

# ANÁLISE DE PARÂMETROS DO CIRCUITO DE CONTROLE SOBRE AS CARACTERÍSTICAS DINÂMICAS DE MANCAIS MAGNÉTICOS ATIVOS

**Paulo Henrique Fulanete Guiráo**

Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho” – Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira – Departamento de Engenharia Mecânica – Av. Brasil, 56 – 15385-000 – Ilha Solteira – SP  
E-mail: [fulanete@dem.feis.unesp.br](mailto:fulanete@dem.feis.unesp.br)

**Luiz de Paula do Nascimento**

Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho” – Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira – Departamento de Engenharia Mecânica – Av. Brasil, 56 – 15385-000 – Ilha Solteira – SP  
E-mail: [depaula@dem.feis.unesp.br](mailto:depaula@dem.feis.unesp.br)

**Resumo.** *Os mancais magnéticos são dispositivos eletromagnéticos projetados para manter um eixo suspenso dentro do mancal. Para um mancal magnético funcionar, é necessário que tenha um circuito eletrônico de controle ativo constituído de sensores, filtro passa-baixa, controlador PID e amplificadores de potência. Para cada equipamento do circuito estabeleceu-se uma função de transferência clássica, e a função de transferência completa do circuito de controle é dada pela multiplicação das funções de transferências dos diversos equipamentos do circuito. A função de transferência do circuito estabelece uma relação entre a posição do eixo dentro do mancal e a corrente elétrica de controle. O movimento oscilatório de qualquer sistema rotor-mancal é definido pelas quantidades de rigidez e amortecimento presentes. Com a finalidade de obter essas características dinâmicas, desenvolveu-se um modelo matemático para o sistema rotor-mancal magnético, o qual permitiu obter as expressões para o cálculo da rigidez e do amortecimento equivalentes do mancal. Através de uma rotina computacional, fez-se o levantamento das curvas de rigidez e amortecimento com base na variação de parâmetros dos elementos do circuito, que controlam a dinâmica dos rotores para operarem dentro de limites de melhores estabilidades dinâmicas.*

**Palavras-chave.** *Controle Ativo, Dinâmica de Rotores, Mancais Magnéticos.*

## 1. INTRODUÇÃO

Os mancais magnéticos ativos apresentam um avanço e um novo conceito na tecnologia dos mancais. Também são eficientes como atuadores em estratégias de controle ativo de vibrações em sistemas rotativos.

De acordo com Habermann e Liard (1979), patentes associadas com mancais magnéticos passivos, ativos e híbridos remontam a mais de 150 anos. Os mancais magnéticos apresentam várias vantagens sobre os mancais convencionais por uma variedade de aplicações práticas. Uma dessas vantagens é que o sistema não requer o emprego de óleos lubrificantes, que resulta na redução de equipamentos de manutenção. Por esta vantagem, estes tipos de mancais podem ser aplicados em bombas lacradas, bombas turbomoleculares, turboexpansores e centrífugas, onde o óleo lubrificante não pode ser aplicado, pelo fato de se atingir altas temperaturas, ou, onde o ambiente requeira o mínimo de manutenção. Visto não haver contato com o rotor neste tipo de sistema, uma outra vantagem que os mancais magnéticos oferecem é a baixa perda de potência e a longa vida, possibilitando que se o utilize em equipamentos que apresentam altas velocidades de rotação.

Outro grande benefício da tecnologia dos mancais magnéticos ativos é que eles têm a capacidade de operar como um sistema de controle ativo de vibrações, uma vez que possuem a capacidade de corrigir milhares de vezes por segundo a correta posição do eixo dentro do mancal. Schweitzer e Lange (1976), reconheceram o potencial do controle ativo de vibrações de rotores usando a tecnologia dos mancais magnéticos ativos. Desde então, significantes trabalhos na área do controle ativo de vibrações foram completados.

As desvantagens que esta tecnologia apresenta são a baixa capacidade de carga, necessitando de uma cobertura maior para instalação e o custo bem mais elevado do que os mancais convencionais.

Um panorama sobre as aplicações dos mancais magnéticos é apresentado em Kasarda (2000). Em aplicações comerciais têm-se exemplos de bombas e turbomáquinas. Ainda em pesquisas, pode-se citar motores sem mancais, aplicações biomédicas (corações artificiais), máquinas-ferramenta, motores a jato para aeronaves, sistemas giratórios para armazenamento de energia e sistemas em miniatura. Existem vários trabalhos que discutem a respeito de aplicações dos mancais magnéticos ativos (Hope, 1997; Knospe, 1993; Beale, 1992; Redmond, 1992; Nonami, 1998; Ku, 1993).

Neste trabalho, apresenta-se a teoria fundamental de funcionamento dos mancais magnéticos. Também, estabeleceu-se as funções de transferência dos vários equipamentos eletrônicos que constituem o circuito de controle dos mancais magnéticos, que possibilita posteriormente a construção da função de transferência total. Com a finalidade de obter as características dinâmicas dos mancais magnéticos, desenvolveu-se um modelo matemático para o sistema rotor-mancal magnético, o qual permitiu obter as expressões para o cálculo da rigidez e do amortecimento equivalentes dos mancais a partir de suas características e da função de transferência global do circuito de controle. Sendo a função de transferência global do circuito eletrônico dependente da frequência, assim também serão a rigidez e o amortecimento equivalentes do mancal magnético. A partir do modelo matemático elaborou-se uma rotina computacional, utilizando o “*software MATLAB*”, para o levantamento das curvas de rigidez e de amortecimento equivalentes do mancal em função da frequência e em função dos diversos parâmetros de controle.

O movimento oscilatório de qualquer sistema rotor-mancal é definido pelas quantidades de rigidez e amortecimento presentes. Com os mancais mecânicos, as características de rigidez e amortecimento são geralmente fixadas pelo projeto do mancal. Diferentemente, as características de rigidez e amortecimento dos mancais magnéticos são ajustadas através da escolha de um conjunto de parâmetros de controle para um dado algoritmo de controle. Isso proporciona aos mancais magnéticos a habilidade de mudar a dinâmica dos rotores para operarem dentro de limites de melhores estabilidades dinâmicas.

## **2. MANCAIS MAGNÉTICOS ATIVOS (MMA)**

### **2.1 - Introdução**

Os mancais magnéticos apresentam uma nova concepção na tecnologia de mancais. Eles são dispositivos eletromagnéticos projetados para manter um eixo suspenso dentro do mancal, e o mais importante, sem que haja nenhum contato entre ambos. Os mancais magnéticos podem suportar tanto cargas radiais quanto cargas axiais utilizando-se apenas forças magnéticas para a levitação do eixo, diferenciando-se dos mancais fluidodinâmicos ou dos mancais de rolamento que são baseados em forças mecânicas para o suporte.

Um sistema de controle ativo é necessário para que se mantenha a estabilidade do sistema eixo-mancal, uma vez que o eixo estará sujeito às forças externas que irão tentar desestabilizar o conjunto. Este sistema de controle utiliza sinais enviados por sensores que estão localizados adjacentes ao mancal e computa a corrente elétrica para a estabilização do mancal. Amplificadores, então, proporcionam a corrente requerida para o atuador, o qual cria forças de estabilização em forma de fluxo magnético que percorre o material que reveste o eixo. Este mecanismo de realimentação, denominado “*feedback loop*”, é realimentado milhares de vezes por segundo.

## 2.2. Teoria Básica do Atuador Magnético

A Fig. (1) mostra a geometria básica da ação de um duplo atuador magnético. A folga entre o rotor e o estator tem espessura  $g$  e área  $A_g$ . O fluxo magnético é produzido em cada seção do atuador (em forma de ferradura) por um enrolamento de  $N$  espiras com uma corrente  $i$  fluindo através dele. Um amplificador de potência produz a corrente elétrica necessária no enrolamento.

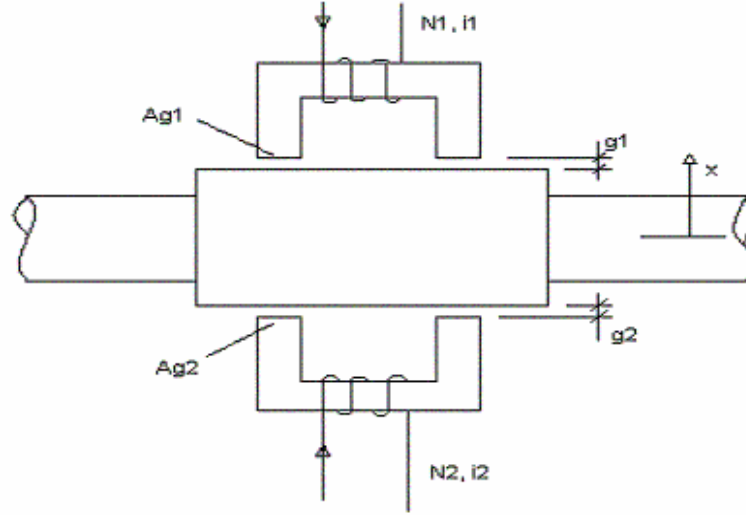


Figura 1. Geometria básica da ação dupla de um atuador magnético

A força magnética que atua em um único magneto do mancal é dada pela equação,

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

onde  $\epsilon$ ,  $\mu_0$ ,  $N$ ,  $i$ ,  $A_g$  e  $g$ , são, respectivamente, o fator de correção geométrico, a permeabilidade magnética no vácuo, o número de espiras, a corrente elétrica que passa pelas espiras, a área do atuador magnético e a folga entre o atuador e o rotor. O desenvolvimento teórico da Eq. (1) pode ser visto em Nascimento (2002).

As forças magnéticas são apenas de atração, e atuadores devem ser colocados em ambos lados do rotor em um arranjo de dupla ação, como mostra a Fig. (1). Assim, a partir da Eq. (1) obtêm-se a equação da força líquida atuando em um eixo de controle dada por, Nascimento (2002),

$$F_N = \left( \frac{\epsilon \mu_0 A_g N^2 i_b^2}{g_0^2} \right) i_p - \left( \frac{\epsilon \mu_0 A_g N^2 i_b^2}{g_0^3} \right) x \quad (2)$$

onde:  $i_b$  é a corrente permanente, responsável pela levitação do eixo;  $i_p$  é a corrente de perturbação, responsável pela correção da posição do eixo e  $g_0$  é a folga nominal, que é a distância entre o atuador magnético e o eixo, quando este está na posição centrada.

Reescrevendo a Eq. (2) em uma forma compacta, aparecem os parâmetros  $K_i$  e  $K_x$  definidos como rigidez de corrente e rigidez de posição, respectivamente,

$$F_N = K_i i_p + K_x x \quad (3)$$

### 2.3. Circuito Eletrônico de Controle do Mancal

Neste circuito, a corrente no enrolamento do atuador é determinada com base na posição do rotor. A equação que relaciona a posição do rotor com a corrente de perturbação (empregando a transformada de Laplace) é dada por:

$$i_p(s) = G(s)x(s) \quad (4)$$

onde  $G(s)$  é a função de transferência global. Esta função de transferência é composta pela multiplicação das funções de transferência dos componentes do circuito eletrônico de controle, e pode ser escrita como,

$$G(s) = a_G(s) + ib_G(s) \quad (5)$$

onde  $a_G(s)$  e  $b_G(s)$  representam a parte real e a parte imaginária da função de transferência global, respectivamente. Considerando então, todos os componentes do circuito, a função de transferência global é dada por,

$$G(s) = SS(s)LP(s)PID(s)AMP(s) \quad (6)$$

onde  $SS(s)$ ,  $LP(s)$ ,  $PID(s)$  e  $AMP(s)$  são as funções de transferência do sensor de posição, do filtro passa baixa, do filtro PID e do amplificador de potência, respectivamente. Os modelos clássicos de funções de transferência de cada elemento do circuito de controle são:

$$SS(s) = V_x(s)/x(s) \quad (7)$$

$$LP(s) = \frac{\omega_{LP}^2}{s^2 + 2\xi_{LP}\omega_{LP}s + \omega_{LP}^2} \quad (8)$$

$$PID(s) = \frac{K_T(K_D s^2 + K_P s + K_I)}{s} \quad (9)$$

$$AMP(s) = K_a \frac{\omega_A^2}{s^2 + \sqrt{2}\omega_A s + \omega_A^2} \quad (10)$$

onde  $\omega_{LP}$  é a frequência de corte e  $\xi_{LP}$  é o fator de amortecimento do filtro passa-baixa, sendo  $s$  a variável complexa de frequência.  $K_T$  é o ganho total,  $K_D$  é o ganho derivativo,  $K_P$  é o ganho proporcional e  $K_I$  é o ganho integral do filtro PID.  $K_a$  é o ganho e  $\omega_A$  é a frequência de corte do amplificador de potência.

### 2.4. Modelo Matemático do Sistema Rotor-Mancal Magnético

Em um único eixo de controle dentro do mancal magnético atuam dois magnetos opostos conforme mostra a Fig. (2).

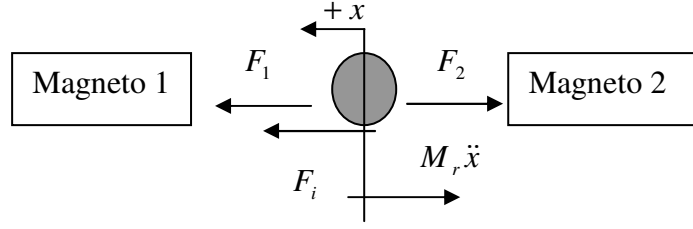


Figura 2. Layout de um eixo de controle de um mancal radial

A Fig. (2) mostra a força de atração de cada magneto oposto,  $F_1$  e  $F_2$ , agindo sobre a massa dentro de um único eixo de controle. A equação do movimento que descreve esse sistema é dada por,

$$M_r \ddot{x} + F_2 - F_1 = F_i \quad (11)$$

onde  $F_i$  é a força externa aplicada sobre o sistema e  $M_r$  é a massa do rotor. A rigidez e o amortecimento do sistema no eixo de controle são derivados da força líquida aplicada sobre a massa pelos dois magnetos opostos. Introduzindo a força líquida ( $F_2 - F_1$ ), dada pela Eq. (2), na Eq. (11), obtém-se,

$$M_r \ddot{x} + K_x x + K_i i_p = F_i \quad (12)$$

## 2.5. Rigidez e Amortecimento Equivalentes

A Eq. (5) pode ser convenientemente simplificada substituindo-se a variável de Laplace  $s$  pela frequência complexa  $i\omega$  para chegar a,

$$G(i\omega) = a_G(\omega) + ib_G(\omega) \quad (13)$$

Essa função de transferência, multiplicada pela posição  $x$ , leva à corrente de controle  $i_p$ , a qual pode ser substituída na Eq. (12) para dar,

$$-M_r X \omega^2 + [K_x + K_i(a_G + ib_G)]X = \bar{F}_i \quad (14)$$

A Eq. (14) assume uma força harmônica externa atuando sobre o sistema, tal que a aceleração da massa pode ser representada como  $-X\omega^2$ . Assim a rigidez e o amortecimento do mancal podem ser determinados igualando a força líquida, produzida pela rigidez de posição e de corrente juntamente com a função de transferência do controlador, com uma força produzida por uma rigidez e um amortecimento equivalentes. Equacionando essas duas forças, obtém-se,

$$(K_{eq} + C_{eq}i\omega)X = [K_x + K_i(a_G + ib_G)]X \quad (15)$$

e, igualando os termos reais de ambos os lados da equação, obtém-se a rigidez equivalente dada como,

$$K_{eq} = K_x + K_i a_G \quad (16)$$

e, dos termos imaginários obtém-se o amortecimento equivalente expresso por,

$$C_{eq} = \frac{K_i b_G}{\omega} \quad (17)$$

As Eqs. (16) e (17) representam a rigidez e o amortecimento linearizados de um único eixo de controle. Esses valores variam com a frequência devido à sua dependência das partes real e imaginária da função de transferência do controlador, que também são dependentes da frequência. Para modelar um sistema de mancal magnético radial com sucesso, a função de transferência do controlador deve ser conhecida.

## 2.6. Curvas de Rigidez e Amortecimento Equivalentes

A partir do programa implementado, o passo seguinte foi determinar as curvas de rigidez e amortecimento equivalentes de um mancal magnético fabricado pela empresa “*Revolve Magnetic Bearings Inc*”. As características construtivas principais do mancal estão indicadas na Tab. (1).

Tabela 1. Dados característicos do mancal magnético analisado

Parâmetro	Valor	Parâmetro	Valor
$\varepsilon$	0,8	$i_b$	1,5 A
$\mu_0$	$4.\pi.10^{-7} \text{ Hm}^{-1}$	$g_0$	$0,381.10^{-3} \text{ m}$
$A_g$	$64,426.10^{-6} \text{ m}^2$	sensor	2437 V/m
N	228 espiras		

No levantamento dessas curvas analisou-se o comportamento da rigidez e do amortecimento do mancal com a variação dos parâmetros básicos do circuito de controle, que são eles:

- Ganho proporcional do filtro PID,  $K_P$ ;
- Ganho integral do filtro PID,  $K_I$ ;
- Ganho derivativo do filtro PID,  $K_D$ ;
- Ganho total do filtro PID,  $K_T$ .
- Ganho do amplificador  $K_A$ ;

Os demais parâmetros do circuito de controle foram mantidos constantes. Para a frequência de corte e o fator de amortecimento do filtro passa-baixa foram tomados os valores 800 Hz e 0,707, respectivamente. Para a frequência de corte do amplificador de potência foi tomado o valor de 20.000 Hz.

Para cada parâmetro analisado, foram feitas três curvas de  $K_{eq}$  e  $C_{eq}$ . Enquanto um parâmetro era submetido à variação, os outros permaneciam constantes com valores médios apresentados na Tab. (2).

Tabela 2. Valores médios dos parâmetros analisados.

Parâmetro	$K_T$	$K_D$	$K_P$	$K_I$	$K_A$
Valor	0,00006	0,1	60	80	650

### 2.6.1. Influência da variação do ganho proporcional do filtro PID ( $K_P$ ) nas curvas de Rigidez e Amortecimento Equivalentes

A Fig. (3) apresenta as curvas de rigidez e amortecimento equivalentes para os valores de ganho proporcional do filtro PID iguais a 40, 60, 80, indicadas por cores distintas.

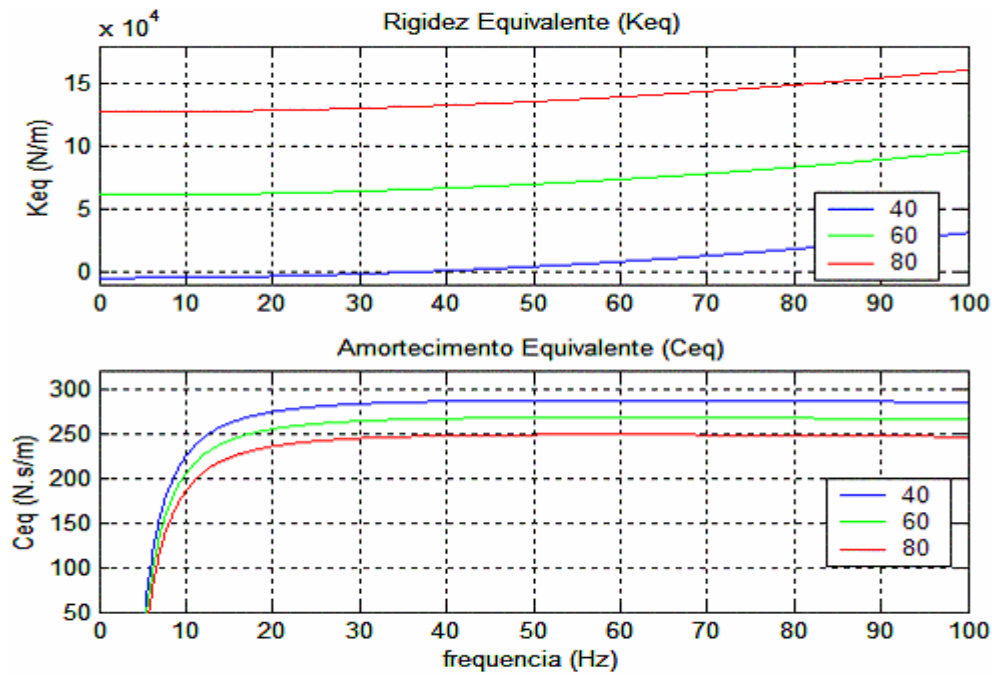


Figura 3. Curvas de  $Keq$  e  $Ceq$  em função do ganho proporcional do filtro PID ( $K_P$ ).

Observa-se que o ganho proporcional influencia de forma acentuada os valores de  $Keq$  e muito pouco os valores de  $Ceq$ , já que neste último, as variações são pequenas. Em geral  $K_P$  afeta diretamente a rigidez do mancal, uma vez que ela contribui apenas para a parte real da função de transferência do filtro PID, Eq. (9), sendo diretamente multiplicado pelo sinal de posição. Um aspecto muito interessante aqui observado é que na medida em que  $K_P$  aumenta, os valores de  $Keq$  também aumentam, porém os de  $Ceq$  diminuem. Portanto, em um projeto de mancal onde se queira aumentar a rigidez do sistema sem diminuir muito o seu amortecimento, ou vice-versa, o ganho proporcional do filtro PID torna-se o parâmetro de destaque e deve ser cuidadosamente estudado. Os valores médios de  $Keq$  e  $Ceq$  em função de  $K_P$  são apresentados na Tab. (3), apenas a título de exemplo. A média dos valores de  $Ceq$  foi obtida com base nos pontos de frequência acima de 40 Hz. Isso se deve ao fato de que o modelo da função de transferência completa não é suficientemente preciso para obter valores de  $Ceq$  para frequências menores do que 20 Hz, como pode ser observado na Fig (3).

Tabela 3. Valores médios de  $Keq$  e  $Ceq$  em função de  $K_P$

$K_P$	40	60	80
$Keq$ (N/m)	$0,72072 \times 10^4$	$7,2965 \times 10^4$	$13,872 \times 10^4$
$Ceq$ (N.s/m)	287,4	268,0	248,7

### 2.6.2. Influência da variação do ganho integral do filtro PID ( $K_I$ ) nas curvas de Rigidez e Amortecimento Equivalentes

A análise do comportamento de  $Keq$  e  $Ceq$  com a variação do ganho integral ( $K_I$ ) do filtro PID pode ser feita a partir das curvas apresentadas na Fig. (4). Foram adotados os seguintes valores de  $K_I$ : 60, 80 e 100.

Da análise desta figura conclui-se que  $K_I$  praticamente não altera as curvas de rigidez e amortecimento equivalentes, sendo a variação praticamente imperceptível nos gráficos. O ganho integral age sobre os níveis permanentes DC (“steady offsets”) dentro do eixo e proporciona um sinal de controle para eliminar o DC (“offset”).

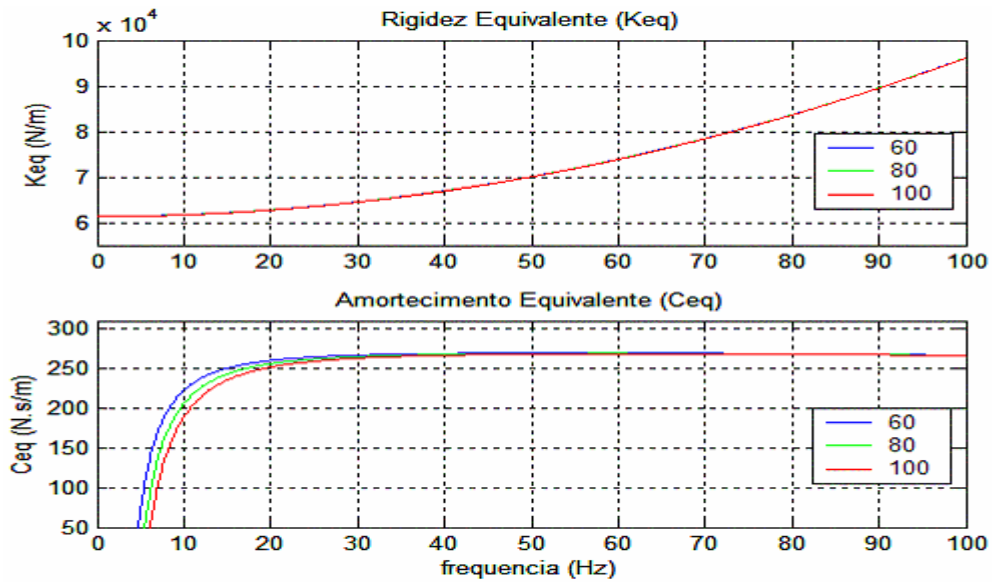


Figura 4. Curvas de  $Keq$  e  $Ceq$  em função do ganho integral do filtro PID ( $K_I$ ).

### 2.6.3. Influência da variação do ganho derivativo do filtro PID ( $K_D$ ) nas curvas de Rigidez e Amortecimento Equivalentes

Os valores de  $Keq$  e  $Ceq$  dados em função da variação do ganho derivativo ( $K_D$ ) do filtro PID estão apresentados na Fig. (5). Nesta análise adotou-se os valores de  $K_D$ : 0,05, 0,1 e 0,25.

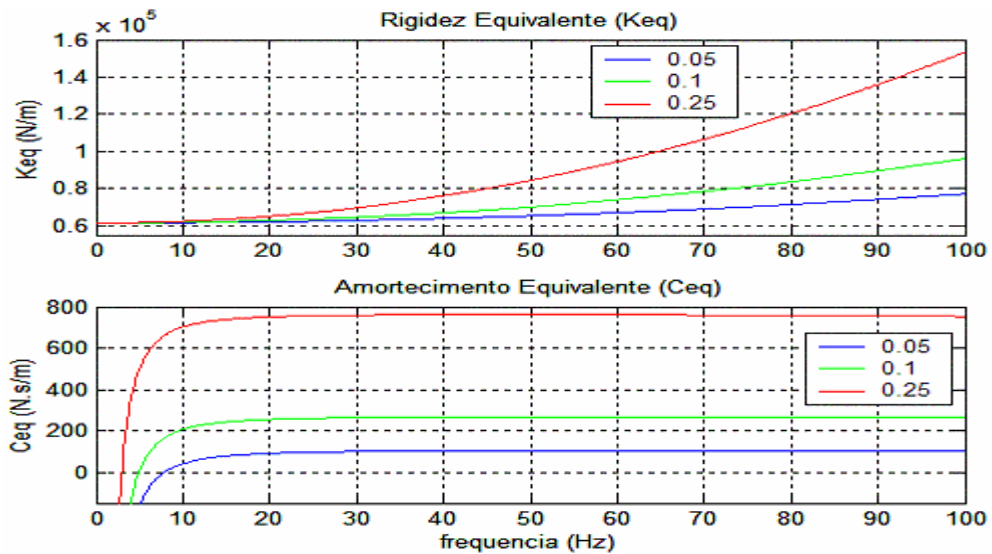


Figura 5. Curvas de  $Keq$  e  $Ceq$  em função do ganho derivativo do filtro PID ( $K_D$ ).

Na análise da figura acima conclui-se que o ganho derivativo afeta diretamente o amortecimento equivalente do mancal magnético, isso porque ele está multiplicado pela derivada do sinal de posição, Eq. (9). Entretanto, a rigidez equivalente só é alterada para valores de frequência mais elevados.

### 2.6.4. Influência da variação do ganho total do filtro PID ( $K_T$ ) nas curvas de Rigidez e Amortecimento Equivalentes

A variação para o ganho total foi feita apenas para dois valores, que são: 0,00006 e 0,00008. Os resultados são vistos na Fig. (6).



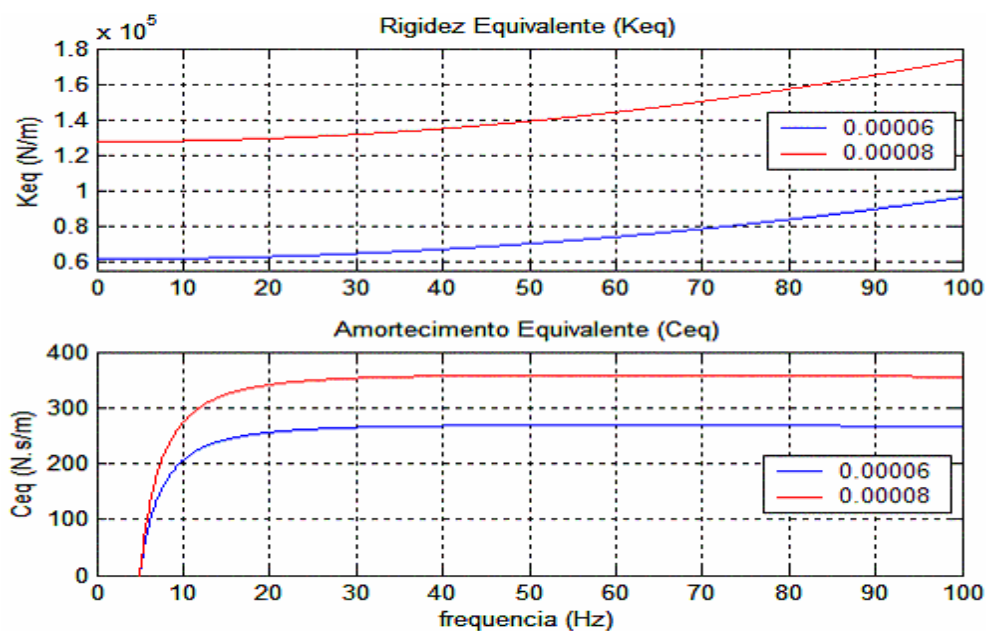


Figura 6. Curvas de  $K_{eq}$  e  $C_{eq}$  em função do ganho total do filtro PID ( $K_T$ ).

O ganho total afeta diretamente e proporcionalmente tanto as curvas de rigidez como as curvas de amortecimento, pois ele é simplesmente um multiplicador sobre os três ganhos do filtro PID simultaneamente, Eq. (9).

#### 2.6.5. Influência da variação do ganho do amplificador ( $K_A$ ) nas curvas de Rigidez e Amortecimento Equivalentes

Nesta análise foram utilizados três valores para  $K_A$ : 500, 650 e 800. Pela análise dos resultados, verificou-se que o ganho do amplificador influencia fortemente sobre os valores de rigidez e amortecimento equivalentes, valores estes que aumentam de forma proporcional ao aumento do ganho. Um valor de  $K_A$  inferior a 500 não deve ser utilizado no funcionamento do mancal magnético, pois pode ocorrer instabilidade na atuação dos magnetos opostos. Esta instabilidade é representada por um  $K_{eq}$  negativo.

### 2.7. Conclusões

As curvas obtidas a partir do programa implementado, permitiram analisar a influência de todos os parâmetros dos equipamentos do circuito de controle sobre a rigidez e amortecimento equivalentes do mancal magnético. A possibilidade de variar a rigidez e o amortecimento proporciona aos mancais magnéticos a habilidade de mudar a dinâmica dos rotores dentro de limites de melhores estabilidades dinâmicas, variando convenientemente os parâmetros analisados.

## 3. AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de agradecer ao programa Pibic/Reitoria da Unesp e ao Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia – Campus de Ilha Solteira, os quais apoiaram o desenvolvimento desta pesquisa.

## 4. REFERÊNCIAS

Beale, S. et al, 1992, “Adaptive Forced Balancing for Magnetic Bearing Systems”, Third International Symposium on Magnetic Bearings, Alexandria, USA, pp. 601-611.

- Habermann, H. and Liard, G. L., 1979, "Practical Magnetic Bearings", *IEEE Spectrum*, Vol. 16, 26-30.
- Hope, R. W. et al, 1997, "Adaptive Vibration Control of Magnetic Bearing Equipped Industrial Turbomachinery", Proceedings of MAG' 97, Alexandria, USA, pp. 251-260.
- Kasarda, M. E. F., 2000, "An Overview of Active Magnetic Bearing Technology and Applications", *The Shock and Vibration Digest*, Vol. 32, N. 2, pp. 91-99.
- Knospe, C. R. et al, "Adaptive On-Line Rotor Balancing Using Digital Control", Proceedings of MAG' 93, Alexandria, USA, pp. 153-164.
- Ku, P. R. and Chen, H. M., 1993, "Optimum Shaft Balancing at a Rotor Bending Critical Speed with Active Magnetic Bearings", Proceeding of MAG' 93, Alexandria, USA, pp. 165-174.
- Nascimento, L. P., "Dynamic of Active Magnetic Bearings", II Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, CD-ROM – CPB0488, 10 pgs., João Pessoa - PB, 2002.
- Nonami, K. et al, 1998, "Unbalance Vibration Control of Magnetic Bearing Systems Using Adaptive Algorithm with Disturbance Frequency Estimation", Sixth International Symposium on Magnetic Bearings, Massachusetts, USA, pp. 663-672.
- Redmond, I., 1992, "A New Approach to Flexible-Shaft Vibration Control", Third International Symposium on Magnetic Bearings, Alexandria, USA, pp. 329-338.
- Schweitzer, G. and Lange, R., 1976, "Characteristics of a Magnetic Rotor Bearing for Active Vibration Control", Paper N. C239/76, First International Conference on Vibration in Rotating Machinery, Cambridge, UK.

## ANALYSIS OF PARAMETERS OF THE CIRCUIT OF CONTROL ON THE DYNAMIC CHARACTERISTICS OF ACTIVE MAGNETIC BEARINGS

**Paulo Henrique Fulanete Guiráo**

Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho" – Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira – Departamento de Engenharia Mecânica – Av. Brasil, 56 – 15385-000 – Ilha Solteira – SP  
E-mail: [fulanete@dem.feis.unesp.br](mailto:fulanete@dem.feis.unesp.br)

**Luiz de Paula do Nascimento**

Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho" – Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira – Departamento de Engenharia Mecânica – Av. Brasil, 56 – 15385-000 – Ilha Solteira – SP  
E-mail: [depaula@dem.feis.unesp.br](mailto:depaula@dem.feis.unesp.br)

**Abstract.** *The magnetic bearings are electromagnetic devices configured to keep a suspend shaft within a gap. For a magnetic bearing operate, it is necessary to have an electronic circuit of active control constituted of sensors, low pass filter, PID controller and power amplifiers. For each equipment of the circuit, a classic function transfer is established, and the complete function transfer of the circuit of control is given by the multiplication of the transfer functions of the several equipments of the circuit. The function transfer of the circuit establishes a relationship among the rotor position inside of the bearing and the electric current of control. The oscillatory motion of any rotor-bearing system is defined by the amount of stiffness and damping present. With the purpose of obtaining those dynamic characteristics, a mathematical model has been developed for the rotor-magnetic bearing system, which allowed obtaining the expressions to calculate the equivalent stiffness and damping of the bearing. Through a computational routine, it was constructed the stiffness and damping curves as a function the variation of parameters of the elements of the circuit, which can control the dynamic of the rotors to operate with better dynamic stabilities.*

**Keywords.** *Active Control, Rotor-dynamic, Magnetic Bearings*