

## 원주방향 급유홈 프로토틀링 저어널베어링의 해석

정연민 · 김경웅

한국과학기술원 생산공학과

### An Analysis of the Circumferentially Grooved Floating Ring Journal Bearing

Yeon-Min Cheong and Kyung-Woong Kim

Department of Production Engineering  
Korea Advanced Institute of Science and Technology

**Abstract**—The static and dynamic performances of a floating ring journal bearing with central circumferential grooves at the inner and outer films are obtained numerically with isothermal lubrication theory. Elrod algorithm implementing Jakobsson-Floberg-Olsson cavitation boundary condition is adopted to predict cavitation regions in the inner and outer films more accurately than conventional analyses using half Sommerfeld or Reynolds conditions. The pressure drop in the circumferential groove of the inner film due to the rotation of the journal and ring is taken into account. It is shown that the lubricant supply pressure has significant influence on the load capacity and dynamic coefficients of the bearing. When the supply pressure is low and the journal speed is high, the pressure drop results in severe starvation of lubricant in the inner film and varies the overall performance of the bearing remarkably.

#### 1. 서 론

프로토틀링 저어널베어링은 저어널과 슬리브 사이에 자유롭게 움직일 수 있는 링을 삽입하여 이종의 유막이 형성되도록 한 것이다. 프로토틀링 저어널베어링은 이종의 유막을 가짐으로 인해 유량이 많이 필요하여 열적 특성이 좋고, 마찰손실이 작으며 외측유막의 진동감쇠작용을 기대할 수 있으나, 링에 의해 내외측유막이 분리되어 있으므로 내측유막에 윤활제를 공급하는 것이 쉽지 않은 문제점이 있다. 동베어링에 대한 윤활제의 공급방법으로는 축을 통한 공급을 고려하지 않을 경우 다음과 같은 두 가지를 생각할 수 있다.

첫째, 링에 내외측유막을 연결하는 급유구를 뚫어 외측유막으로 공급된 윤활제의 일부가 급유구를 통해 내측유막으로 공급되도록 하는 방법

둘째, 축방향의 일단에서 내외측유막에 직접 가압급유하는 방법

이 가운데 둘째 방법은 축방향의 일단이 윤활제에 완전히 잠겨 있도록 밀봉하여야 하는 번거로움이 있으

므로 잘 사용되지 않고 첫째 방법을 사용하는 것이 일반적이다. 첫째 방법에서도 링내외면에 원주방향 급유홈을 파면 내외측 유막으로의 윤활제 공급이 보다 더 원활히 이루어질 수 있을 것으로 기대되는데, 본 논문에서는 이와 같이 원주방향 급유홈이 있는 베어링을 원주방향 급유홈 프로토틀링 저어널베어링이라 부르기로 하고, 이에 대하여 해석하고자 한다.

원주방향 급유홈 프로토틀링 저어널베어링은 내외측유막이 각각 원주방향 급유홈 저어널베어링을 이루게 되므로 원주방향으로 압력분포의 주기성을 만족하면서 완전유막영역 및 공동영역(cavitation region)을 결정하는 해석상의 어려움이 생긴다. 또한, 저어널과 링의 회전으로 인한 원심력은 외측유막으로부터 내측유막으로의 유동을 저해하여 내측유막의 급유압을 낮추고, 외부 급유압력이 낮은 경우는 내측유막에 심한 윤활제 부족상태를 야기시키는 것으로 생각되고 있다[1, 2]. 그러나, 기존의 이론적 연구들[3-6]에서는 공동영역에 대해서 Half Sommerfeld 조건 또는 Reynolds 조건 등과 같이 원주방향 급유홈 저어널베어링의 성능예측에 적합하지 않은 경계

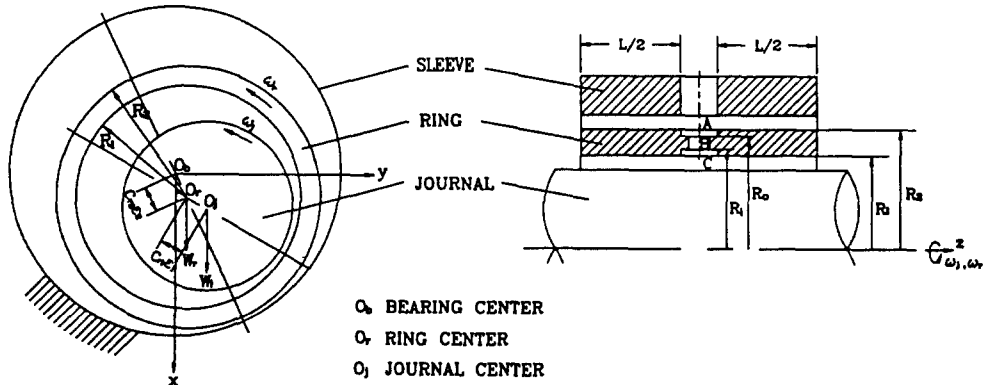


Fig. 1. Circumferentially grooved floating ring journal bearing

조건이 사용되고, 내측유막 급유압력강하가 고려되지 않음으로 인해 급유압력이 낮을 경우에 나타나는 내외측유막에서의 윤활제 부족현상을 예측할 수 없었다. 따라서, 기존의 해석은 프로팅링 저어널베어링의 특성을 정량적인 면에서 정확히 예측하였다고는 보기 어려우며, 내외측 유막의 공동영역 및 내측유막 급유압력에 대한 경계조건을 엄밀히 고려하는 것은 정확한 베어링의 특성 및 이와 관련된 회전체 진동의 예측을 위해 필수적이라고 할 수 있다.

본 논문에서는 앞에서 언급한 원주방향 급유홈 프로팅링 저어널베어링의 급유방식으로 인한 경계조건의 특수성을 고려하여 동베어링의 정특성 및 동특성을 해석하고자 한다. 내외측유막의 특성은 유막파단위치에 대해 Reynolds 경계조건과 유막재형성위치에 대해 Jakobsson-Floberg-Olsson(이후 JFO로 약칭한다) 경계조건을 구현할 수 있는 Elrod 알고리즘[7]을 이용하여 구하였다.

## 2. 내외측유막의 해석

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

내외측유막내 완전유막영역에서의 윤활제 거동은 레이놀즈 방정식에 의해 지배되며, 윤활제의 비압축성 및 등온상태를 가정한 정적평형상태에 대한 레이놀즈 방정식은 다음과 같다.

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

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

급유조건 및 기하학적 형상에 의한 경계조건은 다음과 같다.

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

$$\text{축방향 양단에서 } p = 0 \quad (2b)$$

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

원주방향 급유홈 저어널베어링의 공동영역의 취급에 있어서 주의할 점은 유막재형성 경계조건의 적용에 있는데, 이는 급유압력에 따른 공동영역의 범위 변화가 베어링 성능에 큰 영향을 미치기 때문이다. 저어널베어링에 있어서 무한소폭베어링의 근사보다 더 복잡한 해석이 타당성을 갖는 경우에는 공동영역에 대한 고려가 상당히 중요하게 된다. 이때 흔히 사용되는 것이 유막파단경계에서의 압력 및 압력구배를 영으로 하는 레이놀즈 경계조건인데, 이 조건은 매 반복계산시 음압을 영으로 뚫으로써 구현할 수 있고 대부분의 베어링에 대해 유막파단경계의 위치를 근사적으로 예측할 수 있다. 그러나, 음압을 영으로 치환하는 방법은 유막파단경계 뿐만 아니라 유막재형성경계에서도 영의 압력구배를 갖게 되고 공동영역으로 들어가는 유량과 나가는 유량의 연속이 만족되지 않게 되므로 정확한 유막재형성위치를 찾는 방법이 아니며, 공동영역에 대하여 더 엄밀한 해석이 요구되는 원주방향 급유홈 저어널베어링과 같은 베어링에 대해서는 음압을 영으로 하는 방법을 사용할 경우 많은 오차가 수반된다. 유막재형성 경계조건의 대표적인 것으로서 Jakobsson & Floberg[8]와 Olsson[9]이 베어링내 전영역에 대한 유량연속의 조건하에서 유도한 소위 JFO 조건이 있는데, 유막재형성위치에서 압력구배가 영이 아닌 경계조건을 구현해야 하기 때문에 압력구배가 영인 경계조건에 비해 수치해석상 상당한 어려움이 따르게 되어 그다지 많이 사용되지는 않고 있으나, 유막재

형성위치를 알아야 할 필요가 있는 베어링의 해석에 상당히 유용한 것으로 판단된다.

본 논문에서는 공동영역의 경계조건으로서 유막파단 위치에서 레이놀즈 조건, 유막재형성위치에서 JFO 조건을 적용한다. 즉,

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

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

$$\text{공동영역내에서 } p = 0 \quad (3c)$$

여기서  $n$ 은 경계의 수직방향,  $\theta_n$ 은 유막재형성경계의 유막두께와 유막파단경계에서의 유막두께의 비,  $U_n$ 은  $n$ 방향으로의 저어널 베어링속도의 합을 의미한다.

본 논문에서는 상기의 경계조건을 수치적으로 비교적 쉽게 구현할 수 있는 Elrod 알고리즘에 의해 유한차분법과 Gauss 소거법을 이용하여 해석하였다. 계산영역은 축방향으로의 대칭성을 이용하여 전체영역의 반만을 원주방향 72, 축방향 10개씩 균등분할하였다.

### 3. 내측유막의 급유압력

외측유막으로 급유된 윤활제는 외측급유홀, 링내의 급유구 및 내측급유홀을 통해 내측유막으로 공급되는 과정에서 저어널과 링의 회전으로 인한 원심력을 받아 압력강하가 일어나는 것으로 생각되고 있다. Tsuruta[2]는 링의 내외측에 있는 급유홀내에서의 유동을 무한장의 두 동심원통 사이에 차 있는 점성유체가 두 원통의 회전에 따라 도는 것으로 모델링 하고 두 원통면에서의 압력을 구하여 급유홀내에서는 그 압력차만큼의 압력강하가 있다고 생각하고, 링 내의 급유구에서는 급유구내에 차 있는 윤활제가 링과 같이 회전하면서 강제운동한다고 모델링하여 급유구의 내외경부에서의 압력을 원심력만을 고려하여 구하고 급유구에서는 그 압력차만큼의 압력강하가 있다고 생각하여 다음과 같은 내측유막 급유압력강하에 대한 이론계산식을 제안하였다. 본 논문에서는 Tsuruta가 제시한 다음과 같은 내측유막 급유압력강하식을 이용하여 내측유막으로의 급유압력을 계산하였다.

$$\Delta p = \Delta p_A + \Delta p_B + \Delta p_C \quad (4)$$

$$\Delta p_A = \frac{\rho a_1^2}{2} (R_2^2 - R_o^2) + 2\rho a_1 b_1 \eta \left( \frac{R_i}{R_1} \right) - \frac{\rho b_1^2}{2} \left( \frac{1}{R_2^2} - \frac{1}{R_o^2} \right)$$

$$\Delta p_B = \frac{\rho \omega_r^2}{2} (R_o^2 - R_i^2)$$

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

$$- \frac{\rho b_2^2}{2} \left( \frac{1}{R_2^2} - \frac{1}{R_1^2} \right)$$

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

$$a_2 = \omega_r - \frac{R_i^2 (\omega_r - \omega_r)}{R_2^2 - R_1^2} \quad b_2 = \frac{R_1^2 R_i^2 (\omega_r - \omega_r)}{R_2^2 - R_1^2}$$

여기서  $\Delta p_A$ ,  $\Delta p_B$  및  $\Delta p_C$ 는 각각 Fig. 1에 나타나 있는 외측유막 급유홀(A), 급유구(B) 및 내측유막 급유홀(C)에서의 압력강하를 의미하며,  $R_i$ 는 내측유막 급유홀의 최대반경,  $R_o$ 는 외측유막 급유홀의 최소반경을 나타낸다.

식 (4)를 이용하여 내측유막 급유압력강하를 계산하기 위해서 다음과 같은 무차원 변수를 정의한다.

$$\bar{R}_i = R_i/R_1, \quad \bar{R}_o = R_o/R_1, \quad R_c = \rho R_1 \omega_r C_{r1}/\eta$$

### 4. 정적평형위치

저어널과 링의 정적평형위치를 구하기 위하여 내외측 유막에서의 힘의 균형과 링에 미치는 모멘트의 균형을 고려하면 다음과 같은 평형방정식이 얻어진다.

$$\text{힘의 균형} \quad f_{px1} = W_j \quad (5a)$$

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

$$\text{모멘트의 균형} \quad T_{b1} = T_{j2} \quad (5c)$$

여기서  $W_j$ 은 저어널에 걸리는 하중,  $W_r$ 은 링의 자중,  $f_{px1}$ 과  $f_{px2}$ 는 내외측유막에서의 반력,  $T_{b1}$  및  $T_{j2}$ 는 링의 내외면에 작용하는 마찰토크를 나타낸다. 이때 내외측급유홀의 깊이는 유막두께에 비하여 상당히 크므로 급유홀내에서 발생하는 압력 및 마찰토크는 무시하였다.

식 (5a)-(5c)를 무차원화하면 다음의 식이 얻어진다.

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

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

$$\left( \frac{R}{C} \right)_{b1} - \beta(1 + \sigma) \left( \frac{R}{C} \right)_{j2} = 0 \quad (6c)$$

여기서

$$\begin{aligned}\alpha &: \text{링의 무차원 회전각속도} &= \omega_r/\omega_j \\ \beta &: \text{내외측유막의 간극비} &= Cr_2/Cr_1 \\ \delta &: \text{링 내외경비} &= D_2/D_1 \\ \sigma &: \text{링의 자중과 제어널 하중비} &= W_r/W_j\end{aligned}$$

$$S: \text{기준 줌머펠트수} = \frac{\eta LR_1^3 \omega_j}{\pi W_j C_{r1}^2}$$

$$S_1: \text{내측유막의 줌머펠트수} = \frac{\eta LR_1^3 (\omega_j + \omega_r)}{\pi W_j C_{r1}^2}$$

$$S_2: \text{외측유막의 줌머펠트수} = \frac{\eta LR_2^3 \omega_r}{\pi (W_j + W_r) C_{r2}^2}$$

$$\left(\frac{R}{C}\right)_{b1}: \text{링내면의 마찰인자} = \frac{T_{b1}}{W_j C_{r1}}$$

$$\left(\frac{R}{C}\right)_{j2}: \text{링외면의 마찰인자} = \frac{T_{j2}}{(W_j + W_r) C_{r1}}$$

식 (6a)-(6c)의 연립방정식은 주어진 기준 줌머펠트수  $S$  및 무차원 급유압력  $P_s (= p_s LD_1/W_j)$ 에 대하여 뉴우튼-랍슨법으로 풀었다.

## 5. 동특성

프로팅링 제어널베어링은 링의 질량을 사이에 두고 양쪽에 스프링-댐퍼계가 위치한 계로 모형화할 수 있으므로, 이 계전체를 등가의 스프링-댐퍼계로 대치하여 구해지는 동베어링의 강성 및 감쇠계수는 가진주파수에 따라 다른 특성을 갖게 된다. 본 논문에서는 제어널 회전수에 동기된 가진주파수에 대한 베어링상수를 구하고자 한다.

계의 평형상태 부근에서의 미소변위 및 속도를 갖는 미소운동에 대하여 내외측 유막에서의 힘의 균형을 내외측 유막의 강성 및 감쇠계수를 이용하여 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}\begin{Bmatrix} \Delta f_{px} \\ \Delta f_{py} \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} c_{xx1} & c_{xy1} \\ c_{yx1} & c_{yy1} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \dot{x}_j - \Delta \dot{x}_r \\ \Delta \dot{y}_j - \Delta \dot{y}_r \end{Bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} k_{xx1} & k_{xy1} \\ k_{yx1} & k_{yy1} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x_j - \Delta x_r \\ \Delta y_j - \Delta y_r \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (7a)$$

$$\begin{aligned}\begin{bmatrix} m_r & 0 \\ 0 & m_r \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \ddot{x}_r \\ \Delta \ddot{y}_r \end{Bmatrix} &+ \begin{bmatrix} c_{xx2} & c_{xy2} \\ c_{yx2} & c_{yy2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \dot{x}_r \\ \Delta \dot{y}_r \end{Bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} k_{xx2} & k_{xy2} \\ k_{yx2} & k_{yy2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x_r \\ \Delta y_r \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \Delta f_{px} \\ \Delta f_{py} \end{Bmatrix} \end{aligned} \quad (7b)$$

여기서  $(\Delta x_j, \Delta y_j)$  및  $(\Delta x_r, \Delta y_r)$ 은 정적평형위치로부터

터의 제어널 및 링의 변위,  $\Delta f_{px}$  및  $\Delta f_{py}$ 는 내측유막의  $x$  및  $y$ 방향반력,  $m_r$ 은 링의 질량, 하첨자 '1', '2', 'j', 'r'은 각각 내측유막, 외측유막, 제어널 및 링을 나타낸다. 또한  $k$  및  $c$ 는 강성 및 감쇠계수인데, 섭동법[10]에 의해 구하였다.

한편, 제어널에 작용하는 힘을 프로팅링 제어널베어링의 등가 강성 및 감쇠계수를 이용하여 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{Bmatrix} \Delta f_{px} \\ \Delta f_{py} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{xx} & c_{xy} \\ c_{yx} & c_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \dot{x}_j \\ \Delta \dot{y}_j \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x_j \\ \Delta y_j \end{Bmatrix} \quad (8)$$

제어널 회전수와 동기된 가진에 의한 진동을 임피던스법에 의해 복소수로 표시하면 변위, 속도 및 가속도를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta x_i = \Delta X_i e^{j\omega t}, \quad \Delta \dot{x}_i = j\omega \Delta x_i, \quad \Delta \ddot{x}_i = -\omega^2 \Delta x_i \quad (9)$$

여기서  $j = \sqrt{-1}$ 이다.

식 (9)를 식 (7)과 (8)에 대입하고, 식 (7)을 정리하여 식 (8)의 형태를 만들면 등가의 강성 및 감쇠계수에 대한 다음의 표현식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned}\begin{bmatrix} Z_{xx} & Z_{xy} \\ Z_{yx} & Z_{yy} \end{bmatrix} &= (1 + \beta) \begin{bmatrix} Z_{xx1} & Z_{xy1} \\ Z_{yx1} & Z_{yy1} \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} Z_{xx1} + \Gamma Z_{xx2} - \sigma v^2 & Z_{xy1} + \Gamma Z_{xy2} \\ Z_{yx1} + \Gamma Z_{yx2} & Z_{yy1} + \Gamma Z_{yy2} - \sigma v^2 \end{bmatrix}^{-1} &\begin{bmatrix} \Gamma Z_{xx2} - \sigma v^2 & \Gamma Z_{xy2} \\ \Gamma Z_{yx2} & \Gamma Z_{yy2} - \sigma v^2 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (10)$$

여기서

$$Z_{ij} = K_{ij} + jC_{ij}, \quad Z_{j1} = K_{j1} + jC_{j1}/(1 + \alpha), \quad Z_{j2} = K_{j2} + jC_{j2}/\alpha$$

$$K_{ij} = \frac{C_{r1} + C_{r2}}{W_j} k_{ij}, \quad K_{j1} = \frac{C_{r1}}{W_j} k_{j1}, \quad K_{j2} = \frac{C_{r2}}{W_j + W_r} k_{j2}$$

$$C_{ij} = \frac{(C_{r1} + C_{r2})\omega_j}{W_j} c_{ij}, \quad C_{j1} = \frac{C_{r1}(\omega_j + \omega_r)}{W_j} c_{j1},$$

$$C_{j2} = \frac{C_{r2}\omega_r}{W_j + W_r} c_{j2}$$

$$\Gamma = \frac{1 + \sigma}{\beta}, \quad v = \omega_j \left( \frac{C_{r1} m_j}{W_j} \right)^{1/2} \quad i = x, y \quad j = x, y$$

식 (10)은 우변에  $\sigma v^2$ 을 포함하고 있으므로  $v$ 에 따라 강성 및 감쇠계수가 달라질 수 있음을 알 수 있다. 그런데,  $\sigma$ 의 값이 매우 작아  $O(10^{-2})$ 이므로 실제 안정운전영역에서의  $v(O(1))$ 에 대하여  $\sigma v^2$ 은 상당히 작은 값을 갖는 경우가 대부분이다. 따라서, 본 논문에서는  $\sigma v^2$ 항을 무시하여 등가의 강성 및 감쇠계수를 구하였다.

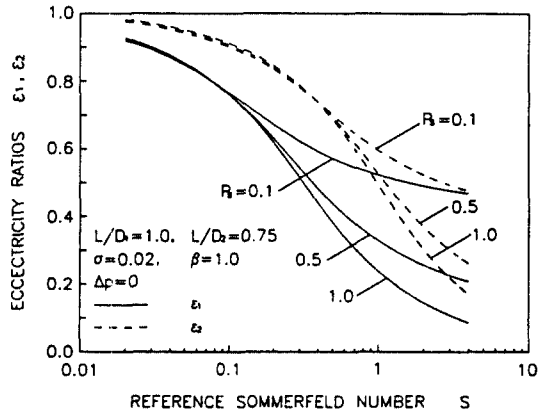


Fig. 2. The effect of supply pressure on eccentricity ratios,  $\beta=1.0$

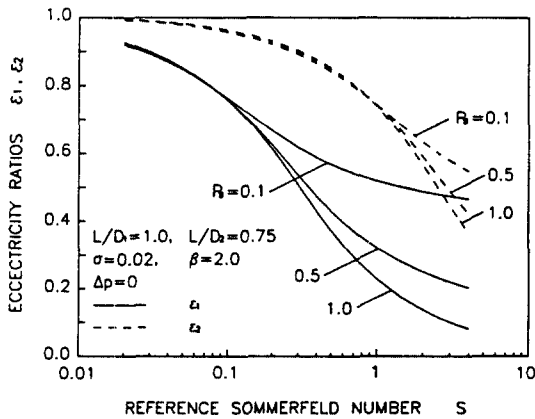


Fig. 3. The effect of supply pressure on eccentricity ratios,  $\beta=2.0$

### 6. 결과 및 고찰

본 논문에서는 먼저 내측유막 급유압력강하를 고려하지 않은 경우에 내외측유막의 간극비  $\beta$ 와 무차원 급유압력  $P_s$ 가 베어링 성능에 미치는 영향을 살펴보고, 그 다음에  $P_s$ 를 고정시키고 내측유막 급유압력강하가 베어링 성능에 미치는 영향을 살펴보았다. 이하의 결과는  $L/D_1=1.0$ ,  $L/D_2=0.75$  그리고 하중비  $\sigma=0.02$ 의 경우에 대한 해석결과이다.

Fig. 2-10은 내측유막 급유압력강하를 고려하지 않은 경우에 대한 결과이다. Fig. 2와 3은 각각 간극비  $\beta$ 가 1.0 및 2.0일 때  $P_s$ 에 따른 내외측유막의 편심율과 기준 쉘머펠트수의 관계를 나타내고 있는데,  $P_s$ 가 작아짐에 따라 편심율이 커지고 있으며 특히 기준 쉘머펠트수가 커질수록 그 차이가 커지고 있다. 이는 급유압력이 작아지고

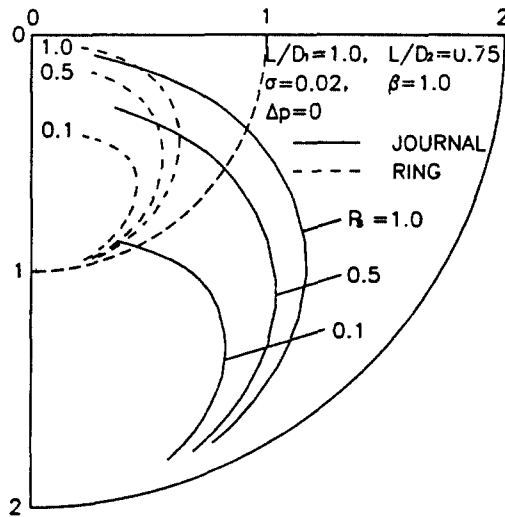


Fig. 4. The effect of supply pressure on loci of journal and ring centers,  $\beta=1.0$

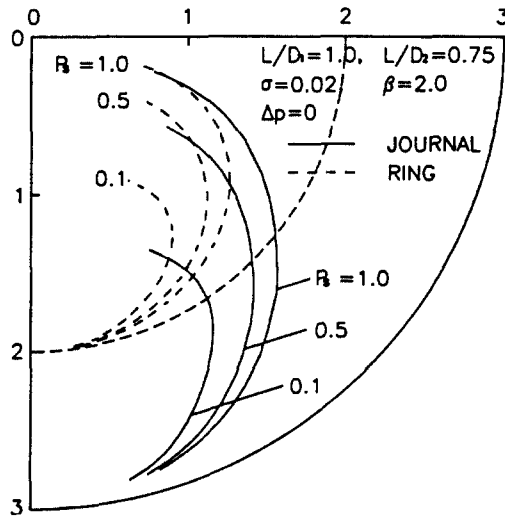


Fig. 5. The effect of supply pressure on loci of journal and ring centers,  $\beta=2.0$

기준 쉘머펠트수가 커짐에 따라, 최대유막두께 지점의 하류에서도 윤활제 부족상태가 발생하여 완전유막영역이 점점 좁아지면서 부하능력이 떨어지기 때문이다. 또한, 간극비가 커짐에 따라 내측유막의 편심율은 작아지고 있으나 변화량이 그다지 크지 않는데 비해, 외측유막의 편심율은 상당히 커지고 있다. 이는 간극비가 커짐에 따라 내측유막의 부하능력은 조금 증가하나 외측유막은 상당히 감소됨을 의미하며, 프로토틀링 저어널 베어링의 실제시 내측유막보다는 외측유막의 부하능력이 더 중요

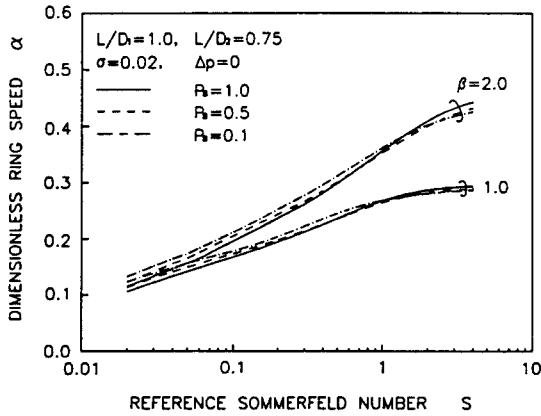


Fig. 6. The effect of supply pressure on dimensionless ring speed

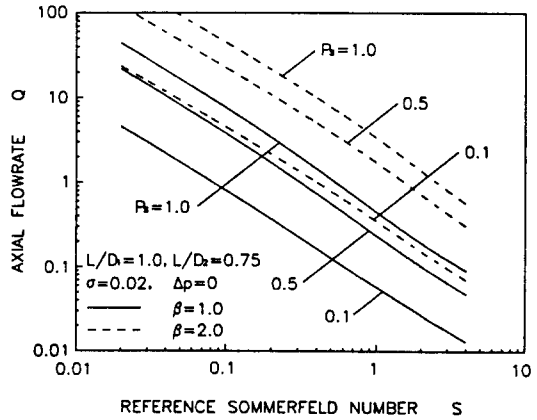


Fig. 8. The effect of supply pressure on axial flowrate

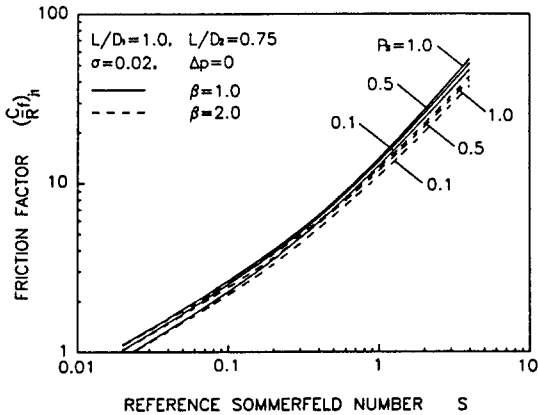


Fig. 7. The effect of supply pressure on friction factor

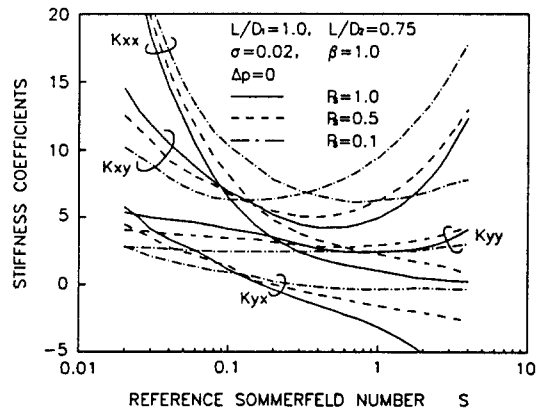


Fig. 9. The effect of supply pressure on stiffness coefficients

한 고려사항임을 알 수 있다.

Fig. 4와 5는 저어널과 링의 정적평형위치를 전체 틈새원내에 나타낸 것으로서  $P_s$ 가 클수록 편심각이 커지고 있다. 편심각은 기준 줌머펠트수의 증가와 함께 커지다가 어느 임계상태를 지나면서부터는 오히려 감소하고 있는데, 이는 기준 줌머펠트수가 커짐에 따라 윤활제 부족 현상이 심화되어 완전유막영역이 최소유막두께 지점 부근으로 물리기 때문이며, 이 경향은  $P_s$ 가 작을수록 윤활제의 공급유량이 작아짐으로 인해 더 심하게 나타나고 있다. 이 현상은 Half Sommerfeld 조건이나 Reynolds 조건을 사용하는 기존의 해석으로는 예측할 수 없는 것이다.

Fig. 6은 링의 무차원 회전속도와 기준 줌머펠트수의 관계를 나타낸 것인데, 간극비가 커짐에 따라 링의 회전속도는 증가하고 있으나,  $P_s$ 에 따른 링의 회전속도의

변화는 그다지 크지 않으며, 기준 줌머펠트수가 큰 영역에서는 링의 무차원 회전속도가 포화되는 경향을 나타내고 있다.

Fig. 7은 저어널에서의 마찰인자와 기준 줌머펠트수의 관계를 나타내고 있는데, 세로축의 저어널에서의 마찰인자는 다음과 같이 정의된다.

$$\left(\frac{R}{f}\right)_{b1} = \frac{T_{b1}}{W_j C_{r1}}$$

$P_s$ 가 작아짐에 따라 마찰인자도 작아지고 있는데, 이 역시 공동영역의 확장에 따른 것이다. 또한, 간극비  $\beta$ 가 커짐에 따라 마찰인자도 작아지는 경향을 나타내고 있는데, 이는 Fig. 6에 나타나 있듯이 간극비가 커짐에 따라 링의 회전속도가 증가되어 내측유막에서는 오히려 전단력이 감소되기 때문이다.

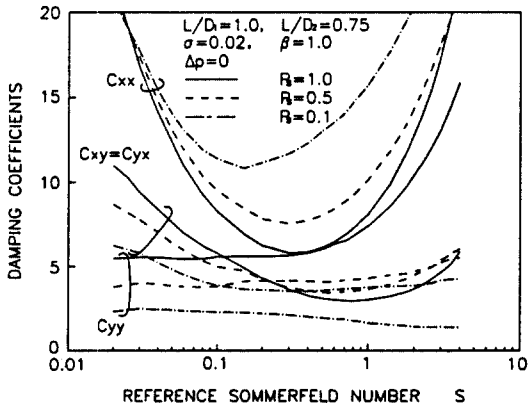


Fig. 10. The effect of supply pressure on damping coefficients

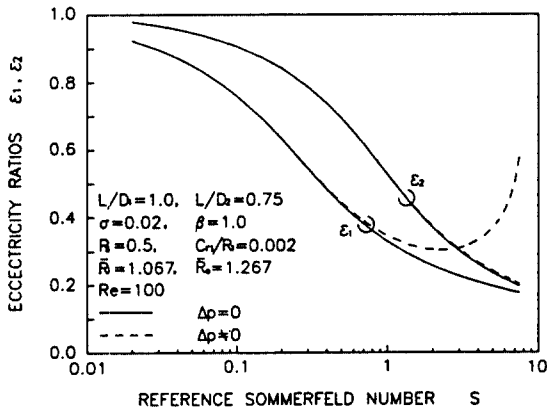


Fig. 11. The effect of pressure drop on eccentricity ratios

Fig. 8은 축방향 유량과 기준 좀머펠트수의 관계를 나타낸 것인데, 세로축의 축방향 유량은 다음과 같이 정의된다.

$$Q = \frac{q}{R_1^2 C_{r1}(\omega)}$$

$P_s$ 가 작아짐에 따라 유량이 감소하고, 간극비  $\beta$ 가 커짐에 따라 외측유막의 유량이 증가하여 전체유량이 증가하고 있다. 따라서, 베어링의 열적특성은 급유압력에 따라 상당히 변화될 것임을 쉽게 짐작할 수 있다.

Fig. 9와 10은 간극비가 1.0일 때  $P_s$ 에 따른 강성 및 감쇠계수와 기준 좀머펠트수의 관계를 나타낸 것이다. 동특성은  $P_s$ 에 따라 상당히 많은 차이를 보이고 있으며 특히  $K_{xx}$ 와  $C_{yy}$ 는 그 차이가 크게 나타나고 있다.

Fig. 11-17은 내측유막 급유압력강하를 무시한 경우와

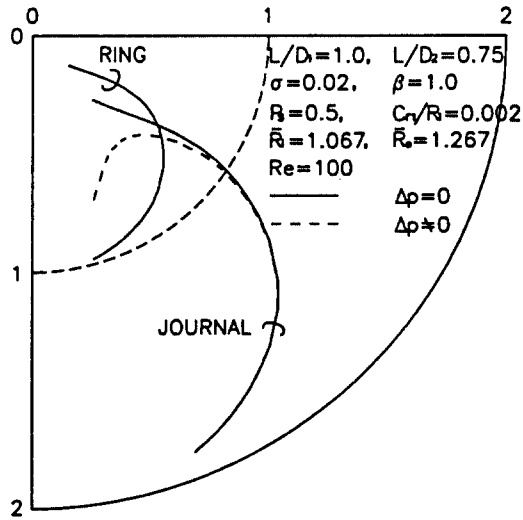


Fig. 12. The effect of pressure drop on loci of journal and ring centers

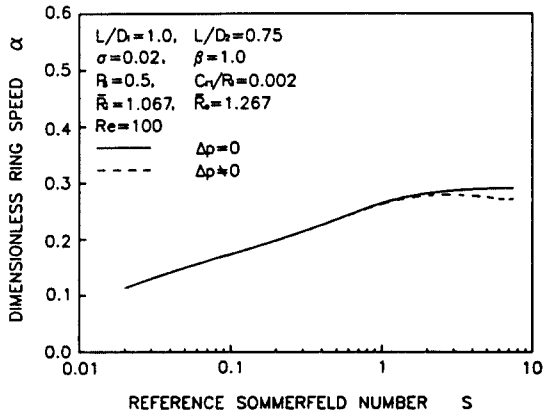


Fig. 13. The effect of pressure drop on dimensionless ring speed

고려한 경우를 비교한 결과인데, 계산조건은  $C_{r1}/R_1 = 0.002$ ,  $\bar{R}_1 = 1.067$ ,  $\bar{R}_0 = 1.267$ ,  $\beta = 1.0$ ,  $P_s = 0.5$ ,  $Re = 100$ 이다. Fig. 11은 내외측유막의 편심율과 기준 좀머펠트수의 관계를 나타낸 것인데, 내측유막 급유압력강하를 고려하여도 외측유막의 편심율은 그다지 차이가 없으나 내측유막에서는 특히 기준 좀머펠트수가 큰 영역에 많은 영향을 미쳐 기준 좀머펠트수의 증가에 따라 작아지던 편심율이 오히려 커지고 있는 경향을 나타내고 있다. 이는 내측유막의 급유압력강하로 인해 공급유량이 감소되어 내측유막에서 심한 윤활계 부족현상의 발생으로 부하능력이 급격히 떨어지기 때문이다. 본 경우는 기준 좀머펠트수가 약 8정도가 되면 내측유막의 급유압력이

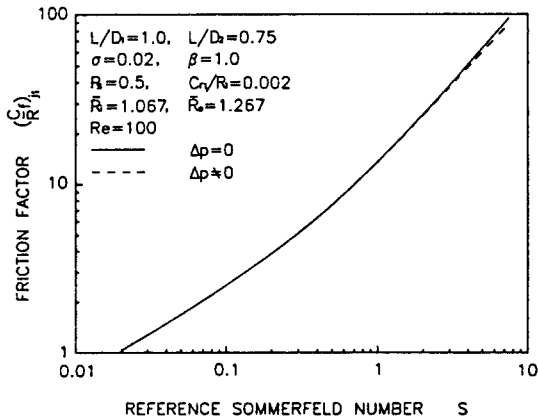


Fig. 14. The effect of pressure drop on friction factor

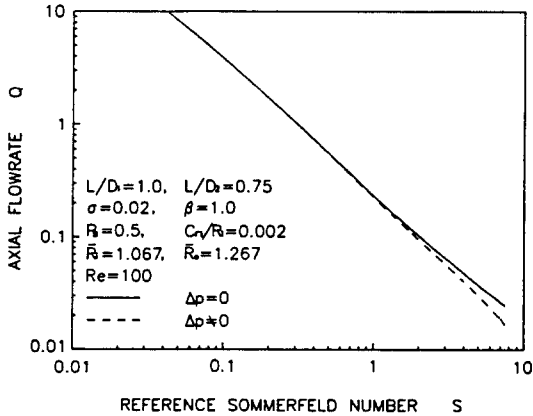


Fig. 15. The effect of pressure drop on axial flowrate

영으로 떨어져서 윤활제의 공급이 이루어지지 않게 되는 상황이 일어나므로 그 이후의 영역에 대해서는 이론계산이 불가능하였다. 따라서, 더 큰 기준 좀머펠트수 영역에서 운전되려면  $P_c$ 를 0.5보다 더 크게 하여야 할 것이다. 반면 외측유막에서는 공급압력이 그대로 유지되므로 부하능력의 변동이 없을 것으로 예상되나, 링의 무차원 회전속도와 기준 좀머펠트수의 관계를 나타내는 Fig. 13에서 알 수 있듯이 급유압력의 강하를 고려하면 링의 회전속도가 조금 작아지므로 이에 따라 외측유막의 부하능력도 떨어지고 편심율이 조금 커지게 된다. 저어널과 링 중심의 정적평형위치는 Fig. 12에 나타난 바와 같이 되는데, 기준 좀머펠트수가 큰 영역에서 나타나는 내측유막의 편심율변화로 인해 저어널중심은 급격히 베어링중심으로부터 멀어져 가는 것을 보여주고 있다.

내측유막에서의 윤활제 부족현상의 심화는 마찰력의 감소로 나타나고 이에따라 링의 회전속도를 작게할 것

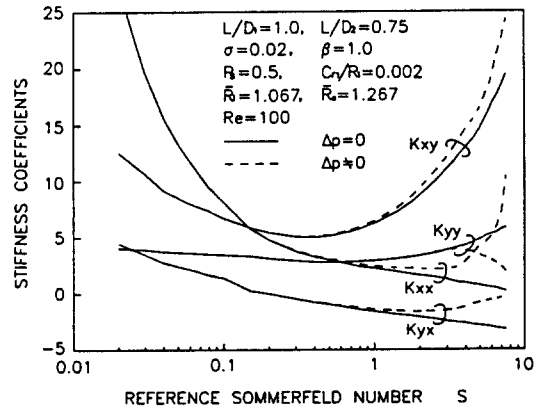


Fig. 16. The effect of pressure drop on stiffness coefficients

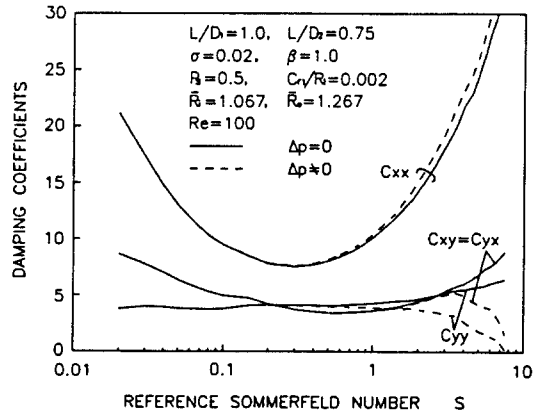


Fig. 17. The effect of pressure drop on damping coefficients

인데 Fig. 13과 14는 이를 반영하고는 있으나, 편심율의 변화와 같은 큰 차이는 보이지 않고 있다. Fig. 15는 전체유량과 기준 좀머펠트수의 관계를 나타낸 것인데, 내측유막의 유량감소로 인해 전체유량도 감소하고 있다.

Fig. 16과 17은 강성 및 감쇠계수와 기준 좀머펠트수의 관계를 나타낸 것인데, 정특성과 마찬가지로 기준 좀머펠트수가 비교적 큰 영역에서 상당한 차이를 보이고 있다. 이로부터 기준 좀머펠트수가 큰 영역에서 운전되는 회전체-프로팅링 저어널베어링계에 대한 이론적 해석은 내측유막 급유압력강하의 고려 여부에 따라 상당히 다른 응답특성을 나타낼 것임을 알 수 있다.

### 7. 결 론

원주방향 급유용 프로팅링 저어널베어링의 정특성과



동특성을 해석함으로써 외부급유압력 및 내측유막 급유압력강하가 베어링의 성능에 미치는 영향을 조사하였다. 외부급유압력의 크기는 링의 회전속도에는 그다지 영향을 주지 못하나, 급유압력이 작을 경우 부하영역에 충분한 유량을 공급하지 못하여 내외측유막의 부하능력과 편심각이 작아지므로 전체 베어링의 특성이 변화되며, 그 영향은 기준 좀머펠트수가 클수록 증대되었다. 저어널과 링의 회전으로 인한 내측유막 급유압력의 강하는 기준 좀머펠트수와 레이놀즈수가 커질수록 증가되고, 이에 따라 내측유막의 윤활제 부족현상을 더욱 심화시켜 전체 베어링 성능을 상당히 변화시키므로, 특히 고속회전의 경우는 이론해석이 이 효과를 필히 고려하여야 함을 정량적으로 밝혔다.

### 기호 및 약어

- C, C : 간극
- c, C : 감쇠계수 및 무차원 감쇠계수
- D<sub>1</sub>, D<sub>2</sub> : 링의 내외경
- f<sub>p</sub> : 유막압력에 의한 반력
- Δf<sub>p</sub> : 미소운동에 대한 유막반력
- h : 유막두께
- k, K : 강성계수 및 무차원 강성계수
- L : 베어링 및 링의 유효길이
- n : 공동영역 경계에서 경계선의 수직방향
- P<sub>s</sub> : 무차원 급유압력 = p<sub>s</sub>LD<sub>1</sub>/W<sub>j</sub>
- p : 유막압력
- p<sub>s</sub> : 외부 급유압력
- Δp : 내측유막 급유압력 강하치
- Q : 무차원 축방향유량 = q/R<sub>1</sub><sup>2</sup>C<sub>r1</sub>ω<sub>j</sub>
- q : 축방향유량
- R : 반경
- R<sub>1</sub>, R<sub>2</sub> : 링의 내외반경
- R<sub>i</sub> : 내측유막 급유홈의 최대반경,  $\bar{R}_i = R_i/R_1$
- R<sub>o</sub> : 외측유막 급유홈의 최소반경,  $\bar{R}_o = R_o/R_1$
- $\left(\frac{R}{C}\right)_{j1}$  : 저어널에서의 마찰인자 =  $\frac{T_{j1}}{W_j C_{r1}}$
- $\left(\frac{R}{C}\right)_{b1}$  : 링내면에서의 마찰인자 =  $\frac{T_{b1}}{W_j C_{r1}}$
- $\left(\frac{R}{C}\right)_{j2}$  : 링외면에서의 마찰인자 =  $\frac{T_{j2}}{(W_j + W_r) C_{r2}}$
- Re : 레이놀즈 수 =  $\frac{\rho R_1 \omega_j C_{r1}}{\eta}$
- S : 기준 좀머펠트수 =  $\frac{\eta R_1^3 L \omega_j}{\pi W_j C_{r1}^2}$

- S<sub>1</sub> : 내측유막의 좀머펠트수 =  $\frac{\eta R_1^3 L (\omega_j + \omega_r)}{\pi W_j C_{r1}^2}$
- S<sub>2</sub> : 외측유막의 좀머펠트수 =  $\frac{\eta R_2^3 L \omega_r}{\pi (W_j + W_r) C_{r2}^2}$
- T : 마찰토크
- t : 시간
- W<sub>j</sub> : 베어링에 작용하는 하중
- W<sub>r</sub> : 링의 자중
- (Δx<sub>j</sub>, Δy<sub>j</sub>) : 정적평위치태로부터의 저어널중심의 변위
- (Δx<sub>r</sub>, Δy<sub>r</sub>) : 정적평형위치로부터의 링중심의 변위
- z : 축방향좌표
- α : 링의 무차원 회전속도 = ω<sub>r</sub>/ω<sub>j</sub>
- β : 내외측 유막의 간극비 = C<sub>r2</sub>/C<sub>r1</sub>
- δ : 링의 내외경비 = D<sub>2</sub>/D<sub>1</sub>
- ε : 편심율
- η : 윤활제의 절대점도
- θ : 최대유막두께 지점으로부터의 각도
- v : 저어널의 무차원 각속도 = ω<sub>r</sub>√C<sub>r1</sub>m<sub>j</sub>/W<sub>j</sub>
- ρ : 윤활제의 밀도
- σ : 링의 자중과 베어링 하중비 = W<sub>r</sub>/W<sub>j</sub>
- ω<sub>j</sub>, ω<sub>r</sub> : 저어널과 링의 회전각속도

### 하첨자

- 1 : 내측유막
- 2 : 외측유막
- b, j : 유막내에서의 베어링 및 저어널 상당면
- m : 반복계산수
- r : 링
- x, y : 하중방향과 그 수직방향

### 참 고 문 헌

1. Trippet, R.J. and Li, D.F., "High-Speed Floating-Ring Bearing Test and Analysis," ASLE Trans., Vol.27, 1984. pp.73-81.
2. Tsuruta, Y. and Tsuda, K., "Investigation into an Effect of Floating Bush Bearing, in Suppressing Oil-Whip at Higher Shaft Speed," JSLE, Vol.30, 1985, pp.838-845.
3. Orcutt, F.K. and Ng, C.W., "Steady-State and Dynamic Properties of the Floating-Ring Journal Bearings," ASME J. of Lub. Tech., Vol.90, 1968, pp.243-253.
4. Tanaka, M. and Hori, Y., "Stability Characteristics of Floating Bush Bearings," ASME J. of Lub. Tech., Vol.94, 1972, pp.248-259.
5. 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.
6. Tu, W.L. and Zhang, Z., "Stability Studies on Turbocharger Supported on Floating Ring Bearings," Proceedings of the International Conference on Hydrodynamic Bearing-Rotor System Dynamics, Sept. 17-21, 1990, Xi'an, China, pp.350-356.
  7. Elrod, H.G., "A Cavitation Algorithm," ASME J. of Lub. Tech., Vol.103, 1981, pp.350-354.
  8. Floberg, L. and Jakobsson, B., "The Finite Journal Bearing, Considering Vaporization," Trans. Chalmers Univ. Tech., Goteborg, 1957, p.190.
  9. Olsson, K., "Cavitation in Dynamically Loaded Bearings," Trans. Chalmers Univ. Tech., Goteborg, 1965, p.308.
  10. Lund, J.W., "Review of the Concept of Dynamic Coefficients for Fluid Film Journal Bearings," ASME J. of Tribology, Vol.109, 1987, pp.37-41.