

MODELAGEM DE UMA BANCADA COM ROTOR FLEXÍVEL SUSPENSO POR MANCAIS MAGNÉTICOS ATIVOS

Marcus Vinicius Fernandes de Oliveira, marcusfernandess@mestrado.ufu.br⁽¹⁾

Adriano Silva Borges, adrianoborges@utfpr.edu.br⁽¹⁾

Valder Steffen Jr, vsteffen@mecanica.ufu.br⁽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. Neste artigo apresenta-se a primeira etapa de um trabalho dedicado à implementação e avaliação de metodologias de Controle Ativo de Vibrações. Para tanto, será empregada uma bancada experimental composta por um Rotor Flexível suspenso por dois Mancais Magnéticos Ativos radiais. Com a finalidade de se obter um modelo numérico-computacional do sistema completo, foram construídos modelos individuais para cada um dos seus componentes com base nas especificações de projeto, fornecidas pelo fabricante. Em seguida, estes modelos individuais foram empregados para compor um modelo complexo que representa o comportamento dinâmico do sistema completo. Na etapa seguinte será realizada a caracterização experimental da bancada de testes com a finalidade de validar o modelo numérico computacional a ser empregado na análise e implementação de novas metodologias de Controle Ativo.

Palavras chave: Mancais Magnéticos, Rotor Flexível, Controle Ativo de Vibrações

1. INTRODUÇÃO

A necessidade de equipamentos cada vez mais eficientes e mais confiáveis em diversos setores da indústria tais como geração de energia, exploração de petróleo, automotivo e aeroespacial, tem impulsionado o aprimoramento de tecnologias como as que se relacionam aos MMAs (Mancais Magnéticos Ativos), AEMs (Atuadores Eletromagnéticos) e MHR (Mancais Hidrodinâmicos Radiais). Tais tecnologias possibilitam o controle ativo de vibrações e permitem que máquinas rotativas operem próximas a suas velocidades críticas. Koroishi (2013) aplicou técnicas de controle ativo de vibrações utilizando atuadores eletromagnéticos em rotores flexíveis para atenuar os níveis de vibração durante passagens pelas velocidades críticas.

Um assunto que vêm despertando grande interesse na comunidade acadêmica é a aplicação de MMAs em turbomáquinas, pois esta tecnologia permite levar o rotor sobre os mancais, evitando perdas por atrito. Outros dois aspectos importantes são que este tipo de mancal dispensa lubrificação e opera sem necessidade de manutenção frequente (Yoon *et al.*, 2013). De acordo com Schweitzer & Maslen (2009), a capacidade de sensoriamento, processamento de dados e atuação dos mancais magnéticos ativos lhes conferem grande potencial para se tornarem elementos-chave no projeto de máquinas inteligentes. Isto porque, além de permitirem o controle ativo do comportamento dinâmico destes sistemas, também podem ser empregados no monitoramento *online* da sua integridade estrutural (SHM – “*Structural Health Monitoring*”). Como exemplos de aplicações dos MMA's em engenharia, pode-se citar o controle de ativo de vibrações em ultras centrífugas, máquinas ferramentas e turbo compressores (Yoon, 2013).

Este trabalho corresponde à primeira etapa de uma pesquisa onde o principal objetivo é o estudo de metodologias de Controle Ativo Robusto de máquinas rotativas suportadas por MMA's. Esta fase inicial é dedicada à elaboração de um modelo numérico-computacional para permitir as análises necessárias para o estudo de diversas estratégias de controle ativo de vibrações em máquinas rotativas.

2. MANCAIS MAGNÉTICOS

Os princípios que regem o funcionamento dos MMA's estão fundamentados nos conceitos básicos do eletromagnetismo. Desta forma, o seu estudo é essencial ao desenvolvimento de máquinas rotativas com atuadores magnéticos ativos. O principal objetivo ao se analisar o comportamento dinâmico de um atuador magnético é relacionar as forças geradas por estes dispositivos, devidas à aplicação de uma tensão elétrica nas suas bobinas, ao movimento do sistema em estudo. Como esta metodologia de análise está bem consolidada na literatura, pode ser empregada no dimensionamento do sistema como um todo (Schweitzer & Maslen, 2009), pois permite investigar a influência de diversos parâmetros de projeto.

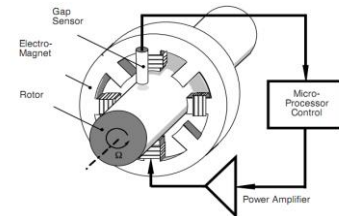
Modelagem de uma bancada com rotor flexível suspenso por mancais magnéticos ativos

Uma análise simplificada da bobina/geometria (forças relacionadas e propriedades elétricas) pode ser realizada através de uma representação unidimensional da estrutura magnética do atuador. Sabe-se que o fluxo magnético é gerado em cada pólo do atuador pelas bobinas, com N espiras e uma dada corrente elétrica passando por elas. Deve-se mencionar que alguns efeitos que surgem no mancal magnético, tais como a corrente de flutuação, não são levados em consideração na equação da força eletromagnética. Desta forma, a partir dos princípios físicos do magnetismo, pode-se obter a equação da força gerada pelo AMB (Schweitzer & Maslen, 2009), como mostra a Eq. (1):

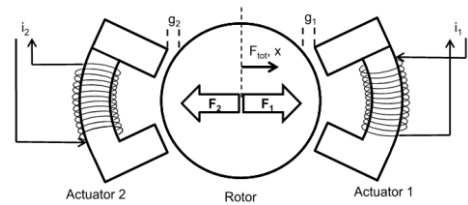
$$F = \varepsilon \frac{\mu_0 N^2 i^2 A_g}{4g^2} \quad (1)$$

onde μ é a permeabilidade do ar ($4\pi 10^{-7}$ H/m); g é a distância entre o rotor e o estator (*entreferro*); A_g é a área da face de cada polo; ε é o fator de correção geométrica (0.9 para mancais axiais e 0.8 para mancais radiais) e i é a corrente de saturação.

Como as forças eletromagnéticas só podem ser de atração, o atuador deve ser colocado em ambos os lados do rotor, e em direções diametralmente opostas, conforme apresentado na Figura 1. Uma representação das forças em um rotor sob a ação de dois atuadores magnéticos pode ser vista na Fig. 1b, onde F_1 e F_2 são as forças de atração que agem no controle radial; F_{tot} é a resultante atuando no rotor; g_1 e g_2 representam o entreferro e i_1 e i_2 representam as correntes elétricas em cada um dos atuadores.



(a) Operação de um MMA (Schweitzer & Maslen, 2009)



(b) Rotor suportado por MMAs (Yoon, 2013)

Figura 1. Princípio de Funcionamento dos MMA's

3. METODOLOGIA

Na Fig. 2 apresenta-se a bancada de testes, que consiste de um eixo flexível suportado por dois MMA's idênticos. Este sistema foi fornecido pela SKF e possui uma arquitetura de controle baseada em um controlador PID descentralizado, associado a um banco de filtros. Na Tabela 1 são apresentados os principais parâmetros do sistema.

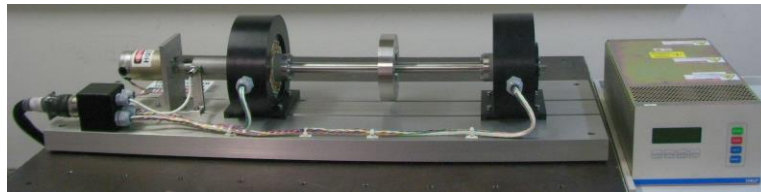


Figura 2. Bancada experimental

Tabela 1. Parâmetros do Sistema

Parâmetro		Unidade
Número de voltas de corrente elétrica, N	276	--
Entreferro, g_0	0.364	mm
Área projetada do pólo, A_g	430.74	mm ²
Tensão de operação	10	V
Corrente de bias, i_b	1	A
Rigidez de corrente, K_i	143.76	N/A
Rigidez de posição, K_x	0.395	N/m
Capacidade de carga estática	283	N
Comprimento do eixo	645	mm
Massa do rotor com o Disco	5.89	kg
Potência do motor	500	W
Faixa de operação	0-12000	rpm

Na Fig. 3.a apresenta-se a estratégia de controle PID descentralizado, já na Fig. 3.b observa-se os principais componentes de um sistema de controle de um rotor suportado por MMA's.

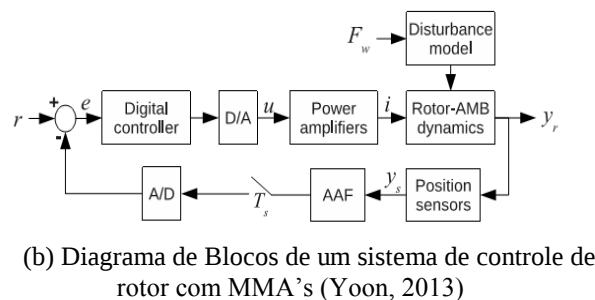
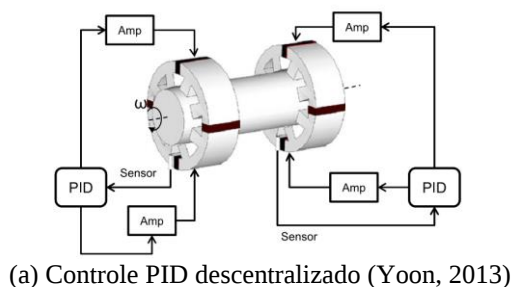


Figura 3. Representação esquemática do sistema de controle

A abordagem empregada para obter o modelo completo parte de modelos individuais que correspondem a cada um dos componentes do sistema (Fig. 3.b) tais como sensores, aplicadores/atuadores e rotor, com base nas especificações de projeto fornecidas pelo fabricante. Desta forma, após o desenvolvimento dos modelos individuais, procedeu-se à construção do modelo completo.

O primeiro passo foi o de desenvolver o modelo do subsistema do MMA usando o software comercial de elementos finitos ANSYS. O modelo foi elaborado com base nos seus dados geométricos e nas especificações fornecidas pelo fabricante. A partir deste modelo foi possível estimar as características do MMA, tais como a sua capacidade de carga estática, a rigidez de corrente k_i , e a rigidez de posição, k_s . Na Fig. 4.a apresenta-se a distribuição da densidade do fluxo magnético.

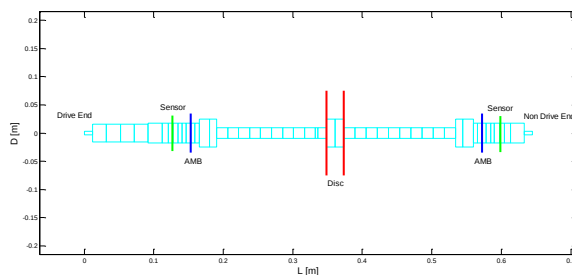
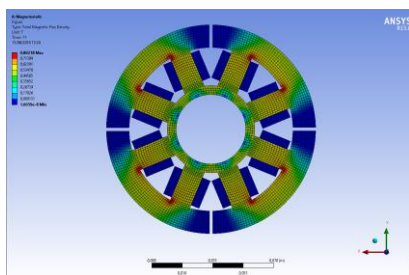


Figura 4. Modelos de Elementos Finitos do MMA e do rotor

Na fig. 4.b apresenta-se o modelo de Elementos Finitos do subsistema associado ao rotor, sendo este concebido através de um software proprietário desenvolvido em ambiente MATLAB. O eixo foi discretizado em 51 elementos de viga de Timoshenko, considerando 4 g.d.l. por nó, sendo dois deslocamentos e duas rotações ao longo das direções x e z . O disco central foi considerado como um corpo rígido. Deve-se mencionar que, com a finalidade de reduzir a complexidade do modelo, aplicou-se o método pseudo-modal (Lalanne, 1998) para manter apenas os primeiros 10 modos do rotor.

Em seguida foram obtidas as funções de transferência dos sensores, considerando o filtro *anti-aliasing* e os filtros passa baixa, que são apresentados na Fig. 5.a. A função de transferência dos amplificadores foi modelada como sendo um sistema de primeira ordem com uma banda de frequência de 2 kHz, conforme apresentado na Fig. 5.b. Já o atraso devido ao tempo de processamento e as conversões A/D e D/A foram modeladas de acordo com uma aproximação de Padé de segunda ordem, levando em consideração a taxa de aquisição do controlador, que é de 10 kHz.

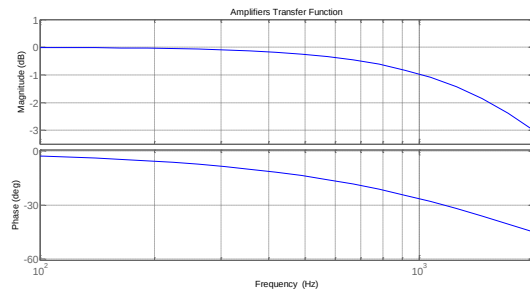
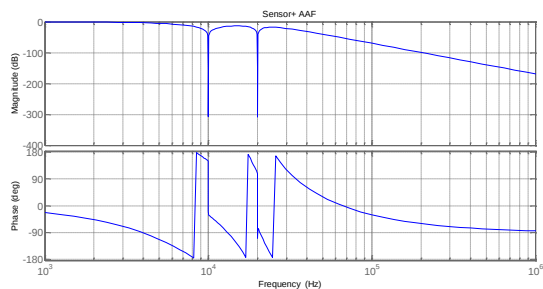
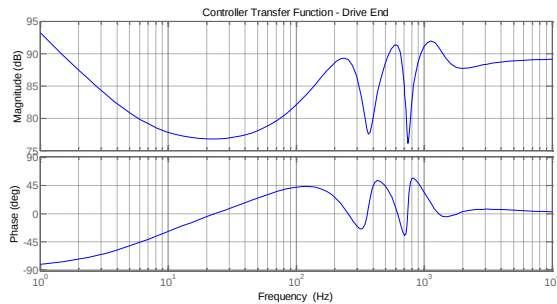


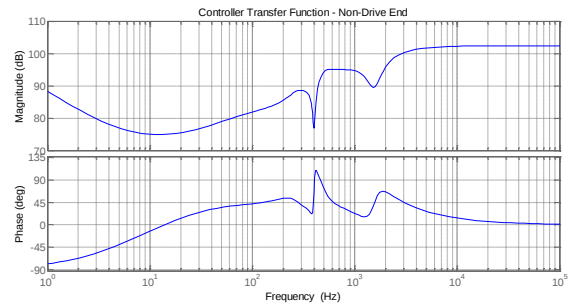
Figura 5. Funções de Transferência dos sensores e amplificadores

Modelagem de uma bancada com rotor flexível suspenso por mancais magnéticos ativos

O controlador utilizado é composto por um PI (Proporcional Integral), seguido por um banco de filtros de avanço / atraso de fase em série com filtros genéricos de segunda ordem. Na Fig. 6.a e 6.b pode-se observar a função de transferência do controlador para o Lado Acoplado (L.A) e para o Lado Livre (L.L), respectivamente.



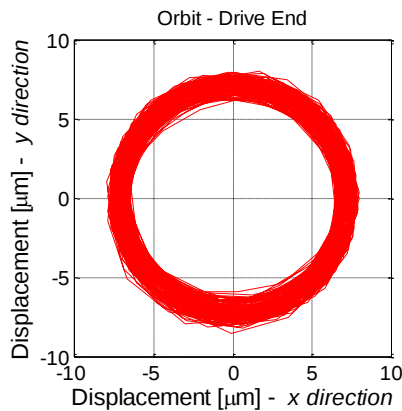
(a) Função de transferência do Controlador – L.A



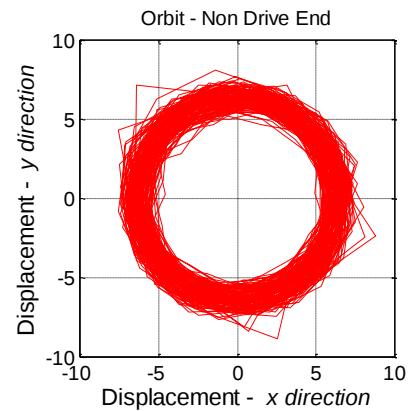
(b) Função de transferência do Controlador – L.L

Figura 6. Funções de Transferência do controlador

Na Fig. 7 apresenta-se as órbitas registradas para uma velocidade de operação de 4200 rpm nos planos dos sensores dos mancais.



(a) Mancal do Lado Livre



(b) Mancal do Lado Acoplado

Figura 7. Órbitas registradas nos planos dos sensores dos mancais

4. CONCLUSÃO

Analisando-se os resultados alcançados nesta etapa preliminar, pode-se afirmar que o objetivo de conceber um modelo da bancada de testes foi cumprido de forma satisfatória. Na etapa seguinte será realizada a validação do modelo numérico-computacional com base em dados experimentais colhidos diretamente da bancada.

5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o suporte financeiro da FAPEMIG, CNPq e CAPES para este trabalho, através do INCT-EIE.

6. REFERÊNCIAS

- Koroishi, E. H., 2013, Controle de Vibrações em Máquinas Rotativas utilizando Atuadores Eletromagnéticos. 193f. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.
- Lalanne, M and Ferraris, G., 1998, “Rotordynamics Prediction in Engineering”, John Wiley and Sons, New York, USA, 266 p.
- Schweitzer, G., Maslen, E. H., 2009, “Magnetic Bearings: Theory, Design, and Application to Rotating Machinery”, Springer-Verlag, Berlin.
- Yoon, S. Y. et al., 2013, “Control of Surge in Centrifugal Compressors by Active Magnetic Bearings”, Advances in Industrial Control, Springer-Verlag, Londres.

7. RESPONSABILIDADE PELAS INFORMAÇÕES

Os autores são os únicos responsáveis pelas informações incluídas neste trabalho.