

동수압 베어링으로 지지되는 연성축의 자기 베어링을 이용한 진동제어에 관한 연구

정성천* · 장인배* · 한동철**

*서울대학교 대학원 기계설계학과

**서울대학교 기계설계학과

A Study on the Vibration Control Using Magnetic Bearings for the Flexible Shaft Supported by Hydrodynamic Bearings

Sung-Cheon Jung*, In-Bae Chang*, Dong-Chul Han**

*Graduate Student, Department of Mechanical Design and Production
Engineering, Seoul National University

**Department of Mechanical Design and Production Engineering,
Seoul National University

Abstract—The hydrodynamic bearing is accepted in many rotating systems because it has a large load carrying capacity. But the anisotropic pressure distribution of the bearing can arise the unstable vibration phenomenon over a certain speed. The magnetic bearing is an active element so that the unstable phenomenon of the hydrodynamic bearing, which is induced by the anisotropic support pressure of the oil film, can be controlled if the control algorithm and the controller gains are chosen appropriately. In this study, we investigate the stabilization method of the hydrodynamic bearing system composing the hybrid bearing which is the single unit of hydrodynamic bearing and magnetic bearing. The load carrying conditions of the hybrid bearing is modelled by the sum of the stiffness and damping coefficients of the hydrodynamic and the magnetic bearings in each direction. The dynamics of the rotor is analyzed by the Finite Element Method and the stability limit is determined by the eigenvalues of the hybrid bearings and shaft system.

The eigenvalue study of the system shows that the stability limit of the hybrid bearing is increased compared to that of the hydrodynamic bearing. A small increment of the stiffness and damping coefficient of the hybrid bearings by the magnetic actuators can increase the stability limit of the system. In this paper we tried to show the design references of the hybrid bearings by using the nondimensional bearing parameters. The analysis results show the possibilities of the stability limit increment of the hydrodynamic bearing system by combining the magnetic bearing.

1. 서 론

베어링과 저어널 틈새에 발생하는 유막 압력을 이용하여 회전축을 지지하는 동수압 저어널 베어링은 진동 특성이 우수하여 수력 및 가스 터어빈과 같은 대형 고속 회전축의 지지에 널리 이용되고 있다. 회전기계의 작동효율을 향상시키기 위해서는 회전축의 회전속도를 가능한한 높여야만 하나 동수압 저어널 베어링은 유막 틈새에 따라 형성되는 압력분포의 하중방향에 대한 비대칭성에 기인하여 어느 속도 이상

에서는 불안정한 진동현상이 발생할 수 있다[1]. 특히, 원린형 동수압 베어링은 다른 형상의 베어링에 비해 가공이 간단하면서도 하중지지 특성이 우수하나 이러한 불안정 현상이 상대적으로 낮은 회전속도에서 나타난다. 저어널이 회전하면서 흔들림에 따라 동수압 저어널 베어링내에 발생하는 동적 반력은 수평 및 수직방향의 변위 및 속도에 비례하는 반력의 증분율에 해당되는 주강성과 주댐핑, 그리고 수평 및 수직방향의 변위 및 속도에 대한 수직 및 수평방향의 반력인 연계(coupled)강성과 연계댐핑으로 나누어 모델링 될

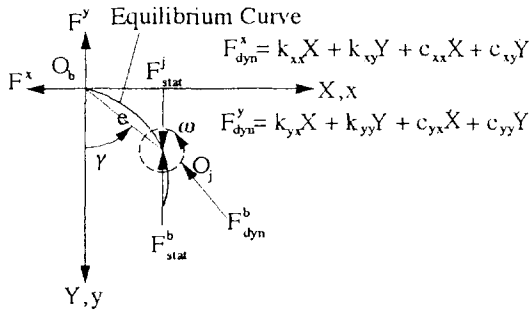


Fig. 1. Dynamic reaction force F_{dyn} of journal bearing due to the journal whirl

수 있다[2]. Fig. 1에 따르면 동수압 저어널 베어링은 회전속도가 증가함에 따라 수평방향의 연계강성인 k_x 가 그 부호가 바뀌어 증가하면서 베어링의 반력이 회전축을 선회하는 방향으로 더욱 밀어내어 베어링 내의 저어널의 회전반경이 시간이 지남에 따라 계속 증가하는 불안정 현상이 발생하게 되는 것이다. 따라서, 회전축-동수압 저어널 베어링계는 이 운전 한계 속도를 넘을 수 없다. Glienicke[2]는 축의 유연성과 베어링의 형상 등의 변화에 따른 베어링의 동특성과 회전축의 진동특성 및 운전한계 영역의 변화를 실험적 및 이론적으로 고찰하였으며, Burrows[3]는 두 개의 동수압 저어널 베어링으로 지지되는 회전축의 중앙에 자기 댐퍼를 장착하여 회전축의 동기진동을 제어함으로써 공진점 통과특성을 개선하는 연구를 수행한 바 있다.

최근 들어 활발한 연구가 진행되고 있는 자기 베어링(magnetic bearing)[4]은 회전속도나 저어널의 위치에 관계없이 하중 지지력의 크기와 방향을 제어할 수 있는 능동적 기계 요소이므로 동수압 저어널 베어링에 지지된 회전축에서 발생하는 불안정 진동 현상을 효과적으로 제어할 수 있을 것으로 기대된다. 그러나 자기 베어링은 하중지지 특성, 진동감쇠특성, 응급시 작동성 및 신뢰성 등에서 동수압 베어링에 비하여 열세에 있다.

본 연구에서는 자기 베어링과 진원형 동수압 저어널 베어링이 일체로 결합된 하이브리드(hybrid) 베어링을 사용하여 동수압 저어널 베어링의 우수한 부하용량 및 진동감쇠 특성을 살리면서 불안정 진동현상이 발생하는 회전축의 안정 한계속도를 증가 시키는 방안에 대하여 고찰해 본다.

2. 동수압 저어널 베어링

동심틈새 ΔR 을 갖는 반경 R 의 저어널 베어링내에 저어널이 외부하중 F_{stat} 에 의해 반경 방향으로 e 만큼, 또한 하중 작용선에 대하여 각도 γ 만큼 편심되어 각속도 ω 로 회전할 때에 점성 η 를 갖는 유막내에 분포되는 압력 p 는 레이놀즈 방정식을 풀어 구할 수 있다. 회전축의 불평형 하중에 의해 저어널이 평형점 근처에서 선회할 때 나타나는 유막압력의 변동은 교란 방법을 이용하여 교란된 레이놀즈 방정식을 유도하고 이를 풀어 구할 수 있다[2].

저어널이 정적 평형점을 중심으로 회전함에 따라 형성되는 무차원 압력을 $\Pi = p \cdot (\Delta R/R)^2 / (\eta \cdot \omega)$ 로 표현하고 이러한 압력의 $x (=x/\Delta R)$ 및 $y (=Y/\Delta R)$ 방향으로의 합력을 각각 $\bar{\Pi}_{x,stat}$ 및 $\bar{\Pi}_{y,stat}$ 로 표현하면 불평형 하중에 의해 정적 평형점을 기준으로 선회하는 저어널에 의하여 형성되는 동적인 베어링 반력을 포함하는 총 반력 $\bar{\Pi}_x, \bar{\Pi}_y$ 는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\bar{\Pi}_x = \bar{\Pi}_{x,stat} + \left(\frac{\partial \bar{\Pi}_x}{\partial X} \right)_{stat} X + \left(\frac{\partial \bar{\Pi}_x}{\partial Y} \right)_{stat} Y + \left(\frac{\partial \bar{\Pi}_x}{\partial X'} \right)_{stat} X' + \left(\frac{\partial \bar{\Pi}_x}{\partial Y'} \right)_{stat} Y' \quad (1)$$

$$= O + \gamma_{11}^{\cdot} X + \gamma_{12}^{\cdot} Y + \beta_{11}^{\cdot} X' + \beta_{12}^{\cdot} X'$$

$$\bar{\Pi}_y = \bar{\Pi}_{y,stat} + \left(\frac{\partial \bar{\Pi}_y}{\partial X} \right)_{stat} X + \left(\frac{\partial \bar{\Pi}_y}{\partial Y} \right)_{stat} Y + \left(\frac{\partial \bar{\Pi}_y}{\partial X'} \right)_{stat} X' + \left(\frac{\partial \bar{\Pi}_y}{\partial Y'} \right)_{stat} Y' \quad (2)$$

$$= S_o + \gamma_{21}^{\cdot} X + \gamma_{22}^{\cdot} Y + \beta_{21}^{\cdot} X' + \beta_{22}^{\cdot} X'$$

여기서 $\gamma_{ij}^{\cdot} (i,j=1,2) = \partial \bar{\Pi}_i / \partial j$ ($i,j=X,Y$)는 무차원의 베어링 강성 계수에 해당하는 것으로서 저어널의 미소 변위 X, Y 에 의해 교란된 압력 변화를 $\partial \Pi / \partial X, \partial \Pi / \partial Y$ 를 X 및 Y 방향으로 적분하여 얻고 $\beta_{ij}^{\cdot} (i,j=1,2) = \partial \bar{\Pi}_i / \partial j (i,j=X',Y')$ 는 무차원의 베어링 감쇠 계수에 해당하는 것으로서 저어널의 진동 속도 $X' (= \partial / \partial \omega t), Y' (= \partial Y / \partial \omega t)$ 에 의해 교란된 압력 변화를 $\partial \Pi / \partial X', \partial \Pi / \partial Y'$ 를 X 및 Y 방향으로 적분하여 얻는다. 또한 쉐머펠드수

$$S_o = F_{stat} (\Delta R/R)^2 / (2B \cdot R \cdot \eta \cdot \omega) \quad (3)$$

는 정적인 평형 상태에서 유막 압력의 수직 방향 반력 $\bar{\Pi}_{y,stat}$ 와 같다.

무차원 강성 계수 γ_{ij}^{\cdot} 와 감쇠계수 β_{ij}^{\cdot} 는 쉐머펠드수(S_o)

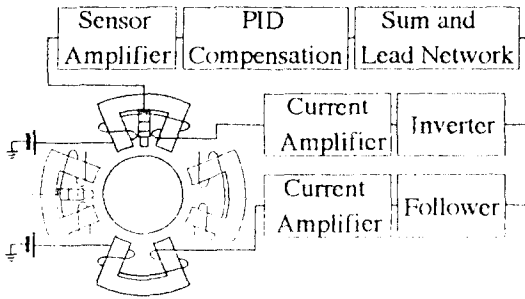


Fig. 2. Block Diagram of PD Controller

mmerfeld)수 및 베어링의 폭비 B/D, 편심율 $\epsilon(=e/\Delta R)$ 에 영향을 받는다. 실제의 강성 및 감쇠 계수들과 무차원의 계수 사이에는 다음과 같은 관계가 있다.

$$k_{ij} = \frac{F_{star}}{\Delta R} \cdot \frac{\dot{Y}_{ij}}{S_o} \quad (4)$$

$$\omega_{cij} = \frac{F_{star}}{\Delta R} \cdot \frac{\beta_{ij}}{S_o}$$

본 논문에서는 폭 대 직경비 B/D=0.5 진원형 동수압 제어된 베어링에 $\eta=4$ cP의 점성을 갖는 오일을 사용한 경우에 대하여 문헌 (2)의 연구 결과로 나타난 계수들을 이용하여 본 연구에서 회전속도의 변화에 따른 유차원의 강성과 댐핑값을 구하였다.

3. 자기 베어링

본 연구에서 모델링된 자기 베어링은 Fig. 2에서 보는 바와 같이 2개의 되먹임(feedback) 제어 채널을 갖는 4개의 말굽형 전자석으로 구성되며, 로우터의 수평방향 및 수직방향의 변위를 측정하는 두개의 와전류 유도형 변위 센서에 의하여 감지된 로우터의 변위를 입력 받아 두개의 아날로그 PD 제어기로서 각각, 상하와 좌우 전자석의 공급 전류를 제어하여 로우터가 중심 위치에 되돌아 오도록 자기력을 조절한다.

자기 베어링의 동적 특성인 등가 강성과 등가 감쇠계수를 구하기 위해서는 자기 베어링의 중심에 위치한 제어된 미소운동에 따른 자기 베어링 내부의 자기 에너지의 변화율에 의하여 자기력을 구한다. 자기 에너지는 코일에 흐르는 전류에 의하여 자기 베어링 폴과 로우터 및 그 사이의 공기막 내에 형성되는 에너지이다. 편의상 모든 식들은 수직(y) 방향에 대해서만 유도되었고 수평(x) 방향에 대해서는 생략

하였다.

자기 베어링과 제어된 사이의 공기 간극 내에 저장된 총 자기 에너지 W_m 으로부터 코일의 전류, 베어링의 기하학적 계수 및 자기 베어링의 반력 사이의 상관관계를 도출할 수 있다[4].

$$F_y = \left(\frac{\partial W_m}{\partial Y} \right) \quad (6)$$

$$= \frac{\mu_o AN^2 \gamma}{4} \left[\frac{I_B^2}{(g_o + \gamma Y)^2} - \frac{I_T^2}{(g_o - \gamma Y)^2} \right]$$

이때 I_T , I_B 는 각각 상부 및 하부 전자석에 흐르는 전류, $\gamma(=\partial g/\partial Y = \cos(\Pi/8))$ 는 제어된의 변위에 대한 공기간극의 변화 민감도, g_o 는 제어된과 베어링의 중심상태에서 둘 사이의 간극, N은 코일의 권선수, μ_o 는 공기 간극에서의 투자율, Y는 제어된의 변위를 나타낸다. 전자석에 흐르는 전류인 I_T 와 I_B 는 각각 편향전류(bias current) i_b 와 제어된의 운동에 따른 교란전류(perturbation current) i_p 로 구성되며, 교란전류는 제어된의 변위와 제어기 이득(G(j ω))의 곱으로 표시할 수 있다.

$$I_T = i_b + i_p$$

$$= i_b + G(j\omega) \cdot Y \quad (7)$$

$$I_B = i_b - i_p$$

$$= i_b - G(j\omega) \cdot Y$$

자기 베어링 내부에 형성된 수직방향 자기력 F_y 는 두 가지 변수인 위치 y와 교란전류 i_p 의 변화에 따른 자기력의 변화율을 각각 위치강성 K_{yy} 과 작동기 이득 K_{iy} 으로 정의하여 나타낼 수 있다[4].

자기 베어링의 위치강성 K_{yy} 는 $y=0$ 에서 제어된의 수직변위에 기인한 수직력의 변화로 다음과 같이 정의된다.

$$K_{yy} = \frac{\partial F_y}{\partial Y} \Big|_{y=0} = \frac{\mu_o AN^2 \gamma_b^2}{2g_o^3} \quad (8)$$

여기서 i_b 는 자기 베어링의 폴에 흐르는 정상상태에서의 편향(bias) 전류이다. 자기 베어링의 위치강성은 자기 베어링의 중심에 위치한 로우터에 미소변위가 발생했을 때의 자기력의 변화율로 항상 음의 값을 갖는다. 그러므로 귀환제어가 수행되지 않는 자기 베어링은 항상 불안정(unstable)하다.

자기 베어링의 작동기 이득 K_{iy} 는 $Y=0$ 에서 자기 베어링의 코일에 흐르는 전류의 변화에 따른 자기력의

변화율로 다음과 같이 유도된다.

$$K_{iy} = \frac{\partial F_y}{\partial i_b} \Big|_{y=0} = \frac{\mu_0 AN^2 Y_{ib}}{g_0^2} \quad (9)$$

(7)~(9) 식을 이용하여 (6) 식을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_y = K_{yy} \cdot Y + K_{iy} \cdot i_b \\ = K_{yy} \cdot Y + K_{iy} \cdot G(j\omega) \cdot Y \quad (10)$$

일반적인 베어링의 하중지지력은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_y = k_{eq}(\omega) \cdot Y + c_{eq}(\omega) \cdot \dot{Y} \quad (11)$$

여기서, 베어링내에서 각 속도 ω 로 회전하는 축의 진동을 불평형 하중에 의한 조화운동으로 가정하면 $\dot{Y} = \omega \cdot Y$ 이다. (10) 식과 (11) 식을 등가로 놓음으로서 자기 베어링의 자기력을 강성과 감쇠계수로 치환할 수 있다.

$$k_{eq}(\omega) = K_{yy} + K_{iy} \cdot \text{Re}[G(j\omega)] \quad (12)$$

$$\omega \cdot c_{eq}(\omega) = K_{iy} \cdot \text{Im}[G(j\omega)] \quad (13)$$

본 연구에서 모델링된 아날로그 PD제어기는 Fig. 2에서 보는 바와 같이 비접촉 변위 센서로부터 변위 신호를 입력받아 PD 연산을 수행한 후 위상선도 회로 및 전류 증폭기를 거쳐 전류신호로 변환되어 전자석 작동기를 구동한다. 따라서 본 제어기의 전달함수는 다음 식과 같이 표현 될 수 있다.

$$G(s) = A \left(K_p + \frac{\tau_2 s K_D}{(\tau_1 s + 1)^2} \right) \frac{(s + a)}{(s + b)} \quad (14)$$

여기서, A는 제어기의 이득 상수, K_p 는 비례 제어기의 비례 상수, K_D 는 미분 제어기의 비례상수이며, 미분 연산의 작동 한계 주파수가 200 Hz가 되도록 미분 연산기의 시상수[4]를 $\tau_1 = 1 \times 10^{-4}$, $\tau_2 = 2 \times 10^{-3}$ 의 값으로 설계하였고, 위상선도 회로의 계수 $a = 2000$ (318 Hz)이며, $b = 6000$ (955 Hz)의 값으로 설계하였다.

4. 회전축의 진동해석

본 연구의 대상이 되는 하이브리드 베어링-회전축계의 주요 제원은 Fig. 3에 도시되어 있다. 내경 40 mm인 자기 베어링은 0.5 mm 두께의 실리콘 강판이 적층된 코어에 직경 0.35 mm인 에나멜 피복 동선이

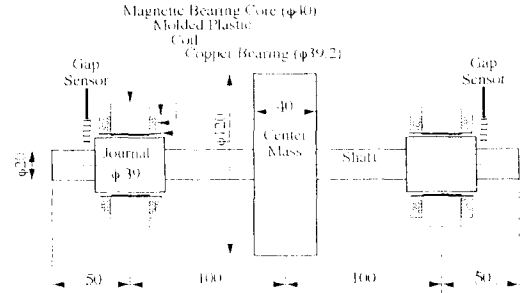


Fig. 3. Configuration of Rotor System Supported by Hybrid Bearings.

430회 감긴 4개의 말굽형 전자석으로 이루어져 있으며, 자기 베어링의 내면에 비자성 금속제 실린더를 끼워서 내경 39.2 mm, B/D=0.5인 동수압 저어널 베어링이 형성된다. 저어널의 직경은 39 mm이며, 회전축의 직경은 20 mm 이다. 베어링간의 거리는 200 mm이며, 회전축의 중앙에는 강체 디스크가 위치한다. 각 베어링 위치에서의 회전축 변위는 두개의 와전류 구동형 변위 센서를 이용하여 측정한다.

동수압 저어널-자기베어링에 의하여 지지되는 회전축 시스템의 안정성 판별을 위한 자유 진동 해석은 유한 요소법을 이용하여 수행하였으며, 고유치 계산은 계 요소의 모든 고유치를 계산하는 Hessenberg QR 알고리즘을 사용하였다. 회전축계는 분포하중과 강성을 갖는 유한 축 요소, 자이로 효과가 있는 강체 디스크 요소와 베어링 요소로 구분하여 모델링을 할 수가 있다. 균일한 단면을 갖는 축요소와 강체디스크 요소의 운동 방정식은 운동에너지와 위치에너지를 Lagrange 식에 의하여 구하는 Nelson[6]의 방법을 이용하여 모델링하였고 베어링 요소는 앞에서 구한 강성과 감쇠항으로 구성된 외력으로 모델링하였다. 회전축계의 좌표계는 Fig. 4과 같다.

강체 디스크의 운동 방정식은 운동에너지를 일정한 스핀 속도($\dot{\phi} = \Omega = \omega$)에 대한 Lagrange 식에 대입하여 다음과 같이 구한다.

$$([M_r^d] + [M_r^b])\{\ddot{q}^d\} - \Omega[G^d]\{\dot{q}^d\} = \{Q^d\} \quad (15)$$

여기서, $\{Q^d\} = \{Q_1^d\} \cos \Omega t + \{Q_2^d\} \sin \Omega t$ 으로 불평형력을 의미한다. 균일한 단면을 갖는 축요소에 대하여 미소부분의 변위는 형상함수 Ψ, Ψ' 를 이용하여 식 (16)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} V(s,t) \\ W(s,t) \end{bmatrix} = [\Psi(s)] \{q^d(t)\} \quad (16)$$

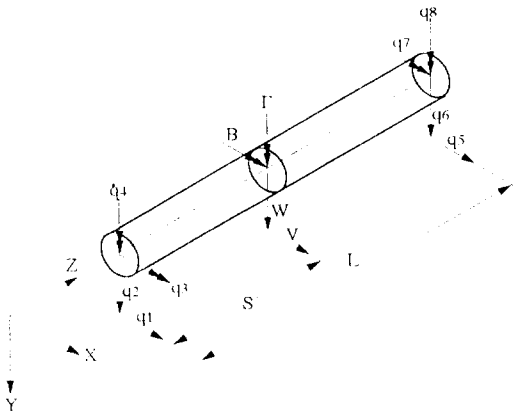


Fig. 4. Typical Finite Rotor Element Model

$$\begin{bmatrix} B(s,t) \\ \Gamma(s,t) \end{bmatrix} = [\Psi(s)'] \{q^e(t)\}$$

여기서 '는 미분항을 의미한다. 형상함수 행렬식은 양단의 경계조건에 의하여 3차항으로 표시하여 사용하며, 그 식은 다음과 같다.

$$[\Psi] = \begin{bmatrix} \Psi_1 & 0 & 0 & \Psi_2 & \Psi_3 & 0 & 0 & \Psi_4 \\ 0 & \Psi_1 & -\Psi_2 & 0 & 0 & \Psi_3 & -\Psi_4 & 0 \end{bmatrix} \quad (17)$$

축요소 운동에너지와 위치에너지는 각각 식 (18)과 식 (19)에 표시되고, 이를 일정 스핀 속도($\dot{\phi} = \Omega = \omega$)에 대한 Lagrange 식에 대입하여 운동 방정식 (20)이 유도된다.

$$\delta T = \frac{1}{2} \mu \{ \dot{q}^e \}^T \{ \ddot{\Psi} \}^T \{ q^e \} ds + \frac{1}{2} \dot{\phi} T_p ds + \frac{1}{2} T_p \{ \dot{q}^e \}^T \{ \phi \}^T \{ \phi \} \{ \dot{q}^e \} ds \quad (18)$$

$$- \dot{\phi} T_p \{ \dot{q}^e \}^T \{ \phi_p \}^T \{ \phi_B \} \{ q^e \} ds$$

$$\delta P_B = \frac{1}{2} \{ q^e \}^T \{ \ddot{\Psi} \}^T \{ \ddot{\Psi} \} \{ q^e \} ds \quad (19)$$

$$([M_r^e] + [M_k^e]) \{ \ddot{q}^e \} - \Omega [G^e] \{ \dot{q}^e \} + [K_b^e] \{ q^e \} = \{ Q^e \} \quad (20)$$

이때 $\{ Q^e \} = \{ Q^e \} \Omega t + \{ Q^e \} \sin \Omega t$ 이다.

본 연구에서 하중지지 요소로 모델링된 하이브리드 베어링은 동수압 제어된 베어링과 자기 베어링이 동일한 위치에서 결합된 형태이다. 따라서, 자기 베어링과 동수압 제어된 베어링의 작동 위치는 동일하고 자기력과 동수압이 상호영향없이 서로 독립적으로

작용하기 때문에 하이브리드 베어링의 강성 계수와 감쇠 계수는 식 (21)과 같이 두 베어링 특성의 선형적인 합으로 나타난다.

$$\begin{aligned} C_{x,x,h} &= C_{xx} + C_{eq,x} & C_{xy,h} &= C_{xy} \\ C_{yx,h} &= C_{yx} & C_{yy,h} &= C_{yy} + C_{eq,y} \\ K_{xx,h} &= K_{xx} + K_{eq,x} & K_{xy,h} &= K_{xy} \\ K_{yx,h} &= K_{yx} & K_{yy,h} &= K_{yy} + K_{eq,y} \end{aligned} \quad (21)$$

이로부터 식 (22)와 같이 베어링을 유한요소 모델화한다.

$$[C^b] \{ \dot{q}^b \} + [k^b] \{ q^b \} = \{ Q^b \}_{2 \times 1} \quad (22)$$

여기서, $\{ q^b \} = \begin{bmatrix} V \\ W \end{bmatrix}$, $[k^b] = \begin{bmatrix} K_{xx,h} & K_{xy,h} \\ K_{yx,h} & K_{yy,h} \end{bmatrix}$, $[C^b] =$

$$\begin{bmatrix} C_{xx,h} & C_{xy,h} \\ C_{yx,h} & C_{yy,h} \end{bmatrix}$$
 이고 $\{ Q^b \}$ 는 외력 벡터이다.

감쇠력을 갖는 전체 계의 방정식은 요소의 방정식인 식 (15), (20) 및 (22)를 결합하여 고정 좌표계에 대하여 식 (23)를 얻는다.

$$[M^s] \{ \ddot{q}^s \} + [C^s] \{ \dot{q}^s \} + [K^s] \{ q^s \} = \{ Q^s \}_{4n \times 1} \quad (23)$$

이때, $\{ Q^s \}$ 는 외력항이다.

Hessenberg QR(HQR)에 의한 고유치 계산을 위하여 (23) 식을 (24) 식으로 변환하였다.

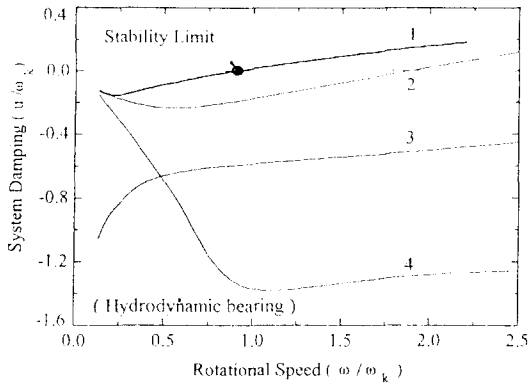
$$\begin{bmatrix} M^s & O \\ O & M^s \end{bmatrix} \cdot \dot{H} + \begin{bmatrix} O & M \\ K^s & C^s \end{bmatrix} \cdot H = \begin{bmatrix} O \\ O \end{bmatrix} \quad (24)$$

여기서 $\dot{H} = \begin{bmatrix} \dot{q}^s \\ \ddot{q}^s \end{bmatrix}$, $H = \begin{bmatrix} q^s \\ \dot{q}^s \end{bmatrix}$ 이다. 해를 $H = H_0 e^{\lambda t}$

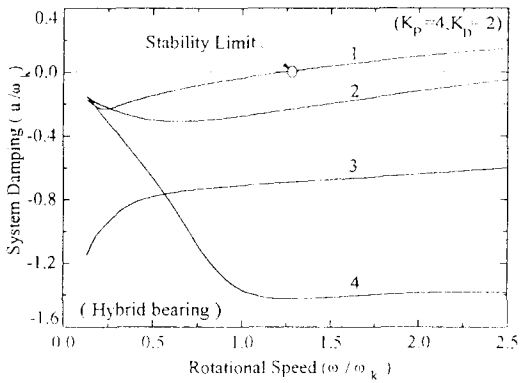
($\lambda = u/\omega_k + i v/\omega_k$)로 가정하여 식을 정리하면 (25) 식과 같은 범함수로 표시된다. 여기서, ω_k 는 유연회전축의 1차 고유 진동수이다.

$$\begin{bmatrix} O & I \\ -M^{-1}K^s & -M^{-1}C^s \end{bmatrix} \cdot H_0 = \lambda H_0 \quad (25)$$

(25) 식에 대한 HQR 해석을 통하여 구해진 모든 고유치중 하나의 실수부(u/ω_k)가 음수에서 양수로 바뀌는 지점부터 계가 불안정하다[7]. 자기베어링 제어기의 이득 변화와 하이브리드 베어링의 강성과 감쇠계수의 변화를 기준강성 $k_{ref} = mg/\Delta R$ (m 은 축시스템 전체의 질량)에 대한 베어링 강성비($k_{ij,h}/k_{ref}$)와 감쇠비($c_{ij,h}/k_{ref} \cdot \omega_k$, $jj=x,y$)를 이용하여 함수 관계로 표현하였다. 이 함수관계와 관련된 제어기의 이득변



(a)



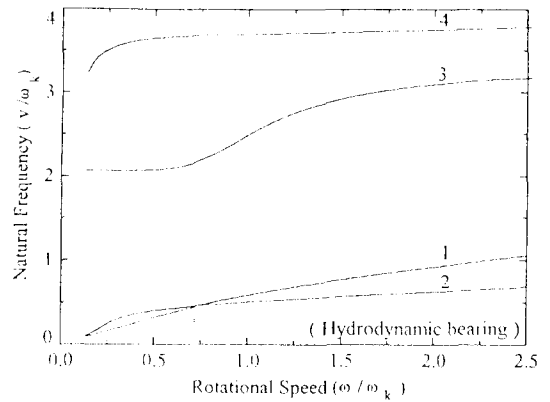
(b)

Fig. 5. Real eigenvalues of hydrodynamic-rotor system (a) & hydrodynamic bearing-rotor systems(b)

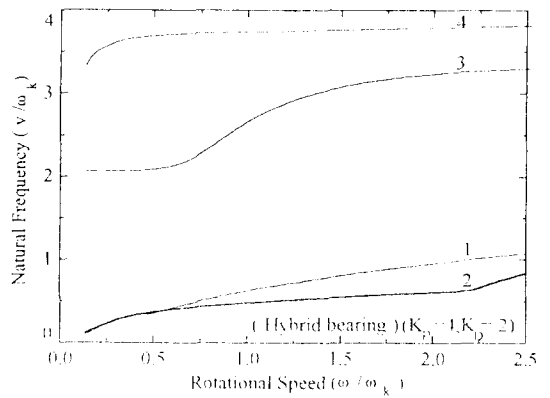
화와 계의 안정영역 사이의 상관관계를 고찰하고자 한다.

5. 해석 결과

Fig. 5와 Fig. 6는 회전 속도에 따라 베어링의 강성과 댐핑의 변화로 고유치가 변화하므로써 전체계의 각각 동수압 베어링의 경우와 하이브리드 경우로 나누어 고유치를 나타낸 것이다. Fig. 5는 동수압 베어링과 하이브리드 베어링의 고유치중 실수부를 도시한다. 이에 따르면 하이브리드 베어링은 동수압 베어링에 비하여 Fig. 6에 도시된 바와 같이 계 고유 진동수인 고유치 허수부의 큰 변화없이 계의 안정한계속도를 약 45% 증가시킬 수 있다. Fig. 7과 Fig. 8 은 각각 비례 및 미분이득의 변화에 따른 하이브리드 베어링의 강성 및 감쇠값의 변화를 도시하고 있다.



(a)



(b)

Fig. 6. Imaginary eigenvalues of hydrodynamic-rotor system(a) & hydrodynamic bearing-rotor systems(b)

이에 따르면, 비례연산은 베어링의 강성증가를 초래하는 반면 감쇠비에는 거의 영향을 끼치지 못한다. 낮은 속도영역에서는 미분연산은 감쇠비를 증가시키며 강성에는 거의 영향을 끼치지 못하지만 $\omega/\omega_k=2.5$ 이상에서는 오히려 강성을 급격히 증대시키는 현상을 보인다. 본 논문에서 사용된 미분 연산기의 작동 한계 주파수는 $\omega/\omega_k=2.5$ (200 Hz) 이므로, 이 이상에서는 미분 연산기의 기능이 상실됨을 알 수 있다.

Fig. 9은 자기 베어링의 강성이 기준강성(k_{ref})의 50, 100, 150%가 되도록 제어기 이득이 선정되었을 때의 S_{0k} 의 변화에 따른 안정한계속도의 변화를 도시하고 있다. 이 때의 자기 베어링에 의한 강성 증가분은 동수압 베어링 강성의 30% 이내이므로 하이브리드 베어링이 장착된 회전축 계는 동수압 베어링 회전축 계의 진동 모우드를 크게 변화시키지 않으면서 안정

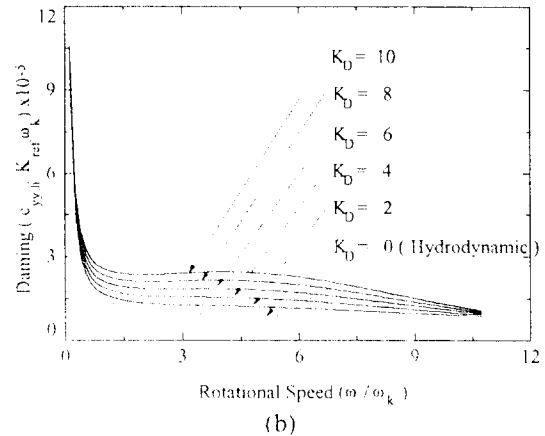
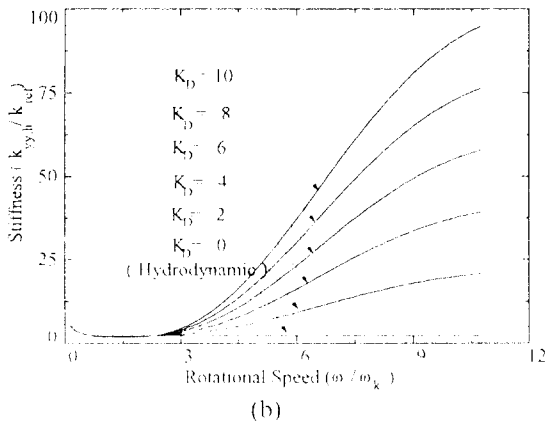
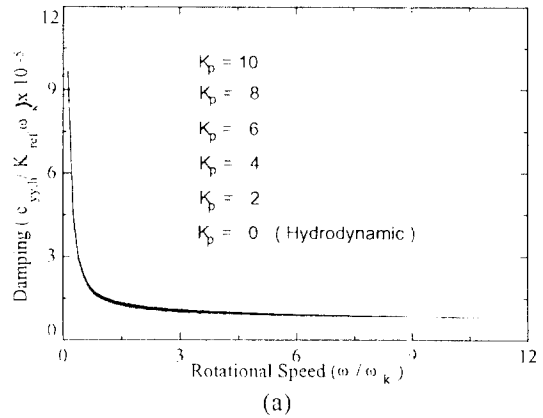
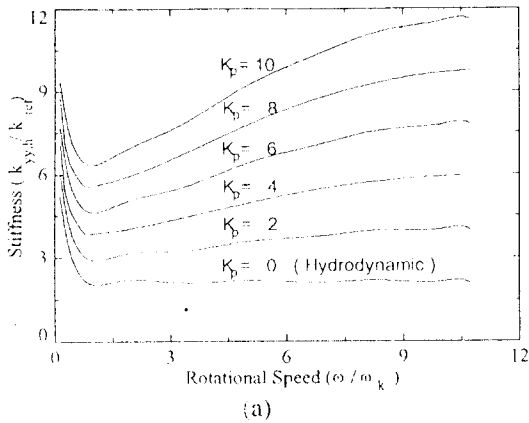


Fig. 7. Stiffness increment w.r.t. variation of proportional(a) & differential gain(b)

Fig. 8. Damping increment w.r.t. variation of proportional(a) & differential gain(b)

한계 영역을 넓힐 수 있음을 확인할 수 있다.

Fig. 10는 자기 베어링의 감쇠계수가 $S_{ok}=0.2$ 인 동수압 베어링의 수직방향 감쇠계수의 0.5, 1.0, 1.5%가 되도록 제어기 이득이 선정되었을 때의 S_{ok} 의 변화에 따른 안정한계 속도의 변화를 도시하고 있다. 이에 따르면 감쇠계수의 미소한 증가 만으로도 안정한계 영역의 확장이 가능함을 검증할 수 있으며 자기 베어링에 의한 감쇠계수의 증가가 1% 이상인 경우에는 안정한계 속도의 증가 경향이 최고점을 보인다. 그러나 자기 베어링의 안정적인 작동을 보장받는 미분 이득의 한계가 존재하므로 자기 베어링을 이용한 감쇠비의 큰 증가는 기대할 수 없다.

이상의 해석결과에 따르면 동수압 베어링과 자기 베어링이 결합된 하이브리드 베어링은 동수압 베어링이 장착된 회전축 계의 허수부 고유진동수를 크게 변화시키지 않고 안정한계 영역을 확장시킬 수 있음을

알 수 있다. 자기 베어링 제어기의 비례이득 및 미분이득의 변화는 각각 하이브리드 베어링의 강성 및 감쇠계수를 증가시킬 수 있으나 제어기의 대역폭과 작동기의 자기력 포화 현상등에 기인하여 증가량의 한계가 존재한다. 그리고, 이러한 자기 베어링의 작동한계 이내에서 제어기의 이득의 변화에 따른 하이브리드 베어링의 강성 및 감쇠계수 증가는 안정영역을 증가시킬 수 있음을 알 수 있었다.

6. 결 론

본 논문에서는 동수압 저어널 베어링에 자기 베어링이 장착된 하이브리드 베어링 축계의 안정성 향상에 관하여 고찰하였다. 사용된 수치해석 방법은 유효한 소범에 의한 HQR 방법이고 고유치 계산을 통하여 안정성 판별을 하였다. 동수압저어널 베어링과 자기

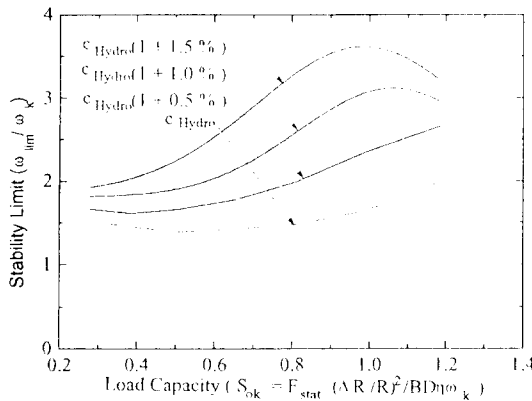


Fig. 9. Stability limit increment w.r.t. variation of stiffness

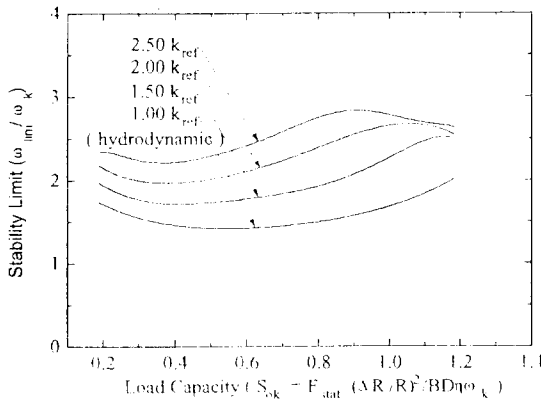


Fig. 10. Stability limit increment w.r.t. variation of stiffness

베어링을 결합한 하이브리드 베어링을 동수압 베어링이 장착된 회전축 계에 대체하여 사용한 경우, 계의 고유치 허수부를 크게 변화시키지 않고 안정 한계 속도를 증가시킬 수 있다. 자기 베어링 제어기 이득 변화를 통하여 하이브리드 베어링의 강성 및 감쇠계수를 변화시킬 수 있으며, 이에 따른 하이브리드 베어링의 강성 및 감쇠계수의 변화는 전체계의 안정성을 향상시킴을 확인하였다.

7. 후 기

이 논문은 1992년 교육부 지원 학술진흥재단의 자유 공모 과제 학술 연구 조성비에 의하여 연구 되었으며 이에 감사 드리는 바이다.

기호 및 약어 설명

- $C_{xx,h}, C_{xy,h}$: 하이브리드 베어링의 감쇠계수
- $C_{yx,h}, C_{yy,h}$: 하이브리드 베어링의 감쇠계수
- $K_{xx,h}, K_{xy,h}$: 하이브리드 베어링의 강성계수
- $K_{yx,h}, K_{yy,h}$: 하이브리드 베어링의 강성계수
- K_{eq}, C_{eq} : 자기 베어링의 등가 강성, 등가 감쇠계수
- K_{ref} : 축계의 기준강성
- P : 유막 압력
- $\gamma_{ik}^*, \beta_{ik}^*$: 동수압 제어널 베어링의 무차원 강성 감쇠 계수
- K_{eq}, C_{eq} : 자기 베어링의 등가 강성, 등가 감쇠 계수
- $\bar{\Pi}_x, \bar{\Pi}_y$: 동수압 제어널 베어링의 수평 반력, 수직 반력

참 고 문 헌

1. O. Pinkus, B. Sternlicht, "Theory of Hydrodynamic Lubrication", McGraw-Hill, New York, 1961.
2. J. Glienicke, D.-C. Han, M. Leonhard, "Practical Determination and use of Bearing Dynamic Coefficients", TRIBOLOGY international, Dec. 1980.
3. C.R. Burrows, M.N. Sahinkaya, S. Clements, 'Electromagnetic Control of Oil-Film Supported Rotors Using Sparse Measurements', Trans. ASME, J. of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design, Vol. 110, July, 1988.
4. Inbae Chang, Dongchul Han, "A Performance of PID Controlled Magnetic Bearing of a Rotor System", Proceedings of Korea-U.S. Vibration Engineering Seminar, pp 243-257, March, 1993.
5. F.J. Keith, R.D. Williams, P.E. Allaire, "Digital Control System Design for Active Magnetic Bearings", Report No. UVA/643092 /MAE88/375. Univ. of Virginia, May, 1988.
6. H. D. Nelson, J. M. McVaugh, "The Dynamics of Rotor-Bearing Systems Using Finite Elements", Transactions of the ASME, Journal of Engineering for Industry pp.593-600, May 1976.
7. 홍장표, "축방향 하중과 토오르크를 고려한 회전축의 휨 진동해석", 공학박사학위논문, 서울대학교, 1990.