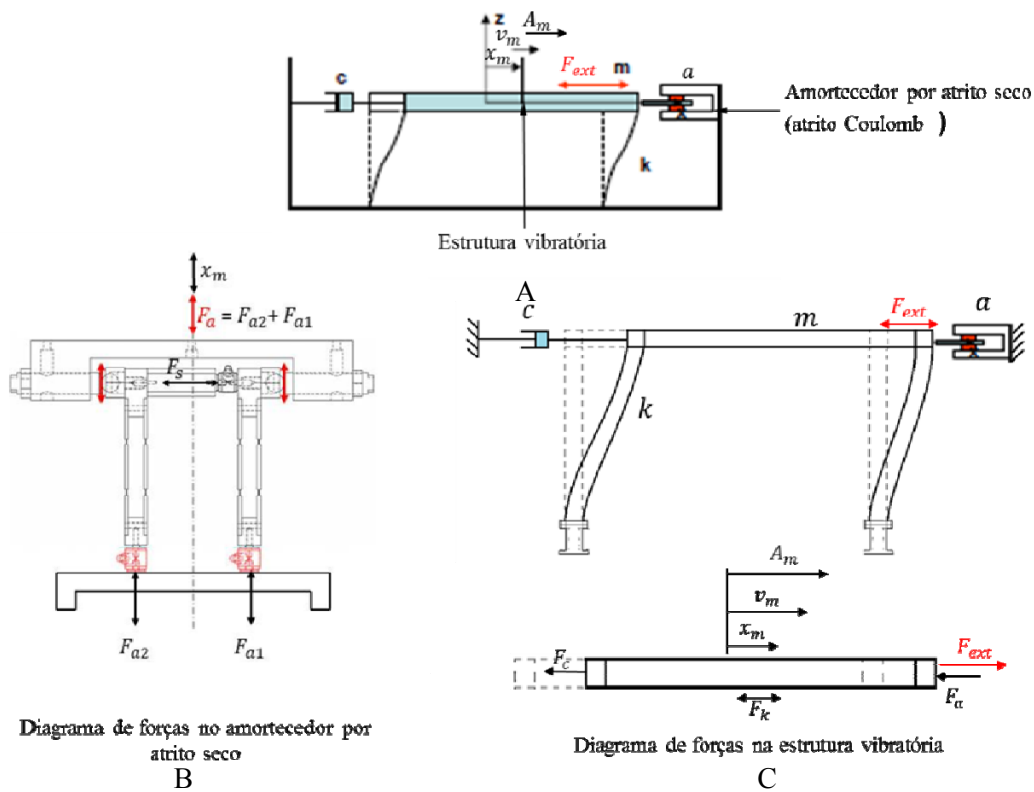


Figura 2. Diagrama de corpo livre das forças na estrutura vibratória e o amortecedor por atrito

A identificação das propriedades ( $m, k, c$  e  $f_n$ ) físicas do sistema vibratório é realizada mediante um ensaio em resposta livre submetido a uma condição inicial qualquer. Por outro lado de uma metodologia experimental previamente estabelecida foi possível analisar o comportamento estático e dinâmico do protótipo de amortecedor

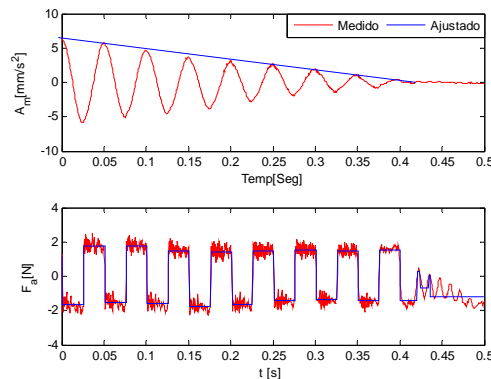
proposto, na tabela 1 apresenta-se as propriedades físicas da estrutura assim como também as propriedades estáticas e dinâmicas do amortecedor respectivamente.

**Tabela 1** características físicas do sistema vibratório e características estáticas e dinâmicas do dispositivo por atrito seco

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, a envoltória do decaimento (ajustada no modelo) e a força de atrito medida no amortecedor, para força normal  $F_s = 10.25 \text{ N}$ .**

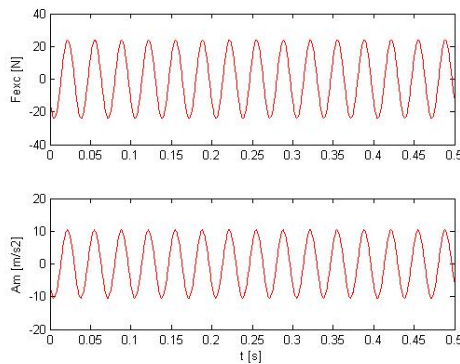
A envoltória ajustada sobre os valores pico da aceleração do sistema livre permite estimar o valor da força de atrito que atua no contato para a condição de força normal igual a 10.25 N. Neste procedimento são usadas as propriedades de massa, rigidez e frequência natural do sistema vibratório (dadas na Tabela 1). Com o ajuste

obtém-se o valor da força  $F_a = 1.557$  [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 em  $F_a = 1.467$  [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 pelos métodos descritos e o valor da força normal usada no experimento livre ( $F_s = 10.25$  N) resulta o valor médio do coeficiente de atrito  $\mu = 0.150$ .

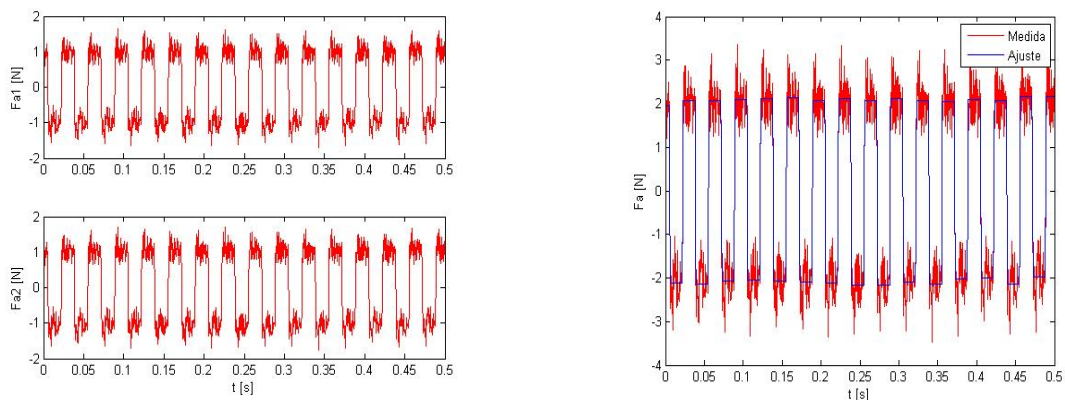
A Fig. 4 apresenta os sinais medidos:  $F_{exc}(t)$  e  $A_m(t)$ . para o caso de excitação harmônica. O valor da amplitude pico da aceleração, calculado via transformada de Fourier, resulta  $A_m = 10.45$  m/s<sup>2</sup>. As forças medidas pelas duas células de carga piezelétricas do amortecedor de 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%.

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



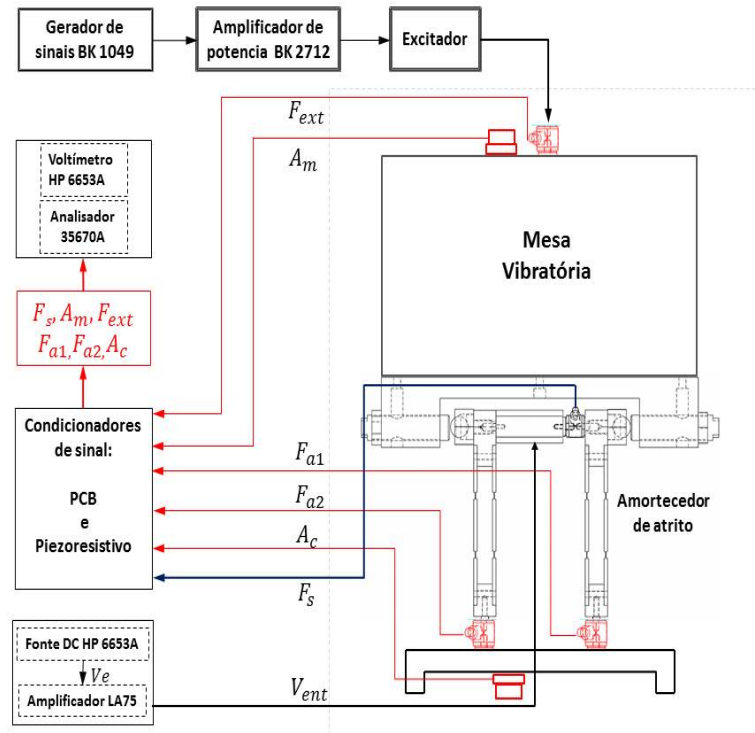
**Figura 5.** Forças medidas nas células piezelétricas do amortecedor de atrito e força total medida e estimada para excitação harmônica a 30 Hz e  $F_{exc} = 23.88$  N.



Além de verificar a natureza da força de atrito do amortecedor, a qual obedece à teoria 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. Uma vez verificado o comportamento da força de atrito no dispositivo procede-se com a 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  $10.2 \text{ mV/m/s}^2$ ).



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

O atuador piezelétrico PPA40L é alimentado com uma tensão ( $V_{ent}$ ) gerada por um sistema de amplificação dedicado que recebe na sua entrada a tensão ( $V_e$ ). Este sistema é 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 intervalo de amostragem de  $1/1024$  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 Briel&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  $2.227 \text{ mV/N}$ ).

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.

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. 2.

**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 da força normal no 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 à 30 Hz, em ambos os níveis  $F_{s1}$  e  $F_{s2}$  de força normal, obteve-se 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 um dos dois níveis de força normal não produziu efeito prático na redução da amplitude de vibração. A Tabela 3 sumariza estes resultados.

**Tabela3 – 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 à 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** e de **1:0.09** nas frequências de excitação 15, 30 e 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

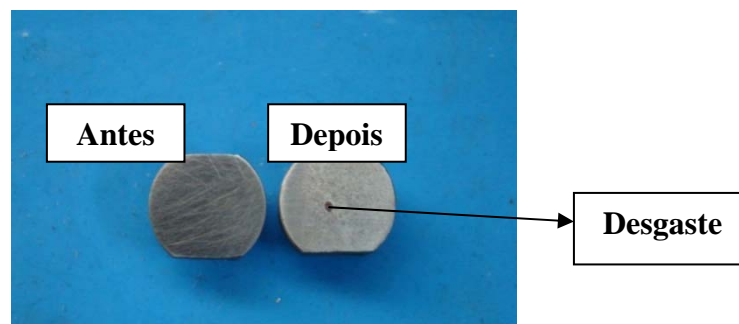
**Tabela 4 – Amplitudes da força  $F_a$  estimadas para os ensaios harmônicos com dois níveis de força normal.**

$f$ [Hz]	Nível de $F_s$ [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:

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  $F_a(t)$ ). 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:

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. 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. 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

- 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.
- Emanuele G, Kevin A.(2003) "A controlled friction damper for vehicle applications". Control Engineering Practice 12 (2004) 431-443
- 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.
- 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

#### *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.*