

〈論 文〉

원주방향 급유홈 프로토틀링 저널베어링으로 지지된 탄성 회전체의 안정성

정연민* · 김경웅**

(1992년 3월 9일 접수)

The Stability of the Flexible Rotor Mounted on Circumferentially Grooved Floating Ring Journal Bearings

Yeon-Min Cheong and Kyung-Woong Kim

Key Words : Stability(안정성), Flexible Rotor(탄성 회전체), Circumferential Groove(원주방
향 급유홈), Floating Ring Journal Bearing(프로토틀링 저널베어링)

Abstract

The stability of the flexible rotor mounted on circumferentially grooved floating ring journal bearings was investigated theoretically and experimentally. The floating ring journal bearing was analyzed by using JFO reformation boundary condition. The flexible shaft was analyzed by the finite element method based on Rayleigh beam theory. It was found that the measured ring speed agrees well with the theoretical results. The instability of the system due to not only the outer film but also the inner film of the bearing could be predicted by the theory which allows negative vapor pressure. The tendency that reducing the supply pressure of lubricant stabilizes the system was observed both experimentally and theoretically.

기 호 설 명

C_r	: 간극
c	: 감쇠계수
C	: 감쇠행렬
D_1, D_2	: 링의 내외경
e	: 편심량
f	: 외력벡터
f_p	: 유막압력에 의한 반력
h	: 유막두께
g	: 자이로스코프 요소행렬
I_d	: 회전판의 직경에 대한 관성모멘트
I_p	: 회전판의 극관성모멘트
k	: 강성계수

K	: 강성행렬
L	: 베어링 및 링의 유효길이
M	: 질량행렬
m_d	: 회전판의 질량
m_r	: 링의 질량
m, l, r	: 회전축 요소의 단위길이당 질량, 길이 및 반경
n	: 공동영역 경계에서 경계선의 수직방향
P_s	: 무차원 급유압력 = $p_s LD_1 / Wj$
p	: 유막압력
p_c	: 공동영역내의 압력
p_g	: 급유홈내의 압력
p_s	: 프로토틀링 저널베어링의 급유압력
Δp	: 내측 유막 급유압력 강하
q	: 탄성 회전축 요소의 절점좌표

*정회원, 한국과학기술원 정밀공학과 대학원

**정회원, 한국과학기술원 정밀공학과

q	: 탄성 회전체-베어링계의 전체 좌표벡터
R	: 반경
R_1, R_2	: 링의 내외반경
R_i	: 내측 급유홈의 최대반경
R_o	: 외측 급유홈의 최소반경
S	: 기준 좀머펠트 수 $= \frac{\eta R_1^3 L \omega_j}{\pi W_j C_{r1}^2}$
S_1	: 내측 유막의 좀머펠트 수 $= \frac{\eta R_1^3 L (\omega_j + \omega_r)}{\pi W_j C_{r1}^2}$
S_2	: 내측 유막의 좀머펠트 수 $= \frac{\eta R_2^3 L \omega_r}{\pi (W_j + W_r) C_{r2}^2}$
T	: 마찰토크
T_a	: 절대온도
\bar{T}_{b1}	: 링 내면에서의 마찰인자 $= \frac{T_{b1}}{W_j C_{r1}}$
\bar{T}_{j2}	: 링 외면에서의 마찰인자 $= \frac{T_{j2}}{(W_j + W_r) C_{r2}}$
t	: 시간
W_j	: 베어링에 작용하는 하중
W_r	: 링의 자중
z	: 축방향 좌표
α	: 링의 무차원 회전속도 $= \omega_r / \omega_j$
β	: 내외측 유막의 간극비 $= C_{r2} / C_{r1}$
δ	: 링의 내외경비 $= D_2 / D_1$
ζ	: 세장비 $= L / D$
η	: 윤활제의 절대점도
θ	: 최대유막두께 지점으로부터의 각도
ν	: 윤활제의 동점도
ρ	: 윤활제의 밀도
σ	: 링과 회전체의 중량비 $= W_r / W_j$
ω_j, ω_r	: 저널과 링의 회전각속도

상첨자

d	: 회전판 요소
r	: 링
s	: 회전축 요소

하첨자

1	: 내측 유막
2	: 외측 유막
b, j	: 유막내에서의 베어링 및 저어널 상당면

r	: 링
x, y	: x, y 방향

1. 서 론

저널베어링으로 지지된 회전기계에서는 Oil Whirl 또는 Oil Whip이라는 특유한 불안정 현상이 발생하기 쉽다는 것이 알려져 있다. 이 불안정 현상은 선회주파수가 저널 회전수의 1/2이하이고 어떤 회전속도이상에서 갑자기 진폭이 커지는 특징을 가지고 있는데, Newkirk⁽¹⁾에 의해 처음 발견된 이후 많은 연구를 통해 유막의 동적 특성에 기인한다는 것이 밝혀졌으며 고속 회전기계의 설계시 이를 고려하는 것은 필수적이 되었다. 이 불안정 현상을 피하기 위하여 주로 비원형 베어링이나 틸팅패드 베어링등과 같은 특수형상의 베어링이 사용되고 있으며 본 논문에서 다루고자 하는 프로팅링 저널베어링도 이러한 베어링의 일종이라 볼 수 있다.

프로팅링 저널베어링은 저널과 슬리브 사이에 자유롭게 움직일 수 있는 링을 삽입하여 이종의 유막이 형성되도록 한 것으로서, 열적 특성이 좋고 마찰손실이 작으며 외측 유막의 진동감쇠 작용을 기대할 수 있는 장점이 있다. 동 베어링은 링에 의해 내외측 유막이 분리되어 있으므로 링에 내외측 유막을 연결하는 급유구를 뚫어 외측 유막으로 공급된 윤활제의 일부가 급유구를 통해 내측 유막으로 공급되도록 하고 있는 것이 보통이다. 이때 링 내외면에 원주방향 급유홈을 파면 내외측 유막으로의 윤활제 공급이 보다 더 원활히 이루어 질 수 있을 것으로 기대되는데, 본 논문에서는 이와 같이 원주방향 급유홈이 있는 베어링을 원주방향 급유홈 프로팅링 저널베어링이라 부르기로 한다.

원주방향 급유홈 프로팅링 저널베어링은 내외측 유막이 각각 원주방향 급유홈 저어널베어링을 이루게 되므로 압력분포의 주기성과 유량연속의 조건을 만족하면서 공동영역을 결정하는 해석상의 어려움이 생긴다. 또한, 저널과 링의 회전에 의한 원심력은 외측 유막으로부터 내측 유막으로의 유동을 저해하여 내측 유막의 급유압력을 낮추는 것으로 생각되고 있다.^(2,3) 그러나, 기존의 연구들^(4~7)에서는 Half Sommerfeld 또는 Reynolds 경계조건과 같이 유량연속의 조건을 만족시키지 않은 공동경계조건이 사용되었고, 내측 유막 급유압력 강하가 고려되지 않았다.

본 저자들은 원주방향 급유홈 저널베어링의 해석에 있어 기존의 Half Sommerfeld 또는 Reynolds 경계조건에 비해 타당성이 더 인정되고 있는^(8,9) Jakobsson-Floberg-Olsson(이후 JFO로 약칭한다) 조건^(10,11)을 사용하고 내측 유막의 급유압력 강하를 고려하여 동베어링의 정특성 및 동특성을 해석한 바 있다.⁽¹²⁾ 현재 프로토틀링 저널베어링은 주로 안정성 향상을 위해 사용되고 있으므로 동베어링을 채용한 회전체의 안정특성을 파악하는 것은 중요한 일이다. 따라서, 본 논문에서는 동 베어링에 대한 해석을 바탕으로 원주방향 급유홈 프로토틀링 저널베어링으로 지지된 탄성 회전체의 안정성에 대한 이론을 전개함과 동시에 실험을 통해 동 베어링의 안정성을 조사하고자 한다.

2. 원주방향 급유홈 프로토틀링 저널베어링의 해석⁽¹²⁾

프로토틀링 저널베어링과 링의 형상은 Fig.1과 같다. 저어널, 링 및 슬리브는 원형으로 유지되고, 내외측 원주방향 급유홈내에는 각각 전체에 걸쳐 같은 압력의 윤활제로 차있다고 가정한다.

내외측 유막내 완전유막 영역에서의 윤활제 거동은 레이놀즈 방정식에 의해 지배되며, 윤활제의 비압축성 및 동온상태를 가정한 레이놀즈 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{1}{R^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\eta U \frac{1}{R} \frac{\partial h}{\partial \theta} + 12\eta \frac{\partial h}{\partial t} \quad (1)$$

식(1)을 풀기 위해서는 급유조건 및 기하학적 형상에 의한 경계조건과 공동영역에 대한 경계조건이 필요한데, 급유조건 및 기하학적 형상에 의한 경계조건은 다음과 같다.

$$\text{원주방향 급유홈에서 } p = p_g \quad (2a)$$

$$\text{축방향 양단에서 } p = 0 \quad (2b)$$

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

공동영역의 경계조건으로서 유량연속을 만족시키기 위해 유막재형성 위치에서 JFO 조건을 적용한다. 즉,

$$\text{유막파단위치에서 } p = p_c, \frac{\partial p}{\partial n} = 0 \quad (3a)$$

$$\text{유막재형성위치에서 } \frac{h^2}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial n} = \frac{U_n}{2} (1 - \theta_n) \quad (3b)$$

$$\text{공동영역내에서 } p = p_c \quad (3c)$$

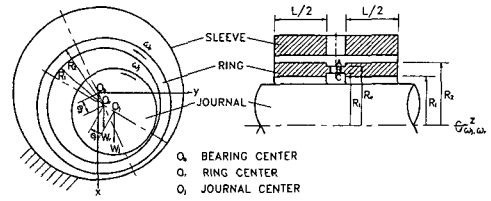


Fig. 1 Circumferentially grooved floating ring journal bearing

여기서 n 은 경계의 수직방향, θ_n 은 유막재형성 경계의 유막두께와 유막파단 경계에서의 유막두께의 비, U_n 은 n 방향으로의 저널 및 베어링속도의 합을 의미한다. 공동영역내의 압력으로 어떤 값을 사용해야 하는지는 아직 명확하지 않은 상태이나 음의 압력을 가질 수 있다는 것이 알려져 있으므로 본 논문에서는 음압을 허용할 수 있게 하였다. 이때 베어링 양단부가 대기중에 노출되어 있는 상태를 생각하여 베어링 양단에서는 윤활제의 배출만 있는 것으로 해석하였다.

본 논문에서는 상기의 경계조건을 수치적으로 비교적 쉽게 구현할 수 있는 Elrod 알고리즘⁽¹³⁾에 의해 유한차분법과 Gauss 소거법을 이용하여 해석하였다. 계산영역은 축방향으로의 대칭성을 이용하여 전체영역의 반만을 원주방향 72, 축 방향 10개씩 균등분할하였다.

외측 유막으로 급유된 윤활제는 외측 급유홈, 링내의 급유구 및 내측 급유홈을 통해 내측 유막으로 공급되는 과정에서 저널과 링의 회전으로 인한 원심력을 받아 압력 강하가 일어나는 것으로 생각되고 있다. 본 논문에서는 Tsuruta⁽⁹⁾가 제시한 다음과 같은 내측 유막 급유압력 강하식을 이용하여 내측 유막으로의 급유압력을 계산하였다.

$$\Delta p = \Delta p_A + \Delta p_B + \Delta p_C$$

$$\Delta p_A = \frac{\rho a_1^2}{2} (R_2^2 - R_0^2) + 2\rho a_1 b_1 \ln \left(\frac{R_2^2(4)}{R_0} \right) - \frac{\rho b_1^2}{2} \left(\frac{1}{R_2^2} - \frac{1}{R_0^2} \right)$$

$$\Delta p_B = \frac{\rho \omega_r^2}{2} (R_0^2 - R_1^2)$$

$$\Delta p_C = \frac{\rho a_2^2}{2} (R_1^2 - R_1^2) + 2\rho a_2 b_2 \ln \left(\frac{R_1}{R_1} \right) - \frac{\rho b_2^2}{2} \left(\frac{1}{R_1^2} - \frac{1}{R_1^2} \right)$$

$$a_1 = -\frac{R_0^2 \omega_r}{R_2^2 - R_0^2} \quad b_1 = \frac{R_2^2 R_0^2 \omega_r}{R_2^2 - R_0^2}$$

$$a_2 = \omega_j - \frac{R_i^2(\omega_j - \omega_r)}{R_i^2 - R_1^2} \quad b_2 = \frac{R_1^2 R_i^2(\omega_j - \omega_r)}{R_i^2 - R_1^2}$$

여기서 Δp_A , Δp_B 및 Δp_C 는 각각 Fig. 1에 나타나는 외측 급유홈(A), 급유구(B) 및 내측 급유홈(C)에서의 압력 강하를 의미하며, R_i 는 내측 급유홈의 최대반경, R_o 는 외측 급유홈의 최소반경을 나타낸다.

저널과 링의 정적 평형위치를 구하기 위하여 내외측 유막에서의 힘의 균형과 링에 미치는 모멘트의 균형을 고려하면 다음과 같은 평형방정식이 얻어진다.

$$\text{힘의 균형} \quad f_{rx1} = W_j \quad (5a)$$

$$f_{px2} = f_{px1} + W_r \quad (5b)$$

$$\text{모멘트의 균형} \quad T_{b1} = T_{r2} \quad (5c)$$

여기서 W_j 은 저널에 작용하는 하중, W_r 은 링의 자중, f_{rx1} 과 f_{px2} 는 내외측 유막에서의 반력, T_{b1} 및 T_{r2} 는 링의 내외면에 작용하는 마찰토크를 나타낸다. 이때 내외측 급유홈의 깊이는 유막두께에 비하여 상당히 크므로 급유홈내에서 발생하는 압력 및 마찰토크는 무시하였다.

식(5a)~(5c)를 무차원화하면 다음의 식이 얻어진다.

$$S_1 - (1 + \alpha)S = 0 \quad (6a)$$

$$S_2 - \frac{\alpha\delta^3}{\beta^2(1+\sigma)}S = 0 \quad (6b)$$

$$\bar{T}_{b1} - \beta(1 + \sigma)\bar{T}_{r2} = 0 \quad (6c)$$

식(6a)~(6c)의 연립방정식을 주어진 기준 줌퍼펠트 수 S 및 무차원 급유압력 $P_s (= p_s LD_1 / W_j)$ 에 대하여 풀면 저어널과 링의 정적 평형상태를 알 수 있으며, 내외측 유막의 정특성과 동특성을 구할 수 있다. 내외측 유막의 동특성은 섭동법⁽¹⁴⁾에 의하여 구하였다.

3. 탄성 회전체-프로팅링 저널베어링계의 안정성 해석

본 논문에서는 유한요소법⁽¹⁵⁾을 이용하여 프로팅링 저어널베어링으로 지지된 탄성 회전체의 굽힘진동에 대한 안정성을 해석하고자 한다. 탄성 회전체-베어링계는 탄성 회전축, 회전판 및 베어링으로 이루어지는데, 탄성 회전축은 전단변형을 무시할 수 있을 정도로 가늘고 긴 축대칭의 원형축으로

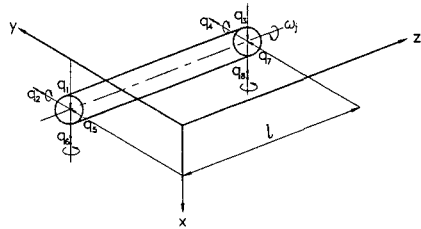


Fig. 2 Shaft element

서 회전관성(rotary Inertia)과 자이로스코프 효과를 고려하는 Rayleigh 보로 모델링하고, 회전판은 얇은 강체이고 회전축에 대해 대칭인 것으로 가정한다.

Fig. 2와 같은 회전축 요소의 절점좌표계를 사용할 경우, 내부감쇠를 무시한 회전축 요소의 운동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} m^s & 0 \\ 0 & m^s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}^s \\ \dot{y}^s \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & g^s \\ -g^s & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x^s \\ y^s \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k^s & 0 \\ 0 & k^s \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x^s \\ y^s \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_x^s \\ f_y^s \end{Bmatrix} \quad (7)$$

여기서 상첨자 's'는 회전축 요소, x^s 와 y^s 는 각각 $z-x$ 및 $y-z$ 평면에서의 4×1 벡터의 절점좌표들, f_x^s 와 f_y^s 는 각각 $z-x$ 및 $y-z$ 평면에서 절점에 작용하는 외력 및 모멘트들을 나타내며, 대칭인 요소행렬 m^s , g^s 및 k^s 는 다음과 같다.

$$\{x^{sT} \ y^{sT}\}^T = \{q_1 \ q_2 \ q_3 \ q_4 \ q_5 \ q_6 \ q_7 \ q_8\}^T$$

$$m^s = \frac{ml}{420} \begin{bmatrix} 156 & & & & & & & \\ & 22l & & 4l^2 & \text{sym.} & & & \\ & & 54 & 13l & & 156 & & \\ & & & -13l & -3l^2 & & -22l & 4l^2 \end{bmatrix} + \frac{1}{2\omega_j} g^s$$

$$g^s = \omega_j \frac{mr^2}{60l} \begin{bmatrix} 36 & & & & & & & \\ & 3l & & 4l^2 & \text{sym.} & & & \\ & & -36 & 13l & & 36 & & \\ & & & 3l & -l^2 & & -3l & 4l^2 \end{bmatrix}$$

$$k^s = \frac{El}{l^3} \begin{bmatrix} 12 & & & & & & & \\ & 6l & & 4l^2 & \text{sym.} & & & \\ & & -12 & -6l & & 12 & & \\ & & & 6l & -2l^2 & & -6l & 4l^2 \end{bmatrix}$$

여기서 q_1, q_3, q_5, q_7 는 각 절점의 x, y 방향 변위들, q_2, q_4, q_6, q_8 는 각절점에서 회전축의 중심선과 $z-x$ 및 $y-z$ 평면이 이루는 각도들, ω_j, m, l 및 r 은 각각 축 회전속도, 단위길이당 질량, 길이 및 반경을 나타낸다.

회전판에 대해서는 다음과 같은 운동방식을 얻는다.

$$\begin{bmatrix} \underline{m}^d & \underline{0} \\ \underline{0} & \underline{m}^d \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}^d \\ \dot{y}^d \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \underline{0} & \underline{g}^d \\ -\underline{g}^d & \underline{0} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x^d \\ y^d \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_x^d \\ f_y^d \end{Bmatrix} \quad (8)$$

여기서 상첨자 'd'는 회전판, x^d 및 y^d 는 각각 2×1인 절점좌표, f_x^d 및 f_y^d 는 외력을 나타내고, 회전판 요소행렬 \underline{m}^d 및 \underline{g}^d 는 다음과 같다.

$$\underline{m}^d = \begin{bmatrix} m_d & 0 \\ 0 & I_d \end{bmatrix}, \quad \underline{g}^d = \omega_j \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & I_p \end{bmatrix}$$

여기서 m_d, I_d 및 I_p 는 각각 회전판의 질량, 직경에 대한 관성모멘트 및 극관성모멘트를 나타낸다.

프로토틀링 저널베어링은 링을 사이에 두고 두개의 유막이 있으므로 내측 유막의 유막력 및 링의 운동방정식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{bmatrix} C_{xx1} & C_{xy1} \\ C_{yx1} & C_{yy1} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}^s \\ \dot{y}^s \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{xx1} & k_{xy1} \\ k_{yx1} & k_{yy1} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x^s \\ y^s \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} C_{xx1} & C_{xy1} \\ C_{yx1} & C_{yy1} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}^r \\ \dot{y}^r \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} k_{xx1} & k_{xy1} \\ k_{yx1} & k_{yy1} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x^r \\ y^r \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_x^b \\ f_y^b \end{Bmatrix} \quad (9a)$$

$$\begin{bmatrix} m_r & 0 \\ 0 & m_r \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}^r \\ \dot{y}^r \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx1} + C_{xx2} & C_{xy1} + C_{xy2} \\ C_{yx1} + C_{yx2} & C_{yy1} + C_{yy2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}^r \\ \dot{y}^r \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{xx1} + k_{xx2} & k_{xy1} + k_{xy2} \\ k_{yx1} + k_{yx2} & k_{yy1} + k_{yy2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x^r \\ y^r \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} C_{xx1} & C_{xy1} \\ C_{yx1} & C_{yy1} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}^s \\ \dot{y}^s \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} k_{xx1} & k_{xy1} \\ k_{yx1} & k_{yy1} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x^s \\ y^s \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_x^r \\ f_y^r \end{Bmatrix} \quad (9b)$$

여기서 상첨자 'b'는 베어링, 하첨자 '1' 및 '2'는 각각 내측 및 외측 유막, x^r 및 y^r 은 링의 변위, f_x^r 및 f_y^r 은 링에 작용하는 외력을 나타낸다.

식(7)-(9)의 요소방정식을 계 전체에 걸쳐 조합하면 다음과 같은 운동방정식이 얻어진다.

$$\underline{M}\ddot{q} + \underline{C}\dot{q} + \underline{K}q = \underline{f} \quad (10)$$

여기서 \underline{q} 는 전체좌표계, \underline{f} 는 계에 작용하는 외력으로서 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$q = \{x^T \ y^T\}^T, \quad f = \{f_x^T \ f_y^T\}^T$$

또한, $\underline{M}, \underline{C}$ 및 \underline{K} 는 각각 전체 질량, 감쇠 및 강성행렬로서 \underline{M} 은 대칭행렬, \underline{C} 및 \underline{K} 는 비대칭행

렬이다.

식(10)은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\underline{A}w + \underline{B}w = \underline{F} \quad (11)$$

여기서

$$\underline{A} = \begin{bmatrix} \underline{0} & \underline{M} \\ \underline{M} & \underline{C} \end{bmatrix}, \quad \underline{B} = \begin{bmatrix} -\underline{M} & \underline{0} \\ \underline{0} & \underline{K} \end{bmatrix}, \quad \underline{F} = \begin{Bmatrix} \underline{0} \\ \underline{f} \end{Bmatrix}$$

식(11)에 대응하는 고유치문제는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$(\underline{sA} + \underline{B})W = \underline{0} \quad (12)$$

따라서, 식(12)을 풀어서 구한 고유치 s 의 실수부 부호를 조사함으로써 안정성을 판별할 수 있다.

4. 탄성 회전체의 안정성 실험

본 실험은 프로토틀링 저널베어링으로 지지된 탄성 회전체의 안정성을 실험하여 앞서 전개한 프로토틀링 저널베어링의 이론해석과 회전체 안정성에 대한 이론의 타당성을 검증하는데 목적이 있다. 유한요소법에 의해 전개된 본 이론은 회전축의 단면이 원형인 임의 형상의 회전체에 대하여 적용이 가능하나, 여기서는 양단이 동일한 프로토틀링 저널베어링으로 지지되고 회전축의 중심에 회전판이 한개 달려 있는 좌우대칭형의 회전체에 대하여 실험과 이론해석을 수행하고자 한다. 본 실험에서는 링의 회전속도를 측정하여 이론치와 비교함으로써 베어링의 정특성에 대한 이론 해석의 타당성을 간접적으로 검증하고, 계의 불안정 현상을 관찰함으로써 안정성이론의 타당성을 검증하고자 한다.

실험장치의 개략도는 Fig. 3과 같다. 중앙에 회

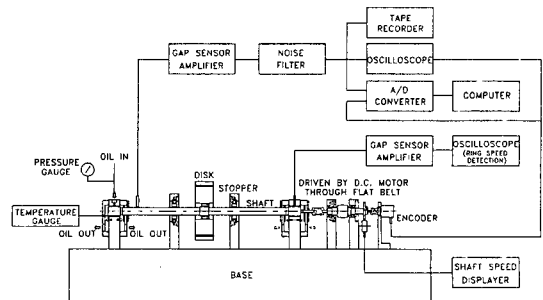


Fig. 3 Experimental apparatus and measuring system

전판이 달려 있는 시험 회전체는 양단에서 서로 같은 원주방향 급유홀 프로토틀링 저널베어링으로 지지되고, 이는 다시 밀판에 고정되어 있다. 시험 회전체는 외부의 속도가변형 1.5 KW급 D.C. 모터에 의해 평벨트를 통하여 구동되어 최고 10,700 rpm 까지 운전이 가능하며, 구동부의 시험 회전체에 대한 영향을 줄이기 위하여 Helical형의 후렉시블커플링을 사용하여 시험축을 연결하였다. 축과 베어링의 어긋남을 방지하기 위하여 밀판은 주철 정반으로 하였고, 양쪽 베어링 지지대는 일체가공하여 밀면과 베어링중심간의 거리를 서로 같게 하고, 정반에 T홈을 내어 수평방향의 위치기준으로 삼았다. 또한, 베어링 외경보다 10 μm 작은 직경의 조립용 축을 제작하여 회전판이 조립용 축 중앙에 끼워진 상태에서 조립용 축이 움직일 수 있도록 베어링지지대를 고정하였다.

시험 회전체는 Fig. 4와 같이 S45C로 제작하였으며, 회전판과 축의 질량은 각각 13.32 kg와 2.66 kg이다. 회전판과 축은 접촉면을 되도록 줄이기 위해 테이퍼드 슬리브 커플링으로 결합하였다. 본 실험은 실험장치의 1차 급회 위험속도인 약 2,400 rpm을 통과하여야 하므로 안전운전을 위해 균형잡기가 필수적인데, 제작소에서의 균형잡기가 곤란하여 실험실에서 장치 조립 후 운전하면서 현장균형잡기(field balancing)을 하였다. 균형잡기는 위험속도보다 조금 낮은 2,300 rpm에서 단일평면 영향계수법(single plane influence coefficient method)으로 수행하였으며 그 결과 위험속도를 무리없이 통과할 수 있었다.

링은 재질을 황동으로 하여 Fig. 5와 같이 내측 유막과 외측 유막의 간극의 조합이 서로 다른 5조의 링을 제작하였으며, 이때 유막 간극비는 1.89에서 2.63사이에 있게 된다. 내측 유막의 세장비는 1.0, 외측 유막의 세장비는 0.79, 한쪽베어링에 작용하는 하중은 78.4 N, 평균면압은 87.1 kPa로서 비교적 경부하이고, 링의 질량은 0.122 kg이다. 진원도를 보장하기 위하여 링 내면은 호닝, 외면은 연삭 가공하였으며, 양단의 수직면 또한 연마하였다. 링의 축방향 중앙부에는 깊이 1 mm, 폭 5 mm의 내외측 급유홀을 가공하였고, 양 급유홀을 연결하는 지름 5 mm의 급유구를 원주방향으로 등간격으로 5개 뚫어 외측 급유홀의 윤활제가 내측 급유홀으로 들어가게 하였다. 또한, 링의 길이를 베어링 지지대의 폭보다 0.4 mm 작게하고 베어링 지지

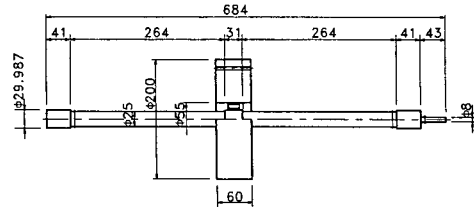
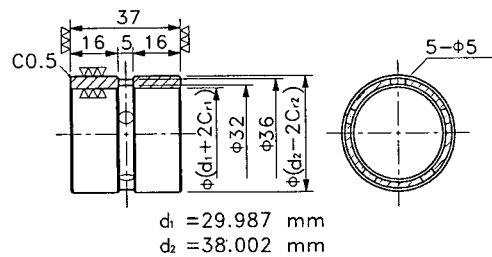


Fig. 4 Test rotor



$d_1 = 29.987 \text{ mm}$
 $d_2 = 38.002 \text{ mm}$

	$C_{r1}, \mu\text{m}$	$C_{r2}, \mu\text{m}$
1	35	62
2	35	92
3	49	91
4	49	135
5	64	121

Fig. 5 Test ring

대에 폭 10 mm의 평면 Thrust판을 링의 양 옆면이 마주 보이도록 설치하여 링의 축방향 운동을 구속하였다.

윤활제는 베인펌프에 의해 베어링 상부의 공급구를 통해 공급되며, 공급압력은 펌프와 공급구 사이에 바이패스 밸브를 2개 설치하여 조절하였다. 윤활제로는 녹 및 산화방지제, 내마모제가 함유된 ISO 점도분류 10의 스핀들유를 사용하였으며, 윤활제의 온도와 점도 관계식은 다음과 같다.

$$\log \log (\nu + 0.6) = 10.46 - 4.19 \log T_a \quad (13a)$$

$$\eta = \rho \nu \quad (13b)$$

여기서 ν 는 윤활제의 동점도, η 는 절대점도, T_a 는 절대온도를 나타내고, q 는 윤활제의 밀도로서 0.847g/cm³이다. 실험시 윤활제의 배유온도는 운전속도에 따라 21~28°C사이에서 변화하였으며, 배유온도를 측정하여 그 때의 점도를 이론계산에 사용하였다.

본 실험장치에서 측정사항 및 방법은 다음과 같다.

- 윤활제 공급압력 : 베어링 공급구 직전에

Bourdon형의 압력계를 설치하여 측정한다.

- 급유온도 : 급유탱크에서 Chromel-Alumel 열전대로 측정한다.

- 배유온도 : 베어링의 양단에서 Chromel-Alumel 열전대로 측정한다.

- 축의 회전속도 : 중간축에 잇수 60개의 기어를 설치하고 그 잇수를 세는 방식의 와전류식 타코미터로 측정한다.

- 축의 변위 : 축의 길이방향의 한 곳에서 서로 직각인 두 방향의 변위를 비접촉 와전류식 변위센서를 사용하여 측정한다.

- 링의 회전속도 : 베어링 지지대의 외측 급유홈 가까이 비접촉 와전류식 변위센서를 설치하여 링이 회전함에 따라 급유구가 센서를 지나갈 때 나오는 변위신호의 횟수를 디지털 오실로스코프에서 읽어 링의 회전속도로 환산한다.

5. 결과 및 고찰

Fig. 6은 윤활제 공급압력이 20kPa인 경우 링 회전속도 측정결과를 이론과 비교한 것이다. 본 실험의 축 회전속도 구간에서 링 회전속도는 축 회전속도에 따라 거의 비례적으로 증가하고 있고, 내측 유막의 간극이 일정한 경우 외측 유막의 간극이 커짐에 따라 증가하는 경향을 보이고 있다. 또한, 저속역에서는 실험치가 이론치를 상회하고 있으나 전체적으로 비교적 잘 맞고 있다. 본 실험에서는 베어링 자체의 부하능력 또는 마찰손실과 같은 정특성을 직접 측정하지는 않았으나, 측정된 링 회전속도가 이론해석치와 비교적 잘 맞는 것으로 미루어 베어링의 정특성에 대해서는 본 논문의 이론으로 어느 정도 예측이 가능할 것으로 사료된다.

Fig. 7은 내외측 유막의 간극이 각각 35 μm와 92 μm일 때 저속역에서 윤활제 공급압력의 조정 여부에 따라 발생하는 두 가지 운전형태를 나타낸 것으로서 자유단의 베어링으로부터 6 cm 떨어진 곳에서 측정된 하중방향의 축 변위를 축 회전속도에 따라 주파수 분석한 것이다. (a)는 윤활제 공급압력을 20 kPa로 시종유지하면서 축 회전속도를 올려가는 경우인데, 링을 부상시키기 시작한 1,500 rpm 부터 축 회전속도보다 낮은 속도로 선회하는 진동이 발생하였다. 이 진동은 선회속도가 축과 링의 회전속도의 합의 1/2 정도이었던므로 내측 유막에 의한 불안정 현상인 것으로 판단된다. 그러나,

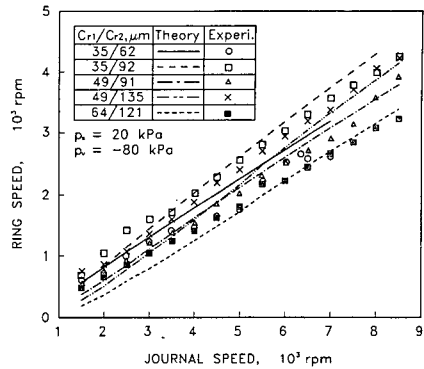
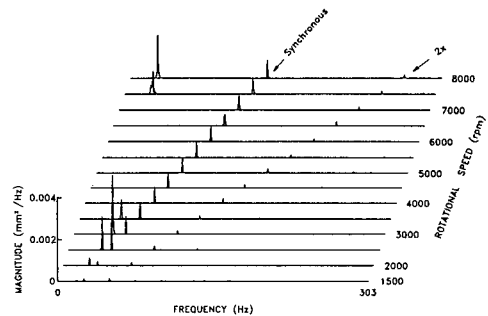
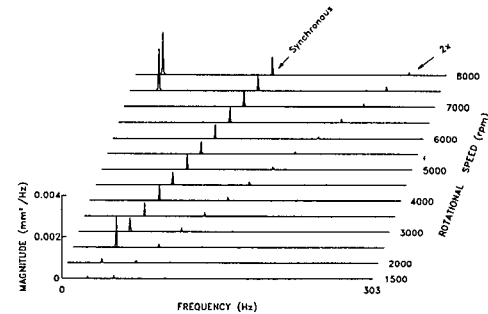


Fig. 6 Ring speed versus journal speed



(a) ps is 20 kPa for the whole speed range



(b) ps is less than 10 kPa for shaft speed lower than 4000 rpm and kept constant (20kPa) for shaft speed higher than 400 rpm

Fig. 7 Cascade plots of power spectral density of shaft displacement in load direction, $C_{r1}=35 \mu m$, $C_{r2}=92 \mu m$

축 회전속도를 더 증가시키면 약 3,800 rpm 정도에서 내측 유막에 의한 불안정 현상이 소멸되고 안정된 운전이 가능하게 되며, 이후 계속 속도를 올리면 약 7,400 rpm에서 갑자기 큰 진폭의 진동이 발생하였다. 이 진동은 선회속도가 링 회전속도의

1/2 정도였으므로 외측 유막에 의한 불안정 현상으로 판단되며, 더 고속에서도 이 현상이 계속되었다. (b)는 4,000 rpm까지는 윤활제 공급압력을 10 kPa 이하로 하면 내측 유막에 의한 불안정현상의 발생을 피한 후 4,000 rpm부터 윤활제 공급압력을 20 kPa로 승압시켜 계속 유지한 경우인데, 안정된 운전이 계속되다가 (a)의 경우와 마찬가지로 약 7,400 rpm에서 외측 유막에 의한 불안정 현상이 발생하였다. (a)와 같이 내외측 유막에 의한 불안정 현상이 모두 나타나는 회전체의 거동은 베어링 면압이 낮은 경우에 발생하는 것으로서 Tsuruta, ⁽³⁾ Ng. & Orcutt, ⁽⁴⁾ Tanaka & Hori⁽⁵⁾ 등의 논문에서도 보고된 바 있으며, (b)와 같이 외측 유막에 의한 불안정 현상만이 나타나는 거동은 비교적 베어링면압이 높은 영역(1.65 kg/cm²)에서 실험한 Tondl⁽¹⁵⁾에 의해서 보고되고 있다. 베어링의 면압이 낮을 경우는 유막내에서 발생하는 압력의 크기가 작으므로 캐비테이션 현상이 잘 발생하지 않아 유막내 압력분포는 Sommerfeld 경계조건과 유사한 유막형성조건이 되는 것으로 알려져 있는데, Sommerfeld 경계조건하에서는 회전체가 절대적인 불안정성을 보인다는 것을 생각하면 (a)의 경우와

같이 내측 유막에 의한 불안정 현상이 먼저 발생하는 것은 공동영역이 상당히 작아서 내측 유막에 의한 불안정성이 크기 때문이라고 사료된다. 원주방향 급유홈 프로파일링 저어널베어링은 급유홈내의 압력과 유막내압력의 차에 의해서만 윤활제가 공급되므로 공급압력이 낮으면 유량이 적어지고 따라서 유막내에서는 윤활제부족으로 인해 공동영역이 확장된다. (b)의 경우 4,000 rpm 이하에서 윤활제 공급압력을 낮추었을 때 불안정 현상이 발생하지 않은 것은 이러한 윤활제부족으로 인한 공동영역의 확장으로 베어링이 안정화되었기 때문인 것으로 사료된다. 한편, (a)와 (b)의 두 경우 모두 곱힘 고 유진동수의 2배 이상의 축 회전속도에서 고유진동수에 해당하는 선회속도로 축이 선회하는 Oil Whip 현상은 발생하지 않았다. .

Table 1은 Fig. 7(a)와 같은 운전형태를 따랐을 때 관찰된 내측유막의 불안정현상이 나타나는 속도 범위를 이론 결과와 비교한 것이다. 내측 유막에 의한 불안정 현상은 모든 실험 베어링에서 링의 부상과 함께 시작되었으나, 그 종료속도는 경우에 따라 달라서 내측 간극이 35 μm인 경우는 외측 유막에 의한 불안정 현상이 나타나기 전에 내측 유막에

Table 1 Unstable range of system due to inner film, rpm

C_{r1}/C_{r2} , μm	p_s , kPa	Experiment		Theory (JFO) ⁽³⁾	
		Onset	Termination	Onset	Termination
35/62	20	<1,500 ⁽¹⁾	4,900	2,800	4,100
	30	"	5,000	2,600	4,100
35/92	20	"	3,800	2,400	3,400
	30	"	3,900	2,600	3,500
49/91	20	"	Note.2	2,800	4,200
	30	"	"	2,700	4,300
49/135	20	"	"	2,900	4,100
	30	"	"	2,800	4,400
64/121	20	"	"	2,900	4,900
	30	"	"	2,800	5,100

Note. 1 Instability due to the inner film occurred as soon as the ring was floated.

2 Instability due to the inner film continued until instability due to the outer film took place.

3 Instability due to the inner film was not predicted by the theory adopting Reynolds boundary condition.

의한 불안정 현상이 완전히 소멸되었으나 내측 간극이 $49\ \mu\text{m}$ 와 $64\ \mu\text{m}$ 인 경우는 내측 유막에 의한 불안정 현상이 소멸되지 않고 상당히 약화된 채로 외측 유막에 의한 불안정 현상이 발생하였다. 이는 외측 유막에 의한 계의 불안정 개시속도에서 축의 변위를 주파수 분석한 Fig. 8에서 알 수 있다. 내측 간극이 $49\ \mu\text{m}$ 와 $64\ \mu\text{m}$ 인 경우는 비록 실험한 운전속도내에서는 선형안정성의 관점에서는 불안정 하였으나 내측 유막에 의한 불안정 현상이 상당히 약화된 구간에서는 그 진동진폭이 그다지 크지 않

으므로 실질적으로는 안정된 운전이 가능한 것으로 판단되었으며 이처럼 내측 유막의 불안정 진동을 제어하여 운전가능영역을 넓힐 수 있는 것이 프로토틀링 저널베어링을 사용하는 큰 이유인 것으로 사료된다. 본 실험에서 관찰된 내측 유막에 의한 불안정 현상은 JFO 경계조건을 사용한 이론해석에서 공동영역의 압력을 영으로 하여서는 이론적으로 예측할 수 없었으며, 공동영역의 압력으로서 음의 압력을 허용하였을 때 예측이 가능하였다. 본 논문에서는 공동영역의 압력을 $-80\ \text{kPa}$ 로 하여 이론 해석을 수행하였는데, 내측 유막에 의한 불안정 현상은 $2,400\sim 2,900\ \text{rpm}$ 에서 시작되고 외측 유막에 의한 불안정 현상의 시작전에 소멸되는 것으로 계산되어 실제로 시작속도는 더 높고 종료속도는 더 낮아 계의 안정영역을 더 넓게 예측하고 있다. 또한, 실험 및 이론이 모두 윤활제의 공급압력을 높이면 계의 불안정성이 증대되어지는 것을 보여주고 있다. 그러나, 기존의 레이놀즈 경계조건을 사용한 해석으로는 내측 유막에 의한 불안정 현상을 예측할 수 없었으므로 본 이론해석은 내측 유막에 의한 불안정 현상을 예측하는데 도움을 줄 수 있을 것으로 판단된다.

고속에서의 안정성을 위해 프로토틀링 저어널베어링을 채용하는 경우에는 내측 유막의 불안정 현상이 약화되고 외측 유막의 불안정 현상이 발생할 때까지의 고속안정영역에서 운전하는 것이 바람직하므로 외측 유막의 불안정 개시속도가 중요하게 된다. Table 2는 외측 유막에 의한 불안정 개시속도를 이론과 비교한 것이다. 전체적으로 레이놀즈 경계조건을 사용한 경우가 불안정 개시속도의 절대값에서는 실험에 더 가까운 결과를 주고 있으나, 윤활제 공급압력을 증가시켰을 때 실험에서 나타난 계의 안정성 저하와는 정반대인 안정성의 향상을 예측하고 있으므로 정성적으로 윤활제 공급압력의 영향을 설명해 주지 못하고 있다. 그에 비해 본 이론은 외측 유막에 의한 불안정 개시속도를 실제 실험치보다 낮게 예측하고 있으나, 그 차이가 그다지 크지는 않으며, 윤활제 공급압력에 따라라도 실험과 같은 경향을 나타내고 있다. 윤활제 공급압력의 감소와 더불어 계가 안정화되는 것은 공급유량의 부족으로 인해 공동영역이 증가되기 때문으로 사료되는데, 실제로 윤활제 공급압력이 $10\ \text{kPa}$ 인 경우는 모든 경우에 본 실험장치의 최고 운전속도인 $10,700\ \text{rpm}$ 까지 외측 유막의 불안정 현상이 관찰

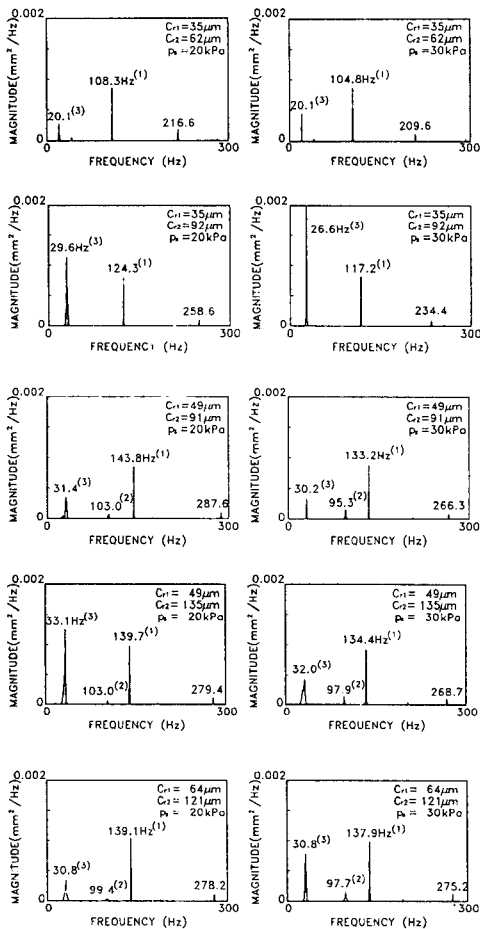


Fig. 8 Power Spectral density of shaft displacement in load direction in the neighborhood of instability onset speed of system due to outer film
 (1) frequency component of shaft rotation
 (2) frequency component of oil whirl due to inner film
 (3) frequency component of oil whirl due to outer film

Table 2 Instability onset speed of system due to outer film, rpm

$C_n/C_r, \mu\text{m}$	p_s, kPa	Experiment	Theory	
			JFO	Reynolds
35/62	20	6,500	6,200	8,500
	30	6,300	6,000	8,500
35/92	20	7,400	5,500	7,200
	30	7,000	5,400	7,000
49/91	20	8,500	6,500	7,800
	30	8,000	6,400	8,000
49/135	20	8,300	6,300	7,700
	30	8,000	6,300	7,900
64/121	20	8,300	7,100	7,900
	30	8,200	7,100	8,200

되지 않았다. 그러나, 윤활제 공급압력이 낮은 경우는 내측 유막의 급유압력 강하의 영향으로 내측 유막에서 심한 윤활제 부족 현상의 발생이 우려되므로 공급압력을 너무 낮추지는 말아야 할 것으로 사료된다. 외측 유막에 의한 불안정 현상은 그 시작과 더불어 상당히 큰 진폭의 진동이 끊임없이 계속되는 경우와 큰 진동이 숨쉬듯이 생겼다다 없어지는 것을 반복하는 경우가 관찰되었으나 두 경우 모두 축 회전속도를 증가시키기에 따라 내측 유막에 의한 불안정 현상과는 달리 그 진폭이 줄어들지 않았으므로 외측 유막에 의한 불안정 현상이 발생한 상태에서는 실제적으로 장기적인 운전이 불가능한 것으로 판단된다.

6. 결 론

원주방향 급유홈 프로토타입 저널베어링으로 지지된 탄성 회전체의 거동을 이론 해석 및 실험을 통해 연구한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 원주방향 급유홈 프로토타입 저널베어링을 JFO 경계조건을 사용하여 해석하고, 프로토타입 저널베어링으로 지지된 탄성 회전체의 굽힘진동에 대한 안정성의 해석에 유한요소법을 적용하였다.
- (2) JFO 경계조건을 사용한 이론으로 링의 회전속도를 잘 예측할 수 있었다.
- (3) 실험한 경우하의 상태에서는 공급압력이 20

kPa 이상 일 경우 비교적 저속역에서 기존의 레이놀즈 경계조건을 사용한 이론해석으로는 예측할 수 없는 내측 유막에 의한 불안정 현상이 발생하였으며, 공동영역의 압력으로 음압을 허용하는 JFO 경계조건을 사용한 이론으로 이를 예측할 수 있었다.

(4) 내측 유막에 불안정 현상은 발생후 어느 정도의 축 회전속도 이상에서는 축 회전속도를 증가시키기에 따라 진동 진폭이 감소되어 결국에는 상당히 약화되거나 완전히 소멸되는 경향을 나타내었으며, 이렇게 불안정 진동이 약화된 영역에서는 실질적으로 안전운전이 가능할 것으로 판단되었다.

(5) 비교적 고속역에서는 외측 유막에 의한 불안정 현상이 발생하였으며, 이 진동은 내측 유막에 의한 불안정 현상과는 달리 회전속도를 증가시키기에 따라 진폭이 작아지지 않고 큰 진폭이 계속되는 경향을 보였다. 본 논문의 이론은 외측 유막에 의한 불안정 현상의 발생속도도 비교적 잘 예측하였다.

(6) 내외측 유막에 의한 회전체의 불안정 속도영역은 윤활제의 공급압력이 높을수록 확장되었으며, JFO 경계조건을 사용한 이론으로 이를 잘 예측할 수 있었다.

참고문헌

- (1) Newkirk, B. L., 1924, "Shaft Whipping," General Electric Review, p. 169.

- (2) Trippet, R. J. and Li, D. F., 1984, "High-Speed Floating-Ring Bearing Test and Analysis," ASLE Trans., Vol. 27, pp. 73~81.
- (3) Tsuruta, Y. and Tsuda, K., 1985, "Investigation into an Effect of Floating Bush Bearing, in Suppressing Oil-Whip at Higher Shaft Speed," J. of JSLE, Vol. 30, 1985, pp. 838~845.
- (4) Orcutt, F. K. and Ng, C. W., 1968, "Steady-State and Dynamic Properties of the Floating-Ring Journal Bearings," ASME J. of Lub. Tech., Vol. 90, pp. 243~253.
- (5) Tanaka, M. and Hori, Y., 1972, "Stability Characteristics of Floating Bush Bearings," ASME J. of Lub. Tech., Vol. 94, pp. 248~259.
- (6) Li, C. H. and Rohde, S. M., 1981, "On the Steady State and Dynamic Performance Characteristics of Floating Ring Bearings," ASME J. of Lub. Tech., Vol. 103, pp. 389~397.
- (7) Tu, W. L. and Zhang, Z., 1990, "Stability Studies on Turbocharger Supported on Floating Ring Bearings," Proceedings of the International Conference on Hydrodynamic Bearing-Rotor System Dynamics, Sept. 17-21, Xi'an, China, pp. 350~356.
- (8) Dowson, D., et al, 1985, "An Analysis of the Circumferentially Grooved Journal Bearing with consideration of lubricant film reformation," Proc. Instn. Mech. Engrs., Vol. 199, No C1, pp. 27~34.
- (9) Martin, F. A. and Jones, G. J., 1979, Discussion to "The Effect of Load and Feed Pressure on Whirl in a Grooved Journal Bearing," by Akkok, M. and Ettles, C. M. M., ASLE Trans., Vol. 22, pp. 175~184.
- (10) Floberg, L. and Jakobsson, B., 1957, "The Finite Journal Bearing, Considering Vaporization," Trans. Chalmers Univ. Tech., Goteborg, p. 190.
- (11) Olsson, K., 1965, "Cavitation in Dynamically Loaded Bearings," Trans. Chalmers Univ. Tech., Goteborg, p. 308.
- (12) 정연민, 김경웅, 1991, "원주방향 급유홈 프로토타입 저널베어링의 해석", 한국윤활학회지, 제7권, 제2호, pp. 75~84.
- (13) Elrod, H. G., 1981, "A Cavitation Algorithm," ASME J. of Lub. Tech., Vol.103, pp. 350~354.
- (14) Lund, J. W., 1987, "Review of the Concept of Dynamic Coefficients for Fluid Film Journal Bearings," ASME J. of Tribology, Vol. 109, pp. 37~41.
- (15) Nelson, H. D. and McVaugh, J. M., 1976, "The Dynamics of Rotor Bearing Systems Using Finite Elements," ASME J. of Eng. for Ind., Vol. 98, pp. 593~600.
- (16) Tondl, A., 1965, Some Problems of Rotor Dynamics, Chapman and Hall, London, pp. 155~160, 200~201.