

동압 베어링의 비례 및 미분 제어

노병후 · 김경웅[†]

한국과학기술원 기계공학과

Proportional and Derivative Control of Hydrodynamic Journal Bearings

Byoung-Hoo Rho and Kyung-Woong Kim[†]

Department of Mechanical Engineering, KAIST

Abstract – The paper presents the stability characteristics of a rotor-bearing system supported by actively controlled hydrodynamic journal bearing. The proportional and derivative controls including coupled motion are adopted for the control algorithm to control the hydrodynamic journal bearing with a circumferentially groove. Also, the cavitation algorithm implementing the Jakobsson-Floberg-Olsson boundary condition is adopted to predict cavitation regions in the fluid film more accurately than a conventional analysis which uses the Reynolds condition. The stability characteristics of a rotor-bearing system supported by actively controlled hydrodynamic journal bearing are investigated for various control gains with the Routh-Hurwitz criteria using the linear dynamic coefficients which are obtained from the perturbation method. It is found that the speed at onset of the instability is increased for both proportional and derivative control of the bearing. It is also found that the proportional and derivative control of the coupled motion is more effective than that of the uncoupled motion.

Key words – active control, hydrodynamic journal bearing, motion control, stability, whirl instability.

1. 서 론

산업 기술의 발달로 발전기, 압축기 및 터빈 등과 같은 회전 기계들이 대형화 및 고속화 되고 있다. 그러나 이러한 회전 기계를 지지하는 베어링은 “휨 불안정성”이라는 불안정 현상이 존재하며, 이 불안정 현상의 개시 속도가 축-베어링 시스템의 고속화에 대한 걸림돌로 작용하고 있다. 축-베어링 시스템의 축 진동과 불안정 현상을 억제하기 위한 많은 연구들이 수행되었다. 특히 텀팅 패드 또는 플로팅 링 그리고 비진원형 베어링 등은 진원형 베어링에 비하여 보다 효율적이며, 시스템의 운전 영역을 확장시킬 수 있다[1-3]. Burrows[4] 등은 회전 기계의 불균형 질량에 의한 축 진동을 억제하기 위한 수단으로서 공급구에서의 공급 압력을 능동 제어

하였다. Hathout[5] 등은 축의 진동을 능동 제어하기 위하여 하이브리드 스퀴즈 필름 댐퍼를 이용한 능동 제어에 대하여 연구하였다. 그러나 이러한 형식들은 진원형 베어링에 비하여 성능이 우수하나 설계가 복잡하고 제작 비용이 많이 드는 단점을 가지고 있다. Lee[6] 등은 외부 가압 공기 베어링으로 지지된 회전축 시스템에 대하여 축의 움직임에 대하여 베어링 중심의 위치를 능동 제어함으로써 시스템의 안정성이 향상된다고 보고하였다. 그러나 유체 윤활 베어링으로 지지 되는 회전 기계들은 대부분 동압 베어링을 사용하고 있으며 동압 베어링으로 지지 되는 회전 기계의 안정성 향상을 위한 보다 효과적인 방법이 요구되고 있다.

따라서 본 연구에서는 능동 제어되는 유체 윤활 베어링으로 지지 되는 축-베어링 시스템에 대한 안정성에 대하여 연구하였다. 베어링의 능동 제어 알고리즘으로서 축 중심의 움직임에 대하여 베어링 중심의 위치가

[†]주저자 · 책임저자 : taeho@kaist.ac.kr

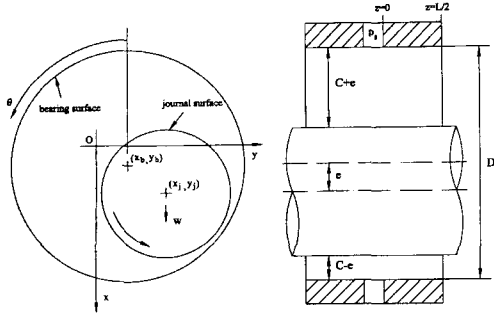


Fig. 1. Coordinate system and circumferential grooved journal bearing.

제어되는 연성 성분을 포함하는 비례 및 미분 제어를 채택하였다. 또한 베어링 내 윤활 막에서의 성능 해석을 어렵게 하는 공동 현상을 보다 정확하게 예측하기 위하여 Elrod 알고리즘을 이용하여 해석하였다.

2. 이론해석

2-1. 지배방정식

원주방향 급유흡 베어링의 좌표계를 Fig. 1에 나타내었다. 정적평형위치에서의 베어링 중심이 좌표 원점에 해당된다. 본 연구에서 채택한 원주방향 급유흡은 급유구 설계가 용이하지 않는 경우에 일반적으로 많이 채택되고 있는 형식이다.

축과 베어링은 진원형이며 강체이다. 그리고 급유 흡에서는 일정한 공급 압력의 윤활제로 꽉 채워져 있다고 가정하였다. 유체의 압축성 효과를 고려한 2차원 층류 상태의 비정상상태 유니버설 레이놀즈 방정식은 다음과 같다[7].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\theta h) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\beta g_s h^3}{12\mu} \frac{\partial \theta}{\partial x} - \frac{\theta h V_x}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\beta g_s h^3}{12\mu} \frac{\partial \theta}{\partial z} - \frac{\theta h V_z}{2} \right) \quad (1)$$

여기서 g_s 는 스위치 함수로서 공동영역에서는 0의 값을 갖고, 완전유막영역에서는 1의 값을 갖는다. 그리고 β 는 유체의 체적탄성계수, μ 는 윤활제의 점성 계수, V_x 와 V_z 는 x 와 z 방향에 대한 저널 면의 선속도이다. 또한 유막두께 h 와 유막함유율 θ 는 다음과 같다.

$$h = C + (x_j - x_b)\cos\theta + (y_j - y_b)\sin\theta \quad (2)$$

$$\theta = \rho/\rho_c \quad (3)$$

여기서 C 는 베어링 간극이며, x_j, y_j 와 x_b, y_b 는 저널과 베어링 중심의 좌표이다. 그리고 ρ 는 윤활제의 밀도이며, ρ_c 는 공동 압력에서의 윤활제 밀도로서 상수 값을 갖는다. 추가적으로, 완전유막영역에서의 압력은 유체의 체적탄성계수와 유막함유율을 이용하여 다음과 같이 표현된다[8].

$$p = p_c + \beta(\theta - 1) \quad (4)$$

여기서 p_c 는 윤활제의 공동에서의 압력으로 상수 값을 갖고, 본 연구에서는 대기압(절대압력 0)으로 취하였다. 압력에 대한 경계조건은 기하학적 형상과 급유 조건 그리고 주기조건에 의하여 결정되며 다음과 같다.

$$p = p_s \quad \text{급유 흡에서} \quad (5a)$$

$$p = 0 \quad \text{축방향 끝단에서} \quad (5b)$$

$$p(\theta, z) = p(2\pi + \theta, z) \quad \text{주기성} \quad (5c)$$

여기서 p_s 는 급유 흡으로 공급되는 윤활제의 공급 압력이다. 식 (1)을 수치 해석하기 위하여 Elrod 알고리즘을 적용하였으며, 유한차분법을 이용한 직접해법으로 구현하였다. 대칭성을 이용하여 베어링의 축 방향 반쪽 면에 대해서 수치 해석하였으며, 사용한 격자 수는 등간격으로 원주방향 및 축방향에 대해서 각각 121개와 15개로 분할하였다.

2-2. 운동방정식

능동 제어 베어링은 시스템의 정적평형위치로부터의 축 중심의 변위 및 속도에 대하여 베어링 중심이 다음과 같이 제어되도록 하였다.

$$\begin{Bmatrix} \Delta x_b \\ \Delta y_b \end{Bmatrix} = - \begin{Bmatrix} P_{xx} & P_{xy} \\ P_{yx} & P_{yy} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x_j \\ \Delta y_j \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} D_{xx} & D_{xy} \\ D_{yx} & D_{yy} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\Delta x}_j \\ \dot{\Delta y}_j \end{Bmatrix} \quad (6)$$

여기서 $\Delta x_j, \Delta y_j$ 와 $\Delta x_b, \Delta y_b$ 는 정적평형위치로부터의 축 중심과 베어링 중심의 변위이다. 그리고 P_{ij} 와 D_{ij} 는 각각 베어링의 비례 및 미분 제어 계인이다. 여기서 P_{xx}, P_{yy} 와 D_{xx}, D_{yy} 는 비연성 성분의 제어 계인이며, P_{xy}, P_{yx} 와 D_{xy}, D_{yx} 는 연성 성분의 제어 계인이다. 시스템의 정적평형위치 근방에서의 미소 진동에 대하여 베어링 내 유막에서 발생하는 유막 반력은 선형화 이론에 의하여 근사화 시킬 수 있으며, 베어링의 선형화된 모델 계수인 강성과 감쇠 계수는 Lund[9]가 제안한 섭동법을 이용하여 구하였다. 이 선형화 계수들을 이용하여 축-베어링 시스템의 운동방정식을 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \ddot{x}_j \\ \Delta \ddot{y}_j \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \dot{x}_j - \Delta \dot{x}_b \\ \Delta \dot{y}_j - \Delta \dot{y}_b \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x_j - \Delta x_b \\ \Delta y_j - \Delta y_b \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \end{Bmatrix} \quad (7)$$

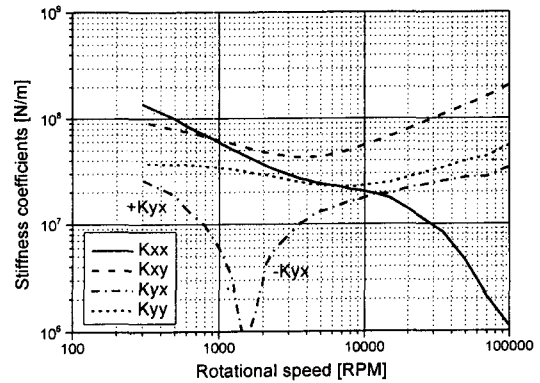
여기서 m 은 축 질량이며, f_x 와 f_y 는 축에 작용하는 x 와 y 방향으로의 외력이다. 그리고 c_{ij} 와 k_{ij} 는 베어링의 선형화된 감쇠와 강성 계수이다. 식 (6)과 식 (7)로부터 시스템의 특성방정식을 얻을 수 있으며 Routh-Hurwitz 안정성 판별법을 이용하여 시스템의 안정한계속도와 휠비를 계산하였다. 휠비는 저널의 선회 속도에 대한 축 중심의 휠 속도 비이다.

3. 결과 및 고찰

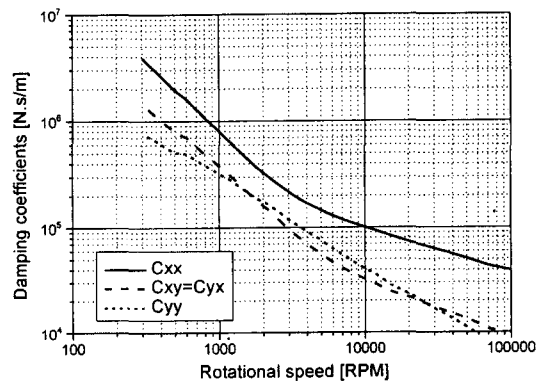
주어진 외부 하중과 속도에 대하여 베어링 내 유막에서 발생하는 유막 반력이 외부 하중과 같게 되는 저널 중심의 정적평형위치를 2차원 Newton-Raphson법을 이용하여 구하였다. 이 위치로부터 섭동법을 이용하여 베어링의 선형화된 동특성 계수인 강성과 감쇠 계수를 구하였다. 이의 선형화 모델 계수를 이용하여 시스템의 특성방정식을 구하였으며, 이 특성방정식으로부터 Routh-Hurwitz 안정성 판별법을 이용하여 시스템의 안정성을 판별하였다.

본 해석에서 사용한 베어링 사양 및 윤활유의 물성치를 Table 1에 나타내었다. 축 회전속도에 대한 베어링의 강성과 감쇠 계수를 Fig. 2에 나타내었다. 이 시스템의 안정한계속도는 6670 rpm이며 안정한계속도에서의 휠비는 0.551이다.

각각의 비례 제어 게인이 시스템의 안정성에 미치는 영향을 Fig. 3에 나타내었다. 이는 비례 제어 게인 한 값을 제외하고는 모두 0인 경우의 해석 결과이다. 비연성 성분의 제어 게인 P_x 와 P_y 의 경우, 제어 게인이 증가할수록 불안정 개시속도는 거의 선형적으로 증가하며 P_x 보다는 P_y 에 의한 효과가 더욱 크다. 비례 제



(a) Stiffness coefficients



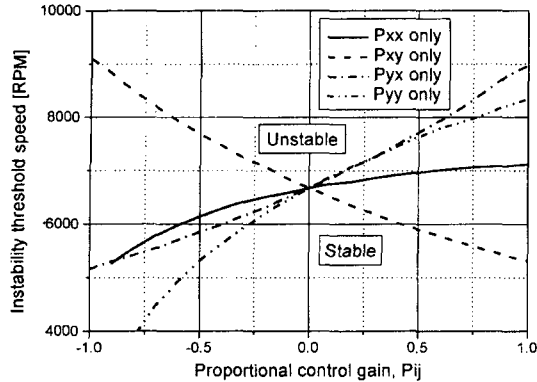
(b) Damping coefficients

Fig. 2. Stiffness and damping coefficients of the bearing.

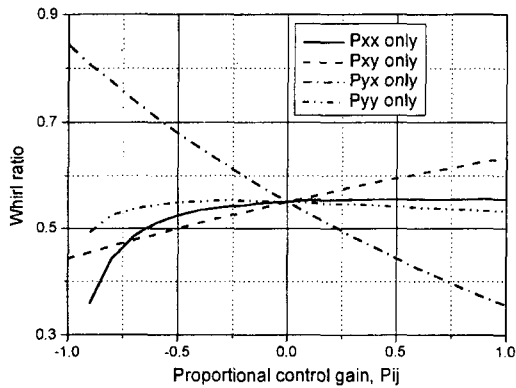
어 게인 P_{yy} 는 베어링의 강성 k_{yy} 성분과 감쇠 c_{yy} 성분을 크게 해 주는 효과를 나타내는데, 이는 불안정이 발생되는 운전 조건에서 베어링의 감쇠 c_{xx} 가 c_{yy} 보다 크기 때문에 결국 비연성 성분의 감쇠 곱을 더욱 크게 해주어, 같은 게인의 P_x 보다는 시스템의 안정성을 더욱 크게 향상시키고 있는 것으로 판단된다. 연성 성분의 제어 게인 P_y 는 음수의 값으로 제어할 때, 시스템의 불안정 개시속도가 증가된다. 이는 시스템의 안정성을 좌우하는 k_{xx} 가 음수의 값을 갖기 때문인 것으로 판단된다. 또한 연성 성분의 제어 게인 $-P_{xy}$ 와 $+P_{yx}$ 는 비연성 성분의 제어 게인 $+P_x$ 와 $+P_y$ 보다 동일 크기의 제어 게인에 대하여 시스템의 불안정 개시속도를 더욱 증가시키고 있다. 시스템의 안정성을 향상시키는 각 성분의 제어 게인에 대하여, $+P_x$ 와 $+P_y$ 에 대한 휠비 변화는 거의 없으나 $-P_{xy}$ 와 $+P_{yx}$ 의 경우 휠비는 제어 게인의 증가에 따라 거의 선형적으로 감소한다.

Table 1. Properties of the lubricant

Applied load	$W = 981.0$ (N)
Diameter and L/D	$D = 80$ (mm), $L/D = 0.5$
Clearance	$C = D/1000$
Dimensionless supply pressure	$P_s = p_s LD/W = 0.5$
Fluid bulk modulus	$\beta = 1.0 \times 10^8$ (Pa)
Oil viscosity	$\mu = 0.0290$ (Pa·sec)



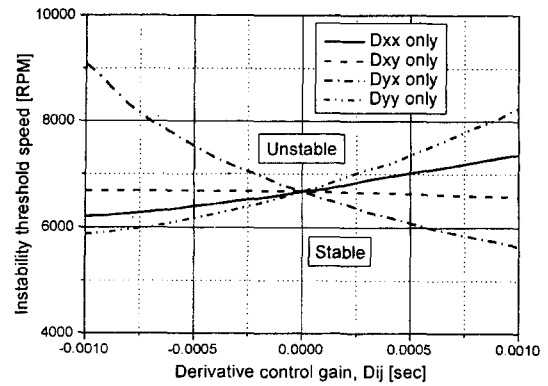
(a) Instability threshold speed



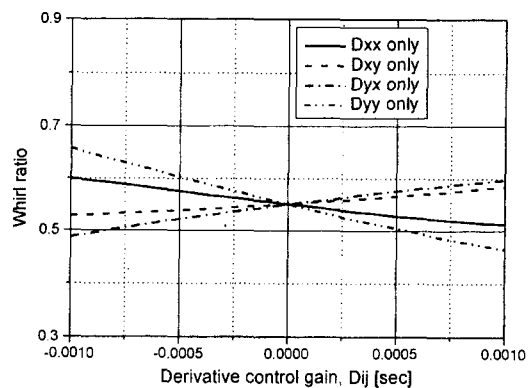
(b) Whirl ratio

Fig. 3. Stability characteristics of the proportional control.

각각의 미분 제어 게인이 시스템의 안정성에 미치는 영향을 Fig. 4에 나타내었다. 이는 미분 제어 게인 한 값을 제외하고는 모두 0인 경우의 해석 결과이다. 비연성 성분의 제어 게인 D_{xx} 와 D_{yy} 의 경우, 미분 제어 게인의 증가에 따라서 시스템의 불안정 개시속도는 증가하며, D_{xx} 보다는 D_{yy} 의 경우에 보다 효과가 크다. 이는 앞서 비례 제어 게인에 의한 효과와 마찬가지로 불안정 현상이 발생하는 운전 조건에서 베어링의 감쇠 c_{xx} 가 c_{yy} 보다 크기 때문에, 미분 제어 게인 D_{xx} 보다는 D_{yy} 가 베어링 감쇠부의 비연성 성분의 곱을 더욱 크게 하여 시스템의 불안정 개시속도를 더욱 증가시키는 것으로 판단된다. 연성 성분의 제어 게인 D_{xy} 와 D_{yx} 의 경우, 음수의 값으로 제어할 때 시스템의 불안정 개시속도가 증가되나, $-D_{yx}$ 에 의한 효과는 $-D_{xy}$ 에 비해 매우 작다. 그러나 연성 성분인 $-D_{xx}$ 의 경우는 비연성 성분인 $+D_{xx}$ 와 $+D_{yy}$ 보다 동일 크기의 제어 게인에 대하여 시스템의 불안정 개시속도를 가장 크게 증가시키고



(a) Instability threshold speed

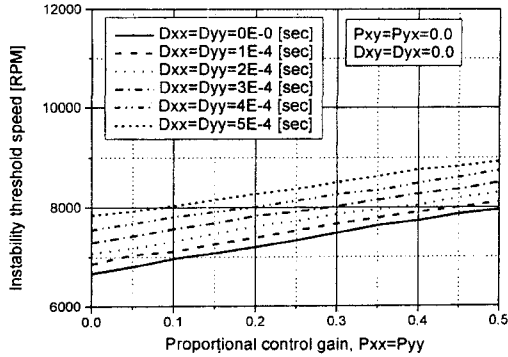


(b) Whirl ratio

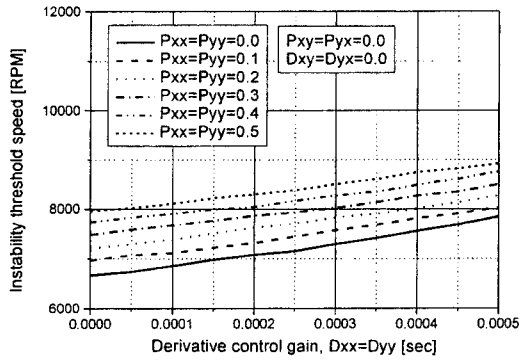
Fig. 4. Stability characteristics of the derivative control.

있음을 알 수 있다. 시스템의 안정성이 향상되는 $+D_{xx}$, $+D_{yy}$, $-D_{xy}$ 와 $-D_{yx}$ 에 대하여, 제어 게인 증가에 따라 불안정 개시속도에서의 율비는 선형적으로 감소한다.

비연성 성분들의 비례-미분 제어에 따른 불안정 개시속도의 변화를 Fig. 5에 나타내었으며 Fig. 6은 불안정 개시속도에서의 율비를 보여주고 있다. 연성 성분의 제어 게인 P_{xy} , P_{yx} 와 D_{xy} , D_{yx} 는 모두 0이며, 비연성 성분의 비례 제어 게인 P_{xx} 는 P_{yy} 와 같고 비연성 성분의 미분 제어 게인 D_{xx} 는 D_{yy} 와 같은 값을 갖는 경우의 비례-미분 제어 결과이다. 비연성 성분의 비례 제어 게인 P_{xx} 와 P_{yy} 를 동시에 제어하는 경우에 제어 게인 0.5에 대하여 시스템의 불안정 개시속도는 약 7950 rpm이다. 앞서 Fig. 3의 해석 결과에 의하면 단일 성분의 비례 제어 게인 P_{xx} 와 P_{yy} 에 의한 불안정 개시속도는 제어 게인이 0.5인 경우에 시스템의 불안정 개시속도가 각각 6960 rpm과 7630 rpm이다. 결과적으로 비연성 성분들에 의한 시스템의 안정성 향상은



(a) PD control for various derivative control gains

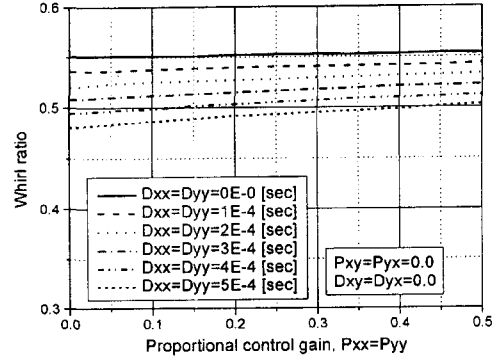


(b) PD control for various proportional control gains

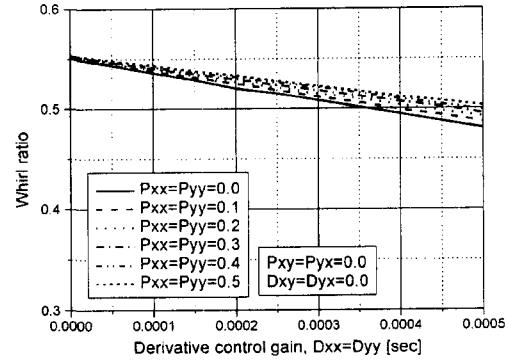
Fig. 5. Instability threshold speed for PD control of the uncoupled control gains.

P_{xx} 에 의한 효과와 P_{yy} 에 의한 효과가 함께 나타나 시스템의 안정성을 더욱 크게 향상시키고 있음을 알 수 있다. 비연성 성분의 미분 제어 게인 D_{xx} 와 D_{yy} 를 동시에 제어하는 경우에도 비례 제어 동작과 마찬가지로 D_{xx} 에 의한 효과와 D_{yy} 에 의한 효과가 함께 나타나 비연성 성분들에 대한 단일 성분의 미분 제어 동작보다 시스템의 안정성을 더욱 크게 향상시키고 있음을 알 수 있다. 비연성 성분들의 비례-미분 제어 동작은 제어 게인이 증가할수록 시스템의 불안정 개시속도는 거의 선형적으로 증가한다. 고정된 비례 제어 게인에 대하여 미분 제어 게인을 증가시키면 율비는 감소하나, 고정된 미분 제어 게인에 대하여 비례 제어 게인을 증가시키면 율비는 증가한다.

연성 성분들의 비례-미분 제어에 따른 불안정 개시속도의 변화를 Fig. 7에 나타내었으며 Fig. 8은 불안정 개시속도에서의 율비를 보여주고 있다. 비연성 성분의 제어 게인 P_{xx} , P_{yy} , D_{xx} 와 D_{yy} 는 모두 0이며, 연성 성분의 비례 제어 게인 $-P_{yy}$ 는 $+P_{xx}$ 와 같고 연성 성분



(a) PD control for various derivative control gains

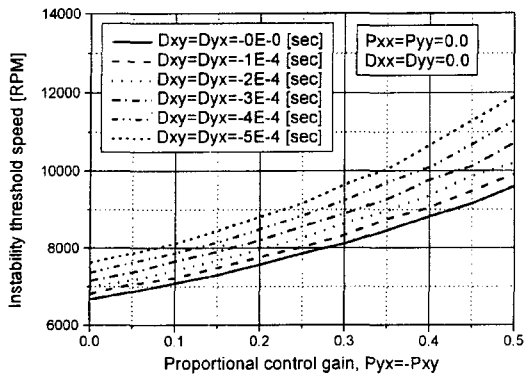


(b) PD control for various proportional control gains

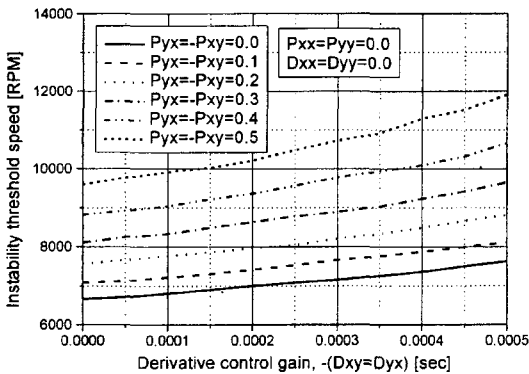
Fig. 6. Whirl ratio for PD control of the uncoupled control gains.

의 미분 제어 게인 $-D_{yy}$ 는 $-D_{xx}$ 와 같은 값을 갖는 경우의 비례-미분 제어 결과이다. 이는 각각의 연성 성분이 시스템의 안정성을 향상시키는 경우에 해당된다. 이 경우 시스템의 불안정 개시속도는 각각의 제어 동작에 의한 향상 효과들이 함께 나타나 시스템의 불안정 개시속도를 더욱 증가시키고 있으며, 특히 연성 성분들의 비례-미분 제어 동작은 비연성 성분들의 비례-미분 제어 동작보다 시스템의 불안정 개시속도를 더욱 크게 증가시키고 있다. 이는 연성 성분의 제어 게인인 $-P_{yy}$, $+P_{xx}$ 와 $-D_{xx}$ 가 비연성 성분의 제어 게인인 $+P_{xx}$, $+P_{yy}$, $+D_{xx}$, $+D_{yy}$ 에 의한 효과보다 크기 때문인 것으로 판단된다. 연성 성분들에 의한 비례-미분 제어 동작은 제어 게인을 증가시킬수록 2차원 함수로 시스템의 불안정 개시속도를 증가시킨다.

각 네 개의 비례 및 미분 제어 동작 모두를 포함하는 비례-미분 제어시의 불안정 개시속도를 Fig. 9에 나타내었으며 Fig. 10은 불안정 개시속도에서의 율비를 보여주고 있다. 이 경우 각 제어 게인은 시스템의 불



(a) PD control for various derivative control gains



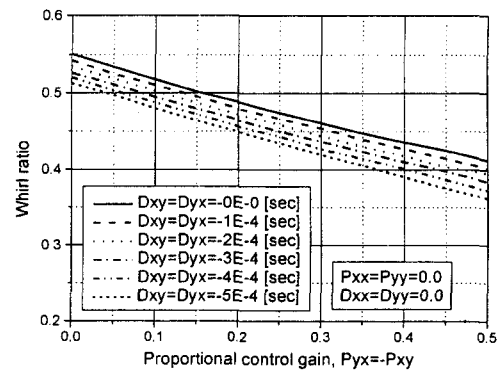
(b) PD control for various proportional control gains

Fig. 7. Instability threshold speed for PD control of the coupled control gains.

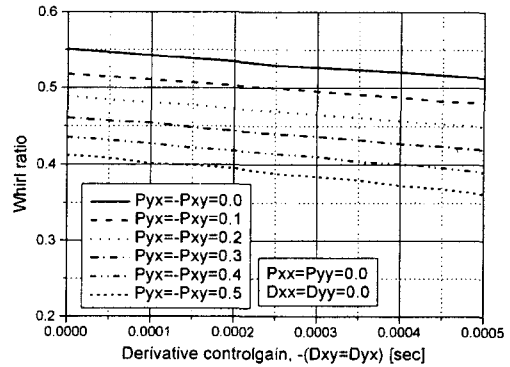
안정 개시속도를 증가시키는 조건으로 취하였다. 즉, 비례 제어 게인 $+P_{xx}$, $-P_{yy}$, $+P_{yx}$ 와 $+P_{xy}$ 는 같은 값을 갖으며 미분 제어 게인 $+D_{xx}$, $-D_{yy}$, $-D_{yx}$ 와 $+D_{xy}$ 는 같은 값을 갖는 경우의 해석 결과이다. 각 네 개의 비례 및 미분 제어 동작에 의하여 시스템의 불안정 개시 속도는 더욱 증가되며, 제어되지 않는 시스템에서의 불안정 개시 속도보다 두 배 이상으로 시스템의 안정성을 향상시킬 수 있음을 보여주고 있다.

4. 결 론

능동 제어 베어링으로 지지된 축-베어링 시스템의 안정성에 대하여 연구하였다. 축 중심의 변위에 대하여 베어링 중심의 위치가 제어되는 능동 제어 베어링의 제어 알고리즘으로 연성 성분을 포함하는 비례 및 미분 제어 동작이 채택되었으며, 베어링 내 유막에서 발생하는 공동 현상을 정확하게 예측하기 위하여 케비테



(a) PD control for various derivative control gains



(b) PD control for various proportional control gains

Fig. 8. Whirl ratio for PD control of the coupled control gains.

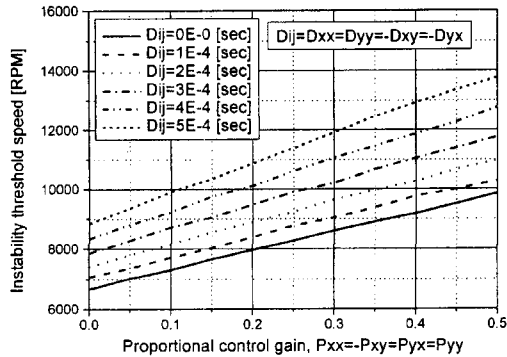
이션 알고리즘을 적용하여 수치적으로 해석하였다. 해석 결과 다음의 결론을 얻었다.

첫째, 축 중심의 변위에 대하여 베어링 중심의 위치가 제어되는 능동 제어 베어링에 의하여 축-베어링 시스템의 휠 불안정 현상을 효과적으로 억제시킬 수 있다.

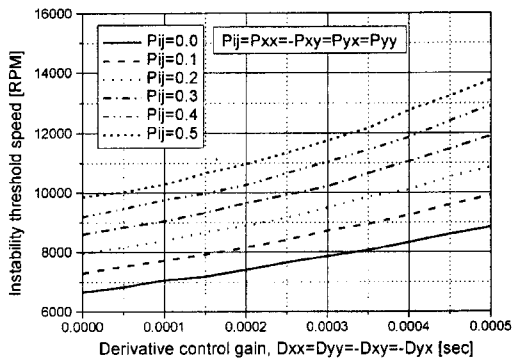
둘째, 비례 제어의 경우 비연성 성분 $+P_{xx}$, $+P_{yy}$ 와 연성 성분 $-P_{yy}$, $+P_{xx}$ 에 의하여 시스템의 불안정 개시 속도는 증가되며, 연성 성분에 의한 비례 제어는 비연성 성분에 의한 비례 제어보다 시스템의 안정성을 더욱 크게 향상시킨다.

셋째, 미분 제어의 경우 비연성 성분 $+D_{xx}$, $+D_{yy}$ 와 연성 성분 $-D_{yy}$, $-D_{xx}$ 에 의하여 시스템의 불안정 개시 속도는 증가되며, 연성 성분의 $-D_{xx}$ 에 의한 미분 제어 동작이 시스템의 안정성을 가장 크게 향상시킨다.

넷째, 안정성 향상을 위하여 각각의 비례 및 미분 제어 동작을 조합한 비례-미분 제어가 가장 효과적이며, 이 경우 시스템의 불안정 개시 속도를 두 배 이상



(a) PD control for various derivative control gains



(b) PD control for various proportional control gains

Fig. 9. Instability threshold speed of the proportional and derivative control.

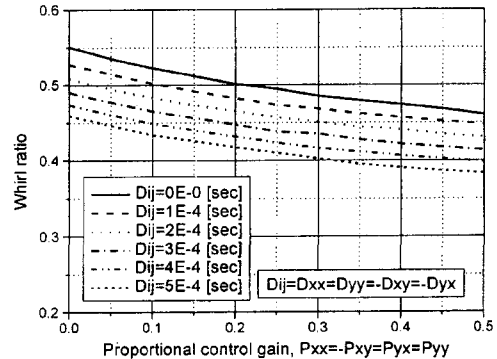
으로 증가시킬 수 있다.

후 기

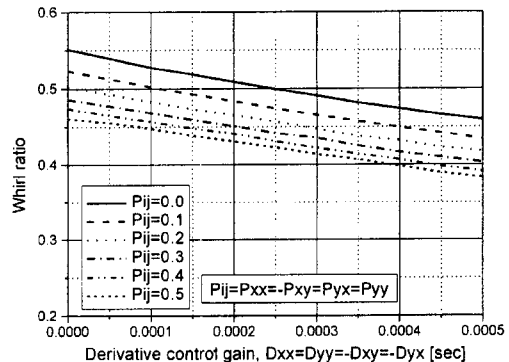
이 논문은 과학기술정책연구원(STEPI) 국제공동연구사업(98-I-03-030)의 지원을 받아 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- Adams, M. L. and Payandeh, S., "Self-Excited Vibration of Statically Unloaded Pads in Tilting-Pad Journal Bearings," ASME J. of Lubr. Tech., Vol. 105, pp. 377-384, 1983.
- Cheong, Y. M. and Kim, K. W., "An Analysis of the Circumferentially Grooved Floating Ring Journal Bearing Considering the Variation of Cavitation Region," JSME International Journal, Vol. 37, No. 4, pp. 804-811, 1994.
- Vaidyanathan, K. and Keith, T. G., "Numerical Pre-



(a) PD control for various derivative control gains



(b) PD control for various proportional control gains

Fig. 10. Whirl ratio of the proportional and derivative control.

diction of Cavitation in Noncircular Journal Bearings," STLE Tribology Transactions, Vol. 32, No. 2, pp. 215-224, 1989.

- Burrows, C. R., Sahinkaya, M. N. and Turkay, O. S., "An Adaptive Squeeze Film Bearing," ASME, 83-Lub-23, 1983.
- Hathout, J. P., El-Shafei, A. and Youssef, R., "Active Control of Multi-Mode Rotor-Bearing Systems Using HSFDS," ASME J. of Tribology, Vol. 119, pp. 49-56, 1997.
- Lee, J. B. and Kim, K. W., "A Study on Stability Characteristics of Actively Controlled Externally Pressurized Air Journal Bearings," JSME International Journal, Series C, Vol. 42, No. 2, pp. 427-434, 1999.
- Vijayaraghavan, D. and Keith, T. G., "Effect of Cavitation on the Performance of a Grooved Misaligned Journal Bearing," Wear, Vol. 134, pp. 377-397, 1989.
- Elrod, H. G., "A Cavitation Algorithm," ASME J. of Lubr. Tech., Vol. 103, No. 3, pp. 350-354, 1981.
- Lund, J. W., "Review of the Concept of Dynamic Coefficients for Fluid Film Journal Bearings," ASME J. of Tribology, Vol. 109, pp. 37-42, 1987.