

내측유막으로의 공급유량이 플로팅 링 저어널베어링의 성능에 미치는 영향

김종수 · 최상규* · 유광택**

한국해양대학교 기계냉동자동차공학부, *한국기계연구원 회전체진동실
**(주)쌍용중공업 엔진기술연구소

Effects of Oil Supply into Inner Film on Performance of Floating-Ring Journal Bearing

Jong-Soo Kim, Sang-Gyu Choi* and Kwang-Taek Yoo**

Dept. of Mech. System Engineering, Korea Maritime University

*Rotordynamic Laboratory, KIMM,

**Engine Research Institute, SsangYoung Heavy Industries Co., Ltd.

Abstract—In this work, the effect of pressure drop at inner film due to centrifugal forces acting on the lubricating fluid is investigated for static and dynamic characteristics of floating ring journal bearing. The momentum effect of oil supply into a inner film through oil feeding holes of floating ring on the bearing performance is also studied. It is compared the pressure drop effects and the momentum effect of oil supply into a inner film for all bearing performance parameters. It is shown that some performance of floating ring bearings can be controlled by the momentum of oil supply into a inner film.

Key words—ring speed, pressure drop, oil groove, stiffness coefficient, damping coefficient, fluid momentum.

1. 서 론

회전기계에는 회전체를 지지하기 위하여 반드시 베어링이 사용되고 있다. 회전기계의 종류와 그 용도에 따라 적절한 베어링의 사용은 매우 중요한 공학기술이라 할 수 있다. 오늘날 전 산업에서의 고 효율화에 따라 회전기계의 사용속도도 증가하지 않을 수 없으며, 많은 고속 회전기계에서는 이미 주축의 1차 위험속도 이상에서 사용되고 있다. 그러나 이와같은 고속에서는 기존의 볼베어링(ball bearings)이나 평면 저어널베어링(plain journal bearings)으로는 더 이상 안정한 회전운동을 얻을 수 없게 되었다.

이와 같이 고속에서 안정한 회전운동을 얻기 위한 여러 가지의 베어링 시스템이 개발되어 왔다. 그 중의 하나가 플로팅-링 저어널베어링(floating-ring journal bearings)이다. 플로팅-링 저어널베어링은 일반적인 저어널베어링의 유막 틈새에 자유롭게 움직일 수 있는 링(ring)을 삽입하여 이중의 윤활유막을 형성하도록 하는 베어링이다. 이때 중간

의 플로팅-링이 유막의 마찰력에 의하여 회전축을 따라 회전하는 것을 일반적으로 플로팅-링 저어널베어링이라고 하며, 경우에 따라서는 삽입-링이 회전은 구속되고 스퀴즈 운동만 가능하게 한 베어링을 반 플로팅-링 저어널베어링(semi-floating-ring journal bearings)으로 구별되기도 한다[1].

플로팅-링 저어널베어링은 이중의 유막 중간에 회전하는 링을 가지게 됨으로써 회전축이 동일한 회전속도를 갖는 경우에는 상대속도의 감소로 인하여 마찰손실이 줄어드는 장점이 있을 뿐만아니라 윤활유량의 상대적으로 많이 요구하기 때문에 열적 특성이 우수하다. 그리고 고속 안정성을 위한 다른 형태의 베어링 시스템에 비하여 가공이 용이하여 경제적이다[2]. 또한 이중유막(double fluid film)을 갖게 됨으로 인하여 내측유막에서 발생하는 불안정 진동을 외측유막의 동적특성에 의하여 흡수되어 안정한 운동을 할 수 있는 것으로 보고되고 있다[2-15]. 결국 동 베어링의 사용한계는 외측유막에 의하여 발생하는 불

안정 진동에 의하여 결정될 것이다.

플로팅-링 제어널베어링에 대한 연구는 1910년대 Leyland사에서 처음 사용된 이래로 여러분야에서 사용이 시도되었다[9,10]. 또한 동 베어링에 대한 연구가 간헐적으로 이어져 왔으나 충분히 연구되고 활용되고 있지 못한 것으로 판단된다. 이는 동 베어링에 대한 연구가 충분하게 이루어지지 못하였을 뿐만아니라 동 베어링의 용도가 주로 경하중 고속에서만으로 사용 가능한 것으로 제한 되었기 때문일 것으로 사료된다. 최근에 Clarke등[14]은 발전설비용 대형 베어링에도 플로팅-링 베어링의 사용 가능성을 연구하였다. 그러나 아직까지 대부분은 고속 경하중의 용도로 개발되며 또한 연구되고 있다. 추후 발전설비용 터빈 베어링으로 사용되는 텀팅 패드 제어널 베어링은 고가이기 때문에 경제적인 플로팅-링 제어널베어링으로의 대체 가능성에 대한 연구가 필요한 실정이다.

플로팅 링 제어널베어링의 성능에 중요한 역할을 하는 인자로는 링의 회전속도, 내측유막으로 유량공급량 및 압력 등이 있다. 지금까지 모든 연구자들은 링의 회전속도를 계산할 때 회전하는 링을 통하여 공급되는 유량에 의한 운동량을 고려하지 않았다. 링의 형상(내측유막에서의 오일그루브의 크기 등)에 따라 내측유막으로의 공급유량이 많아 질 수 있으며 이러한 경우에는 정확한 성능 해석을 위하여는 공급유량의 운동량을 고려하지 않으면 안될 것이다.

본 연구에서는 현재 사용되고 있는 박용디젤기관의 과급기(turbo-charger)용 플로팅 링 베어링에 대하여 링의 회전에 의한 원심력으로 인한 내측유막의 공급압력강화 효과와 내측유막으로의 공급유량이 갖는 운동량이 베어링의 성능에 미치는 영향을 조사한다. 또한 지금까지 고려되지 않은 내측유막으로의 공급유량이 갖는 운동량이 베어링의 성능에 큰 영향을 미칠 수 있음을 밝히고자 한다.

2. 플로팅 링 제어널베어링의 해석이론

2-1. 지배방정식

Fig. 1은 플로팅 링 제어널베어링의 개략적 형상 및 좌표계를 나타내고 있다. 제어널베어링에서 축이 회전하면 유체의 점성력에 의하여 유막에서 압력이 발생하게 되어 축에 작용하는 하중을 지지하게 된다. 유막두께 방향으로의 점도변화를 무시한 경우에 있어서 유막압력의 크기를 나타내는 레이놀즈 방정식은 각각의 유막에 대하여 다음과 같이 표현된다.

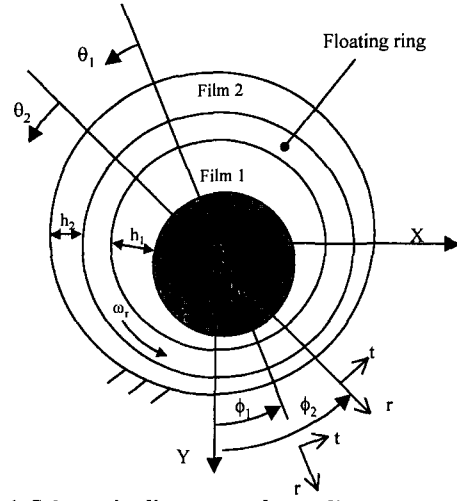


Fig. 1. Schematic diagram and coordinate system of a floating ring bearing.

$$\frac{1}{r_i^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[\frac{h_i^3}{12\mu} \frac{\partial p_i}{\partial \theta} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{h_i^3}{12\mu} \frac{\partial p_i}{\partial z} \right] = \frac{\omega_i}{2} \frac{\partial h_i}{\partial \theta} + \frac{\partial h_i}{\partial t} \quad (1)$$

위 식에서 하첨자 i 는 각 유막을 나타내며 $i=1$ 은 내측유막을 의미하고, $i=2$ 는 외측유막을 의미한다. 그러므로 r_1 은 제어널의 반경이 되고 r_2 는 플로팅 링의 외측 반경이 된다. μ 는 윤활유의 점도를 나타내고, z 는 축방향 좌표를 나타내며 중앙단면을 기준으로 한다. 또한 위식에서 우변의 속도항은 아래의 식과 같이 내측유막에서는 제어널의 회전속도(ω_1)와 링의 회전속도(ω_2)의 합으로 표시되고 외측유막은 링의 속도만 존재하게 될 것이다.

$$\begin{aligned} \omega_1 &= \omega_j + \omega_r \\ \omega_2 &= \omega_r \end{aligned} \quad (2)$$

그리고 유막두께식은 아래와 같다.

$$h = c_i(1 + \epsilon_i \cos \theta) \quad (3)$$

여기서, c_i 는 각 유막의 평균틈새이고 ϵ_i 는 각 유막의 편심율이며, θ 는 각 유막의 원주방향 좌표로 시작위치는 Fig. 1에서와 같이 위상각 ϕ_i 만큼 다르게 시작된다. 즉, 각 유막에 대한 (r, t) 좌표계와 전체 시스템의 고정좌표계 (x, y) 와는 위상각 ϕ_i 만큼 차이가 난다. 식 (1)에서 정상상태에 대하여는 우변의 둘째항은 무시된다.

2-2. 압력경계조건

식 (1)로부터 유막압력을 구하기 위하여 해석영역에 대한 압력에 대한 경계조건이 요구된다. 본 연구에서 사용된 압력경계조건은 각각의 유막에 대해 아래와 같다.

원주방향 급유홈에서 $p = p_{s1}$

축방향 급유홈에서 $p = p_{s1} \left\{ 1 - \left(\frac{z}{L/2} \right)^2 \right\}$

축방향 양단에서 $p = 0$

원주방향의 주기성 $p(\theta + 2\pi, z) = p(\theta, z)$

여기서 p_s 는 각 유막의 급유구에서의 윤활유 공급압력이다. 이 공급압력은 급유량과 플로팅 링의 회전에 의한 내측유막의 압력강하에 의하여 각각 달라진다. 한편 유막의 파단이 발생하는 경우에는 아래와 같은 경계조건을 추가하여 사용한다.

유막파단 위치에서 $\frac{\partial p}{\partial n} = 0$

유막재형성 위치에서 $\frac{\partial p}{\partial n} = 0$

공동영역에서 $p = p_v$

여기서 n 은 윤활유막의 경계면의 수직방향을 나타내고, p_v 는 공급윤활유의 포화증기압(본 연구에서는 0으로 간주)이다.

각 유막의 윤활유 공급구에서의 공급압력은 공급되는 윤활유량과 링의 회전에 의한 압력강하에 의하여 결정된다.

$$Q_1 = C_{D2}(p_s - p_{s2}) \tag{4a}$$

$$Q_1 = C_{D1}(p_{s2} - p_{s1}) \tag{4b}$$

여기서 p_s 는 베어링 외부에서 유막으로의 공급압력이고 p_{s1} 및 p_{s2} 는 각각 내측유막 및 외측유막 공급구에서의 압력이다. 그리고 C_{D1} 및 C_{D2} 는 각각 플로팅 링과 하우징에서의 유량저항계수이다. Q_2 는 베어링을 내외측 유막을 통하여 빠져나가는 유량이고, Q_1 은 내측유막에서 빠져나가는 유량이다. 각 유막에서의 유출유량을 구하면 각각의 공급구에서의 압력을 구할 수 있다. 그러나 위 식은 플로팅 링의 회전에 의한 내측유막으로의 유량공급이 저하되는 현상을 고려하지 않은 것이다. 플로팅 링이 회전하면 원심력에 의하여 내측유막으로부터 외측유막으로 유량이 빠져나가게 되며, 이로 인한 유출량이 외측유막으로부터 공급되는 유량보다 크면 내측유막으로 윤활유 공급이 불가능해진다. 즉 링의 회전에 의하여 공급압력이 강해지는 효과가 발생하며, 이 압력이 0보다 작게 되면 더 이상 윤활유 공급이 불가능함을 의미한다. 원심력에 의한 내측유막에서의 압력강하량은 다음의 식과 같이 표현될 수 있다[2,6].

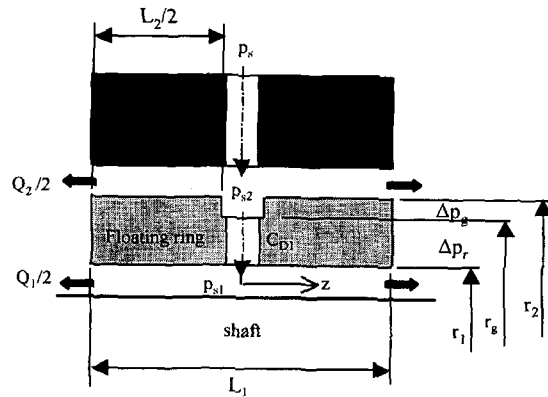


Fig. 2. Sectional view of floating ring bearing.

$$\Delta p = \Delta p_s + \Delta p_r \tag{5}$$

여기서, Fig. 2와 같은 플로팅 링의 형상에 있어서 링 외측의 원주방향의 그루브에서의 압력강하(Δp_s)와 윤활유 공급구에서의 압력강하(Δp_r)은 각각 다음과 같이 표현된다 [2,6].

$$\Delta p_s = \frac{\rho \omega_r^2}{2} \left\{ \frac{r_g^4}{r_2^2 - r_g^2} + \frac{r_g^2 r_2^2}{r_2^2 - r_g^2} - \frac{4r_g^4 r_2^2}{(r_2^2 - r_g^2)^2} \right\} \tag{6}$$

$$\Delta p_r = \frac{\rho \omega_r^2}{2} (r_g^2 - r_1^2)$$

여기서 r_g 는 링의 외측 오일그루브의 반경을 의미한다. 내측유막에서의 공급압력은 식 (4b)에 구한 값에서 식 (6)에서 구한 압력강하량을 빼 주면 된다. 이때 이 압력이 0보다 낮으면 내측유막으로의 윤활유 공급이 불가능함을 의미한다. 본 연구에서는 이러한 경우가 발생할 때는 0으로 간주하고 계산하였다.

3. 베어링의 정적 성능 특성해석

압력에 대한 경계조건이 주어지면 식 (1)을 유한차분화하여 수치해석적 방법으로 유막압력을 계산할 수 있다. 유막압력이 계산되면 유막에서의 속도분포 등을 알 수 있다. 따라서 유막압력에 의한 부하능력(또는 주어진 하중에 대한 편심량), 편심각, 마찰토크 및 윤활유량을 등을 계산할 수 있다.

부하능력 및 편심각 :

$$W_i = \sqrt{(F_r)_i^2 + (F_t)_i^2}$$

$$\phi_i = \tan^{-1} \frac{(F_r)_i}{(F_t)_i} \quad i = 1, 2 \tag{7}$$

여기서 각 방향의 힘 성분은 아래와 같다.

$$\begin{pmatrix} (F_r)_i \\ (F_\theta)_i \end{pmatrix} = \int_0^{L_i/2} \int_0^{2\pi} p_i \begin{pmatrix} \cos \theta \\ \sin \theta \end{pmatrix} r_i d\theta dz_i \quad i=1,2 \quad (8)$$

그리고 플로팅 링 저어널베어링에서는 내측유막에서 회전축에만 작용하는 하중(축 자중 포함하는)과 상응하는 유막압력이 발생하게 되지만, 외측유막에서는 회전축에 작용하는 하중과 플로팅 링의 자중도 포함된 하중에 상응하는 유막압력이 발생하게 된다. 한편, 저어널베어링의 운전 특성을 나타내는 중요한 파라미터로 다음과 같은 쏘머펠트 수(Sommerfeld number, S)를 나타내게 된다. 본 연구에서는 주어진 모든 조건들에 상응하는 쏘머펠트 수를 구하고 그 값에 상응하는 편심량과 편심각을 구하였다.

$$S_i = \frac{\mu N D_i L_i (r_i/c_i)^2}{W_i} \quad i=1,2 \quad (9)$$

여기서 N 은 저어널의 회전수이며, D_i 는 저어널 및 링의 외경을 의미하고 L_i 는 각 내외측 유막의 길이이며, 하중은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} W_1 &= W_j \\ W_2 &= W_j + W_r \end{aligned}$$

여기서 W_j 및 W_r 은 각각 베어링 하나가 분담하는 회전축의 자중과 플로팅 링의 자중을 나타내고 있다. 한편 주어진 쏘머펠트 수에 상응하는 베어링의 편심상태(정적 평형 위치)를 구하기 위하여는 플로팅 링의 회전속도를 결정하여야 한다. 플로팅 링의 회전수는 링의 내외측 및 측면에서의 마찰토크 및 내측유막으로 공급되는 유량의 운동량에 토크가 평형을 이루는 상태에서 결정될 것이다. 즉,

$$T_{1b} = T_{2j} + T_m + T_s \quad (10)$$

위 식에서 좌변은 링을 회전시키려는 구동 토크이고, 우변은 링의 회전을 방해하는 저항 토크이다. 여기서 T_s 는 링의 양쪽 측면에서의 저항 토크를 나타내고 있는데, 본 연구의 플로팅 링 베어링에서는 서로 상쇄되어 무시할 수 있다. 링의 내/외측의 마찰 토크는 아래의 식들로 표현된다.

$$\begin{aligned} T_{1b} &= 2 \int_0^{L_i/2} \int_0^{2\pi} \left[\frac{h_1}{2r_1} \frac{\partial p_1}{\partial \theta} + \frac{\mu r_1}{h_1} (\omega_j - \omega_r) \right] r_1^2 d\theta dz \\ T_{2j} &= 2 \int_0^{L_i/2} \int_0^{2\pi} \left[-\frac{h_2}{2r_2} \frac{\partial p_2}{\partial \theta} + \frac{\mu r_2 \omega_r}{h_2} \right] r_2^2 d\theta dz \end{aligned} \quad (11)$$

그리고 링의 양 측면에서의 마찰토크에 의한 링의 회전수 변동은 거의 일어나지 않는다고 가정한다. 링을 통

한 내측유막으로의 유입유량의 운동량에 의한 저항 토크는 다음과 같이 표현된다.

$$T_m = \rho Q_i (r_g^2 - r_i^2) \omega_r \quad (12)$$

플로팅 링 저어널베어링의 정적 평형상태가 구해지면 회전축의 마찰 소모동력(H_f)을 아래와 같이 구할 수 있다.

$$H_f = T_{1j} \times \omega_j \quad (13)$$

여기서,

$$T_{1j} = 2 \int_0^{L_i/2} \int_0^{2\pi} \left[-\frac{h_1}{2r_1} \frac{\partial p_1}{\partial \theta} + \frac{\mu r_1}{h_1} (\omega_j - \omega_r) \right] r_1^2 d\theta dz \quad (14)$$

또한 윤활유막의 양 측면으로 빠져나가는 유량은 다음과 같은 식으로부터 구해진다.

$$Q_i = 2 \int_0^{2\pi} \left\{ \frac{h_i^3}{12\mu} \frac{\partial p_i}{\partial z} \right\}_{z=L_i/2} r_i d\theta + \sum_{k=1}^n \frac{b_k (h_{ki}^3) p_{si}}{3\mu L_i} \quad i=1,2 \quad (15)$$

위 식에서 우변의 첫째항은 윤활면을 통한 유출량을 의미하고 두 번째항은 오일그루브를 통한 유출량을 나타내고 있다. b 는 오일그루브의 폭이고 h_k 는 오일그루브의 평균높이를 나타내고 있으며, 본 플로팅 링에서 파여진 것과 같이 형상이 아크(arc)인 경우에는 그루브 자체 최대깊이의 절반과 그 위치에서의 유막두께의 합으로 나타내었다.

4. 동적 특성해석

4.1. 섭동법에 의한 동특성 계수 해석

베어링의 동특성계수는 회전기계의 위험속도, 불균형 응답특성 및 회전 안정성 등의 예측하는데 있어서 매우 중요한 요소이다. 그러나 유막베어링의 동특성계수들은 변위 및 속도의 크기에 매우 비선형적인 성질을 가지고 있어서 일의적으로 예측하기는 어렵다. 그러므로 대부분 경우에 있어서 유막베어링의 평형상태에서 저어널의 미소변위로 섭동할 때 유막에서의 발생압력도 섭동된다고 가정하고 이때 1차 섭동성분에 대한 성분들만을 추출하여 베어링의 동특성계수로 계산한다.

본 플로팅 링 저어널베어링의 내측 및 외측 유막에서의 정적 평형위치를 결정하고 나면 그 위치에서 저어널이 미소변위로 상태에서의 각 유막에 대한 동적 특성에 대한 선형계수(강성 및 감쇠계수)들을 구할 수 있다. 우선 평형상태의 저어널이 Δx , Δy 만큼 미소변위로 움직인다면 유막두께 및 유막압력의 변동성분들은 아래의 식들로 표현된다.

$$h_i = h_{oi} + \Delta x_i \sin(\theta + \phi_i) + \Delta y_i \cos(\theta + \phi_i) \quad i = 1, 2 \quad (16)$$

$$p_i = p_{oi} + p_{xi} \Delta x_i + p_{yi} \Delta y_i + p_{xi} \dot{\Delta x}_i + p_{yi} \dot{\Delta y}_i \quad i = 1, 2 \quad (17)$$

h_{oi} 는 각 유막에서의 정적상태의 유막두께를 의미한다. 위의 두 식을 식 (1)의 압력과 유막두께에 대입하여 정리하면 다음과 같은 각각의 섭동압력에 대한 레이놀즈 방정식을 얻을 수 있다.

$$R \begin{Bmatrix} p_{xi} \\ p_{yi} \\ p_{xi} \\ p_{yi} \end{Bmatrix} = \begin{cases} -3 \frac{\sin(\theta + \phi_i) \omega_i \partial h_{oi}}{h_{oi}} \frac{h_{oi}^3}{2} \frac{\partial p_{oi}}{\partial \theta} - \frac{h_{oi}^3}{4\mu r_i^2} \frac{\partial p_{oi}}{\partial \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \\ \left(\frac{\sin(\theta + \phi_i)}{h_{oi}} \right) + \frac{\omega_i}{2} \cos(\theta + \phi_i) \\ -3 \frac{\cos(\theta + \phi_i) \omega_i \partial h_{oi}}{h_{oi}} \frac{h_{oi}^3}{2} \frac{\partial p_{oi}}{\partial \theta} - \frac{h_{oi}^3}{4\mu r_i^2} \frac{\partial p_{oi}}{\partial \theta} \frac{\partial}{\partial \theta} \\ \left(\frac{\cos(\theta + \phi_i)}{h_{oi}} \right) + \frac{\omega_i}{2} \sin(\theta + \phi_i) \\ \sin(\theta + \phi_i) \\ \cos(\theta + \phi_i) \end{cases} \quad (18)$$

여기서 연산자 R은 다음과 같다.

$$R\{ \} = \frac{1}{r_i^2} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h_{oi}^3}{12\mu} \frac{\partial \{ \}}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h_{oi}^3}{12\mu} \frac{\partial \{ \}}{\partial z} \right) \quad (19)$$

그리고 섭동압력에 대한 경계조건은 유막의 경계 및 공동 영역에서 모두 0으로 가정한다.

위 식 (18)을 수치해석하여 모든 섭동압력을 구한 후 아래와 같은 적분을 통하여 플로팅 링 제어널베어링의 내측 및 외측 유막에서의 동특성계수를 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} \begin{pmatrix} k_{xxi} \\ k_{yxi} \end{pmatrix} &= -\iint p_{xi} \begin{pmatrix} \sin(\theta + \phi_i) \\ \cos(\theta + \phi_i) \end{pmatrix} r_i d\theta dz \\ \begin{pmatrix} k_{xyi} \\ k_{yyi} \end{pmatrix} &= -\iint p_{yi} \begin{pmatrix} \sin(\theta + \phi_i) \\ \cos(\theta + \phi_i) \end{pmatrix} r_i d\theta dz \end{aligned} \quad i = 1, 2 \quad (20)$$

$$\begin{aligned} \begin{pmatrix} c_{xxi} \\ c_{yxi} \end{pmatrix} &= -\iint p_{xi} \begin{pmatrix} \sin(\theta + \phi_i) \\ \cos(\theta + \phi_i) \end{pmatrix} r_i d\theta dz \\ \begin{pmatrix} c_{xyi} \\ c_{yyi} \end{pmatrix} &= -\iint p_{yi} \begin{pmatrix} \sin(\theta + \phi_i) \\ \cos(\theta + \phi_i) \end{pmatrix} r_i d\theta dz \end{aligned} \quad i = 1, 2 \quad (21)$$

4-2. 플로팅 링 제어널베어링의 상당 강성계수 및 감쇠계수

Fig. 3과 같은 베어링계의 정적 평형위치에서의 제어널 및 링의 운동방정식은 다음과 같이 주어진다.

$$\begin{aligned} m_j \frac{d^2 x_j}{dt^2} &= -f_x \\ m_j \frac{d^2 y_j}{dt^2} &= -f_y \end{aligned} \quad (22)$$

$$\begin{aligned} m_r \frac{d^2 x_r}{dt^2} &= -f_x + f_{xi} \\ m_r \frac{d^2 y_r}{dt^2} &= -f_y + f_{yi} \end{aligned} \quad (23)$$

하첨자 j 는 제어널을 의미하고 r 은 플로팅 링을 의미한다. 그리고 제어널 및 플로팅 링에 작용하는 반력은 각각 아래와 같이 표현된다.

$$\begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\Delta x}_j - \dot{\Delta x}_r \\ \dot{\Delta y}_j - \dot{\Delta y}_r \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x_j - \Delta x_r \\ \Delta y_j - \Delta y_r \end{Bmatrix} \quad (24)$$

$$\begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\Delta x}_r \\ \dot{\Delta y}_r \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x_r \\ \Delta y_r \end{Bmatrix} \quad (25)$$

제어널에 작용하는 반력을 상당 동특성계수(equivalent dynamic coefficients)로 표현하면 아래와 같다.

$$\begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\Delta x}_r \\ \dot{\Delta y}_r \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x_j \\ \Delta y_j \end{Bmatrix} \quad (26)$$

제어널 및 링의 운동을 아래와 같은 조화함수로 가정하면

$$\begin{Bmatrix} \Delta x_j \\ \Delta y_j \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \Delta X_j e^{i\Omega t} \\ \Delta Y_j e^{i\Omega t} \end{Bmatrix} = \Delta X_j e^{i\Omega t} \quad (27)$$

$$\begin{Bmatrix} \Delta x_r \\ \Delta y_r \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \Delta X_r e^{i\Omega t} \\ \Delta Y_r e^{i\Omega t} \end{Bmatrix} = \Delta X_r e^{i\Omega t} \quad (28)$$

식 (27)과 식 (28)를 식 (24)과 식 (25)에 대입한 후 식 (22)과 식 (23)에 대입하여 정리하면 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} z_{xx_j} + z_{xx_r} - \Omega^2 m_r & z_{xy_j} + z_{xy_r} \\ z_{yx_j} + z_{yx_r} & z_{yy_j} + z_{yy_r} - \Omega^2 m_r \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta X_j - \Delta X_r \\ \Delta Y_j - \Delta Y_r \end{Bmatrix} \\ = \begin{bmatrix} z_{xx} - \Omega^2 m_r & z_{xx} \\ z_{yx} & z_{yy} - \Omega^2 m_r \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta X_j \\ \Delta Y_j \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (29)$$

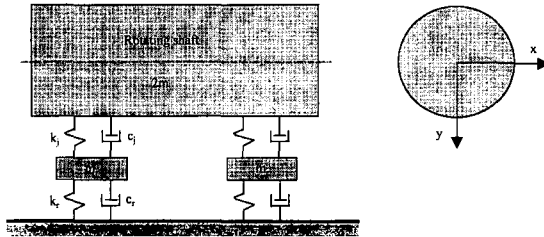


Fig. 3. Schematic diagram of rotor-bearing system.

여기서,

$$z = k + \Omega c \quad (30)$$

그러므로 식 (29)을 식 (24)에 대입한 후 식 (26)과 비교하면 상당 강성 및 감쇠계수를 구할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} z_{xx} & z_{xy} \\ z_{yx} & z_{yy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} z_{xx} & z_{xy} \\ z_{yx} & z_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_{xx} + z_{xx} - \Omega^2 m_r & z_{xy} + z_{xy} \\ z_{yx} + z_{yx} & z_{yy} + z_{yy} - \Omega^2 m_r \end{bmatrix}^{-1} \times \begin{bmatrix} z_{xx} - \Omega^2 m_r & z_{xy} \\ z_{yx} & z_{yy} - \Omega^2 m_r \end{bmatrix} \quad (31)$$

전개하여 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} z_{xx} &= \{z_{xx}(a_{xx}a_{22} - z_{xy}a_{21}) - z_{yx}(a_{xx}a_{12} - z_{xy}a_{11})\} \\ &= \{(a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21})\} \\ z_{xy} &= \{z_{xy}(a_{xx}a_{22} - z_{xy}a_{21}) - z_{yx}(a_{xx}a_{12} - z_{xy}a_{11})\} \\ &= \{(a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21})\} \\ z_{yx} &= \{z_{xx}(z_{yx}a_{22} - a_{xy}a_{21}) - z_{yx}(z_{yx}a_{12} - a_{yy}a_{11})\} \\ &= \{(a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21})\} \\ z_{yy} &= \{z_{xy}(z_{yx}a_{22} - a_{xy}a_{21}) - z_{yx}(z_{yx}a_{12} - a_{yy}a_{11})\} \\ &= \{(a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21})\} \end{aligned} \quad (32)$$

여기서,

$$\begin{aligned} a_{xx} &= z_{xxr} - \Omega^2 m_r \\ a_{yy} &= z_{yyr} - \Omega^2 m_r \\ a_{11} &= z_{xyj} + a_{xx} \\ a_{12} &= z_{xyj} + z_{xyr} \\ a_{21} &= z_{yxi} + z_{yxr} \\ a_{22} &= z_{yji} + a_{yy} \end{aligned}$$

위 식으로부터 각각의 상당 강성계수 및 감쇠계수는 아래와 같이 구해진다.

$$k = Re\{z\}, \quad c = \frac{Im\{z\}}{\Omega} \quad (33)$$

5. 해석결과 및 검토

Table 1은 MAN and B&W사의 NR15/R 터보차저용 플로팅 링 제어널베어링의 제원을 나타내고 있다. Fig. 4는 본 연구에 적용된 플로팅 링의 형상을 나타내고 있다. 내측유막에서의 오일그루브는 원주방향으로는 없으며 폭방향으로 관통되어 있고 상대적으로 크다. 외측유막에서는 베어링 폭의 가운데에서 원주방향으로 오일그루브가 있으며, 동시에 폭방향으로 8개의 얇은 그루브가 존재한다.

Fig. 5은 내측유막의 편심율을 나타낸다. 여기서 NPD(non-pressure drop)는 내측유막에서의 압력강하를 고려하지 않는 것을 의미하고, WPD(with pressure drop)

는 압력강하를 고려한 경우이다. 또한 NFM(non-fluid momentum)은 내측유막으로의 공급유량의 운동량을 고려하지 않는 경우를 의미하고, WFM(with fluid momentum)은 공급유량의 운동량을 포함하는 경우이다. 상용되는 운전속도(약 50,000 rpm)에서는 내측유막의 편심율은 거의 동심상태임을 알 수 있다. 전체적으로 압력강하를 고려하면 편심율이 더 커짐을 보여주고 있다. 그러나 내

Table 1. Specification of floating ring bearing for turbocharger NR15/R

nominal shaft diameter (D ₁)	≈24.0	[mm]
nominal ring outer diameter (D ₂)	≈42.0	[mm]
inner film thickness (c ₁)	≈0.026	[mm]
outer film thickness (c ₂)	≈0.0565	[mm]
side clearance	≈0.0650	[mm]
inner film length (L ₁)	≈16.000	[mm]
outer film length (L ₂)	≈15.600	[mm]
outer groove width	≈5.000	[mm]
number of axial groove for inner film		
groove extent angle	≈25	[deg]
maximum depth	≈0.700	[mm]
number of axial groove for outer film		
groove extent angle	≈6.5	[deg]
maximum depth	≈0.120	[mm]
number of radial groove for side film	≈8	
groove angle in mean radius	≈9.8	[deg]
maximum depth	≈0.400	[mm]
hole diameter for oil feeding in ring	≈3.000	[mm]
hole length for oil feeding in ring	≈5.500	[mm]
mass of rotor (W _r)	≈5.5	[kg]
mass of a ring (W _r)	≈175	[g]
oil inlet pressure (p _s)	≈100	[kPa]
oil inlet temperature (T _i)	≈75	[deg]
density of oil	≈842	[kg/m ³]

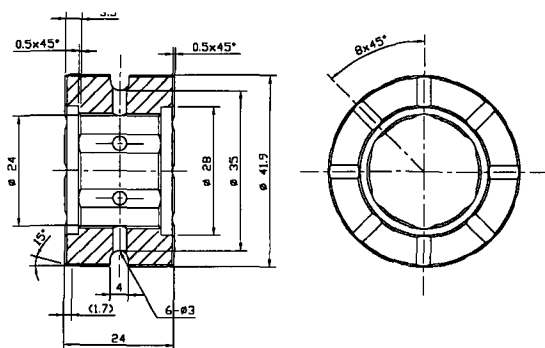


Fig. 4. Shape of floating ring(for turbocharger NR15/R).

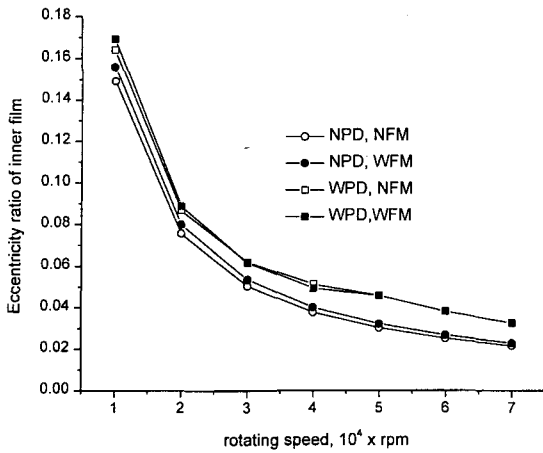


Fig. 5. Eccentricity ratio of inner film.

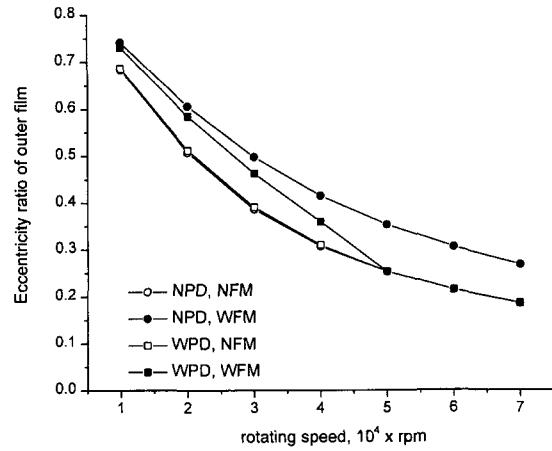


Fig. 6. Eccentricity ratio of outer film.

측유막으로 공급유량의 운동량에 의하여는 거의 영향을 받지 않지만 약간 편심율을 키우게 됨을 알 수 있다. Fig. 6은 외측유막의 편심율을 나타내고 있는데 전체적으로 내측유막의 편심율 보다 매우 큼을 알 수 있다. 내측유막의 압력강하에 의하여는 외측유막의 편심율에는 거의 효과가 나타나고 있지 않지만 공급유의 운동량에 의한 영향은 비교적 크게 나타난다. 즉, 공급유량의 운동량을 고려하면 플로팅 링의 회전속도를 떨어뜨리게 되기 때문에 사료된다. 본 연구의 계산 조건에는 50,000 rpm 이상에서는 내측유막의 유부족 현상이 발생하여 공급유의 운동량효과가 사라지게 되었다. 전체적으로 내측유막의 편심율은 압력강하에 의하여 크게 영향을 받고, 외측유막의 편심율은 공급유량에 의한 운동량에 의하여 크게 영향을 받게 된다. 그러므로 Fig. 6에서 50,000 rpm 이상에서는 원심력에 의한 압력강하로 인하여 내측유막으로의 유량공급이 불가능하게 되어 공급유량에 의한 운동량의 효과가 전혀 나타나지 않게 되어 제3조건(WPD, NFM)과 제4조건(WPD, WFM)이 동일한 경우가 됨을 의미한다.

Fig. 7은 플로팅 링의 회전속도 비(저어널 회전속도에 대한 플로팅 링의 회전속도)를 나타내고 있다. 전체적으로 저어널의 회전수가 증가하면 링의 회전속도 비도 약간씩 증가함을 알 수 있다. 이는 내/외측유막이 완전한 동심인 경우의 값(운동량을 고려하지 않은 경우 약 0.22)으로 수렴되고 있기 때문이다. 그리고 내측유막의 압력강하에 의한 링의 회전속도의 변화는 없는 것으로 나타나지만, 공급유량의 운동량을 고려하면 본 연구의 링형상에서는 약 35% 정도의 회전속도가 저하됨을 알 수

있다. 내측유막의 압력강하와 운동량을 동시에 고려하는 경우에는 압력강하에 의한 공급유량의 부족분 만큼의 영향이 나타나게 되며 50,000 rpm 이상에서는 내측유막의 유부족 현상으로 운동량을 고려하지 않는 경우와 일치하는 결과를 나타내고 있다.

Fig. 8은 플로팅 링의 회전에 인한 원심력으로 내측유막으로의 공급압력 감소량을 나타내고 있다. 외부 공급압력이 100 kPa이므로 등온조건으로 계산하는 경우 50,000 rpm 이상에서는 내측유막에서 유량공급이 불가능하게 됨을 알 수 있다. Fig. 9은 동력손실을 나타내고 있으며, 회전수가 증가하며 따라 당연히 동력손실은 증가한다. 그리고 내측유막으로의 공급유의 운동량에 의하여 링의 회전속도가 저하되기 때문에 동력손실은 약간 증가시키는 효과가 있다.

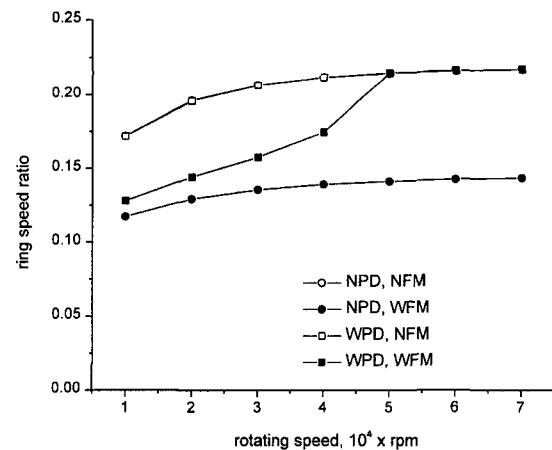


Fig. 7. Rotating speed ratio of floating ring.

Fig. 10에서 13까지는 상당 강성계수를 나타내고 있다. 본 결과들은 링의 자중을 무시하여 얻어졌다. 연성성분 (k_{xy} , k_{yx})들은 축의 회전수가 증가하면 대체로 증가하며 직렬성분(k_{xx} , k_{yy})들에 비하여 상당히 큰 값을 갖는다. 특별히 k_{xx} 성분은 내측유막의 압력강하에 의하여 크게 영향을 받음을 알 수 있으며, 압력강하를 고려하지 않은 경우는 축의 회전속도가 증가하며 따라 급격히 감소하며 70,000 rpm 이상이 되면 음의 값을 갖게 된다. 그러나 내측유막으로 공급유의 운동량에 의하여는 별로 영향이 없음을 알 수 있다. 그리고 k_{xy} , k_{yx} 성분은 압력강하효과를 무시하고 공급유의 운동량만 고려하는 경우에는 운동량의 영향이 비교적 크게 나타나지만, 압력강하효과를 고려하는 경우에는 공급유의 운동량이 미치는 영향은 상대적으로 크지 않음을 알 수 있다. k_{yy} 성분은 압력강하 및

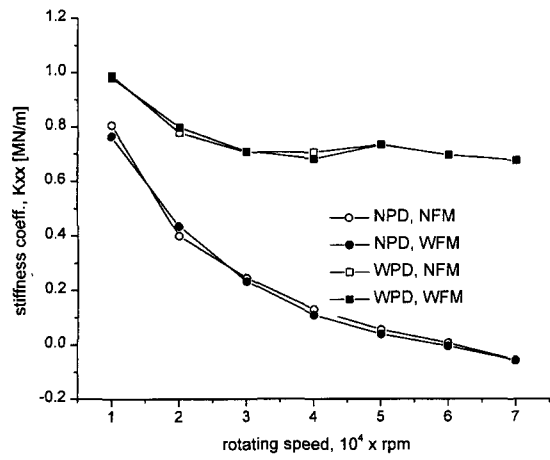


Fig. 10. Equivalent stiffness coefficient (k_{xx}).

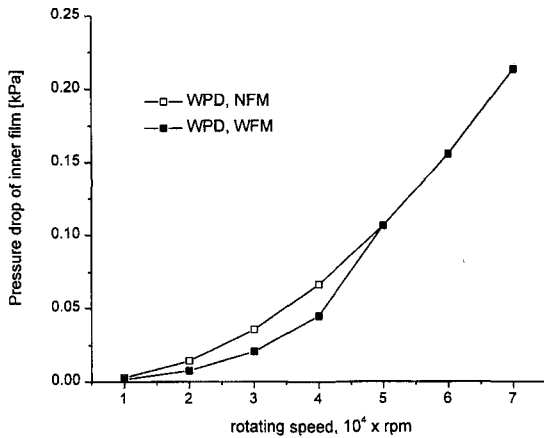


Fig. 8. Supply pressure drop at inner film due to rotation of ring.

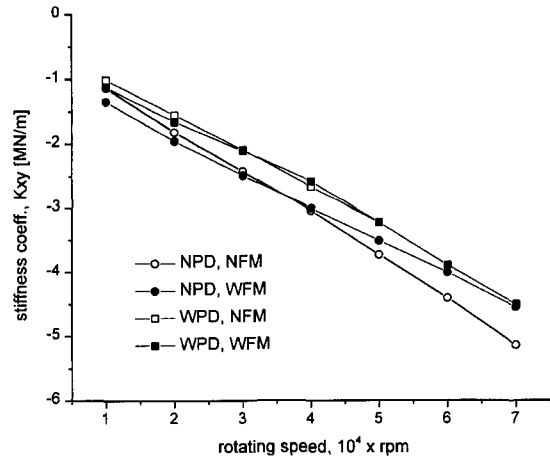


Fig. 11. Equivalent stiffness coefficient (k_{xy}).

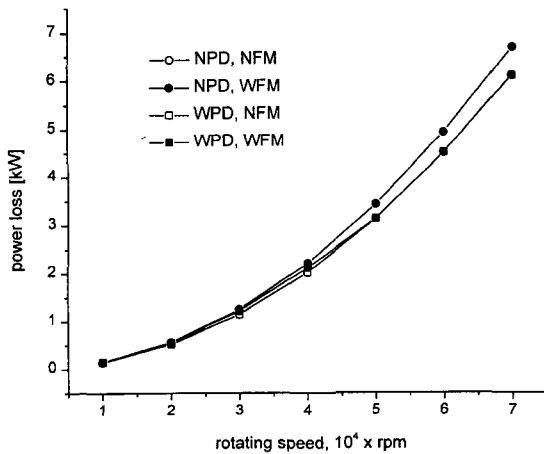


Fig. 9. Power loss of floating ring bearing.

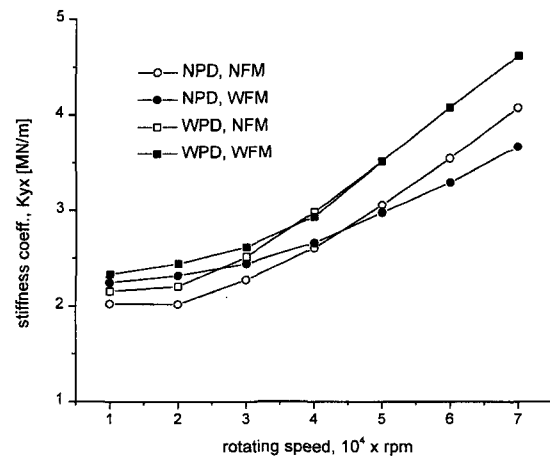


Fig. 12. Equivalent stiffness coefficient (k_{yx}).

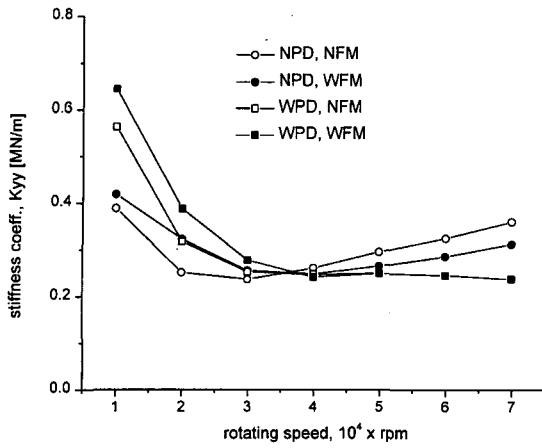


Fig. 13. Equivalent stiffness coefficient (k_{yy}).

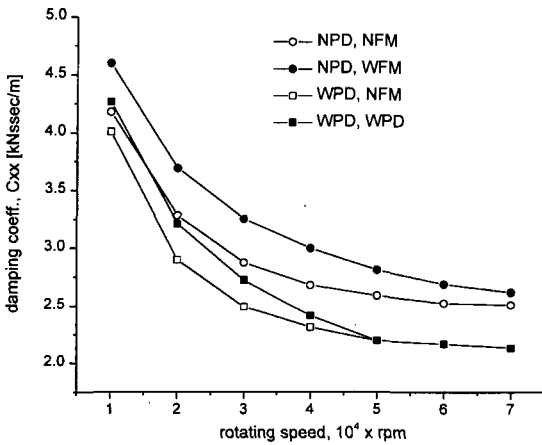


Fig. 14. Equivalent damping coefficient (c_{xx}).

공급유의 운동량에 의하여 비교적 큰 영향을 받음을 보여주고 있다.

Fig. 14에서 17까지는 상당 감쇠계수를 나타내고 있다. 강성계수와 마찬가지로 링의 지중은 무시하였다. 모든 성분은 축의 회전속도가 증가하며 따라 감소한다. 또한 공급유의 운동량에 의하여 감쇠효과가 증가된다. 특히 c_{xx} 성분은 압력강하를 고려하지 않으면 감쇠효과가 크게 평가되지만, 연성성분 c_{yy} , c_{yx} 들은 그 반대의 결과가 나타난다. 그리고 c_{yy} 성분은 압력강하에 의한 변화는 거의 없다. 그러나 모든 감쇠성분들에 있어서 공급유의 운동량에 의하여 감쇠효과를 높일 수 있음을 알 수 있다. 이는 공급유의 운동량에 의하여 플로팅 링 베어링의 안정성에 좋은 영향을 줄 수도 있음을 의미한다. 즉, 링의 그루브 형상은 내측유막으로의 공급유량에 큰 영향을 미치며 이

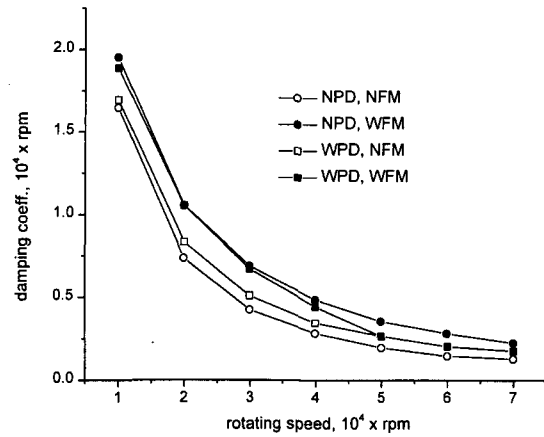


Fig. 15. Equivalent damping coefficient (c_{xy}).

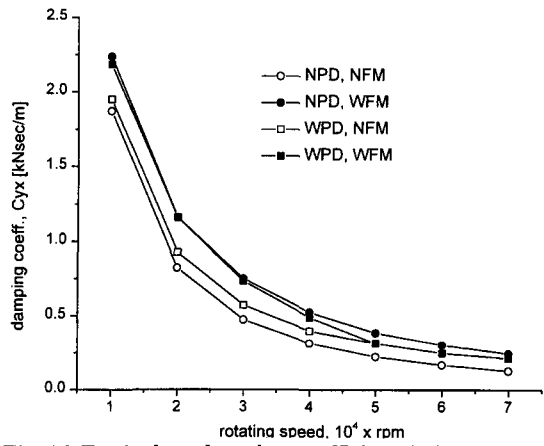


Fig. 16. Equivalent damping coefficient (c_{yx}).

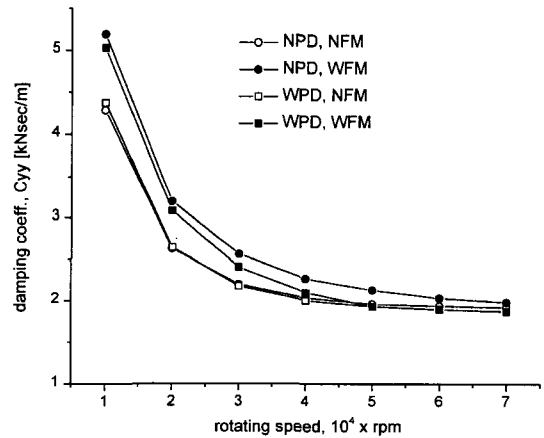


Fig. 17. Equivalent damping coefficient (c_{yy}).

는 곧 운동량에 의하여 플로팅 링의 회전속도에 영향을 미치기 때문에 링의 내외면의 오일 그루브의 설계를 통

하여도 플로팅 링 베어링의 성능특성을 조절할 수 있을 것으로 사료된다. 또한 링에 존재하는 공급구의 형상과 각도(펌프의 임펠라 형상처럼)에 의하여도 링의 회전속도를 상당부분 조절할 수 있을 것으로 사료되며 향후 이에 대한 연구를 진행하고자 한다.

6. 결 론

내측유막에서의 압력강하량 및 공급유의 운동량의 효과를 포함하는 플로팅 링 저어널베어링에 대한 성능해석을 수행하였다. 내측유막으로 전달되는 공급유의 운동량도 포함하여 플로팅 링의 회전속도를 구하였으며 이 운동량의 고려 유무에 따라 베어링의 성능특성을 해석하였다.

내측유막의 편심율에는 공급유의 운동량보다는 내측유막의 압력강하 효과가 더 크게 영향을 미치며 압력강하에 의하여 편심율이 증가한다. 외측유막의 편심율에는 내측유막의 압력강하가 영향을 미치지 않으며 공급유의 운동량에 의하여 편심율이 크게 증가한다. 공급유의 운동량은 링의 회전속도는 크게 영향을 받으며 회전속도를 떨어뜨리는 효과가 있다. 강성계수는 대체적으로 공급유의 운동량보다는 내측유막의 압력강하에 의하여 보다 크게 영향을 받는다. 감쇠계수에 있어서는 압력강하에 의한 영향보다 공급유의 운동량이 크게 영향을 미치며, 감쇠계수를 약간 증가시킨다.

본 연구를 통하여 링의 회전속도를 조절할 수 있는 한 방법으로 내측유막으로의 공급유량에 의한 운동량의 크기에 의하여도 가능함을 밝혔다. 또한 링의 회전속도는 플로팅 링 베어링의 정적 성능과 동적 안정성에 큰 영향을 미치므로 플로팅 링의 내외면의 오일 그루브의 형상 및 크기 등에 대하여 적절히 설계함으로써 플로팅 링 베어링의 성능 향상을 기할 수도 있음을 알 수 있게 되었다.

후 기

본 연구는 97년도 과학기술부 대형기계설비 핵심요소 기술 개발 사업비에 의하여 수행되었습니다. 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

1. Macinnes, H, and Johnston, A. E., "Comparison of

power loss bewteen full floating and semi-floating turbocharger bearings," IMechE, 1982, C46/82, pp.157-164.

2. Jeong, Y. M., A Study on the Floating Ring Journal Bearing, PhD Thesis, KAIST, 1992.

3. Dworski, J., "High-Speed Rotor Suspension Formed by Fully Floating Hydrodynamic Radial and Thrust Bearings," ASME J. of Eng. Power, Vol.86, 1964, pp.149-160.

4. Orcutt, F. K. and Ng, C. W., "Steady-State and Dynamic Properities of the Floating-Ring Journal Bearings," ASME J. of Lub. Tech., Vol.90, 1968, pp.243-253.

5. Yoshioka, K., "Study on the Floating-Bush Journal Bearing(1)," J. of JSLE, Vol.16, 1971, pp.509-516.

6. Tsuruta, Y., "Investigation into an Effect of Floating Bush Bearing, in Suppressing Oil-Whip at Higher Shaft Speed," J. of JSLE (in Japanese), Vol.30, 1984, pp. 838-845

7. Trippet, R.J., and Li, D.F., "High-Speed Floating-Ring Bearing Test and Analysis," ASLE Trans., Vol.27, 1984, pp.73-81.

8. Tanaka, M., and Hori, Y., "Stability Characteristics of Floating Bush Bearings," ASME J. of Lub. Tech., Vol.94, 1972, pp.248-259.

9. Nikolajsen, J. L., "The Effect of Variable Viscosity on the Stablibity of Plain Journal Bearings and Floating-Ring Journal Bearings," ASME J. of Lub. Tech., Vol. 95, 1973, pp.447-456.

10. Rohde, S. M., and Ezzat, H. A., "Analysis of Dynamically Loaded Floating-Ring Bearings for Automotive Applications," ASME J. of Lub. Tech., Vol.102, 1980, pp.271-277.

11. Dong, X. and Zhao, Z., "Experimental and Analytical Research on Floating-Ring Bearings for Engine Applications," ASME J. of Tri., Vol.112, 1990, pp.119-122.

12. Li, C. H. and Rohde, S. M., "On the Steady State and Dynamic Performance Characteristics of Floating Ring Bearings," ASME J. of Lub. Tech., Vol.103, 1981, pp. 389-397.

13. Li, C. H., "Dynamics of Rotor Bearing Systems Supported by Floating Ring Bearings," ASME J. of Lub. Tech., Vol.104, 1982, pp.469-477.

14. Clarke, D. M., Fall, C., Hayden, G. N. and Wilkinson, T. S., "A Steady-State Model of a Floating Ring Bearing, Including Thermal Effects," ASME J. of Tri., Vol. 114, 1992, pp.141-149.

15. Clarke, D. M., Fall, C., Hayden, G. N. and Wilkinson, T. S., "An Analysis of the Steady-State Performance of the Cylindrical-Spherical Floating Ring Bearing," ASME J. of Tri., Vol.109, 1987, pp.704-708.

16. Morkhtar, M. O. A., "Floating ring journal bearings : theory, design and optimization," TRIBOLOGY international, 1981, pp.113-119.