

## 동수압 저어널 베어링으로 지지된 회전축계의 안정성 향상에 관한 연구

정성천 · 장인배\* · 한동철\*\*

서울대학교 대학원 기계설계학과

\*강원대학교 정밀기계공학과

\*\*서울대학교 기계설계학과

## A Study on the Stability Improvement of Rotor System Supported by Hydrodynamic Bearing

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

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

\*Department of Precision Mechanical Engineering, Kang-won National University

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

**Abstract**—The anisotropic pressure distribution of the hydrodynamic bearing may generate the unstable vibration phenomenon over a certain speed. These vibrations, known as whirl, whip or rotor instability, cannot be sustained over a wide range of rotational speeds. Besides these vibrations not only perturb the normal operation of a rotating machine, but may also cause serious damage to the machinery system. And, it is really impossible to change one parameter without changing others, or difficult to fabricate the modified non-circular type bearing, with all the other cures used just now. In this study, hybrid bearing with magnetic exciter is designed for stability improvement of hydrodynamic bearing rotor system without changing mechanical parameters. For stability study, eigenvalue study of the bearing-rotor system is executed by finite element method and results of analyses and experiments show the possibilities of the stability improvement of the hydrodynamic bearing system by using the electricmagnetic force.

### 1. 서 론

수력 및 가스 터빈과 같은 대형 고속 회전축의 지지에 동수압 베어링이 널리 이용되고 있다. 회전 기계의 작동 효율을 향상시키기 위해서는 회전축의 회전속도를 가능한 높여야만 하나 동수압 저어널 베어링은 막 틈새에 따라 형성되는 압력 분포의 하중 방향에 대한 비대칭성에 기인하여 어느 속도 이상에서는 불안정한 진동 현상이 발생할 수 있다[2]. 휘(whirl), 휘둘림(whip), 혹은 로우터의 불안정성(rotor instability)이라고 알려진 이러한 진동은 어느 속도 이상에서 회전 기계의 정구적인 작동을 교란시킬 뿐만 아니라 회전기계에 심각한 손상을 입힐 수 있다. 이러한 회전축계의 불안정성의 원인은 베어링에 지지되어 있는 저어널의 회전속도가 증가함에 따라 베

어링 내의 연계 강성이 주 강성에 비해 상대적으로 커지거나 부호를 바꾸어 증가하므로써 베어링의 반력이 회전축이 선회하는 방향으로 더욱 밀어내어 시간이 지남에 따라 계속 증가하기 때문이다. 따라서, 이러한 불안정성의 원인규명에 대한 연구와 더불어 안정 한계속도의 극복과 안정성 향상에 대한 연구가 지난 50년이 넘도록 진행되어 왔다. Glienicke[3]는 축의 유연성과 베어링 형상 등의 변화에 따른 베어링의 동특성과 회전축의 진동 특성 및 운전한계 영역의 변화를 이론적 및 실험적으로 고찰하였고 Muszynska[5]는 축 회전에 기인하여 발생하는 회전 유체가 발생시키는 휘둘림(whirl)에 의한 불안정성 현상을 가압된 공기를 순환 유체속도에 반대 방향으로 주사시켜 향상시켰다. Rajakumer 등은 반력이 편심률의 함수임을 실험적 그리고 해석적으로 구하였다

[4]. 이외에도 기존에 연구된 안정성 향상에 관한 대책은 다양하다[6]. 예하중을 증가시키거나 조립공차(misalignment)를 임의로 주거나 불평형양을 증가시키는 방법이 있고 베어링의 기하학적 모양을 변형시키는 방법이 있으며 베어링 내에 있는 유체의 압력을 변화시켜 편심률을 변화시키는 방법과 온도 증감에 따른 유체 점성의 변화와 온도의 변화에 의하여 조립공차(misalignment)를 주는 방법 등이 있다. 그러나, 이러한 방법들은 다른 인자의 변화없이 안정성 향상에 필요한 인자만을 변화시키는 것이 사실상은 불가능하기 때문에 안정성의 향상을 위한 하나의 인자로 인해 베어링-회전축 시스템의 전체 특성이 변화되어 각 인자가 고려된 재설계 등의 복잡한 과정이 필요하고 하중 지지 용량도 진원형 베어링에 비하여 작다. 또한, 부수적인 장비가 많이 필요하여 전체 시스템의 운용에 큰 부피를 차지하게 된다. 앞서 설명한 동수압 저어널 베어링의 제약조건을 개선하기 위하여 기존의 동수압 저어널 베어링-회전축계의 기하학적인 설계 조건등의 기계적인 특성을 거의 변화시키지 않고 개루프 제어형 자기력 발생 시스템만을 부가로 설치하여 자기력에 의하여 편심률을 증가시켜 안정성을 향상시킬 수 있음을 보였다. 이를 통하여 동수압 저어널 베어링에 중력 방향으로 자기력을 가진시켜 베어링의 기하학적 변화없이 정적외력(예하중)를 증가시켜 같은 회전 속도에서 좀머펠트 수(Sommerfelt number)와 편심률을 증가시켜 강성과 댐핑을 변화시켜 연계 강성에 의하여 발생하는 회전축계의 불안정을 개선시키는 방법을 제안하였다. 또한, 안정성 해석을 위하여 유한 요소법에 의한 고유치를 계산하였고 실험을 통하여 이를 검증하였다.

## 2. 동수압 저어널 베어링

Fig. 1에 도시된 바와 같이 동심 틈새  $\Delta R$ 을 갖는 반경  $R$ 의 저어널 베어링 내에 외부 하중  $F_{stat}$ 에 의해 반경방향으로  $\varepsilon$ 만큼, 또한 하중 작용선에 대하여 각도  $\theta$ 만큼 편심되어  $\omega$ 로 회전할 때 점성  $\eta$ 를 갖는 유막 내에 분포되는 압력  $P$ 는 레이놀즈 방정식을 풀어 구할 수 있으며, 회전축의 불평형 하중에 의하여 저어널이 평형점 근처에서 선회할 때 나타나는 유막 압력의 변동은 교란을 이용하여 교란된 레이놀즈 방정식을 유도하고 이를 풀어 구할 수 있다[3]. 이로부터 구한 무차원 강성계수  $\gamma_{ij}^*$ 와 감쇠계수  $\beta_{ij}^*$ 는 좀머펠트 수

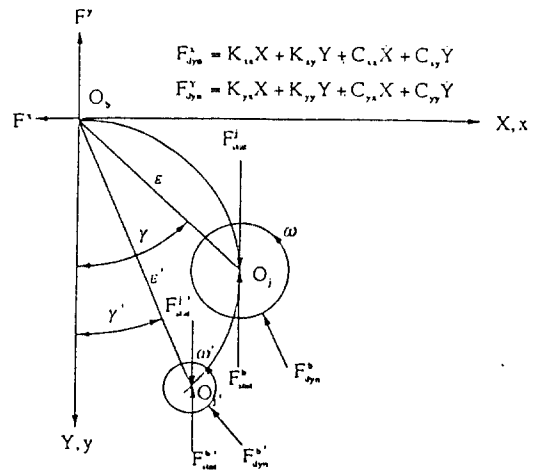


Fig. 1. Dynamic reaction force  $F_{stat}$  of journal bearing.

및 베어링 폭비  $B/D$ , 편심률,  $\Delta R$ 에 영향을 받는다. 실제의 강성 및 감쇠계수들과 무차원의 계수 사이에는 다음과 같은 관계가 있다.

$$k_{ij} = \frac{F_{stat}}{\Delta R} \cdot \frac{\gamma_{ij}^*}{S_0}, \quad \omega C_{ij} = \frac{F_{stat}}{\Delta R} \cdot \frac{\beta_{ij}^*}{S_0} \quad (1)$$

여기서,  $S_0 = F_{stat}(\Delta R/R)^2 / (2 \cdot B \cdot R \cdot \eta \cdot \omega)$ 이며 좀머펠트 수를 의미한다. 본 논문에서는 폭대 직경비  $B/D = 0.5$ 인 진원형 동수압 저어널 베어링에  $\eta = 4$  cP의 점성을 갖는 오일을 사용한 경우에 대하여 문헌[3]의 연구결과로 나타난 계수들을 이용하여 회전속도 변화에 따른 유차원의 강성과 댐핑 값을 구하였다.

## 3. 자기력에 의한 정적 외력

Fig. 1의 평형점  $O_0$  지점에서 정적인 외력  $F_{stat}$ 에 의해  $\Delta F$ 만큼의 자기력을 저어널에 가했을 때 베어링 형상의 변화는 없기 때문에 다른 조건의 변화없이 같은 회전속도에서는 같은 동적평형곡선(Gümbel Curve)을 따른다고 가정한다. 즉, 정적외력(예하중)  $F_{stat}$ 에  $\Delta F$ 의 자기력이 가해지면 그에 상응하는 압력 분포가 변화되어 같은 동적평형 곡선에서 자세각과 편심률이 변화된 새로운 평형점  $O_1$ 에 이른다고 가정한다[2]. 이와 같은 가정에 의하여 같은 회전수에서의  $F_{stat}$ 의 증가는 좀머펠트수와 편심률의 증가를 가져오고 따라서 강성과 댐핑의 증가를 유발되며 회전축-베어링계의 안정성에 영향을 미치게 된다. Fig. 2에서와 같이 수직하단에 전자석을 설치하여 전자기

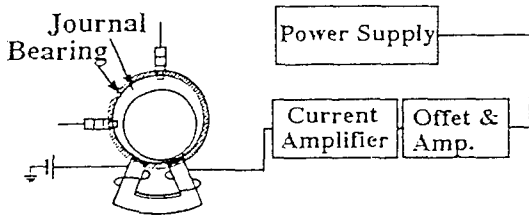


Fig. 2. Block diagram of open-loop controller.

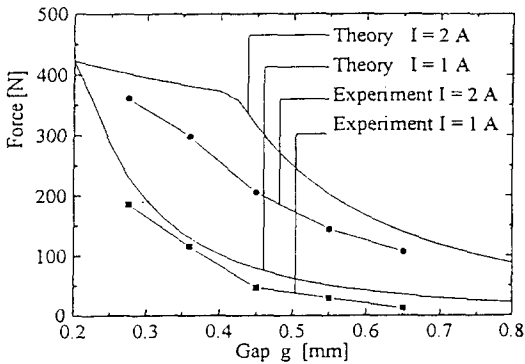


Fig. 3. Electromagnetic force by changing current and gap.

력을 가하는 경우 그 힘의 크기는 자기 에너지의 변위에 대한 변화율로 구한다. 여기서 자기력이 지나치게 크면 편심율의 증가가 과도하게 커져 시스템이 오히려 불안정해진다. 따라서 시스템의 안정성을 증가시키는 편심율의 변화를 발생시키는 자기력의 크기를 개루프 제어기에 의한 전류의 조절로 실험적으로 구하였다. 자기 에너지는 코일에 흐르는 전류에 의하여 베어링 내의 저어널과 전자석의 폴 사이에 형성되는 에너지이다. 전자석과 저어널과 사이의 공기 간극(g)내에 저장된 총에너지( $W_m$ )로부터 코일의 전류(I), 코일의 감긴 수(N), 전자석 폴의 면적(A) 및 전자기력 사이의 상관관계를 도출할 수 있다[1,6].

$$F_y = \left( \frac{\partial W_m}{\partial Y} \right) = - \frac{\mu_0 AN^2 I^2}{4g^2} \quad (2)$$

동수압 저어널 베어링에 작용되는 자기력은 간극과 폴의 면적과 전류의 크기, 그리고 코일이 감긴 수의 함수이고, 본 연구에서는 폴의 면적  $A=400 \text{ mm}^2$ 와 코일의 회전수는 400회로 하였다. 실험에 사용된 자기력의 크기를 식 (5)와 비교 검증하기 위하여 load cell를 이용한 자기력 크기실험을 수행하였다. Fig. 3은

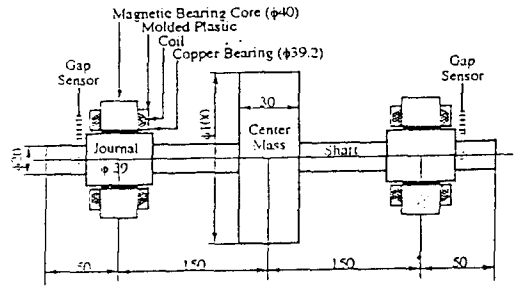


Fig. 4. Configuration of rotor system supported by hybrid bearing.

간극과 전류의 변화에 따른 전자기력을 의미한다.

#### 4. 회전축의 진동해석

동수압 저어널 베어링에 의하여 지지되는 회전축 시스템의 안정성 판별을 위한 자유진동해석은 유한요소법을 이용하여 수행하였고, 고유치 계산은 베어링-회전축계 요소의 모든 고유치를 계산하는 hessenberg QR 알고리즘을 사용하였다. 회전축계는 분포하중과 강성을 갖는 유한요소로 모델링하여, 자이로 효과가 포함된 강체 디스크 요소의 운동방정식은 운동 에너지와 위치 에너지를 lagrange식을 이용하여 구하는 Nelson의 방법을 이용하여 모델링하였고 베어링 요소는 앞에서 구한 강성과 감쇠항으로 구성된 외력으로 모델링하였다[7]. 회전축계의 좌표계는 Fig. 4과 같다.

$$([M_r^d] + [M_M^d])\{\ddot{q}^d\} - \Omega[G^d]\{\dot{q}^d\} = \{Q^d\} \quad (3)$$

여기서,  $\{Q^d\} = \{Q_x^d\} \cos \Omega t + \{Q_y^d\} \sin \Omega t$ 으로 불평형력을 의미한다.

본 연구에서는 하중 지지요소로 모델링된 하이브리드(자기력의 첨가) 베어링은 동수압 저어널 베어링과 같은 위치에 중력방향으로 자기력을 발생시키는 전자석을 설치하였다. 따라서, 자기력으로 발생되는 힘은 베어링의 반력과 같은 위치에서 작용하므로 이 힘을 강성과 댐핑의 변화로 모델링하였다. 여기서 발생된 자기력에 의한 강성과 댐핑의 양은 저어널 베어링 비하여 미약하기 때문에 무시하였다. 이를 식 (4)에 나타냈다.

$$\begin{aligned} C_{xx,h} &= C_{xx} + \Delta C_{xx}, & C_{xy,h} &= C_{xy} + \Delta C_{xy}, \\ C_{yx,h} &= C_{yx} + \Delta C_{yx}, & C_{yy,h} &= C_{yy} + \Delta C_{yy}, \\ K_{xx,h} &= K_{xx} + \Delta K_{xx}, & K_{xy,h} &= K_{xy} + \Delta K_{xy}, \end{aligned} \quad (4)$$

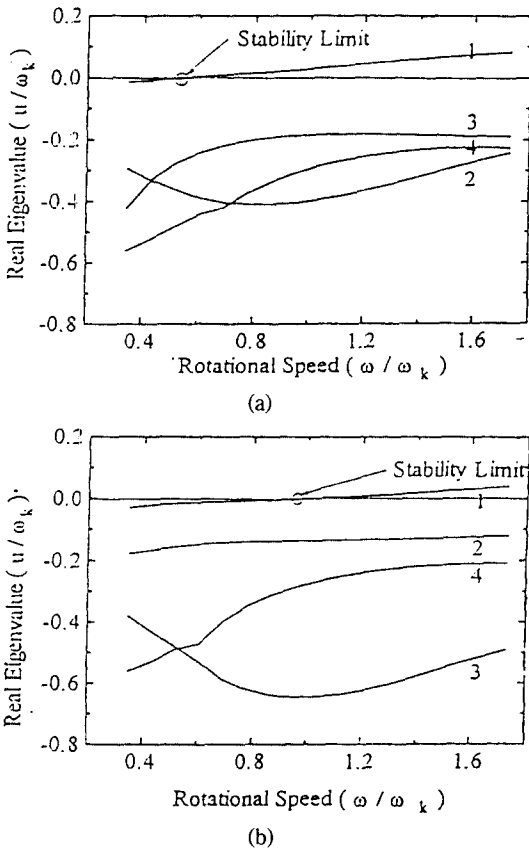


Fig. 5. Real eigenvalues of hydrodynamic bearing-rotor system (a) & hybrid bearing-rotor system (b).

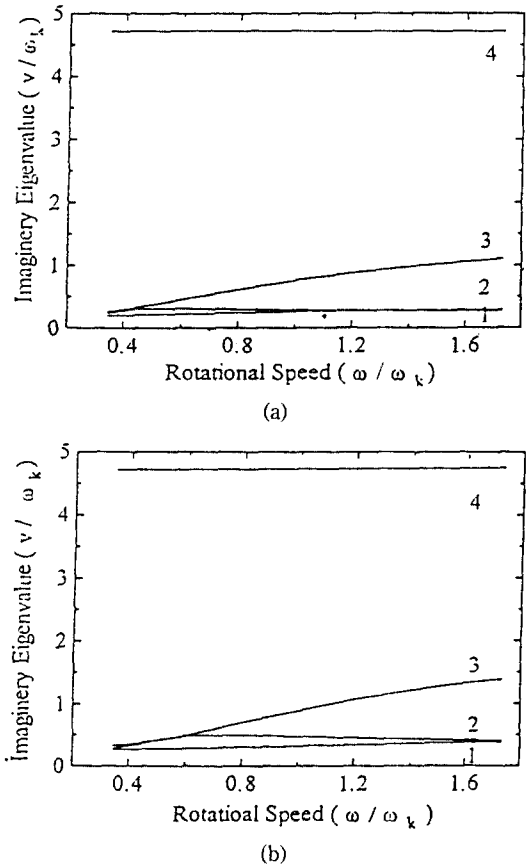


Fig. 6. Imaginary eigenvalues of hydrodynamic bearing-rotor system (a) & hybrid bearing-rotor system (b).

$$K_{yx,h} = K_{yx} + \Delta K_{yx}, \quad K_{yy,h} = K_{yy} + \Delta K_{yy}$$

이로부터 식 (5)와 같이 베어링을 유한 요소모델링화한다.

$$[C^b]\{\dot{q}^b\} + [K^b]\{q^b\} = \{Q^b\}_{2 \times 1} \quad (5)$$

여기서,

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

이고,  $\{Q^b\}$ 는 외력 벡터이다.

감쇠력을 갖는 전체계의 방정식은 고정 좌표계에 대하여 식 (6)를 얻는다[7].

$$[M^s]\{\ddot{q}^s\} + [C^s]\{\dot{q}^s\} + [K^s]\{q^s\} = \{Q^s\}_{4n \times 1} \quad (6)$$

이 때  $\{Q^s\}$ 는 외력항이고  $n$ 은 전체계의 유한요소의 개수이다. Hessenberg QR(HQR)에 의한 고유치 계

산을 위하여 (6)식을 (7)식으로 변환하였다[7].

$$\begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -M^s{}^{-1}K^s & -M^s{}^{-1}C^s \end{bmatrix} \cdot H_0 = \lambda H_0 \quad (7)$$

여기서,  $H = \begin{bmatrix} \dot{q}^s \\ q^s \end{bmatrix}$ ,  $H = \begin{bmatrix} \dot{q}^s \\ q^s \end{bmatrix}$ 이다.

해를  $H = H_0 e^{i\lambda t}$  ( $\lambda = u/\omega_k + iv/\omega_k$ )로 가정하여 식을 정리하였다. 여기서  $\omega_k$ 는 베어링 안을 단순지지로 모델링한 경우의 베어링-축계의 1차 고유 진동수이다. (7)식에 대한 HQR해석을 통하여 구해진 모든 고유치 중에 하나의 실수부( $u/\omega_k$ )가 음수에서 양수로 바뀌는 지점부터 베어링-회전축계는 불안정하다[8].

## 5. 해석결과

Fig. 4에 나타난 외전축 시스템의 진동특성을 수치

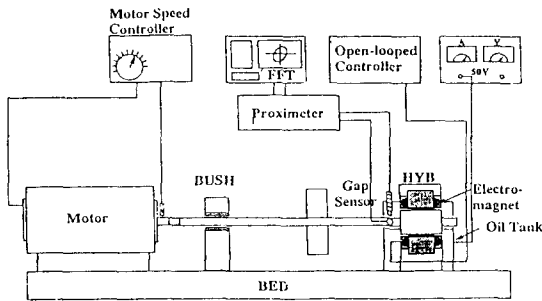


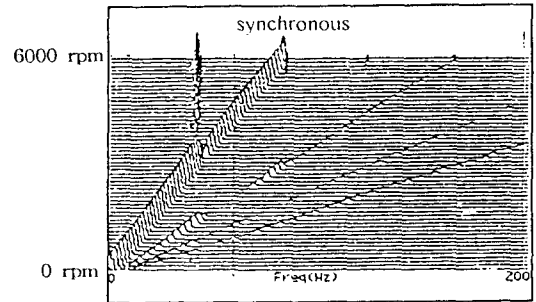
Fig. 7. Configuration of experiment unit.

해석하였다. Fig 5과 Fig. 6은 회전속도에 따라 베어링의 강성과 대평의 변화로 인한 고유치의 변화를 나타내고 있는데 동수압 저어널 베어링-회전축계와 하이브리드 베어링-회전축계의 고유치 실수부와 고유치 허수부를 각각 나타낸다. Fig. 6는 동수압 저어널 베어링-회전축계와 하이브리드 베어링-회전축계의 고유치 실수부를 도시하고 있는데, 하이브리드 베어링-회전축계는 동수압 저어널 베어링-회전축계에 비하여 Fig. 6과 같이 고유 진동수인 고유치의 허수부의 변화없이 계의 안정한계 속도를 약 50% 증가시킴을 알 수 있다. 따라서, 회전축계에 대한 동수압 저어널 베어링의 기하학적인 형상의 변화없이 자기력에 의한 정적인 외력  $F_{stat}$ 의 증가만으로 베어링의 강성과 댄핑을 변화시켜 베어링-회전축계의 안정 한계속도를 높일 수 있음을 알 수 있었다.

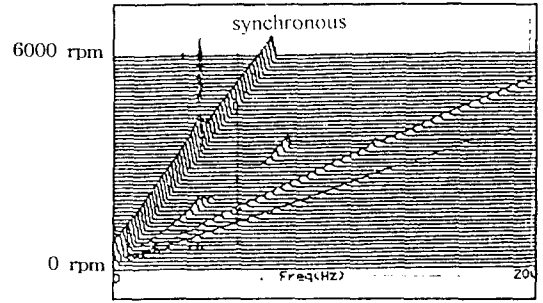
### 6. 실험결과

본 논문에서 사용된 동수압 저어널 베어링은 진원형이기 때문에 저어널과 베어링면을 Rank Taylor Hobson Ltd의 TR150으로 진원도를 측정하였다. 저어널은 40.00 mm의 직경에  $\pm 3 \mu\text{m}$  공차의 진원도를 나타냈고, 베어링면은  $\pm 4 \mu\text{m}$ 의 진원을 가짐을 알 수 있었다. 저어널과 베어링의 간극은  $40 \mu\text{m}$ 이다. 진원도 측정은 저어널과 베어링 양쪽 끝에서 하였다. 전체 실험장치의 개략도는 Fig. 7과 같다.

자기력을 가지지 않은 동수압 저어널 베어링-회전축계의 경우와 전자석 작동기에 1A의 전류를 가한 경우의 40N 전자기력으로 정적외력(예하중)을 증가시킨 하이브리드 베어링-회전축 계의 경우에 대하여 각각 캐스캐이드 플롯(Cascade Plot)과 동수압 저어널 베어링-회전축계의 불안정한 회전수에서의 궤적을 관찰하였다. Fig. 8과 Fig. 9은 각각 동수압 저어널베어링-회



(a)



(b)

Fig. 8. Cascade plot of hydrodynamic bearing-rotor system (a) & hybrid bearing-rotor system(b).

전축계와 하이브리드 베어링-회전축계의 캐스캐이드 플롯(Cascade Plot)과 궤적을 나타낸다. 캐스캐이드 플롯(Cascade Plot)은 동기성분(synchronous)과 비동기 성분의 스펙트럼을 나타내는데 비동기 성분중 동기성분의 1/2주기에 해당하는 성분의 갑작스러운 증가는 불안정 현상의 발생을 의미하며, Fig. 8(a)의 4800 rpm(80 Hz) 근방에서 동기성분의 1/2주기 성분의 스펙트럼 진폭의 증가는 이에 따른 불안정 현상의 시작임을 알 수가 있다[5]. 그러나, 동일한 시스템에 전자석 작동기를 추가로 사용한 Fig. 9(b)를 보면 시스템의 불안정 현상이 발행하는 4800 rpm에서의 궤적 반경의 크기가 동수압 저어널 베어링에 비해 현저히 줄어들음을 알 수 있다. 이는 Fig. 8(b)에 나타난 것처럼 동주기(synchronous) 성분의 1/2 주기 성분스펙트럼 진폭(amplitude)이 전자기력을 사용한 경우에 현저히 줄어들었기 때문이며, 이때, 다른 주기성분의 스펙트럼 진폭크기는 변화가 없었다. 따라서, 하이브리드 베어링의 자기력에 의한 정적외력( $F_{stat}$ )의 증가를 통하여 시스템의 기하학적인 변화없이 동수압 저어널 베어링-회전축계의 불안정한 현상을 개선하여 시스템의 안정성 영역을 넓힐 수 있음을 알 수가 있었다.

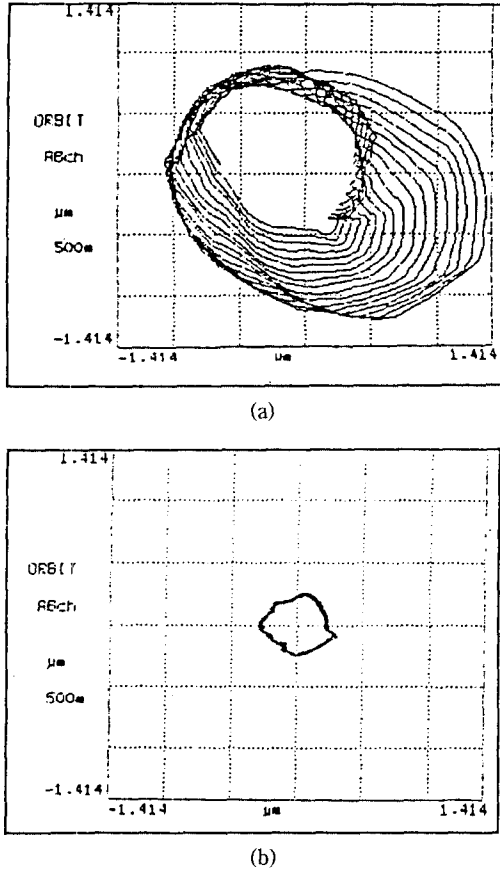


Fig. 9. Orbit of hydrodynamic bearing-rotor system (a) & hybrid bearing-rotor system (b).

### 7. 결 론

본 논문에서는 동수압 제어널 베어링에 전자기력을 발생시키는 전자석이 장착된 하이브리드 베어링-회전축계의 안정성 향상에 대하여 해석 및 실험적인 검증을 수행하였다. 해석적으로 안정성 판별을 수행하기 위하여 유한 요소법에 의한 HQR방법을 사용하였으며, 수치 해석결과, 자기력에 의한 정적 외력의 증가는 좀머펠트수의 증가를 초래하며 이에 따라 편심률이 증가되어 베어링-축계의 안정성을 향상시킴을 알 수 있다.

두 베어링-회전축계에 대한 안정성 향상의 실험적 비교 고찰을 위하여 캐스캐이드 플롯(Cascade Plot)을 사용하여 회전속도의 증가에 따른 스펙트럼의 변화 형태를 고찰하였으며 불안정 현상의 발생이 시작되는 지점에서의 궤적을 관찰하였다. 동수압 제어널 베어

링-축계에서는 궤적 반경의 크기가 4800 rpm에서 급격히 커졌고 이때 캐스캐이드 플롯(cascade plot)에서는 다른 주기 성분 스펙트럼의 진폭은 큰 변화없이, 동주기(synchronous)의 1/2 주기 성분스펙트럼의 진폭이 갑자기 커져 불안정 현상이 발생함을 알 수 있다. 반면에 하이브리드 베어링의 경우는 전자석 작동기를 추가적으로 사용하므로써 동수압 제어널 베어링의 경우에 비하여 정적외력의 증가에 따른 편심률 증가를 유도할 수 있으므로 4800 rpm에서 궤적 반경의 크기와 동주기의 1/2주기 성분 스펙트럼 진폭의 크기가 현저히 줄어들어 안정성 영역이 더 넓어졌음을 알 수가 있다. 본 연구에서 제안한 하이브리드 베어링 시스템은 동수압 제어널 베어링의 기하학적인 형상 변화없이 개루프 제어에 의한 전자기력을 이용하여 안정영역을 넓힐 수 있다.

### 후 기

본 연구는 한국과학재단 지원터보동력 기계연구센터 연구활동과 선도기술 개발 사업인 첨단생산 시스템 개발연구의 일환으로 이루어진 것입니다.

### 기호 및 약어 설명

- $C_{xx,h}, C_{xy,h}$  : 하이브리드 베어링의 감쇠계수
- $C_{yx,h}, C_{yy,h}$  : 감쇠계수
- $K_{xx,h}, K_{xy,h}$  : 하이브리드 베어링의 강성계수
- $K_{yx,h}, K_{yy,h}$  : 강성계수
- $F_{stat}$  : 정적외력
- $\Delta F$  : 전자기력에 의해 증가된 정적외력
- $P$  : 유막압력
- $\gamma_{ik}^*, \beta_{ik}^*$  : 무차원 강성계수와 감쇠계수
- $\bar{\Pi}_x, \bar{\Pi}_y$  : 수평반력과 수직반력
- $u/\omega_k, v/\omega_k$  : 무차원 고유치의 실수부와 허수부

### 참 고 문 헌

1. 장인배, "캐패시턴스형 센서가 내장된 자기베어링 시스템의 작동성능 향상에 관한 연구", 1994, 서울대학교 박사학위논문.
2. O. Pinkus, B. Sternlicht, "Theory of Hydrodynamic Lubrication", McGraw-Hill, New York, 1961.
3. J. Glienicke, D.C. Han and M. Leonhard, "Practical

- Determination and use of bearing Dynamic Coefficients", *TRIBOLOGY International*, Dec. 1980.
4. A. Muszynska, "Rotor Active 'Anti-Swirl' Control", *J of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design*, Vol. 110, July, 1988.
  5. C. Rajakumar and F. Sisto, "Experiment Investigations of Rotor Whirl Excitation Forces Induced by Labyrinth Seal Flow", *J. of Vibration and Acoustics*, October, 1990, Vol. 112, pp.515-522.
  6. Machinery Diagnostics Seminar, Session 8, "Fluid Induced Instability", pp.1-24, Bentry Nevada Korea.
  7. H.D. Nelson, J.M. McVaugh, "The dynamics of Rotor-Bearing System Using Finite Elements", *Transaction of the ASME, Journal of Engineering for Industry*, May, 1976.
  8. 홍장표, "축 방향 하중과 토오크를 고려한 회전축의 휨 진동해석", 공학박사 학위논문, 서울대학교, 1990.
  9. F.J. Keith, R.D. William and P.E. Allaire, "Digital Control System Design for Active Magnetic Bearing", Report No. UVA/643092/MAE88/375, Univ. of Virginia, May, 1988.