

OTIMIZAÇÃO DE ATUADOR ELETROMAGNÉTICO UTILIZADO PARA O CONTROLE DE VIBRAÇÃO EM UM SISTEMA ROTATIVO

Edson Hideki Koroishi, koroishi@mecanica@ufu.br⁽¹⁾
Lizeth Vargas Palomino, lypalomino@mecanica.ufu.br⁽¹⁾
Aldemir Aparecido Cavalini Junior, juniorcavalini@bol.com.br⁽¹⁾
Tobias Souza Morais, tobiassouza@yahoo.com.br⁽¹⁾
Valder Steffen Jr, vsteffen@mecanica.ufu.br⁽¹⁾

⁽¹⁾ Laboratório de Mecânica de Estruturas (LMEst)-Faculdade de Engenharia Mecânica (FEMEC)-Universidade Federal de Uberlândia (UFU), Av. João Naves de Ávila, 2121 - CAMPUS SANTA MÔNICA, Bloco 1M, UBERLÂNDIA - MG, CEP 38400-902

Resumo: O controle ativo de vibrações tem sido tema de muitos estudos nos projetos de sistemas mecânicos. Existem várias ferramentas utilizadas para tal controle, as quais dependem fundamentalmente do tipo de sistema em análise. Para o caso de máquinas rotativas, destacam-se alguns tipos de controladores, sendo que um deles é o atuador eletromagnético. Este trabalho como objetivo otimizar os parâmetros deste tipo de atuador, uma vez que este será utilizado para o controle ativo de vibrações em um sistema rotativo. Para este processo de otimização serão utilizadas técnicas heurísticas. Após obter os parâmetros do atuador o próximo passo é determinar o ganho do controlador, sendo que, neste caso, foram utilizadas as Desigualdades Matriciais Lineares (LMIs). Para obtenção do modelo do sistema rotativo foi utilizado o Método dos Elementos Finitos. É de se destacar que um dos problemas encontrados no controle de sistemas mecânicos é o tamanho do sistema em estudo, ou seja, o número de graus de liberdade (gdl). Desta forma, foi realizada uma redução de modelo do sistema. É de se destacar que esta redução foi realizada no domínio modal, e neste processo de redução de modelo foi utilizado o Método da Realização Balanceada a fim de organizar os modos do sistema por ordem de relevância e assim, efetuar o controle apenas nos modos mais relevantes ao sistema.

Palavras-chave: Atuador Eletromagnético, Técnicas Heurísticas, Realização Balanceada, Sistema Rotativo, Controle Ativo de Vibrações.

1. INTRODUÇÃO

Atualmente, observa-se um aumento nas pesquisas em engenharia voltadas para o desenvolvimento de novas técnicas de controle ativo de vibrações (AVC – do inglês *Active Vibration Control*). Estas pesquisas são impulsionadas pela necessidade de estruturas leves associadas a um alto desempenho de operação, gerando menores custos operacionais e aumentando o retorno dos investimentos (Bueno, 2007). Algumas destas pesquisas têm causado profundo impacto nas aplicações aeroespaciais e em robótica (Liu et al, 2000).

É de se destacar a existência de outras técnicas de controle de vibrações. Uma delas é o controle passivo de vibrações utilizando, por exemplo, materiais viscoelásticos (Rade et al, 2003). Esta técnica faz parte de um grupo de técnicas tradicionais de redução de vibrações que consistem no aumento de massa e amortecimento no sistema. Porém estas técnicas podem, em alguns casos, comprometer as metas de redução de peso, além de não terem boas características de robustez, fazendo com que a sistemática de AVC seja mais atraente em muitas aplicações (Silva, 2005). Nas últimas décadas, as metodologias de AVC têm recebido contribuições significativas, sobretudo devido aos avanços no processamento digital de sinais e em novas metodologias de controle. O assunto é amplamente investigado em Fuller et al (1996), Hansen et al (1997), Gawronski (1998) e Juang et al (2001).

Para o caso de máquinas rotativas, a metodologia de AVC utilizando Mancais Magnéticos Ativos (MMAs) tem-se destacado. Ao contrário do que ocorre com a força mecânica de reação presente nos mancais de rolamento ou hidrodinâmicos, os mancais magnéticos apresentam forças magnéticas que suportam cargas radiais ou axiais utilizando-se da presença de forças magnéticas para a levitação do eixo (Perini, 2009). Atualmente os MMAs têm tecnologia testada para uma vasta gama de aplicações industriais (Kasarda, 2000; Ji et al, 2003; Auchet et al, 2004 e Khanfir et al, 2005). Pode-se observar que os mancais magnéticos são dependentes de alguns parâmetros, tais como: número de espiras, entreferro existente entre o mancal magnético e o eixo, corrente elétrica e área do entreferro. Em busca de um

projeto sistemático do mancal magnético visando o controle ativo de vibrações em máquinas rotativas, tais parâmetros foram otimizados utilizando métodos heurísticos.

2. ATUADOR ELETROMAGNÉTICO

A teoria de Mancais Magnéticos Ativos está profundamente ligada com os princípios do eletromagnetismo e o seu estudo é a linha base no desenvolvimento de máquinas rotativas com atuadores magnéticos. Analisando o comportamento de um atuador magnético, o objetivo primário é determinar as forças geradas pelo atuador em resposta à voltagem aplicada nas bobinas e o movimento do dispositivo atuado. Uma vez que esta análise é bem conhecida, ela pode ser utilizada no projeto de atuadores, onde se considera os efeitos dos vários parâmetros de projeto permitindo a escolha da melhor configuração (Maslen, 2000).

A análise da bobina do ponto de vista de sua geometria, assim como as forças relacionadas e as propriedades elétricas é geralmente feita utilizando uma simples representação unidimensional da estrutura magnética do atuador. Esta aproximação é referida como uma análise de circuito magnético. Sabe-se que o fluxo magnético é gerado em cada pólo do atuador pelas bobinas com N espiras, sendo o dispositivo alimentado por uma corrente elétrica que passa pelas bobinas. É bom destacar que os efeitos do mancal magnético como a corrente de flutuação não são levados em conta na equação da força eletromagnética. Conseqüentemente, um fator de correção geométrica ε pode ser utilizado para obter resultados mais precisos. Assim, dos princípios físicos do magnetismo, a equação da força gerada pelo MMA pode ser escrita de acordo com Allaire (2000):

$$F = \varepsilon \frac{\mu_0 N^2 i^2 A_g}{4g^2} \quad (1)$$

sendo $\mu_0 = 4\pi \times 10^{-7} (Hm^{-1})$ a permeabilidade do ar, g o entreferro entre o rotor e o estator, A_g a área facial de cada pólo e o fator de correção geométrica ε é 0,9 para mancais axiais e 0,8 para mancais radiais. N é o número de espiras e i a corrente elétrica de saturação. Uma vez que as forças eletromagnéticas são somente de atração, o atuador deve ser posicionado em ambos os lados e opostos diametralmente ao rotor, num esquema de dupla ação como mostra a Fig. (1), de maneira que as forças F_N no mancal sejam dadas por:

$$F_N = F_2 - F_1 = K_i i_p - K_x q_i \quad (2)$$

onde $K_i = \left(\frac{\varepsilon \mu_0 A_g N^2 i_b^2}{g_0^2} \right)$ é a rigidez da corrente e $K_x = \left(\frac{\varepsilon \mu_0 A_g N^2 i_b^2}{g_0^2} \right)$ é a rigidez de posição, i_p é a corrente elétrica de controle, q_i é o deslocamento do eixo e i_b é a corrente elétrica de saturação.

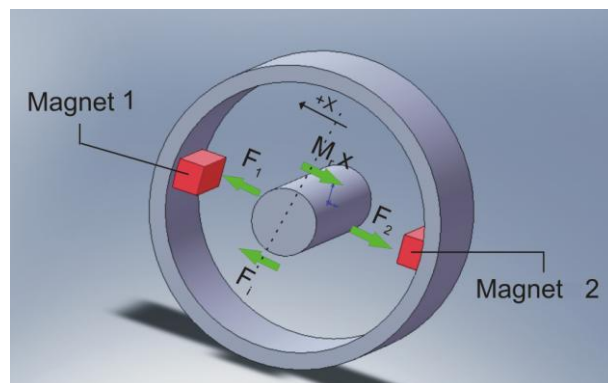


Figure 1. Esquema de um rotor controlado utilizando mancais radiais.

Na Fig. (1), F_1 e F_2 são forças de atração que agem no controle axial, F_i é a força externa aplicada no sistema e M_r é a massa modal do rotor.

3. DESIGUALDADES MATRICIAIS LINEARES

As desigualdades matriciais lineares (LMI) foram utilizadas pela primeira vez na teoria de controle por volta de 1890, quando Aleksandr Mikhailovich Lyapunov apresentou sua tese de doutorado, surgindo então a Teoria de Lyapunov (Boyd et al, 1994). Ele mostrou que:

$$\dot{x}(t) = Ax(t) \quad (3)$$

é estável (todas as trajetórias convergem a zero), se e somente se existe uma matriz definida positiva P tal que:

$$A^T P + PA > 0 \quad (4)$$

A inequação dada pela Eq. (4) é conhecida como desigualdade de Lyapunov.

Diante disto, as LMIs têm sido na atualidade objeto de estudo de renomados pesquisadores internacionais nas mais diversas áreas: controle de sistemas contínuos discretos no tempo (Ghaoui et al, 2000), controle ótimo e controle robusto (VanAntwerp et al, 2000; Silva et al, 2004; Bueno, 2007), redução de modelos (Assunção, 2000), controle de sistemas não-lineares, teoria de filtros robustos (Palhares, 1998), identificação de sistemas, controle com estrutura variável (Teixeira et al, 2000), controle usando lógica Fuzzy (Teixeira et al, 2000), detecção, localização e quantificação de falhas (Abdalla et al, 2000; Wang et al, 2007).

3.1. Projeto do controlador utilizando LMIs

Considere a corrente de controle como:

$$i = -Kx \quad (5)$$

sendo necessário calcular K para o controle do sistema apresentado na Fig. (2). Substituindo a Eq. (5) na equação do sistema controlado dada por:

$$\dot{x} = Ax + B_w w - B_i Kx \quad (6)$$

obtem-se:

$$\dot{x} = (A - B_i K)x + B_w w \quad (7)$$

De acordo com o conceito de estabilidade de Lyapunov, o estudo de sistema realimentado é conduzido pela consideração da seguinte desigualdade matricial:

$$\begin{aligned} P(A - B_i K) + (A - B_i K)^T P < 0 \\ P > 0 \end{aligned} \quad (8)$$

na qual $P = P^T$. Assim, o valor de K precisa ser calculado pela Eq. (8). Note que a última equação não é uma LMI por causa do termo $PB_i K$. Conseqüentemente, a Eq. (8) precisa ser reescrita como:

$$PA - PBK + A^T P - K^T B^T P < 0 \quad (9)$$

Multiplicando ambos os lados da Eq. (9) por P^{-1} , $P > 0$, obtém-se:

$$P^{-1}[PA - PB_i K + A^T P - K^T B_i^T P]P^{-1} < 0 \quad (10)$$

Assim,

$$AP^{-1} - B_i KP^{-1} + P^{-1}A^T - P^{-1}K^T B_i^T < 0 \quad (11)$$

Desde que $X = P^{-1}$ e $G = KP^{-1} = KX$ pode-se escrever a seguinte equação:

$$\begin{aligned} AX - B_i G + XA^T - G^T B_i^T < 0 \\ X > 0 \end{aligned} \quad (12)$$

desde que $X = X^T$. Note que P^{-1} existe porque $P > 0$, isto é, todos os autovalores de P são diferentes de zero ou maiores que zero. O ganho do controlador é dado por:

$$K = GX^{-1} \quad (13)$$

4. SISTEMA ROTATIVO

A resposta dinâmica do sistema mecânico considerado pode ser modelado pelo uso do princípio da mecânica variacional, chamado o Princípio de Hamilton. Para este propósito, a energia de deformação do eixo e as energias cinéticas do eixo e dos discos são calculadas. Uma extensão do Princípio de Hamilton torna possível incluir os efeitos da energia de dissipação. Os parâmetros dos mancais são incluídos no modelo do sistema pelo uso do princípio do trabalho virtual. Para propósitos computacionais, o método dos elementos finitos é utilizado para discretizar a estrutura, sendo que as energias calculadas são concentradas nos pontos nodais. Funções de forma são utilizadas para conectar os pontos nodais. Para obter a rigidez do eixo, a teoria de viga de Timoshenko foi utilizada e a área da seção transversal foi atualizada conforme proposta por Hutchison, 2001. O modelo assim obtido é representado matematicamente por um conjunto equações diferenciais (Lalanne, 1998) como dada pela Eq. (14), em sua forma matricial.

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C_b + \dot{\phi}C_g]\{\dot{x}(t)\} + [K + \dot{\phi}K_g]\{x(t)\} = F_u(t) + F_{EMA}(t) \quad (14)$$

na qual, $\{x(t)\}$ é o vetor de deslocamento generalizado; $[M]$, $[K]$, $[C_b]$, $[C_g]$ e $[K_g]$ são as conhecidas matrizes de inércia, rigidez, amortecimento viscoso do mancal (que pode incluir amortecimento proporcional), giroscópica (com respeito a velocidade de rotação) e os efeitos da variação da velocidade de rotação; $\dot{\phi}$ é a velocidade angular que varia no tempo, e $F_u(t)$ e $F_{EMA}(t)$ são as forças devidas ao desbalanceamento e ao atuador eletromagnético, respectivamente.

5. METODOLOGIA

Diante da teoria apresentada nos itens 2, 3 e 4, considerou-se um sistema que oferece certa generalidade para o estudo do controle ativo de vibrações em sistemas rotativos utilizando mancais magnéticos otimizados via métodos heurísticos. Assim, considerou-se o modelo apresentado pela Fig. (2).

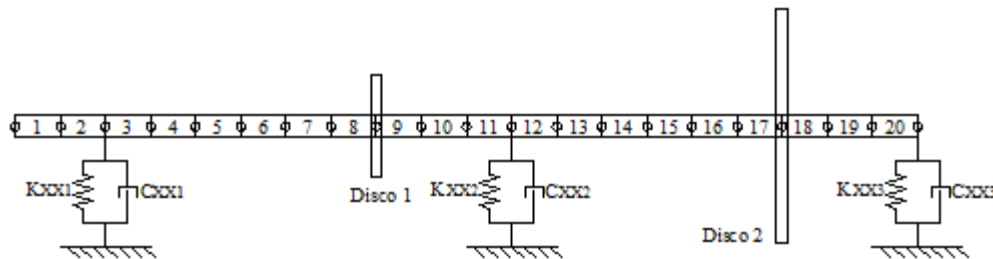


Figura 2. Esquema do modelo do rotor-suportes-fundação.

O modelo apresentado pela Fig. (2) é composto por 20 elementos finitos e 21 nós. Para efetuar o controle do sistema apresentado na Fig. (2) utilizou-se um mancal magnético posicionado no nó 15.

É de se destacar que neste trabalho foram utilizados os seguintes métodos heurísticos: Evolução Diferencial, Otimização por Enxame de Partículas e Algoritmos Genéticos. No processo de otimização, uma função objetivo é requerida e, neste caso, tal função é dada por:

$$FO = \|x_{ideal} - x_{optm}\| \quad (15)$$

Na Eq. (15), o x_{ideal} é a resposta considerada ideal para o sistema, cujos parâmetros são apresentados pela Tab. (1).

Tabela 1. Dados utilizados para os mancais magnéticos.

Parâmetro	Valor
ε (fator geométrico de correção)	0,8
μ_0 (permeabilidade do ar)	$4\pi \times 10^{-7} \text{ Hm}^{-1}$
A_g (área entre o rotor e o estator)	$67,558 \times 10^{-6} \text{ m}^2$
N (número de espiras)	228
i (corrente elétrica de saturação)	3,0 A
i_b (corrente elétrica permanente)	1,5 A

g_0 (gap entre o rotor e o estator)	$0,381 \times 10^{-3} \text{ m}$
---------------------------------------	----------------------------------

As variáveis de projeto escolhidas foram: A_g , i_b , N e g_0 . O espaço de projeto utilizado para estas variáveis encontra-se apresentado na Tab. (2).

Tabela 2. Espaço de projeto para os parâmetros dos mancais magnéticos.

Parâmetro	MMA1
A_g	$10^{-5} < A_g < 10^{-3}$
N	$100 < N < 2000$
i_b	$0,5 < i_b < 2,5$
g_0	$10^{-5} < g_0 < 10^{-2}$

Devido ao elevado número de graus de liberdade do sistema, foi necessário uma redução do modelo a fim de tornar possível o controle do mesmo. Assim, foi realizada uma redução modal do sistema e a técnica de realização balanceada foi aplicada a fim de ajustar os modos do sistema, e assim efetuar o controle sobre os modos mais importantes.. Para a obtenção da resposta do sistema, foi realizada uma análise estática considerando uma entrada impulsiva aplicada sobre o disco 2, sendo utilizado um tempo de amostragem de 2s.

6. RESULTADOS

A Tab. (3) apresenta os valores otimizados dos parâmetros dos dois mancais magnéticos utilizados para o controle do sistema rotativo apresentado pela Fig. (2).

Tabela 3. Variáveis de projeto otimizadas dos mancais magnéticos.

Parâmetro	LMI		
	DE	PSO	GA
$g_{0l} \text{ (m)}$	$7,3682 \times 10^{-3}$	$6,4466 \times 10^{-3}$	$6,6644 \times 10^{-3}$
N_l	1454	1091	1301
$A_{gl} \text{ (m}^2\text{)}$	$7,4389 \times 10^{-4}$	$5,0956 \times 10^{-4}$	$4,3397 \times 10^{-4}$
$i_{bl} \text{ (A)}$	1,2536	2,4866	2,1951

Analisando os resultados obtidos para as variáveis de projeto apresentadas pela Tab. (3), observa-se valores diferentes para os parâmetros do atuador magnético, mas que resultam em uma mesma resposta para o sistema controlado. Como apresentado pela teoria, a influência do atuador pode ser representado por um parâmetro chamado rigidez de corrente, dada por $K_i = \left(\frac{\epsilon \mu_0 A_g N^2 i_b}{g_0^2} \right)$. A rigidez de corrente do sistema controlado original foi de 36,4828

N/A, sendo este valor utilizado como referência para o cálculo da diferença apresentado pela Tab. (4). A tabela apresentada a seguir mostra uma comparação entre o valor obtido para essa rigidez de corrente (obtido com os parâmetros do atuador otimizado) com valores provenientes do cálculo com diferentes heurísticas.

Tabela 4. Rigidez de corrente obtida com os parâmetros otimizados para cada método heurístico considerado.

Método Heurístico	$K_i \text{ (N/A)}$	Diferença(%)
DE	36,5421	0,1627
PSO	36,4815	0,0034
GA	36,4492	0,0920

Analisando os resultados apresentados, observa-se que as rigidezes de corrente obtidas por meio dos três métodos heurísticos considerados apresentaram valores muito próximos da rigidez de corrente do atuador não otimizado. É de se destacar que tais valores ficaram muito próximos entre si apesar dos parâmetros de projeto considerados otimizados terem apresentado valores diferentes, principalmente com relação ao número de espiras e a corrente elétrica permanente do atuador.

Tabela 5. Freqüências naturais e fatores de amortecimento obtidos com Evolução Diferencial.

Parâmetro	Sem controle	Com controle	Com controle otimizado
W_{n1} (rad/s)	9.0521e+002	9.0477e+002	9.0477e+002
ξ_1	3.7953e-003	1.1613e-002	1.1613e-002
W_{n2} (rad/s)	1.1127e+003	1.1130e+003	1.1130e+003
ξ_2	3.5164e-003	9.4396e-003	9.4396e-003

Tabela 6. Freqüências naturais e fatores de amortecimento obtidos com Otimização por Enxame de Partículas.

Parâmetro	Sem controle	Com controle	Com controle otimizado
W_{n1}	9.0521e+002	9.0477e+002	9.0477e+002
ξ_1	3.7953e-003	1.1613e-002	1.1613e-002
W_{n2}	1.1127e+003	1.1130e+003	1.1130e+003
ξ_2	3.5164e-003	9.4396e-003	9.4396e-003

Tabela 7. Freqüências naturais e fatores de amortecimento obtidos com Algoritmos Genéticos.

Parâmetro	Sem controle	Com controle	Com controle otimizado
W_{n1}	9.0521e+002	9.0477e+002	9.0477e+002
ξ_1	3.7953e-003	1.1613e-002	1.1613e-002
W_{n2}	1.1127e+003	1.1130e+003	1.1130e+003
ξ_2	3.5164e-003	9.4396e-003	9.4396e-003

Analisando os resultados apresentados pelas Tabs. (5), (6) e (7), observa-se que os métodos heurísticos utilizados foram eficientes, visto que o objetivo era que o sistema otimizado apresentasse comportamento similar ao sistema original. No entanto, a vantagem em se otimizar os parâmetros do atuador magnético encontra-se em obter valores considerados ideais para tais parâmetros, uma vez que satisfazem a minimização da função objetivo.

A pequena variação encontrada para os parâmetros ao serem considerados cada um dos métodos heurísticos utilizados tem a ver com processamento numérico associado a cada técnica. Entretanto, as diferenças encontradas são consideradas pequenas.

7. CONCLUSÕES

Com os resultados obtidos, pode-se observar a eficiência dos três métodos heurísticos utilizados para o tratamento do problema de otimização do projeto de atuadores eletromagnéticos: Evolução Diferencial, Otimização por Enxame de Partículas e Algoritmo Genético. É de se destacar a importância do processo de otimização, visto que apesar de ter se obtido o mesmo resultado tanto utilizando o atuador magnético normal como o atuador magnético otimizado, o sistema otimizado apresenta a vantagem de utilizar a melhor configuração do sistema dentro do espaço de projeto, garantindo a minimização da função objetivo.

Os valores dos parâmetros otimizados dependem do tipo de método heurístico utilizado, porém as pequenas diferenças obtidas não influem de forma determinante nos valores da rigidez de corrente.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao CNPQ (Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico) pelo suporte financeiro.

8. REFERÊNCIAS

- Abdalla, M.O.; Zimmerman, D.C.; Grigoriadis, K.M., 2000, "Reduce Optimal Parameter Update in Structural Systems Using LMIs", American Control Conference, Chicago, Illinois, pp. 991-995.
- Allaire, P. E. et al., 1993, "Magnetic bearings, handbook of tribology and lubrication, Charlottesville.
- Assunção, E., 2000, "Redução H_2 e H_∞ de Modelos através de Desigualdades Matriciais Lineares: Otimização Local e Global", Tese de Doutorado, UNICAMP, Campinas, SP.

- Auchet, S., Chevrier, P., Lacour, M., Lipinski, P. A., 2004, "A new method of cutting force measurement based on command voltages of active electro-magnetic bearings", *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, v. 44, p. 1441-1449.
- Boyd, S., Balakrishnan, V., Feron, E., El Ghaoui, L., 1994, "Linear Matrix Inequalities in Systems and Control Theory", *Siam Studies in Applied Mathematics*, USA, 193p.
- Bueno, D. D., 2007, "Controle Ativo de Vibrações e Localização Ótima de Sensores e Atuadores Piezelétricos", *Dissertação de Mestrado (Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira*.
- Fuller, C. R., Elliot, S. J., Nelson, P. A., 1996, "Active Control of Vibration", Academic Press.
- Gawronski, W., 1998, "Dynamics and Control of Structures: A Modal Approach", 1.ed. New York: Springer Verlag, 231p.
- Ghaoui, L., Niculescu, S., 2000, "Advances in Linear Matrix Inequalities Methods in Control", Siam, USA.
- Hansen, C. H., Snyder, S. D., 1997, "Active Control of Noise and Vibrations", E&FN Spon, London UK.
- Hutchison, J. R., 2001, "Shear Coefficients for Timoshenko Beam Theory"; *Journal of Applied Mechanics*; January.
- Ji, J. C., Leung, A. Y. T., 2003, "Non-linear oscillations of a rotor-magnetic bearing system under superharmonic resonance condition", *International Journal of Non-Linear Mechanics*, v. 38, p. 829-835.
- Juang, J., Phan, Q., 2001, "Identification and Control of Mechanical System", Cambridge University Press, ISBN 0521783550.
- Kasarda, M. E., 2000, "An overview of active magnetic bearings technology and applications", *The Shock and Vibration Digest*, v. 32, Nº. 2, p.91-99.
- Khanfir, H., Bonis, M., Revel, P., 2005, "Improving waviness in ultra precision turning by optimizing the dynamic behavior of a spindle with magnetic bearings", *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, v. 45, p. 841-848.
- Lalanne, M., Ferraris, G. 1998, "Rotordynamics Prediction in Engineering", John Wiley and Sons, Second Edition.
- Liu, F., Zhang, L., 2000, "Modal-Space Control of Flexible Intelligent Truss Structures via Modal Filters", *Proceeding of IMAC – International Modal Analysis Conference*, p. 187-193.
- Maslen E., 2000, "Magnetic bearings", University of Virginia, Department of Mechanical, Aerospace, and Nuclear Engineering, Charlottesville, Virginia, USA, June.
- Palhares, R. M., 1998, "Filragem Robusta: Uma Abordagem por Desigualdades Matriciais Lineares", *Tese de Doutorado, UNICAMP, Campinas, SP*.
- Perini, A. P., 2009, "Redução de Vibrações em Rotores Utilizando Atuadores Magnéticos e Sistema de Controle Feedforward", *Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia - Campus de Ilha Solteira, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira*.
- Rade, D. A., Lima, A. M. G., Stoppa, M. H., 2003, "Analytical Modeling and Experimental Characterization of Vibration Plates Containing Viscoelastic Surface Treatments", 2.º Congresso Temático de Aplicações de Dinâmica e Controle da Sociedade Brasileira de Matemática Aplicada e Computacional (SBMAC), p. 2164-2173.
- Silva, S., Lopes Jr, V., Assunção, E., 2004, "Robust Control to Parametric Uncertainties in Smart Structures Using Linear Matrix Inequalities", *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Science and Engineering*, vol. XXVI, Nº 4, pp. 430-437.
- Silva, S., 2005, "Projeto de Controladores Robustos para Aplicações em Estruturas Inteligentes Utilizando Desigualdades Matriciais Lineares", *Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, UNESP - Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira, SP, Brasil*.
- Teixeira, M. C. M., Pietrobom, H. C., Assunção, E., 2000, "Novos resultados sobre a estabilidade e controle de sistemas não-lineares utilizando modelos fuzzy e Imi", *Controle & Automação* 11(1): 37-48.
- Van Antwerp, J. G., Braatz, R. D., 2000, "A Tutorial on Linear and Bilinear Matriz Inequalities", *Journal of Process Control*, vol. 10, pp. 363-385.
- Wang, H. B., Wang, J. L., Lam J., 2007, "Robust Fault Detection Observer Design: Iterative LMI Approaches", *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 129, ed. 1, pp. 77-82.

9. NOTA DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis pelo material incluído neste artigo.

OPTIMIZATION OF ELETROMAGNETIC ACTUATOR USED IN VIBRATION CONTROL IN A ROTATION SYSTEM

Edson Hideki Koroishi, koroishi@mecanica@ufu.br⁽¹⁾

Aldemir Aparecido Cavalini Junior, juniorcavalini@bol.com.br⁽¹⁾

Tobias Souza Morais, tobiassouza@yahoo.com.br⁽¹⁾

Valder Steffen Jr, vsteffen@mecanica.ufu.br⁽¹⁾

⁽¹⁾ Laboratório de Mecânica de Estruturas (LMEst)-Faculdade de Engenharia Mecânica (FEMEC)-Universidade Federal de Uberlândia (UFU), Av. João Naves de Ávila, 2121 - CAMPUS SANTA MÔNICA, Bloco 1M, UBERLÂNDIA - MG, CEP 38400-902

Abstract: *The active vibration control has been the subject of many studies in mechanical system projects. There are many tools used in rotation machines, that depend on type of system in analysis. For the case of rotation machines, some types of controllers are distinguished, being that one of them is the electromagnetic actuator. This work as objective to optimize the parameters of this type of actuator, once this will be used for the active vibration control in a rotation system. For this process of optimization, the heuristic techniques will be used. After to get the parameters of the actuator, the next step is determine the gain of the controller, being that, in this case, the Linear Matrix Inequalities (LMIs) had been used. For attainment of the model of the rotating system, the Finite Element Method was used. It is detaching that one of the problems found in the control of mechanical systems is the size of the system in study, that is, the number of degrees of freedom (gdl). In such a way, a reduction of model of the system was carried through. It is detaching that this reduction was carried through in the modal domain, and in this process of model reduction was used the Realization Balanced Method in order to thus organize the modes of the system for relevance order and, to effect the control only in the ways most excellent to the system.*

Keywords: Eletromagnetic Actuator, Heuristic Techniques, Balanced Realization, Rotation System, Active Vibration Control.