

저널 베어링의 동기화된 선회 운동에 관한 연구

노병후* · 김경웅†

(2001년 2월 5일 접수, 2001년 6월 30일 심사완료)

A Study on Synchronously Whirling Motion of Hydrodynamic Journal Bearings

Byoung-Hoo Rho and Kyung-Woong Kim

Key Words : Hydrodynamic Bearing(동압 베어링), Stability(안정성), Whirl Instability(휨 불안정성), Unbalance Response(불균형 응답), Position Control(위치 제어)

Abstract

In this paper, a control algorithm which is synchronously exciting the bearing with whirl speed of rotor is employed to suppress the whirl instability and unbalance response of the rotor-bearing system. 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 with the Reynolds condition. The stabilities and unbalance responses of the rotor-bearing system are investigated for various control gains and phase differences between the bearing and journal motion. It is shown that the unbalance response of the system can be greatly improved by synchronous control of the bearing, and there is an optimum phase difference, which gives the minimum unbalance response of the system, for given operating condition. It is also found that the onset speed of the instability can be greatly increased by synchronous control of the bearing.

기호설명

- C : 베어링 간극
- c_{ij} : 베어링 감쇠 계수
- D : 베어링 직경
- e : 불균형 질량 편심
- f_{ux} : 불균형 질량에 의한 x 방향 가진력
- f_{uy} : 불균형 질량에 의한 y 방향 가진력
- g_s : 스위치 함수 또는 공동지수
- h : 유막 두께
- k_{ij} : 베어링 강성 계수
- L : 베어링 길이
- m : 저널 질량
- p : 유체 압력
- p_c : 유체의 공동 압력

- p_s : 유체의 공급 압력
- P_s : 무차원 공급 압력, $p_s LD/W$
- R_u : 불균형 응답
- ΔR_u^* : 무차원 불균형 응답, R_u/C
- t : 시간
- V_x : 저널 면 선속도(x 방향)
- W : 저널베어링의 정적 하중
- x, y, z : 좌표
- $\Delta x_b, \Delta y_b$: 베어링 중심의 x, y 방향 변위
- $\Delta x_j, \Delta y_j$: 저널 중심의 x, y 방향 변위
- α : 비례 제어 게인
- β : 유체의 체적탄성계수
- ϕ : 위상차
- μ : 유체의 점성계수
- θ : 각좌표
- θ_f : 유막함유율
- ρ : 유체의 밀도
- ρ_c : 공동 압력에서의 유체 밀도

* 회원, 한국과학기술원 기계공학과
 † 책임저자, 회원, 한국과학기술원 기계공학과
 E-mail : taeho@kaist.ac.kr
 TEL : (042)869-3215 FAX : (042)869-3210

1. 서론

2. 지배방정식

산업 기술의 발달로 터빈, 압축기, 발전기 등의 회전기계들이 고출력화를 위하여 점차 대형화되고 있으며 또한 고속화 되고있다. 그러나 회전기계를 지지하는 유체 윤활 동압 베어링은 “휠 불안정성”이라는 불안정 현상이 존재하며, 이 불안정 현상의 개시속도는 축-베어링 계의 작동 한계로 작용된다. 회전기계의 불균형 응답과 휠 불안정 현상을 억제하기 위하여 많은 연구가 수행되었다. 틸팅 패드, 플로팅 링 및 비진원형 베어링 등은 진원형 베어링에 비하여 보다 넓은 운전 영역에서 효과적으로 사용할 수 있다.⁽¹⁻³⁾ Hathout⁽⁴⁾ 등은 회전체의 진동을 능동 제어하기 위하여 하이브리드 스퀴즈 필름 댐퍼를 이용한 능동 제어에 대하여 연구하였다. 그러나 이러한 종류의 베어링들도 휠 불안정 현상이 존재하며, 따라서 휠 불안정 현상을 보다 효과적으로 억제하기 위한 방법이 요구되고 있다. 휠 불안정 현상이 베어링 내 유막에서 발생하는 반력의 우력 성분에 기인하는 것으로서, 베어링의 적절한 운동으로 인하여 이 우력 성분을 줄일 수 있다면 축-베어링 계의 안정성을 보다 효과적으로 높일 수 있을 것이다. Lee⁽⁵⁾ 등은 이러한 관점에서 외부 가압 공기 베어링의 능동 제어에 대하여 연구하였다.

본 논문에서는 정상 상태에 대한 저널 중심의 선회 운동과 같은 주파수로 베어링 중심이 위상차를 가지고 선회 운동하며, 베어링 중심의 위치가 저널 중심의 변위에 비례하도록 제어하는 알고리즘을 갖는 능동 제어 유체 윤활 베어링으로 지지된 축-베어링 계의 불균형 응답과 안정성 특성을 살펴보았다. 이의 특성 연구를 위하여 능동 제어 베어링의 비례 제어 개인과 위상차를 변화시켜 가면서 축-베어링 계의 불균형 응답과 안정성을 해석하였다.

원주방향 급유홈을 갖는 저널 베어링의 좌표계를 Fig. 1에 나타내었다. 베어링 내 유막에서 발생하는 공동 현상을 보다 정확하게 예측하기 위하여 유체의 압축성 효과를 고려하였으며, 베어링 내 유막 압력에 대한 지배방정식인 비정상상태 유니버설 레이놀즈 방정식은 다음과 같다.⁽⁶⁾

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

여기서 g_s 는 스위치 함수로서 공동 영역에서는 0의 값을 갖으며, 나머지 영역에서는 1의 값을 갖는다. 그리고 θ_f 는 유막함유율로서 다음과 같다.

$$\theta_f = \rho / \rho_c \tag{2}$$

여기서 ρ_c 는 공동 압력에서의 윤활제의 밀도이다. 그리고 완전유막영역에서의 압력은 유체의 체적탄성계수를 사용하여 다음과 같이 정의된다.⁽⁷⁾

$$p = p_c + \beta (\theta_f - 1) \tag{3}$$

여기서 p_c 는 공동 압력이며, 본 연구에서는 절대 압력으로 영의 값을 취하였다. 베어링 내 유막에서 발생하는 압력을 계산하기 위하여 사용된 압력 경계조건은 다음과 같다.

급유 홈에서 : $p=p_s$ (4a)

축방향 끝단에서 : $p=0$ (4b)

압력의 주기성 : $p(\theta, z) = p(\theta + 2\pi, z)$ (4c)

여기서 p_s 는 베어링의 원주방향 급유홈으로 공급되는 윤활제의 공급 압력이다. 식 (1)을 해석하기 위하여 Elrod 알고리즘을 사용하였으며, 가우스 소거법을 이용한 유한차분법으로 수치해석하였다. 베어링의 축 방향 대칭성을 이용하여 베어링의 축 방향 반쪽 면에 대하여 원주방향 및 축 방향으로 각각 127개와 17개의 등간격으로 격자를 분할하였다.

3. 운동방정식

본 연구에서는 축-베어링 계의 불균형 응답과

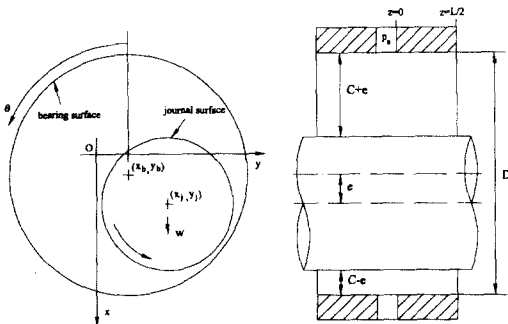


Fig. 1 Coordinate System

휠 불안정 현상을 억제하기 위하여, 정상 상태 저널 중심의 선회 운동과 같은 주파수로 베어링 중심이 선회 운동하며 베어링 중심이 축 중심의 변위에 비례하여 제어되는 알고리즘을 사용하였다. 이와 같이 베어링 중심이 저널 중심의 운동에 대하여 선회 운동하는 관계를 Fig. 2에 나타내었다. 그림에서의 좌표 원점이 정적평형상태에서의 베어링 중심에 대응되는 고정 좌표계이다. 이 때 베어링 중심은 저널 중심에 대하여 다음과 같이 제어되며, 본 연구에서는 이를 동기 제어라 하였다.

$$\begin{Bmatrix} \Delta x_b \\ \Delta y_b \end{Bmatrix} = \alpha \begin{bmatrix} \cos \phi & \sin \phi \\ -\sin \phi & \cos \phi \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x_j \\ \Delta y_j \end{Bmatrix} \quad (5)$$

여기서 $\Delta x_j, \Delta y_j$ 와 $\Delta x_b, \Delta y_b$ 는 정적평형상태에 대한 저널 중심과 베어링 중심의 변위이다. 그리고 ϕ 는 베어링 중심과 저널 중심이 이루는 위상차이며, α 는 저널 중심의 변위에 대한 베어링 중심의 변위 비를 나타내는 비례 계인이다.

축 중심의 정적평형위치 근방의 미소 진동에 대하여 베어링 내 유막에서 발생하는 유막력의 변화는 선형화 이론에 의하여 근사시킬 수 있다. 주어진 운전 조건의 정적평형위치에서 Lund⁽⁸⁾가 제안한 섭동법을 이용하여 베어링의 선형화된 동특성 계수들을 얻을 수 있으며, 이의 동특성 계수를 이용하여 축-베어링 계의 운동방정식을 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \ddot{x}_j \\ \Delta \ddot{y}_j \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \dot{x}_j - \Delta \dot{x}_b \\ \Delta \dot{y}_j - \Delta \dot{y}_b \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x_j - \Delta x_b \\ \Delta y_j - \Delta y_b \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_{ux} \\ f_{uy} \end{Bmatrix} \quad (6)$$

여기서 f_{ux} 와 f_{uy} 는 축의 불균형 질량에 의한 x 와 y 방향으로의 가진력이며, m 은 축의 질량이다. 그리고 c_{ij} 와 k_{ij} 는 섭동법에 의하여 구하여진 베어링의 감쇠와 강성 계수이다.

식 (5)를 식 (6)에 대입하여 계산하면, 시스템의 불균형 응답을 계산할 수 있으며, 선형화 안정성 이론에 의하여 시스템의 특성 방정식을 구할 수 있다. 정상상태의 불균형 응답은 타원형 궤적을 나타내며, 이 타원형 궤적의 장축 길이의 반을 불균형 응답의 크기로 계산하였다. 그리고 시스템의 특성 방정식으로부터 Routh-Hurwitz 안정성 판별 조건을 이용하여 시스템의 안정한계속도와 안정한계속도에서의 휠비를 계산하였다.⁽⁹⁾

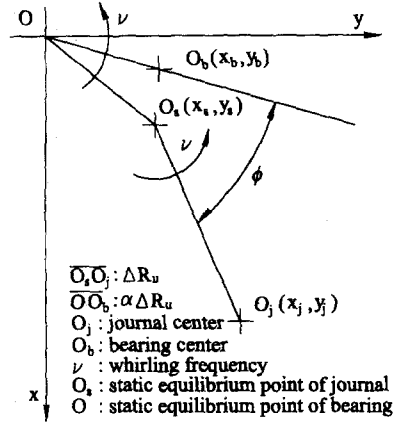


Fig. 2 Definition of the proportional control gain and phase difference

Table 1 Specification and parameter values

$W = 981.0$ (N)	$D = 80$ (mm)
$C = D/1000$ (mm)	$P_s = 0.5$
$L/D = 0.5$	$me = 80$ (mm.gr)
$\beta = 1.0 \times 10^8$ (Pa)	$\mu = 29$ (cp)

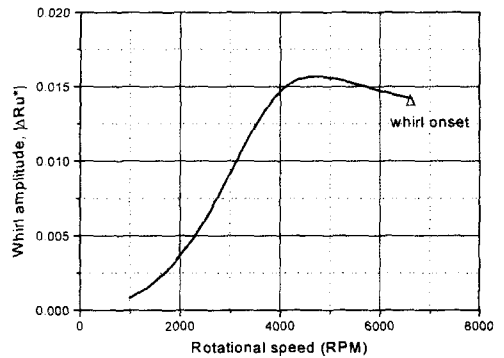
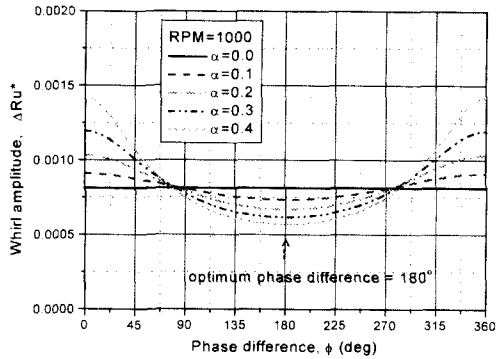


Fig. 3 Unbalance response of the system

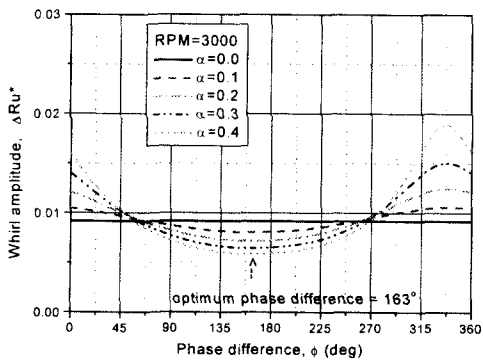
4. 결과 및 고찰

축-베어링 계의 사양과 주어진 운전 조건에 대하여 이차원 뉴턴-랩슨법을 이용하여, 하중 조건을 만족하는 축 중심의 정적평형위치를 계산하였다. 이 위치에서 섭동법을 이용하여 베어링의 선형화된 동특성 계수들을 구하였으며, 이로부터 시스템의 불균형 응답과 안정성 판별을 하였다. 본 해석에 사용한 베어링 사양과 윤활유 물성치 그리고 고 시스템 변수들을 Table 1에 나타내었다. 베어링

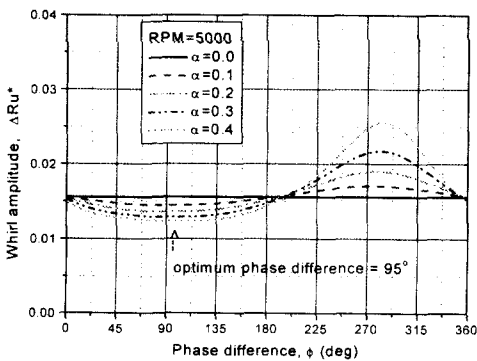
을 제어하지 않는 경우의 이 시스템의 불균형 응답을 Fig. 3에 나타내었으며, 안정한계속도는 6670 rpm이고 안정한계속도에서의 철비는 0.551이다.



(a) 1000 rpm



(b) 3000 rpm



(c) 5000 rpm

Fig. 4 Unbalance responses for various proportional control gain and phase difference

Fig. 4는 여러 가지 운전 속도에 대하여 능동 제어 베어링의 비례 제어 게인과 위상차 변화에 따른 시스템의 불균형 응답을 보여주고 있다. 불균형 응답은 비례 제어 게인과 위상차에 의하여 크게 영향을 받는다. 주어진 운전 조건에서 고정된 비례 제어 게인에 대하여 불균형 응답을 최소화하는 위상차가 존재하고 있으며, 불균형 응답을 최소화하는 위상차 근방에서는 비례 제어 게인이 증가할수록 불균형 응답은 감소한다.

Fig. 5는 주어진 운전 조건에서 불균형 응답을 최소화하는 위상차의 변화를 나타내고 있다. 이 최적 위상차는 회전 속도가 증가할수록 감소한다. 저속에서는 비례 제어 게인에 대한 최적 위상차의 변화는 거의 없으나, 회전 속도가 큰 영역에서는 비례 게인의 영향이 크게 나타난다. 고속에서는 비례 제어 게인이 증가할수록 최적위상차는 감소한다.

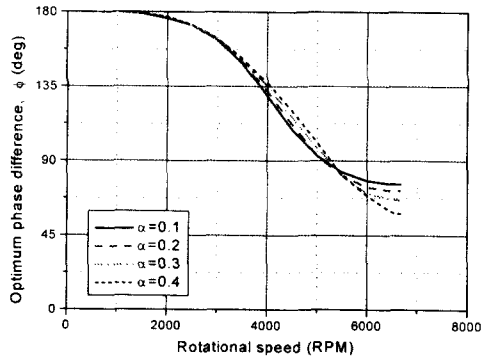


Fig. 5 Variation of optimum phase difference for various proportional control gain

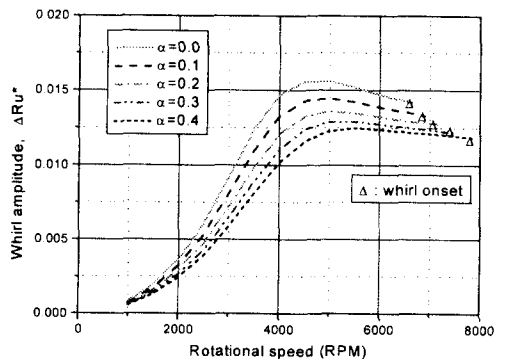


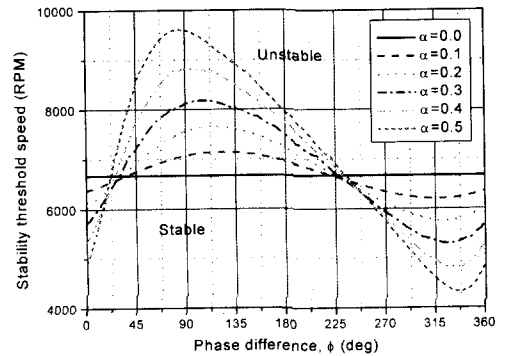
Fig. 6 Unbalance responses for various proportional control gain

Fig. 6 은 비례 제어 게인이 고정된 경우에 주어진 운전 조건에서 불균형 응답을 최소화하는 최적 위상차로 제어하는 경우의 불균형 응답을 보여주고 있다. 주어진 운전 조건에서 최적 위상차로 제어하는 경우에, 비례 제어 게인이 0.4 인 경우에 불균형 응답의 크기를 전체적으로 20~30 % 감소시키고 있음을 알 수 있다. 또한 시스템의 안정한 계속도도 더불어 증가하고 있음을 알 수 있다. 베어링을 최적 위상차로 동기 제어하는 경우에 불균형 응답의 최대값이 감소하고, 불균형 응답의 최대값이 나타나는 회전수가 증가하고 있다. 이는 베어링 중심을 저널 중심의 운동에 대하여 동기 되어 비례 제어하는 경우에 축-베어링 계의 강성과 감쇠를 동시에 향상시키고 있음을 간접적으로 확인할 수 있게 해 준다.

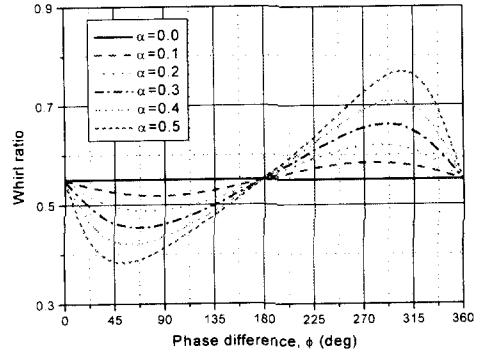
Fig. 7 은 베어링 중심을 저널 중심의 선회 운동에 동기되어 비례 제어하는 경우의 안정성 변화를 보여주고 있다. 안정한계속도는 비례 제어 게인과 위상차에 의하여 크게 영향을 받고 있음을 알 수 있다. 비례 제어 게인이 고정된 경우 시스템의 안정한계속도가 최대가 되는 위상차가 존재한다. 이 최적 위상차는 축의 회전 속도가 고정되어 있다 하더라도 비례 제어 게인에 영향을 받으며, 비례 제어 게인이 증가할수록 최적 위상차는 감소한다. 또한 안정한계속도에서의 휘비는 비례 제어 게인과 위상차에 대하여 크게 영향을 받는다. 위상차가 180° 이하에서는 제어되지 않는 경우에 비하여 휘비는 감소하나, 180° 이상에서는 증가한다. 그리고 180° 이하의 위상차에서는 비례 제어 게인이 증가할수록 휘비는 감소하나, 180° 이상의 위상차에서는 비례 제어 게인이 증가할수록 휘비는 증가한다. 그러나 안정한계속도가 최대가 되는 위상차로 제어하는 경우에 비례 제어 게인이 증가할수록 휘비는 감소하고 있다.

5. 결론

본 연구에서는 베어링 중심의 위치가 정상상태 저널 중심의 선회 운동과 동기 되어 비례 제어되는 능동 제어 유체 윤활 베어링으로 지지 되는 축-베어링 계에 대하여 불균형 응답과 안정성을 수치 해석을 통하여 알아보았다. 그리고 베어링 내 유막에서 발생하는 공동 현상에 대한 경계를 정확하게 예측하기 위하여 유량 연속을 만족하는 Elrod 알고리즘을 사용하여 베어링 내 유막에서의 압력을 계산하였다. 수치 해석 결과 다음의 결론을 얻었다.



(a) Stability threshold speed



(b) Whirl ratio

Fig. 7 Stability characteristics of synchronous controlled bearing

(1) 저널 중심의 정상상태 선회 운동과 동기되어 비례 제어되는 능동 제어 유체 윤활 베어링에 의하여 축-베어링 계의 불균형 응답과 휘 불안정 현상을 효과적으로 개선시킬 수 있음을 확인하였다.

(2) 불균형 응답은 비례 제어 게인과 위상차에 대하여 크게 영향을 받는다. 주어진 운전 조건에서 불균형 응답을 최소화하는 최적 위상차가 존재한다. 이 최적 위상차는 저속에서 180° 이며, 회전 속도가 증가할수록 감소한다. 이 최적 위상차는 비례 제어 게인에도 영향을 받으며 고속에서 그 영향이 커진다.

(3) 시스템의 안정한계속도는 비례 제어 게인과 위상차에 크게 영향을 받는다. 비례 제어 게인이 고정된 경우 시스템의 안정한계속도가 최대가 되는 위상차가 존재한다. 이 최적 위상차는 비례 제어 게인이 증가할수록 감소한다.

후기

이 논문은 과학기술정책연구원(STEPI) 국제공동연구사업(98-1-03-030) 연구 결과의 일부이며 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Adams, M. L. and Payandeh, S., 1983, "Self Excited Vibration of Statically Unloaded Pads in Tilting Pad Journal Bearings," *ASME J. of Lubr. Tech.*, Vol. 105, pp. 377~384.
- (2) Cheong, Y. M. and Kim, K. W., 1994, "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.
- (3) Vaidyanathan, K. and Keith, T. G., 1989, "Numerical Prediction of Cavitation in Noncircular Journal Bearings," *STLE Tribology Transactions*, Vol. 32, No. 2, pp. 215~224.
- (4) Hathout, J. P., El-Shafei, A. and Youssef, R., 1997, "Active Control of Multi-Mode Rotor Bearing System Using HSFDS," *ASME J. of Tribology*, Vol. 119, pp. 49~56.
- (5) Lee, J. B. and Kim, K. W., 1999, "Effects of Synchronous Vibration of Bearings on Stability of Externally Pressurized Air Journal Bearings," *ASME J. of Tribology*, Vol. 121, pp. 830~835.
- (6) Vijayaraghavan, D. and Keith, T. G., 1989, "Effect of Cavitation on the Performance of a Grooved Misaligned Journal Bearing," *Wear*, Vol. 134, pp. 377~397.
- (7) Elrod, H. G., 1981, "A Cavitation Algorithm," *ASME J. of Lubr. Tech.*, Vol. 103, No. 3, pp. 350~354.
- (8) Lund, J. W., 1987, "Review of the Concept of Dynamic Coefficients for Fluid Film Journal Bearings," *ASME J. of Tribology*, Vol. 109, pp. 37~42.
- (9) Lee, J. W., 1993, "Vibration Analysis of Rotors," Kluwer Academic Publishers.