

타원형 저어널 베어링의 동 특성 해석에 관한 연구

박성환*, 오택열**

A Study on Dynamics Characteristic Analysis of Elliptical Journal Bearing

Sung Hwan Park*, Taek Yul Oh**

ABSTRACT

An analysis model for an elliptical fluid film bearing is described. The principles of hydrodynamic lubrication are outlined together with an expanded version of the governing pressure field equation as related to elliptical journal bearing. Finite element method approximations are given for the pressure field equation and a temperature model, both related to the fluid film thickness. The thermal effects in the lubricant viscosity, lubricant film thickness, variation of the journal rotating speed and influence of turbulence are investigated in this paper. A finite element model and an iterative computational process are described, whereby full simultaneously converged field solutions for fluid film thickness, temperature, viscosity, pressure, stiffness and damping coefficient are obtained.

Key Words : Journal Bearing(저어널 베어링), Stiffness(강성도), Damping(감쇠), FEM(유한요소법), Viscosity(점성), Oil flow(유량), Squeeze Film(유막 압착), Lubricant(윤활유)

기호설명

μ = Viscosity of lubricant
 G = Coefficient of turbulence
 T = Temperature of lubricant
 q = Oil flow
 K_{ij} = Bearing Stiffness
 C_{ij} = Bearing Damping

1. 서론

회전기계에 있어서 베어링은 회전체의 하중을 지지하며 시스템의 안정성을 유지시키는 역할을 하며 베어링에서의 진동이 회전체 진동의 주가 되고 있다. 베어링의 온도 및 압력이 증가하는 경우 회전체의 진동이 증가할 수 있기 때문에 베어링의 상태를 측정하는 것은 회전체 시스템에 있어서 우선적으로 수행되어야 할 연구분야이다. 저어널 베어링은 이론적인 근거에서보다는 오랜 경험에 의하여 시스템의 안정성과 효율을 도모하기 위하여 적합한 구조로 발전되어 왔으며, 초기에는 단순히 축의 하중을 지지하기 위한 목적으로 원형 저어널 베어링이 사용되었으나 점차 시스템의 대형화, 고속화되

∴ 2001년 5월 31일 접수
* Bruel & Kjaer Korea Sound & Vibration Team
** 경희대학교 기계산업시스템공학부

면서 타원형 및 틸팅패드(Tilting Pad) 저어널 베어링 등이 사용되고 있다.

베어링의 강성 및 감쇠계수는 시스템의 위협속도, 불평형 응답특성, 불안정 현상 등과 같이 시스템의 고속안정성에 영향을 미치는 요소로 저어널 베어링의 동 특성에 대한 논문이 발표되고 있으나 특정한 가정을 사용하여 주로 정성적인 경향만을 제시하고 있기 때문에 실제현상과는 많은 차이가 나고 있다.^[1] 이는 베어링내 윤활유의 유동상태가 복잡하여 이론해석이 까다로운 이유도 있으나 이 보다는 과도한 온도상승이나 난류의 영향 및 경계조건 등이 명확하게 규명되지 않았기 때문이다. 특히 베어링의 해석을 어렵게 하는 경계조건으로는 윤활유의 공급온도 및 유량조건을 들 수 있는데, 이는 저어널 면의 속도가 큰 베어링에서는 점성 마찰력으로 인하여 유막 내에서 많은 열이 발생되고 유체의 흐름이 난류 또는 천이 영역에서 운전되고 있기 때문에 온도상승과 난류의 영향을 고려한 베어링의 해석을 할 필요가 있다.

베어링의 강성 및 감쇠는 회전체 시스템의 동적 거동에 중대한 영향을 미친다. 즉 움직이는 표면을 분리하는 유막은 회전체의 하중을 지지하며 스프링과 같이 작용하고 유막 압착효과에 의한 감쇠를 제공한다. 이 유막의 강성과 감쇠특성은 회전체 시스템의 임계속도와 응답을 변화시키는데 커다란 영향을 미친다.^{[2][3][4]}

본 연구에서는 타원형 저어널 베어링의 동특성을 해석하는데 베어링내의 윤활유에 의한 온도 및 유량을 고려하고 층류에서 해석은 물론 난류상태를 고려한 베어링의 강성 및 감쇠계수를 구하여 회전체의 정확한 동적 해석에 적용하고자 한다.

2. 저어널 베어링의 동특성 해석

저어널 베어링 해석을 위해서는 베어링내 유막의 압력분포를 해석하여야 하며 이를 위하여 Reynolds 방정식을 요소별로 유한요소법(FEM)으로 재구성하여 정·동특성을 해석하고자 한다. 유한요소법으로 구한 베어링내 유막의 압력분포는 요소별 유막두께, 경계조건, 윤활유 특성 등에 의하여 결정되며 측정될 불량 및 난류의 영향을 고려하였다. 유효한 정·동 특성을 알기 위해서는 적절한 점성계수의 사용이 필요한데, 이를 위해서는 베어링의 열평형을 이용하여 평균 유막온도를 계산하여 유효

점성계수를 결정한다.

2.1 Reynolds 방정식

층류 및 등점성에 대한 Reynolds방정식은 유체가 비 압축성 뉴턴유체(Newtonian Fluid)이고 유체의 흐름은 정상상태이며 유막두께 방향으로의 압력은 일정하고 유체의 점도는 온도만의 함수이다는 가정을 전제로 한다.

Fig. 1은 이론해석에 사용된 저어널 베어링의 기본 구조와 좌표계를 나타내고 있으며 Reynolds 방정식은 다음과 같다.

$$\nabla \cdot \left(G \frac{\rho h^3}{\mu} \nabla P \right) = \nabla \cdot \left(\rho h \underline{U} + G \frac{\rho^2 h^3}{\mu} \underline{F} \right) + \frac{\partial}{\partial t} (\rho h) + \rho V \quad (1)$$

여기서 ρ 는 윤활유 밀도, μ 는 점도, h 는 유막두께이고 G 는 난류계수로서 층류시에는 1/12의 무차원 수 그리고 F 는 체력(Body Force)이다. 식 (1)을 회전방향의 속도의 항으로 나타내면 다음과 같다.

$$\nabla \cdot \rho h \underline{u} + \frac{\partial}{\partial t} (\rho h) + \rho V = 0 \quad (2)$$

여기서 $\underline{u} = \underline{U} + \frac{G \rho h^2}{\mu} \underline{F} - \frac{G h^2}{\mu} \nabla P$ 이다.

Reynolds 방정식은 두 표면간의 간극의 변화로 생기는 쐐기(Wedge)의 영향은 $\partial h / \partial \theta$ 의 항으로 나타나며 최소 유막에 도달하기 전까지 압력상승이

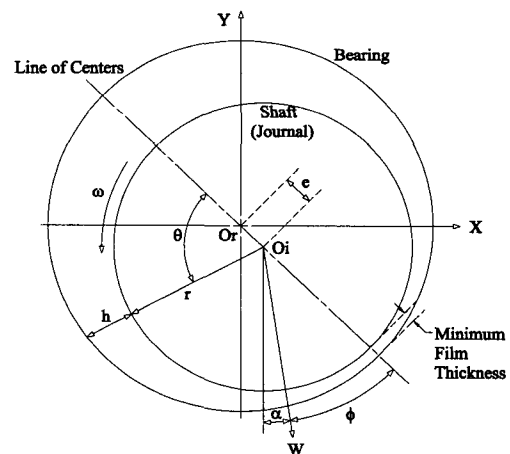


Fig. 1 Basic coordinate of journal bearing

주로 이 영향으로 발생한다.^[3]

운전속도가 증가함에 따라 Reynolds수가 증가하여 난류 영향은 더욱 커지게 되며 베어링의 부하능력과 마찰계수를 증가시켜 베어링 동특성에 영향을 미친다.^[5] 본 연구에서는 난류의 영향을 고려하는 방법으로 난류계수를 도입하여 사용하였으며 난류계수는 난류 혼합에 의하여 야기되는 점성을 보완하는 역할을 한다.^[6] 일반적으로 베어링 설계 시 이용되는 난류모델은 여러 가지가 있으나 대부분의 난류모델들은 층류와 난류사이의 천이영역에서 실험 데이터가 없고 이론적인 생략도 있어서 천이 영역의 결과는 상대적으로 떨어지는 것으로 예상된다.^[7] 이에 비하여 Hirs의 모델은 전 범위의 Reynolds 수에서 사용될 수 있다는 장점이 있어 본 연구에서는 천이 영역에서는 Hirs의 모델을 사용하였다.^{[7][8]}

$$G_x = \frac{1}{0.0687 Re_f^{0.75}} \quad (977 < Re_f < 10^5) \quad (3)$$

$$G_y = \frac{1}{0.0392 Re_f^{0.75}} \quad (2060 < Re_f < 10^5)$$

베어링의 유막두께는 베어링 간극(Radial Clearance), 편심 그리고 위상각 θ 의 함수이며 타원형 저어널 베어링에서의 최소유막두께는 다음과 같이 된다.

$$h_m = h - e_p \cos(\theta_{pv} + \theta_0 - \theta) \quad (4)$$

2.2 유막온도 및 유량의 결정

점성은 주로 유막온도 영향을 크게 받기 때문에 유막온도 예측이 정확할수록 베어링특성 해석이 정확해진다. 유효한 유막온도 계산을 위해서는 미리 정확한 데이터 베이스를 만드는 것이 중요하지만 실제에 있어서 각 베어링마다 데이터 베이스화하는 것은 불가능한 것이므로 유효한 유막온도 계산이 필요하게 된다. 유효 유막온도 계산방법으로 열 평형을 이용한 방법이 주로 사용되며 온도 균형하에서 열 평형에 대한 식으로 Vogelphohl이 제안한 식은 다음과 같다.^[3]

$$H = H_1 + H_2 + H_3 + H_4 + H_5 - H_6 \quad (5)$$

즉, 유막에서 마찰에 의해 소산되는 에너지(H)는 윤활유와 함께 흐르는 전체적인 열 에너지(H₁), 베어링 하우징에서 주위로의 열전달(H₂), 베어링 하우징에서 기초부로의 열전도(H₃), 베어링 하우징

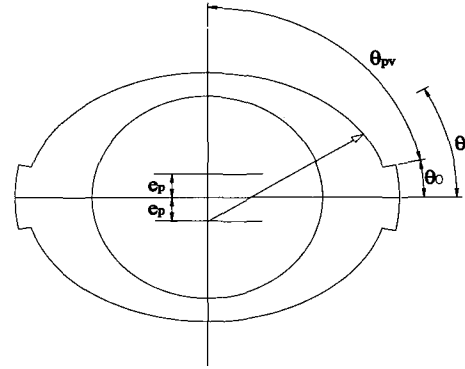


Fig. 2 Elliptical journal bearing

에서 냉각수(베어링 냉각장치가 있는 경우)로의 열전달(H₄), 유막에 의해 온도가 높아진 축에서 주위로의 열전달(H₅) 그리고 베어링에서 기타 기계부로의 열전달(H₆)의 합으로 표시된다. 본 해석에서는 H₃, H₄, H₅, H₆는 특수한 경우이거나 작은 값을 가지고 있어 무시한다.^[3] 마찰에 의하여 소산되는 에너지 H는 유막의 마찰로 소산되는 에너지로 베어링 정특성의 동력손실 H_L과 같다. H₁은 윤활유와 함께 흐르는 열 에너지로 전체 유량에 대한 배유온도와 공급온도와의 차이이다.

$$H_1 = \hat{C} \rho q (T_{out} - T_{in}) \quad (6)$$

여기서 \hat{C} 는 윤활유의 비열이고 T_{out} 은 윤활유의 배출온도, T_m 은 윤활유의 유입온도이다. H₂는 베어링 하우징과 주위와의 열 전달량으로서 베어링 하우징의 온도가 윤활유 평균온도와 같다고 가정하면 아래와 같이 된다.

$$H_2 = \hat{\alpha} A (T_m - T_0) \quad (7)$$

여기서 $\hat{\alpha}$ 는 베어링 하우징의 열전도계수이고 A는 베어링 하우징의 표면적, T_m는 평균온도, T₀는 주위온도이다. 따라서 평균온도는 다음과 같다.

$$T_m = \frac{H_L - \hat{C} \rho q (T_{out} - T_{in})}{\hat{\alpha} A} + T_0 \quad (8)$$

T_{out}을 측정하기 어려울 때 배유온도와 공급온도의 차이가 너무 크게 나지 않는다는 가정하에 가중치를 고려하여 평균온도를 구하는 식은 다음과 같다.^[3]

$$T_m = (1 - \lambda) T_{out} + \lambda T_{in} \quad (9)$$

식(8)과 식(9)에서 T_{out} 을 소거하면 평균온도를 구할 수 있으며 λ 는 참고문헌[3]에서 추천한 값으로 1/3을 사용하였다. 평균온도를 이용하여 평균점도를 구하면 아래와 같으며 이를 Reynolds식에 대입하여 압력을 계산할 수 있다.^[3]

$$\mu_m = \rho\nu = 10^{-6} \rho [e^{e^{-m \log(T_m + 273.15) + k}} - 0.8] \quad (10)$$

여기서 ν 는 점성 계수이며 m, k 는 윤활유 상수이다.

전체유량은 Fig. 3에서와 같이 강제순환 유량과 자연순환 유량을 합한 값으로 강제순환 유량인 공급유량 q_j 로 나타내며 자연순환 유량은 베어링 옆면으로 새는 누설유량(Side Leakage) q_s 와 패드 끝단에서 다음 패드로 순환되는 유량 $(1 - \chi)q_e$ 를 합한 값으로 나타내며 이를 식으로 표현하면 다음과 같으며 본 해석에서 χ 는 0.89를 사용하였다.

$$q = q_s + (1 - \chi) q_e + q_j \quad (11)$$

누설유량 q_s 과 패드끝단의 유량 q_e 는 패드에 가해지는 압력을 이용하여 다음과 같이 구해진다.

$$q_s = \frac{2}{\mu} \int_{\theta=0}^{\theta=2\pi} \left(h^3 \cdot G_y \cdot \frac{\partial P}{\partial y} \right) \Big|_{z=0} d\theta \quad (12)$$

$$q_e |_{i-th \text{ pad}} = \frac{1}{\mu} \int_{y=L}^{y=0} \left(h^3 \cdot G_x \cdot \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{1}{2} \mu w r h \Big|_{\theta = \text{pad end}} d\theta \quad (13)$$

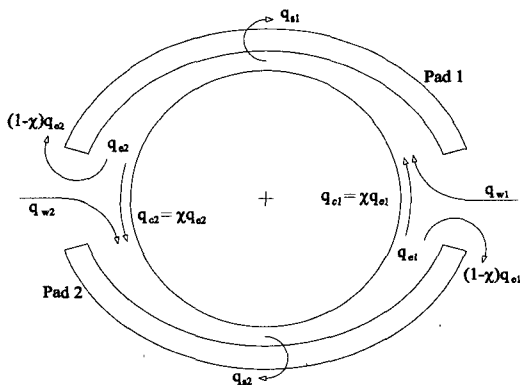


Fig. 3 Natural flow by journal rotation

2.3 유한요소 방정식

Reynolds방정식을 풀기 위한 수치적 방법은 계속적으로 발전되어 왔으며 유한요소법은 작은 요소에서 지배방정식을 적용하여 이런 요소들을 다양한 방법으로 조합하여 복잡한 형상에도 많이 사용된다. 특히 유막 두께처럼 돌발적인 변화는 베어링 유막의 윤활에 있어서 흔하게 나타나며, 이 경우 규칙적이지 않은 요소가 적용되어야 하고 특별한 부가 조건을 필요하기 때문에 유한차분법 보다는 유한요소법이 더 적합하다고 생각된다. 유한요소법은 복잡한 형상을 가진 정압 베어링이나 오일 입구(inlet)처럼 어떠한 경계면의 형상도 모델링이 가능하며 요소간의 경계사이에 유체의 압력과 유량의 연속성을 보장하는 보간함수와 요소들의 사용으로 부가적인 조건 없이 유막의 해석에 이용될 수 있다. Reynolds 방정식을 기능별(Functional)로 표시하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \mathcal{K}(P) = & \iint_A \left\{ \frac{G \rho h^3}{2\mu} \left[\left(\frac{\partial P}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial P}{\partial y} \right)^2 \right] \right. \\ & - \rho h \left[U_x \frac{\partial P}{\partial x} + U_y \frac{\partial P}{\partial y} \right] \\ & \left. + \frac{\partial}{\partial t} (\rho h) P \right\} dA \\ & + \int_{C_q} [(q_x n_x + q_y n_y) P] dC_q \end{aligned} \quad (14)$$

여기서 A 는 베어링 영역이고 C_q 는 경계조건 영역이다. 사각형 요소는 요소간 경계에서 연속성을 대부분 만족하지 않기 때문에 삼각형 요소를 사용하였으며 이때 보간함수는 1차 Lagrange 보간 다항식을 사용하면 다음과 같은 요소방정식을 얻을 수 있다.

$$P^{(e)}(x, y) = \{L_i, L_j, L_k\}^{(e)} \begin{Bmatrix} P_i \\ P_j \\ P_k \end{Bmatrix} \quad (15)$$

위의 요소별 방정식을 이용하여 Reynolds방정식 해석하기 위한 유한요소의 최종 방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \sum_{e=0}^E [K_p] \{P\}^e = & - \sum_{e=0}^E \{K_U\}^{(e)} \\ & - \sum_{e=0}^E \{K_{U_x}\}^{(e)} - \sum_{e=1}^E \{K_h\}^{(e)} + \sum_{e=1}^E \{q\}^{(e)} \end{aligned} \quad (16)$$

여기서 각 행렬의 계수들은 아래와 같이 구해진다.

$$\begin{aligned}
 [K_p]_{mn} &= -\left[\frac{G_x \rho h^3}{\mu A} b_m b_n + \frac{G_y \rho h^3}{\mu A} a_m b_n \right]^{(e)} \\
 \{K_{U_x}\}_n^{(e)} &= \left[\frac{1}{2} \rho h b_n U_x \right]^{(e)} \\
 \{K_{U_y}\}_n^{(e)} &= \left[\frac{1}{2} \rho h c_n U_y \right]^{(e)} \\
 \{K_h\}_n^{(e)} &= \left[\frac{1}{3} \frac{\partial}{\partial t} (\rho h) A \right]^{(e)} \\
 \{q\}_n^{(e)} &= \left[\frac{1}{2} (a_x n_x + a_y n_y) C_q \right]^{(e)}
 \end{aligned}$$

타원형 저어널 베어링에서의 끝단 압력 조건은 대기압으로 설정하여 해석하므로 경계조건을 대입하고, $[K_p]_{mn}^{(e)}$, $\{K_{U_x}\}_n^{(e)}$, $\{K_{U_y}\}_n^{(e)}$, $\{K_h\}_n^{(e)}$ 는 계산식에 의하여 구해지며 $\{q\}_n^{(e)}$ 은 유량을 경계조건으로 넣을 시 대입하는 항이므로 위의 행렬식을 풀어서 각 요소별 압력인 $\{P\}_n^{(e)}$ 를 결정한다. 이때 부압이 걸리는 지점, 즉 P가 대기압 보다 작은 요소에서는 파열(Rupture)이나 진공(Cavitation)이 일어난 것이므로 일반적으로 대기압으로 설정한다.^{[6][7]}

2.4 정·동특성 계수의 계산

베어링의 부하는 전체적으로 베어링이 받는 총 압력과 같으며 압력에 대한 적분이 베어링의 부하가 된다. 수직방향 부하는 F_y 이고 수평방향 부하를 F_x 라 하면 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 F_y &= \int P^e \cos \theta dA \\
 F_x &= \int P^e \sin \theta dA
 \end{aligned} \tag{17}$$

여기서 A는 베어링의 표면적이고 P^e는 요소별 압력이다.

베어링 부하용량은 정적인 평형상태에는 베어링 하중과 같아야만 하며, 이때 저어널 중심의 위치가 편심을 및 위상각을 나타낸다.

$$f_x = F_x - W \sin \alpha = 0 \tag{18}$$

$$f_y = F_y - W \cos \alpha = 0$$

위상각은 베어링 편심의 치우침을 나타내는 것으로 수직으로 받는 베어링 하중이 높을수록 편심이 수직으로 치우치게 되므로 위상각은 0에 가까워지며, 원주방향의 부하와 반경방향의 부하의

각으로서 다음과 같다.

$$\phi = \tan^{-1} \left(-\frac{F_x}{F_y} \right) \tag{19}$$

동력손실은 점성으로 인하여 생기는 마찰로 소비되는 에너지이며 공급온도에서 배유온도와의 차이로 나타난다. 전단 응력의 합으로 전단력을 구한 뒤, 전단력에 속도를 곱해 얻어지며 다음과 같다.

$$F_L = \int_A \tau dA \tag{20}$$

$$H_L = R \omega F_L$$

베어링의 동 특성 중에서 강성계수는 힘을 수직 및 수평방향의 변위로 미분한 값이다.

$$K_{xx} = \frac{\partial F_x}{\partial x}, K_{xy} = \frac{\partial F_x}{\partial y} \tag{21}$$

$$K_{yx} = \frac{\partial F_y}{\partial x}, K_{yy} = \frac{\partial F_y}{\partial y}$$

감쇠계수는 힘을 각 방향의 속도로 미분한 값으로 다음과 같다.

$$C_{xx} = \frac{\partial F_x}{\partial \dot{x}}, C_{xy} = \frac{\partial F_x}{\partial \dot{y}} \tag{22}$$

$$C_{yx} = \frac{\partial F_y}{\partial \dot{x}}, C_{yy} = \frac{\partial F_y}{\partial \dot{y}}$$

3. 타원형 저어널 베어링의 해석

본 해석에 사용된 베어링은 타원형 2 lobe Sleeve 베어링으로 Table 1에 제원이 주어져 있다. 윤활유는 MOBIL사의 DTE 797로서 Table 2에 윤활유에 대한 특성치가 주어져 있다. Fig. 4와 Fig. 5는 이 윤활유의 특성치 중에서 동점성계수(Kinematic Viscosity) 및 비중량(Specific Gravity)을 표시하고 있는데, 베어링의 해석에서 윤활유 특성은 온도 함수이기 때문에 온도에 따른 효과를 고려하려면 무

Table 1 Property of bearing

Bearing Type	2 Lobe Sleeve Bearing
Bearing Diameter	100 mm
Bearing Length	50 mm
Pad Clearance	0.203 mm
Bearing Load	6227 N
Bearing Preload	0.2

Table 2 Property of lubricant

Lubricant	MOBIL DTE 797
ISO Grade	ISO 32
Specific Gravity	0.862 at 15.5 °C
Kinematic Viscosity (centi-stroke)	32 at 40.0 °C
	5.4 at 100 °C

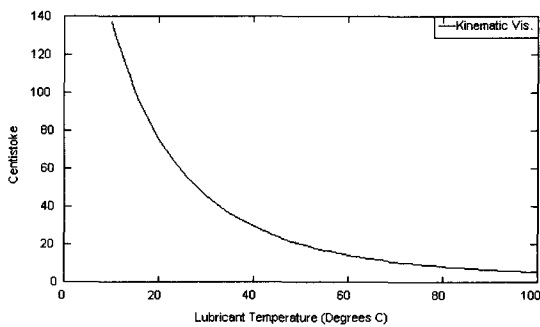


Fig. 4 Kinematic viscosity of lubricant

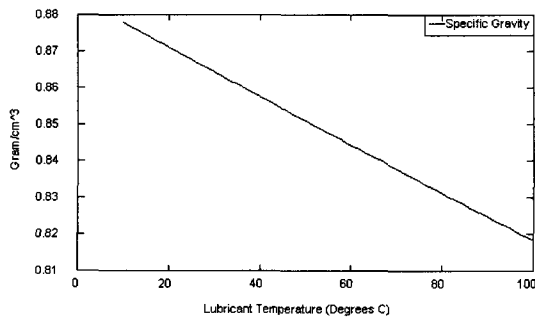


Fig. 5 Specific gravity of lubricant

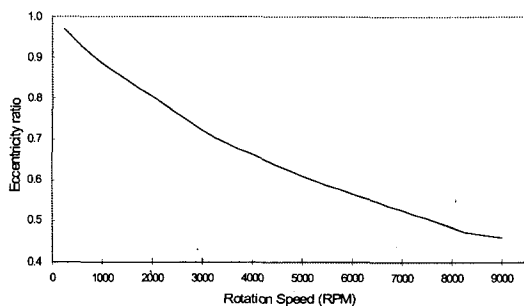


Fig. 6 Eccentricity ratio

엇보다도 먼저 선행되어야 할 사항이 윤활유 특성을 정확하게 파악하는 것이다. 만일 윤활유 특성이 잘못 사용된다면 동점성 계수나 비중량의 오차로 인하여 베어링의 해석 자체가 오차를 함유하게 된다.

Fig. 6은 회전수의 변화에 따르는 편심율의 변화를 보여주는 그래프로 회전속도가 증가함에 따라 편심율은 감소를 하고 있는데, 이는 회전속도의 증가에 따라 최소유막의 두께는 증가하게 되고 편심율은 그림에서 보는 바와 같이 감소하고 있다.

Fig. 7과 Fig. 8은 난류의 영향을 고려하여 해석하였을 때와 난류의 영향을 고려하지 않았을 때의 베어링 강성 및 감쇠계수를 비교하고 있다. 회전속도가 증가함에 따라 난류의 영향을 고려할 때, 강성은 낮아지고 감쇠는 증가하는 경향을 보이는데, 이는 Reynolds수가 증가함에 따라 난류계수의 값이 감소되어 점성이 증가하는 역할을 하기 때문으로 사료된다. 특히 회전체의 진동에 큰 영향을 미치는 K_{yy} 는 다른 강성 및 감쇠계수에 비하여 난류의 영

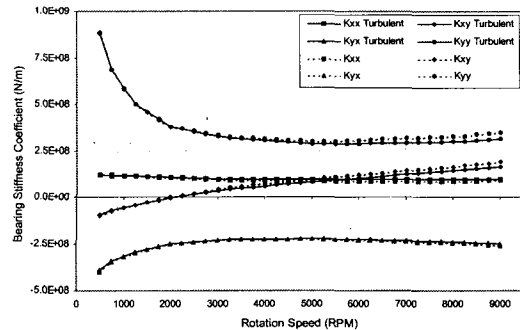


Fig. 7 Stiffness considering turbulent influence

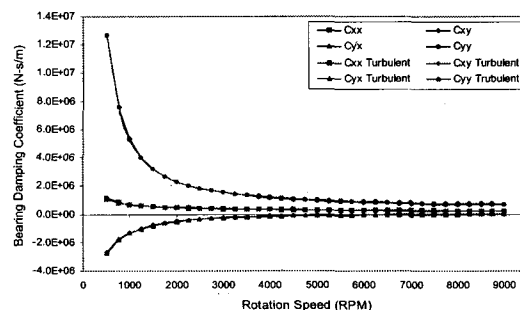


Fig. 8 Damping considering turbulent influence

항을 가장 많이 받으며 6000RPM에서의 K_{yy} 의 편차는 약 10.9%정도로 난류의 영향을 무시할 수 없음을 보여준다.

Fig. 9 및 Fig. 10은 회전속도 변화에 따르는 강성 및 감쇠계수의 변화를 보여주는 그래프이다. Fig. 9에서 회전속도가 증가함에 따라 강성계수의 값이 작아지는데 이는 편심율의 감소에 따른 유막 두께의 증가로 생각된다. Fig. 10은 감쇠계수의 변화를 나타내는데 회전속도의 증가로 인하여 점성이 낮아지게 되고 따라서 감쇠계수가 작아짐을 알 수 있다. 특히 감쇠계수의 성분 중에서 연성 성분은 거의 일치된 값을 가진다.

Fig. 11은 윤활유 온도의 변화에 따르는 베어링 강성의 변화를 나타낸 그래프로 온도의 증가에 따라 강성은 증가하고 감쇠는 감소하게 된다. 그 이유는 윤활유의 온도가 증가하게 되면 점성이 감소하게 되기 때문이다. 윤활유의 배유온도를 측정하여 적용하기가 어렵기 때문에 본 해석에서는 식 (9)에 제시한 평균온도 식을 적용하여 유막의 열 평형

을 계산한 후 베어링의 동특성을 계산하였다. 유막 온도를 고려할 때 강성은 증가하고, 감쇠는 감소하는 경향을 보이고 있는 것은 열 평형 해석 후 유막 온도의 증가로 인하여 점성이 감소에 따라 발생하는 것으로 생각된다. 초기의 윤활유 공급온도는 50℃로 유막온도 효과를 고려하지 않을 때는 윤활유 공급온도를 유막온도로 가정하고 해석하지만, 열 평형 해석 후 최대 유막온도가 68.8℃로 증가되어 점

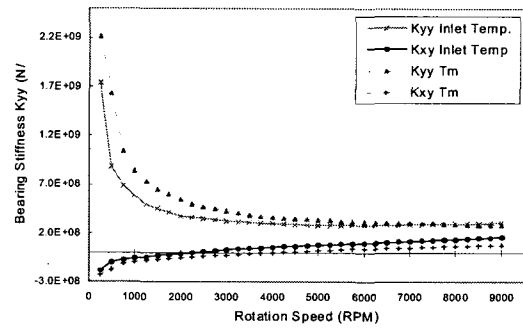


Fig. 11 Stiffness considering film temperature

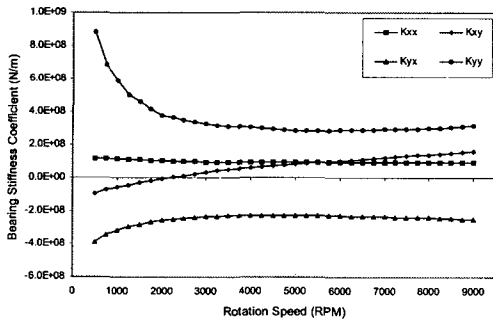


Fig. 9 Bearing stiffness coefficient

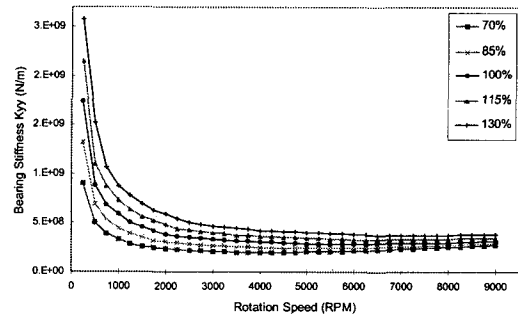


Fig. 12 Bearing stiffness(K_{yy}) due to load

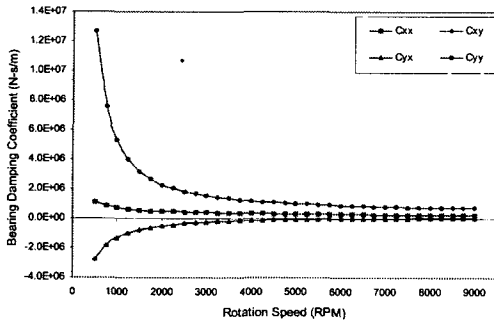


Fig. 10 Bearing damping coefficient

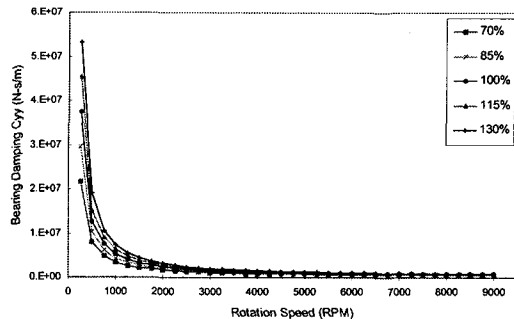


Fig. 13 Bearing damping(C_{yy}) due to load

성이 감소하게 된다. 유막온도 효과를 고려할 때와 고려하지 않을 때의 강성의 차이는 K_{yy} 가 3000RPM에서 24%정도의 차이를 가지고 있음을 알 수 있다.

Fig. 12, Fig. 13은 하중 변화에 따른 강성 및 감쇠계수의 변화를 나타낸 그림으로 하중이 증가하면 강성이 따라서 증가하는 경향을 나타내고 있다. 베어링 작용하중은 작용각도에 따라서 변하게 되기 때문에 저어널 위치의 위상각을 정확하게 구하여 베어링의 동특성에 적용하여야 한다. 대체로 베어링 하중이 커지게 되면 편심이 수직으로 치우치게 되므로 위상각은 0에 가까워지게 된다. 따라서 작용하중, 즉 베어링 중심의 위치와 위상각은 베어링의 동 특성에 많은 영향을 미치고 있음을 알 수 있다.

4. 결론

본 연구에서는 타원형 저어널 베어링의 동특성을 유한요소법을 이용하여 해석하였고 해석은 유막온도 및 난류의 영향을 고려하였다. 이상의 결과로부터 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1. 베어링의 동특성 해석에 있어서 베어링의 운전 상태가 층류와 난류의 천이영역에 있거나 난류 영역에서 운전 될 경우, 난류의 영향은 무시할 수 없으며 난류의 영향을 고려하였을 때와 고려하지 않았을 때의 차이는 회전속도의 변화에 따라 10%이상의 차이를 보여주고 있다.
2. 베어링의 동특성은 유막온도의 변화에 따라 많은 차이를 보이고 있으며 윤활유의 유입온도만을 가지고 계산한 경우와 열평형을 고려하여 최대온도를 계산한 경우를 비교하면 최대 20%이상의 차이를 보여주고 있어, 베어링의 해석 시 열평형은 반드시 고려해야 할 사항이다.

참고문헌

1. W.L. Li, "Derivation of modified Reynolds equation - A porous media model," Journal of Tribology-Transactions of the ASME, Vol. 121, No. 4, pp. 823-829, 1999.
2. N.F. Rieger, "Rotordynamics 2 - Problem in Turbomachinery," Spinger Verlag, pp. 17-66,1988.
3. Tsuneo Someya, "Journal-Bearing Databook,"

- Springer-Verlag, pp. 191-323, 1989.
4. 노병후, 김경웅, "능동제어 베어링으로 지지된 축-베어링 시스템의 동특성에 관한연구," 한국정밀공학회지, 제18권, 제8호, pp. 116-121, 2001.
5. N.F. Rieger, "Rotordynamics 2 - Problem in Turbomachinery," Springer Verlag, pp. 17-66, 1988.
6. Oscar Pinkus, Beno Sternlicht, "Theory of Hydrodynamic Lubrication," McGraw-Hill, pp. 37~111, pp. 351-373, 1961.
7. D. F. Wilcock, O. Pinkus, "Effects of Turbulences and Viscosity Variation on the Dynamic Coefficient fo Fluid Film Journal Bearing," ASME Trans., J. of tribol., Vol. 107, pp. 256-262, 1985.
8. O. Booser, D.F. Wilcock, "Thermal Effects in Fluid Film Bearing," IMechE, pp. 3-23, 1980.