



## **CONTROLE ATIVO DE VIBRAÇÃO DE UM SISTEMA MODULAR DE PLACAS DUPLAS USANDO ATUADORES PIEZOELÉTRICOS**

### **Alex Olinto dos Santos**

Departamento de Tecnologia Mecânica – CT – UFPB – Campus I – CEP: 58059-900 – João Pessoa – PB, Fax: 2167186, e-mail: [alxolinto@bol.com.br](mailto:alxolinto@bol.com.br)

### **Simplício Arnaud da Silva**

Departamento de Tecnologia Mecânica – CT – UFPB – Campus I – CEP: 58059-900 – João Pessoa – PB, Fax: 2167186, e-mail: [lacerdaarnaud@uol.com.br](mailto:lacerdaarnaud@uol.com.br)

### **Seyyed Said Dana**

Departamento de Tecnologia Mecânica – CT – UFPB – Campus I – CEP: 58059-900 – João Pessoa – PB, Fax: 2167186, e-mail: [Dana@ct.ufpb.br](mailto:Dana@ct.ufpb.br)

***Resumo.** Este trabalho apresenta um estudo teórico e experimental de controle ativo de vibração numa estrutura flexível, utilizando atuadores piezoelétricos. A estrutura mecânica utilizada é constituída de duas placas retangulares de alumínio separadas por borracha. Na placa posterior um atuador piezoelétrico é utilizado para controlar a vibração, utilizando para isto, as malhas de controle feedforward e realimentada simultaneamente. Na realização dos controladores são utilizados circuitos eletrônicos analógicos. Resultados experimentais da ação de controle na estrutura são apresentados. Um modelo de elementos finitos do conjunto mecânico é apresentado de forma a avaliar o valor da rigidez do apoio e da borracha entre as placas. Na ação de controle, a placa anterior é excitada por uma tensão senoidal na primeira frequência natural da estrutura.*

***Palavras-chave:** controle de vibração, controle ativo, sensor/atuador piezoelétrico.*

## **1. INTRODUÇÃO**

O controle ativo de vibração estrutural em muitos tipos de placas é de considerável importância marítima e espacial. Existem vibrações nestas estruturas devido a sistemas em movimento. Com o avanço significativo na tecnologia de materiais e componentes eletrônicos, os sistemas de controle ativo continuarão a receber considerável atenção.

Kessissoglou (2001) aplicou o controle ativo para reduzir a resposta de vibração de uma onda transmitida por uma placa. A técnica de controle foi composta por um modelo feedforward. Ele usou um único controle localizado e um único sensor de erro e a resposta de vibração transmitida sobre uma placa semi-infinita, na frequência de ressonância, foi significativamente atenuada. Muitos outros trabalhos analíticos e experimentais têm sido realizados para investigar o controle ativo de vigas homogêneas (Pan e Hansen, 1991), (Pan et al., 1992) e de placas (Pan e Hansen, 1994), (Pan e Hansen, 1995).

No controle de vibração, o uso de materiais piezoelétricos como atuadores ou sensores que podem ser colados ou embutidos em superfícies de estruturas, têm despertado grande interesse para os pesquisadores. Estes materiais piezoelétricos possuem propriedades mecânicas e elétricas. Eles

geram uma tensão elétrica quando sujeitos a uma deformação mecânica; esta propriedade é chamada de efeito piezoelétrico direto. Contrariamente, tensões ou deformações mecânicas são produzidas por aplicação de tensão elétrica, e esta propriedade é chamada de efeito piezoelétrico inverso.

Elementos piezoelétricos têm sido usados extensivamente como sensores ou atuadores em experimentos de controle ativo de estruturas (Anderson e Hagood, 1994), (Denoyer e Kwak, 1996), (Ikai et al., 2000), (Zhou et al., 2000), (Ye e Tzou, 2000). Nestes casos o piezoelétrico tem a simples função de sensor ou de atuador. Entretanto, são possíveis ambas as funções.

O controlador mais adequado ao controle ativo de vibração é o feedforward (controlador de alimentação direta). Este tipo de controlador requer um sinal de referência correlacionado com o sinal a ser cancelado.

Clarck e Fuller (1998) usaram um controlador feedforward para cancelar o ruído transmitido por uma placa retangular, devido à excitação de um atuador eletrodinâmico, usando atuadores piezoelétricos. Concluíram que se a placa for excitada em um de seus modos, não haverá melhora no seu desempenho quando o número de seus atuadores for aumentado. Por outro lado, para excitações nas frequências fora da ressonância, o aumento do número de atuadores melhora o seu desempenho.

Nierkerk et al., (1995) desenvolveram um estudo teórico e experimental de controle de ruído, utilizando um atuador piezoelétrico, em uma placa circular em um duto. Os autores utilizaram um computador com uma interface para aquisição de dados e um programa computacional para gerar uma função de transferência coerente com a da placa e um microfone para gerar o sinal de referência. Uma redução de 20dB na frequência natural de 1kHz foi obtida.

Silva et al., (1997) desenvolveram um trabalho experimental de controle ativo de vibração, provocada por um campo acústico em um duto, numa placa circular de alumínio. Eles utilizaram uma montagem com duas placas circulares engastadas e um circuito eletrônico analógico como um feedforward (controlador de alimentação direta). O sinal para o cancelamento da vibração da segunda placa foi gerado por um sensor piezoelétrico colado na primeira placa. Uma atenuação de 25dB foi alcançada para o primeiro modo de vibração.

Em outro trabalho realizado por Silva et al., (1998) no controle de vibração em placas retangulares engastadas em um duto, foi conseguido uma redução de 34dB para o primeiro modo vibração. Neste estudo foram utilizados os controladores feedforward e realimentado para controlar a vibração provocada por um campo acústico gerado por um alto-falante.

Este trabalho apresenta um sistema de controle ativo de vibração em uma estrutura flexível formada com duas placas retangulares e separada por borracha nas extremidades. São utilizadas as malhas de controle feedforward e realimentada para controlar a vibração. Também é apresentado um modelo de elementos finitos para avaliar a rigidez dos apoios e da borracha.

## **2. REALIZAÇÃO EXPERIMENTAL**

### **2.1 – Medição das frequências naturais**

A configuração geométrica da montagem experimental utilizada é mostrada na Fig. (1). Nesta montagem foi utilizado um modelo de duas placas de alumínio de 160 x 320 mm, separadas por borracha de diâmetro de 7,7mm e presas por um perfil em U. Após a montagem a distância entre as placas no apoio ficou de 3,2mm, ocasionando uma pré-carga no apoio que não foi medida. Os sensores piezoelétricos estão fixados no centro de ambas as placas, onde ocorre as maiores deformações para o primeiro modo de vibração. A estrutura foi suspensa por fios de “nylon”, de forma que pudesse vibrar livremente. A Tabela (1) mostra as características e dimensões das placas piezoelétricas.

Tabela 1 – Características e dimensões das placas piezoelétricas.

Dimensões	(37 x 19 x 0,19) mm
Módulo de elasticidade	$6,3 \times 10^{10}$ N/m
Densidade	$7,65 \times 10^3$ kg/m <sup>3</sup>
Constante piezoelétrica	$1,66 \times 10^{-10}$ m/V

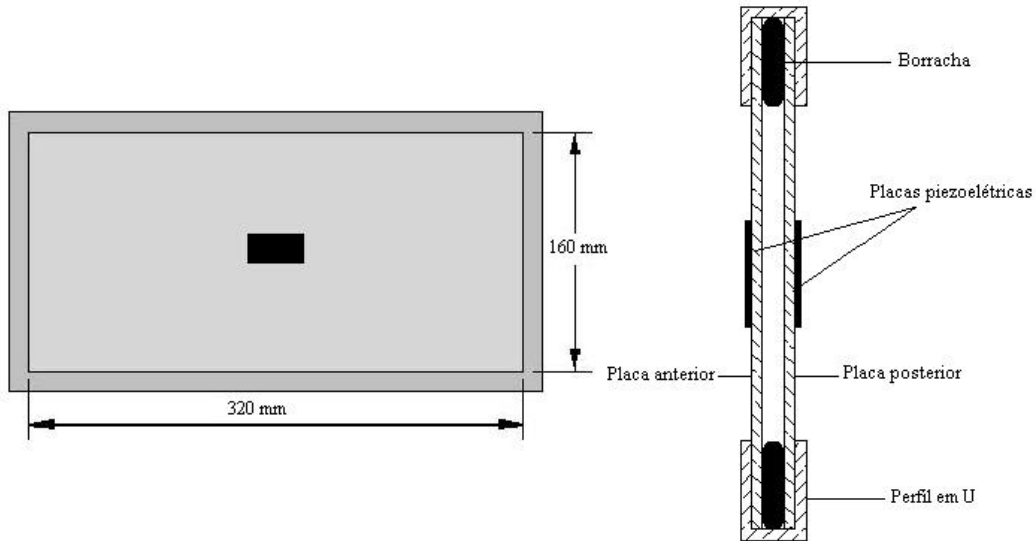


Figura 1 – Configuração geométrica da montagem experimental da estrutura.

A montagem para a aquisição de dados é mostrada na Fig. (2). Com os sensores colados no centro de cada placa, realizou-se em seguida um ensaio de impacto na placa posterior para se medir as frequências naturais do conjunto proposto a partir da resposta do sistema, captada pelos sensores, através de um sistema de aquisição de dados.

A aquisição dos dados foi feita por um computador Pentium de 125 MHz que recebeu o sinal enviado pelo sistema de aquisição de dados (daqbook100), após o ensaio de impacto realizado na placa. Este computador, com o auxílio do programa de aquisição de dados, armazena os dados para posterior processamento por um programa computacional de processamento de sinais (SnapMaster).

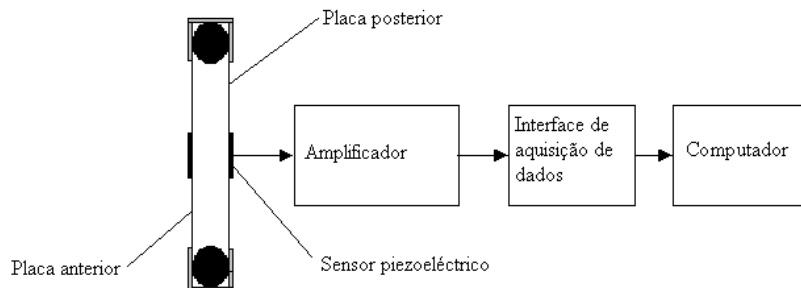


Figura 2 – Diagrama em blocos do sistema de identificação experimental.

Com o ensaio de impacto realizado na placa posterior, foram extraídas várias amostras dos espectros das respostas em frequência do conjunto, para se determinar os valores das frequências

naturais. A Figura (3) mostra os valores extraídos experimentalmente das frequências naturais do conjunto montado, com o impacto realizado na placa posterior.

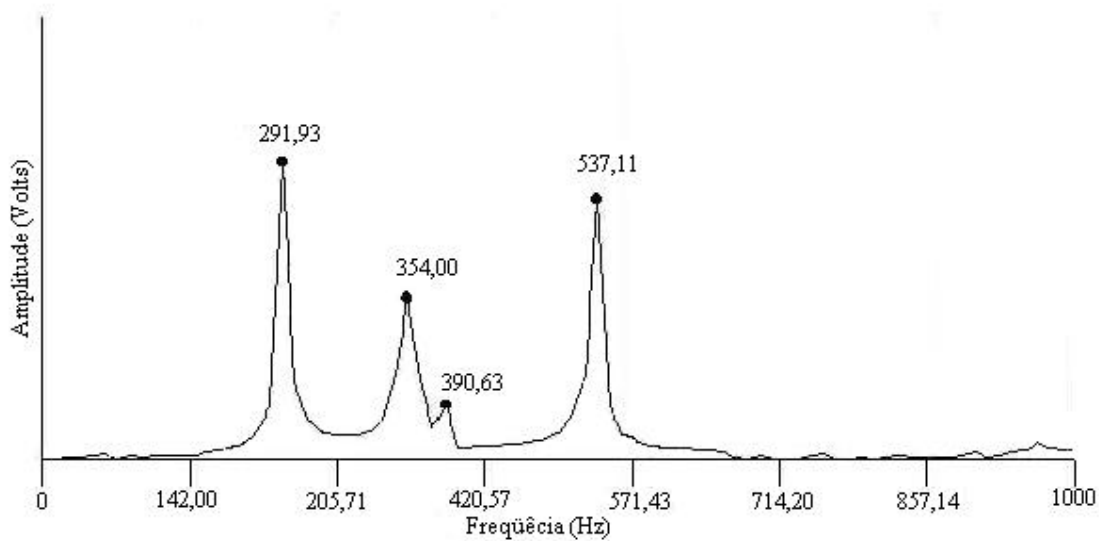


Figura 3 – Espectro da resposta em frequência obtido na placa posterior.

O primeiro modo de vibração tem a frequência correspondente a 231,93 Hz, para o ensaio feito na placa posterior. As frequências naturais extraídas do conjunto são mostradas na Tab. (2)

Tabela 2 – Frequências naturais da placa posterior.

Placa de alumínio	f1 (Hz)	f2 (Hz)	f3 (Hz)	f4 (Hz)
160 x 320 mm	231,93	354,00	390,63	537,11

## 2.2. Montagem das malhas de controle

A Figura (4) mostra a montagem completa com o controlador feedforward mais o controlador realimentado. O sinal de referência utilizado na malha de controle feedforward é captado de um sensor piezoelétrico, colado na placa anterior. Esta placa é excitada por um sinal senoidal, proveniente de um gerador de frequências, de frequência igual à primeira frequência natural da estrutura que foi obtida experimentalmente. Este sinal de referência é então amplificado, filtrado, defasado e amplificado, no circuito feedforward, em seguida é amplificado pelo amplificador de potência de forma a obter a melhor atenuação de vibração para a malha de controle feedforward.

O sinal de referência da malha de controle realimentada é captado através de um sensor piezoelétrico colado na placa posterior. Mantendo-se inalterados os ajustes do controlador feedforward, repete-se o procedimento de ajustes de ganho e de fase no circuito do controlador realimentado, que tem o sinal somado ao sinal do circuito feedforward, através do circuito somador, de forma a obter a maior atenuação de vibração da estrutura mecânica. O sinal que sai do circuito somador é amplificado por um amplificador de potência e excita o atuador piezoelétrico da placa posterior.

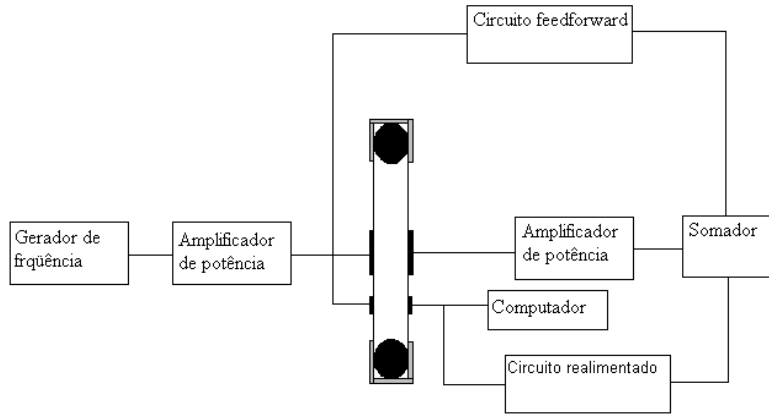


Figura 4 – Controlador feedforward e realimentado em conjunto.

Após os devidos ajustes do circuito, foram medidas as amplitudes do sinal do sensor da placa posterior com um computador Compaq, Modelo Armada 100S K62 com processador de 533 MHz, utilizando um programa de aquisição de dados (Signal Calc ACE Dynamic Signal Analyzer), para as situações em que o circuito de controle era ligado e desligado e verificou-se a atenuação para cada valor de tensão. A tensão de excitação no atuador piezoelétrico, na placa anterior, foi variada de 25 V a 70 V. Foram realizadas 10 medições para cada valor de tensão no atuador piezoelétrico e extraídas as médias dos valores de tensão no sensor da placa posterior com o circuito desligado e ligado. A Tabela (3) apresenta a média dos valores de atenuação obtidos para a malha de controle feedforward e realimentada utilizadas na estrutura mecânica.

Observa-se da Tab. (3) que a atenuação média sofrida na estrutura foi de 59,08% para a montagem com a malha feedforward e realimentada simultaneamente.

Tabela 3 – Valores médios das tensões do controlador.

Atuador	Sensor da placa posterior	Desvio padrão	Sensor da placa posterior	Desvio padrão	Atenuação
Tensão no atuador	Tensão média no sensor com o controlador desligado	$s$	Tensão média no sensor com o controlador ligado	$s$	%
25V	0,0280V	0,00044	0,0117V	0,00046	58,21%
40V	0,0462V	0,00060	0,0187V	0,00046	59,52%
55V	0,0653V	0,00064	0,0266V	0,00049	59,26%
70V	0,0860V	0,00063	0,0350V	0,00063	59,30%

O gráfico da Fig. (5) mostra as curvas das respostas da estrutura mecânica, utilizando os valores da Tab. (3), com o circuito de controle desligado e ligado.

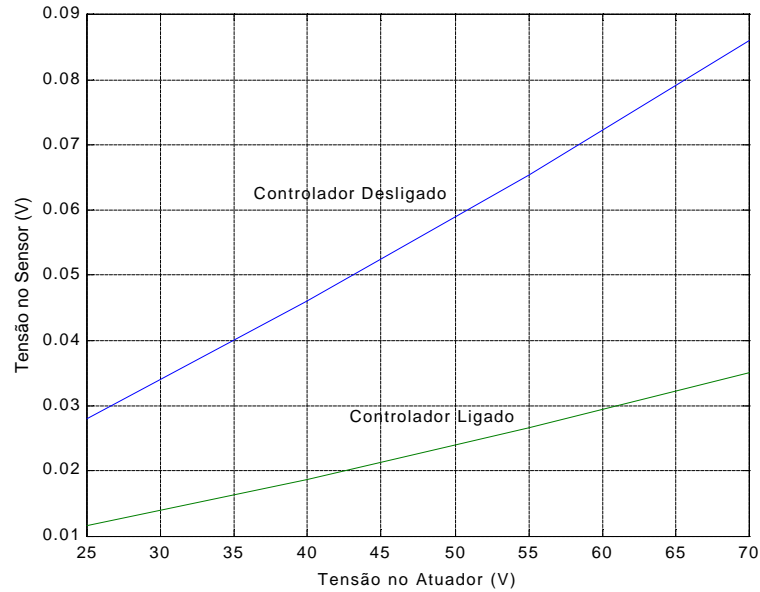


Figura 5 – Resposta do sistema com os controladores feedforward e realimentado simultaneamente.

### 3. SIMULAÇÃO DA ESTRUTURA MECÂNICA COM O PROGRAMA COMPUTACIONAL ANSYS 5.5

#### 3.1. Simulação da estrutura mecânica

Na simulação do conjunto de 160 x 320 mm, no programa computacional Ansys 5.5, o ar entre as placas não foi considerado e utilizou-se os seguintes elementos disponíveis na versão do programa: o elemento “Shell63” que representou as placas de alumínio e o elemento “Combin14” que representou os elementos de mola longitudinal e torcional que simularam o apoio entre as placas. A Figura (6) mostra o modelo representando a estrutura mecânica, composta por duas placas separadas por borracha.

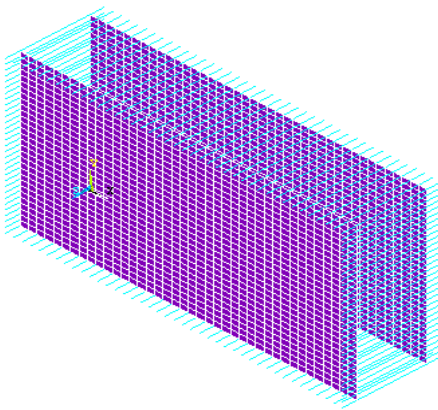


Figura 6 – Configuração geométrica da estrutura.

O valor da rigidez ( $k$ ) de cada elemento de mola longitudinal e torcional que representa o apoio nas placas e o valor da rigidez ( $k$ ) de cada elemento de mola longitudinal e torcional que representa a rigidez da borracha entre as placas, no modelo simulado da Fig. (6), foi de  $10^8$  N/m para os elementos de mola longitudinal e de 3,46 Nm/rad para os elementos de mola torcional. Com estes valores, obteve-se o valor da frequência natural do primeiro modo de vibração mais próximo da primeira frequência natural do conjunto mecânico obtida experimentalmente, que é de 231,93 Hz..

Neste modelo simulado, a rigidez da borracha foi representada por elementos de molas lineares longitudinais e torcionais, apesar da borracha possuir características não lineares. Contudo, devido às dificuldades de levantar-se as características da borracha, optou-se por representar a sua rigidez, através do valor da constante de rigidez de cada elemento de mola torcional e longitudinal, tendo os mesmos valores que a rigidez do apoio por molas das placas.

Os dois primeiros modos de vibração, do modelo simulado da Fig. (6), com os seus respectivos valores de frequência para uma constante de rigidez longitudinal de  $10^8$  N/m e uma constante de rigidez torcional de 3,46 Nm/rad, para cada elemento de mola, são mostrados na Tab. (4).

Tabela 4 – Frequências fundamentais simuladas da estrutura mecânica.

Modos de vibração	Valor das frequências
Primeiro modo de vibração	231,90 Hz
Segundo modo de vibração	276,47 Hz

Constata-se na Tabela 4 que a frequência referente ao segundo modo de vibração tem um valor diferente do valor obtido experimentalmente, que foi de 354 Hz para a estrutura mecânica. Isto mostra que o valor da rigidez de cada elemento de mola não representa fielmente o valor da rigidez real do conjunto, pois se têm elementos que não podem ser considerados lineares no conjunto, neste caso a borracha. Contudo, o valor da rigidez para cada elemento de mola pode dar uma idéia do valor da rigidez real do apoio no conjunto.

#### 4. CONCLUSÃO

Neste trabalho obteve-se uma a média de atenuação de vibração na estrutura mecânica em torno de 59,08% para a montagem com a malha feedforward e realimentada usadas simultaneamente. A qualidade da cola e o processo de colagem são fatores responsáveis pelo bom desempenho dos atuadores piezoelétricos. Este aspecto não foi possível de ser verificado, tendo em vista a falta de recursos. Diante disso, não se pode afirmar que os resultados obtidos não podem ser melhorados.

Na simulação do modelo no programa Ansys 5.5, o valor da rigidez de cada elemento de mola não representou fielmente o valor da rigidez real do conjunto, pois se tinham elementos que não podiam ser considerados lineares no conjunto, neste caso a borracha. Contudo, o valor da rigidez para cada elemento de mola pode dar uma idéia do valor da rigidez real do apoio no conjunto.

#### 5. REFERÊNCIAS

- Anderson, E. H. and Hagood, N. W. “Simultaneous piezoelectric sensing/actuation: analysis and application to controlled structures”, *Journal of Sound and Vibration* 174(5), 617-639, 1994.
- Kessissoglou, N. J. “An analytical and experimental investigation on active control of the flexural wave transmission in a simply supported ribbed plate”, *Journal of Sound and Vibration* 240(1), 73-85, 2001.
- Pan, J. and Hansen, C. H., “Active control of total vibratory power flow on a beam: I. Physical system analysis”, *Journal of the Acoustical Society of America* 89, 200-209, 1991.
- Pan, J., Hansen, C. H. and Snyder, S. D., “A study of response of a simply supported beam to excitation by a piezoelectric actuator”, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* 3, 39-49, 1992.

- Pan, X. and Hassen, C. H., "Piezoelectric crystal vs point force excitation of beams and plates", *Journal of Intelligent Material Systems and Structures* 5, 363-370, 1994.
- Pan, X. and Hassen, C. H., "Active control of vibratory power transmission along a semi-infinite plate", *Journal of Sound and Vibration* 184, 585-610, 1995.
- Denoyer, K. K. and Kwak, M. K. "Dynamic modeling and vibration suppression of a slewing structure utilizing piezoelectric sensors and actuators", *Journal of Sound and Vibration* 189(1), 13-31, 1996.
- Ikai, S., Ohsawa, K. and Nagaya, K. "Electromagnetic actuator and stacked piezoelectric sensors for controlling vibrations of a motor on a flexible structure", *Journal of Sound and Vibration* 231(2), 393-409, 2000.
- Zhou, Y. H., Wang, J. and Zheng, X. J. "Vibration control of variable thickness plates with piezoelectric sensors and actuators based on wavelet theory", *Journal of Sound and Vibration* 237(3), 395-410, 2000.
- Ye, R. and Tzou, H. S. "Control of adaptive shells with thermal and mechanical excitations", *Journal of Sound and Vibration* 231(5), 1321-1338, 2000.
- Clarck, R. L. and Fuller, C.R. "Experiments on active control of structurally radiated sound using multiple piezoceramic actuators", *Journal of the Acoustical Society of America* 91, 3321-3329, 1992.
- Nierkerk, J. L., Tongue, B. H. and Packard, A. K. "Active control of circular plate to reduce transient noise transmission", *Journal of Sound and Vibration* 183(4), 643-662, 1995.
- Silva, S. A. et al. "Controle ativo de vibrações com atuadores piezoelétricos", COBEM 1997.
- Silva, S. A. et al. "Controle ativo de vibração numa placa retangular com atuadores piezoelétricos – realização experimental", V CEM – NME, 1998.

## 6. DIREITOS AUTORAIS

Alex Olinto dos Santos.

## ACTIVE CONTROL OF VIBRATION OF A DOUBLE PLATE SYSTEM USING PIEZOELECTRIC ACTUATORS

**Alex Olinto dos Santos**

Department of Mechanical Technology – CT – UFPB – Campus I – CEP: 58059-900 – João Pessoa – PB, Fax: 2167186, e-mail: [alxolinto@bol.com.br](mailto:alxolinto@bol.com.br)

**Simplício Arnaud da Silva**

Department of Mechanical Technology – CT – UFPB – Campus I – CEP: 58059-900 – João Pessoa – PB, Fax: 2167186, e-mail: [lacerdaarnaud@uol.com.br](mailto:lacerdaarnaud@uol.com.br)

**Seyyed Said Dana**

Department of Mechanical Technology – CT – UFPB – Campus I – CEP: 58059-900 – João Pessoa – PB, Fax: 2167186, e-mail: [Dana@ct.ufpb.br](mailto:Dana@ct.ufpb.br)

***Abstract.** This work presents a theoretical and experimental study of active control of vibration in a flexible structure, using piezoelectric actuators. The mechanical structure used is constituted of two rectangular plates of aluminum and separated by rubber. In the posterior plate a piezoelectric actuator is used to control the vibration, using the meshes of feedforward and feedback controls simultaneously. In the accomplishment of the controllers analogical electronic circuits are used. Experimental results in the structure are extracted. A model of finite elements of the mechanical group is presented in order to evaluate the value of the support rigidity and of the rubber among the plates. The previous plate is excited by a sinusoidal charge, in the first natural frequency of the group.*



**Keywords.** *vibration control, active control, piezoelectric sensor/actuator.*