

## 축-베어링 시스템의 연성 특성을 고려한 볼 베어링의 선정

윤기찬 · 최동훈\*

한양대학교 대학원 기계설계학과 (FAG한화베어링)  
\*한양대학교 기계공학부 (최적설계신기술센터)

### Ball-Bearing Selection Considering Flexibility of Shaft-Bearing System

Ki-Chan Yoon and Dong-Hoon Choi\*

Department of Mechanical Design and Production Engineering, Graduate School, Hanyang University  
\*School of Mechanical Engineering, Hanyang University

**Abstract** – In this paper, the effects of shaft and bearing flexibilities are investigated for the accurate modeling of a shaft-bearing system supported by ball bearings. Generally, rolling bearings are modeled by simple rigid pin-joint in the mechanical design. However, they can no longer be modeled by ideal boundary conditions in the advanced applications because the rigid pin-joint model cannot satisfy the current trends of mechanical design decreasing mass and reducing volume. Consequently the flexible support model of ball bearing is investigated using the static analysis module developed by A.B.Jones and T.A.Harris. A simple two-bearing system, supported by two deep groove ball bearings and radially loaded on the shaft midway between the bearings, is utilized to validate the coupled model of shaft-bearing system. Numerical computations using the model indicate that the shaft span length, locating/floating bearing arrangements and applied bearing size are significant factors in determining the mechanical behaviors. The flexible support model of ball bearing can be escaped to over-estimate in the bearing fatigue life. The proposed simple design formulation obtained by numerical simulations can approximately predict a rate of bearing life reduction as a function of shaft span length/shaft diameter ( $L/d$ ).

**Key words** – flexibility, support element, deep groove ball bearing, misalignment, fatigue life.

#### 1. 서 론

대부분의 기계시스템은 회전축을 포함하고 있으며, 회전축의 상당 부분은 크기 대비 부하용량이 크고, 마찰 토크가 작으며, 설치가 간단하고 저가(low cost)의 장점을 가진 구름 베어링(rolling element bearing)으로 지지되어 있다. 축-베어링 시스템 설계에 있어서 적정치수의 베어링 선정은 환경보호나 자원절약에 공헌할 수 있기 때문에 매우 중요한 의미를 갖는다. 시스템의 요구 수명을 초과하여 베어링을 과대 선정할 경우, 기계시스템의 무게 증가로 인한 동력손실과 기계 제작비용이 커지는 경제적인 손실을 야기할 수 있으며, 베어링의 수명이 과소 평가된 경우, 기계시스

템의 조기 파손으로 인한 안전사고 위험과 보수비용이 증가하게되는 결과를 초래할 수도 있다[1].

시스템의 무게를 줄이고, 제한된 공간내에서 다양한 기계적 기능들이 조합되는 최근 기계 시스템의 설계경향은 축-베어링 시스템의 정적 혹은 동적 거동에 대한 신뢰성 있는 수학적인 모델을 필요로 하게 되었다[2-3]. 이는 구름 베어링이 이상적인 경계조건이나 강체(rigid) 혹은 기초적인 탄성 결합체로 모델링 되는 것에 한계가 있음을 의미한다.

축을 지지하는 구름 베어링을 단순 지지요소(simple rigid support)로 가정하고, 빔 해석을 통하여 구한 축방향 및 경방향 반력(reaction force)을 등가하중(equivalent load)으로 환산하여 잘 알려진 구름 베어링의 피로수명

계산식을 근거로 시스템 수명에 맞는 베어링을 선정하는 것이 구름 베어링 선정의 일반적인 절차이다. 그러나 현실적으로 현장설계에서는 이러한 최소한의 선정절차도 무시하고, 축경 및 하우징경에 맞는 적당한 베어링을 선정하는 경우도 상당수 있다. 이러한 베어링의 선정 방식은 정확한 축계 거동해석 및 베어링의 정확한 수명평가가 곤란하므로, 최근 기계 시스템의 고급화 추세에 부적절하다고 할 수 있다.

구름 베어링의 해석은 Hertz의 탄성접촉이론, Jones[4]와 Harris[5]에 의하여 정립된 베어링 변형이론 및 Lundberg와 Palmgren[6]의 수명 평가식에 기초한다. 구름 베어링은 내·외륜과 전동체의 탄성접촉에 의하여 외력과 평형을 이루는 비선형(nonlinear) 거동을 하는 기계요소이므로, 비선형 스프링으로 모델링하는 것이 보다 일반적이다.

본 연구에서는 축 중앙에 집중하중이 작용하는 두 개의 깊은 홈 볼 베어링으로 지지된 비교적 단순한 축 시스템에 대하여, 지지요소의 연성특성이 시스템의 거동에 미치는 영향과 축의 연성특성이 베어링의 하중 분포, 수명 및 강성 변화에 미치는 영향을 검토하고, 고급 기계 시스템에서의 적절한 베어링 선정 방법에 대한 가이드 라인을 제시하고자 한다.

### 2. 축-베어링 시스템 모델링

두 개의 경방향 베어링으로 지지된 전형적인 축-베어링 시스템의 형상은 Fig. 1과 같다. 축에 작용하는 집중하중은 기어, 풀리, 피스톤, 로터, 터빈, 압축기 등에 의한 것이다. Fig. 1에서 베어링 배열은 자유단(floating/Brg.#1)과 고정단(locating/Brg.#2)으로 설계되어 있다. 이는 베어링의 설치오차 또는 온도에

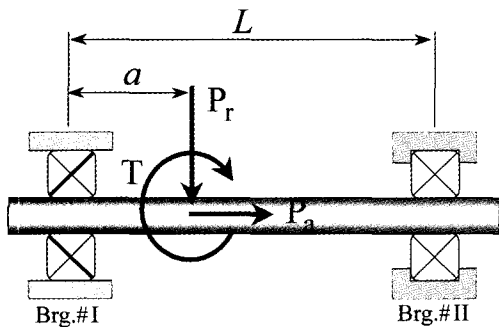


Fig. 1. Shaft-bearing system support by rolling bearings.

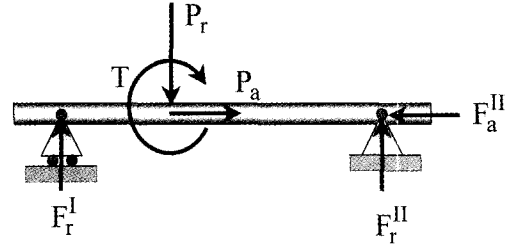


Fig. 2. Simple rigid pin-joint model.

의한 주변 부품의 팽창으로 베어링에 과도한 하중이 작용하는 것을 미연에 방지하기 위한 가장 일반적인 베어링의 배열(positioning) 방법이다. 볼 베어링으로 지지되는 축-베어링 시스템의 모델링 방법은 다음과 같다.

#### 2-1. Rigid Pinned Support Model

일반적으로 축을 지지하는 구름 베어링은 축 또는 하우징의 변형에 의한 축경사의 영향을 받지 않는 핀-조인트(pin-joint)로 모델링 한다. Fig. 2는 Fig. 1의 축-베어링 시스템을 핀-조인트로 모델링한 것으로, 미지수인 반력성분은 3개가 된다. 식(1)-(3)의 정적 평형 방정식(static equilibrium equation)으로 베어링에 작용하는 반력을 간단하게 계산할 수 있다.

$$P_a + F_a^{II} = 0 \tag{1}$$

$$F_r^I - F_r^{II} - P_r = 0 \tag{2}$$

$$F_r^I L - M^I + T - P(L-a) + M^{II} = 0 \tag{3}$$

식 (1)-(3)으로부터 1개의 축방향 반력 ( $F_a^{II}$ ) 과 2 개의 경방향 반력 ( $F_r^I, F_r^{II}$ ) 을 구할 수 있다. 여기서 구한 반력성분을 이용하여 베어링의 피로수명은 식 (4)를 이용하여 구한다. 실험으로 구한 Lundberg와 Palmgren의 단순 수명 계산식은 베어링 전동체의 50%가 베어링 하중을 지지하는 축, 하중분포계수( $e$ )를 0.5로 가정하여 구한 구름 베어링의 90% 생존 신뢰도를 갖는 수명식이다.

$$L_{10} = (C_{or}/P_{eq})^3 \tag{4}$$

여기서,  $C_{or}$ 은 베어링의 부하용량을 나타내는 동적격하중(dynamic load rating)이며,  $P_{eq}$ 는 동등가하중(dynamic equivalent load)으로 식 (5)로부터 구할 수 있다.

$$P_{eq} = XF_r + YF_a \tag{5}$$

여기서, X와 Y는 각각 경방향 계수와 축방향 계수

를 나타낸다. 식 (5)의 동등가하중 계산방법으로는 모우먼트 하중의 영향을 고려하지 못하므로 상기 단순 수명계산식은 모우먼트 하중이 크게 작용하는 경우에는 적용이 곤란하다[7].

2-2. Flexible Support model

구름 베어링 중 광범위한 분야에서 가장 많이 사용되는 깊은 홈 볼 베어링의 전형적인 형상은 Fig. 3 과 같다. 베어링에 가해지는 외력은 볼-내륜, 볼-외륜의 Hertzian 탄성접촉에 의하여 정적 평형을 이루게 된다. Fig. 4에서 보는바와 같이 자동조심 기능이 없는 깊은 홈 볼 베어링을 사용하는 축 시스템에서는 축처짐에 의한 모우먼트(moment) 하중이 유발된다. 또한 구름 베어링은 탄성체이며, 탄성접촉을 하므로 축과 베어링의 거동은 상호 연관 관계를 갖게 된다. 따라서 이의 영향을 고려하기 위해서는 Fig. 5 와 같이 베어링을 비선형 특성을 지닌 스프링으로 모델링하는 것이 타당하다.

Fig. 5에서 보는 바와 같이, 베어링을 비선형 스프링 요소로 모델링한 경우, 미지수인 반력성분은 축방향 반력 ( $F_r^I, F_r^{II}$ ), 경방향 반력 ( $F_a^I, F_a^{II}$ ) 및 모우먼트 반력 ( $M^I, M^{II}$ ) 으로 5개가 되며, 축방향 변위 ( $\delta_a^I$ ), 경방향 변위 ( $\delta_r^I, \delta_r^{II}$ ) 및 경사 변위 ( $\theta^I, \theta^{II}$ ) 5개의 베어링 변형 관련 미지수가 추가되어 총 10개의 미지수를 갖게 된다.

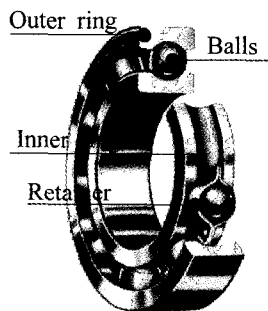


Fig. 3. Schematic of deep groove ball bearing.

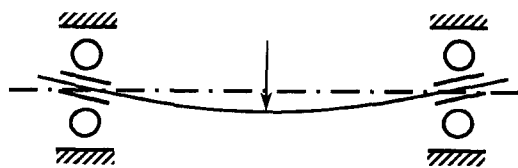


Fig. 4. Misalignment due to shaft deflection.

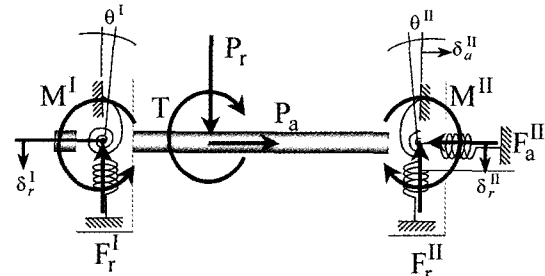


Fig. 5. Flexible support model of ball bearings.

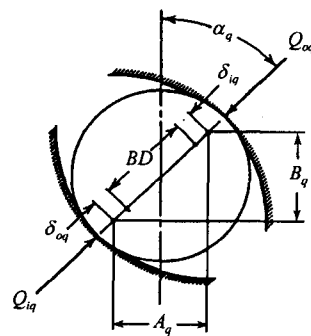


Fig. 6. Shape of ball-raceway contact under load.

2-1절의 정적 평형식 3개만으로는 베어링 반력을 구할 수 없는 부정정(indeterminate problem) 문제가 된다. 따라서,  $x = a$ 에서 처짐(deflection)과 처짐각(slop)의 연속조건(singular condition)에 미지수인 베어링 변형관련 경계조건을 적용하면 식 (6) 및 식(7) 과 같이 된다.

$$F_r^I - \left[ \frac{P_r(L-a)^2(L+2a)}{L^3} - \frac{6Ta(L-a)}{L^3} \right] - \left[ \frac{-6EI}{L^2} \left[ \theta^I - \theta^{II} + \frac{2(\delta_r^I - \delta_r^{II})}{L} \right] \right] = 0 \quad (6)$$

$$M^I - \left[ \frac{P_r a(L-a)^2}{L^2} - \frac{T(L-a)(L-3a)}{L^2} \right] - \left[ \frac{-2EI}{L} \left[ 2\theta^I - \theta^{II} + \frac{3(\delta_r^I - \delta_r^{II})}{L} \right] \right] = 0 \quad (7)$$

베어링 변위를 구하기 위한 방정식은 Jones[4]의 정하중 해석 방법을 이용하였다. 임의의 하중을 받는 볼 베어링의 내, 외륜 궤도와 볼의 접촉 형상은 Fig. 6과 같다. 볼의 접촉위치에서 내,외륜의 전체 변형량은 식 (8)로 구하며, 접촉각  $\alpha_q$ 는 다음의 식(9)로부터 구한다.

$$\delta_q = \sqrt{A_q^2 + B_q^2} - BD \quad (8)$$

$$\alpha_q = \tan^{-1}[A_q/B_q] \quad (9)$$

여기서,  $BD=(f_i + f_o - 1)D_b$ 이며, 내·외륜의 상대적인 경방향 변위( $\delta_i$ ), 축방향 변위( $\delta_o$ ) 및 축경사( $\theta$ ) 변화에 따라, 내·외륜의 궤도곡률 중심 궤적간 축방향 거리( $A_q$ ) 및 경방향 거리( $B_q$ )는 식 (10)으로부터 구할 수 있다.

$$A_q = BD \sin \alpha_0 + \delta_o + \theta R_i \cos \psi_q \quad (10)$$

$$B_q = BD \cos \alpha_0 + \delta_o \cos \psi_q$$

전동체 하중  $Q_q$ 는 볼과 궤도와의 접촉은 Hertz의 탄성변형을 한다고 가정하여 식 (11)을 이용하여 구할 수 있다.

$$Q_{iq} = K_{iq} \delta_{iq}^{3/2} \quad (11)$$

$$Q_{oq} = K_{oq} \delta_{oq}^{3/2}$$

여기서,  $K_o, K_i$ 는 베어링의 내부 형상과 재질에 따른 하중-변형 계수(deflection coefficient)로, 각각 볼-외륜 및 볼-내륜의 접촉에 의한 것이다.

왼쪽(I) 및 오른쪽(II) 베어링에 작용하는 외력과  $z$ 개의 전동체 하중사이의 시스템 힘 평형 관계식은 식 (12)-(16)과 같다.

$$F'_a - \left\{ \sum_{q=1}^z Q'_q \sin \alpha'_q \right\} = 0 \quad (12)$$

$$F'_r - \left\{ \sum_{q=1}^z Q'_q \cos \alpha'_q \sin \psi'_q \right\} = 0 \quad (13)$$

$$F''_r - \left\{ \sum_{q=1}^z Q''_q \cos \alpha''_q \sin \psi''_q \right\} = 0 \quad (14)$$

$$M' - \left\{ \frac{d'_m}{2} \sum_{q=1}^z Q'_q \sin \alpha'_q \cos \psi'_q \right\} = 0 \quad (15)$$

$$M'' - \left\{ \frac{d''_m}{2} \sum_{q=1}^z Q''_q \sin \alpha''_q \cos \psi''_q \right\} = 0 \quad (16)$$

축의 정적 평형 방정식 (1)-(3), 변위 연속조건식 (6)-(7) 그리고 베어링 평형 방정식 (12)-(16)으로 구성된 10개의 비선형 연립방정식을 뉴턴-랩슨(Newton-Raphson) 수치해법으로 반복 계산하여, 5개의 반력 ( $F'_a, F'_r, F''_r, M', M''$ ) 과, 5개의 변위 ( $\delta'_a, \delta'_r, \delta''_r, \theta', \theta''$ ) 로 구성된 10개의 미지수를 구한다.

베어링의 피로수명은 시스템 평형 방정식으로부터

구한 전동체 하중을 이용하여 Lundberg와 Palmgren [5]의 피로 수명식을 이용하여 해석적으로 구한다. 볼 베어링의 기본 동적 부하용량(Basic dynamic load rating)은 식 (17)과 같다.

$$Q_{c\zeta} = 98.1 \left( \frac{2f_\zeta}{2f_\zeta - 1} \right)^{0.41} \frac{(1\mu\gamma)^{1.39}}{(1\pm\gamma)^{1/3}} \times \left( \frac{\gamma}{\cos \alpha} \right)^{0.3} D_b^{1.8} z^{-1/3} \quad (17)$$

여기서,  $\gamma = D_b \cos \alpha_0 / D_m$ 이며, 위쪽 부호는 내륜, 아래쪽 부호는 외륜의 경우에 대한 계산 부호이다. 한편, 회전 궤도론에 대한 동가하중(dynamic equilibrium load)은 다음 식 (18)로 계산한다.

$$Q_{c\zeta} = \left( \frac{1}{z} \sum_{q=1}^z Q_{c\zeta q}^3 \right)^{1/3} \quad (18)$$

여기서,  $\zeta = i, o$ 로 각각 볼-내륜 접촉과 볼-외륜 접촉에 대한 것이다.

식 (17)~(18)에서 구한 기본 동적 부하용량 및 동 등가하중으로부터 베어링의 피로수명은 다음 식 (19) 및 (20)과 같이 정의된다.

$$L_\zeta = \left( \frac{Q_{c\zeta}}{Q_{c\zeta q}} \right)^3 \quad (19)$$

$$L = (L_i^{-10/9} + L_o^{-10/9})^{-9/10} \quad (20)$$

### 3. 해석결과

축-베어링 시스템에서 적용 베어링의 영향을 고찰하기 위하여, 2개의 깊은 홈 볼 베어링으로 지지되어 축 중앙에 경방향 집중하중이 작용하는 비교적 단순한 모델을 이용하였다. 적용 베어링은 하우스징(Housing) 직경이 80 mm인 경우에 대하여 서로 다른 치수계열의 4개의 베어링을 적용하였으며, 운전틈새(operating clearance)는 0으로 가정하였다. Table 1에

Table 1. Applied bearing data

	d/D/B [mm]	Cr/Cor [kN]	db [mm]	dm [mm]	Z [ea]	fi(fo) [-]
6307	35/80/21	33.5/19.2	13.494	58.0	8	0.52
6208	40/80/18	29.1/17.8	11.906	59.5	9	0.52
6010	50/80/16	21.8/16.6	8.731	65.0	13	0.52
6911	55/80/13	16.0/13.3	7.144	67.5	16	0.52

적용 베어링의 제원을 나타내었다.

### 3-1. 베어링 모델링 방법의 영향

베어링의 모델링 방법에 따른 베어링의 수명 변화를 고찰하기 위하여, 베어링 중심간 거리 480 mm 이고, 축 중앙에 집중하중이 작용하며, 2개의 6208 베어링으로 지지된 축-베어링 시스템에 대하여 경방향 집중하중( $P$ )의 변화에 따른 베어링의 수명 변화를 고찰하였다. 베어링의 수명은 상대 비교를 위하여 2.2 절에서 설명한 수명 계산 방법을 이용하였다. 핀-조인트 모델의 경우는 베어링의 정적해석을 위하여 구성된 베어링 단품 해석기를 사용하였다.

Fig. 7은 적용하중 변화에 따른 베어링의 수명 변화를 나타낸 것이다. 핀-조인트로 모델링한 베어링의

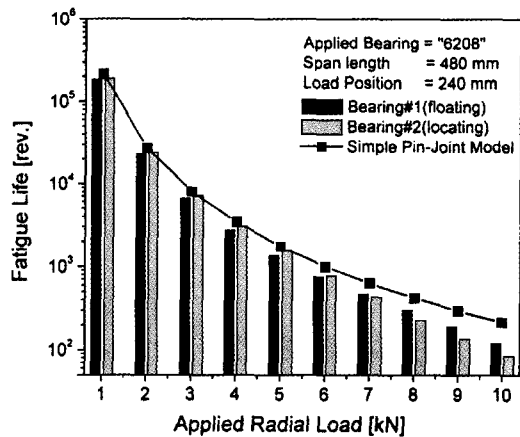


Fig. 7. Applied load vs. bearing life.

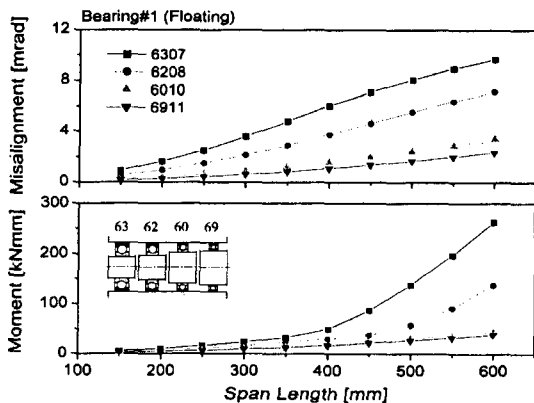


Fig. 8. Influence of shaft span length on induced moment and misalignment (floating).

수명이 플렉시블 조인트로 모델링한 베어링의 수명보다 과대평가 되었으며, 적용하중이 커질수록 그 차이가 크게 나타남을 알 수 있다. 또한 저하중 영역에서는 고정단(locating) 베어링의 수명이 자유단(floating)의 수명보다 크게 나타났으나, 고하중 영역에서는 반대현상을 일어남을 알 수 있다. 이는 저하중 영역에서 유도된 모우먼트 하중이 고정단 베어링에 예압으로 작용하여 베어링 수명 관점에서 유리하게 작용하나, 고하중영역에서는 모우먼트하중이 지나치게 커지게 되므로 수명에 악영향을 미치게됨을 알 수 있다. 이는 적용 베어링이 동일하더라도 베어링의 배열 방식의 영향을 고려해야함을 시사한다.

### 3-2. 베어링의 치수계열의 영향

하우징 내경이 80 mm로 고정된 경우, 적용 가능한 표준 베어링은 69, 60, 62, 63 계열 4종류가 있다. 이들 4종류의 베어링은 각각 55 mm, 50 mm, 40 mm, 35 mm의 베어링 내경( $d$ )을 갖고 있으므로 적용 가능한 축의 직경 또한 베어링의 내경과 동일하다. Fig. 8과 Fig.9는 경방향하중이 10 [kN]인 경우, 자유단과 고정단 베어링의 베어링 중심간 거리( $L$ )의 변화에 따른 유도 모우먼트와 축경사(misalignment)의 변화를 나타낸 것이다. 축경이 작아짐에 따라 축강성 저하로 인하여 모우먼트 하중 및 축경사가 커지게 됨을 알 수 있다. Fig. 10은 베어링의 피로수명 변화를 나타낸 것이다. 베어링의 동정격하중이 상대적으로 크에도 불구하고, 베어링 중심간 거리(shaft span length) 변화에 따른 63, 62계열의 베어링이 수명감소가 급

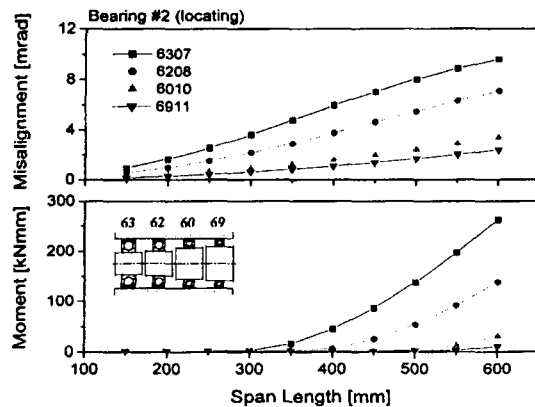


Fig. 9. Influence of shaft span length on induced moment and misalignment (locating).

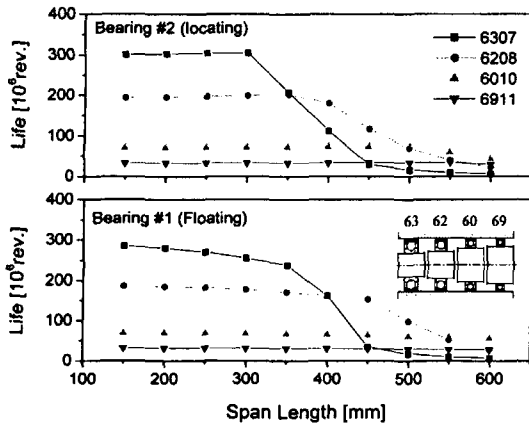


Fig. 10. Influence of span length on bearing life.

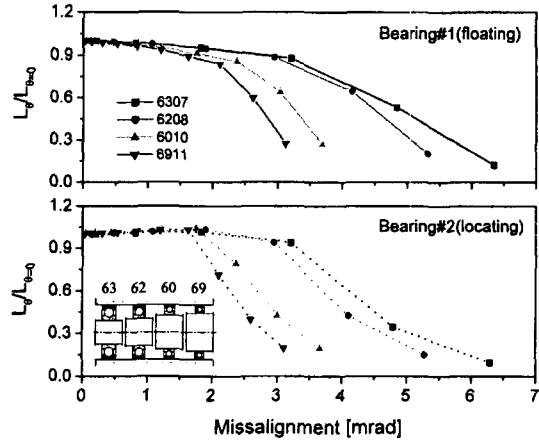


Fig. 12. Influence of misalignment on bearing life.

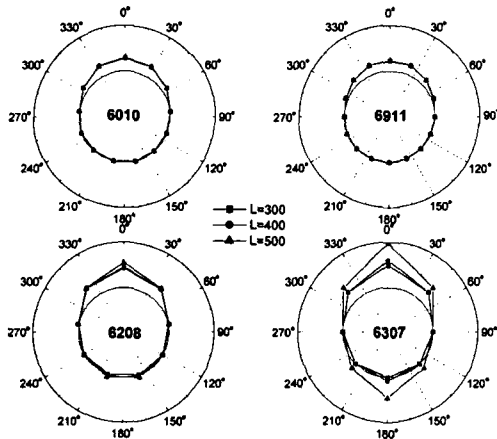


Fig. 11. Contact load distributions of bearings.

격히 나타남을 알 수 있다. 베어링의 수명은  $L=300$  mm 이하에서는 6307 베어링의 수명이 다른 베어링에 비하여 우위에 있으나,  $L=300$  mm 이상에서는 오히려 베어링의 수명 관점에서 불리해지는 경향이 있음을 알 수 있다. Fig. 11은 베어링 중심간 거리(L) 변화에 따른 적용 베어링의 전동체 하중 분포를 나타낸 것이다. 유도 모우먼트하중 변화에 따른 축경사의 영향이 잘 반영되어 모우먼트하중이 크게 작용하는 6307 베어링의 경우, 전반적으로 전동체 하중이 크게 작용할 뿐만 아니라, 최대전동체 하중이 작용하는 볼 위치와 정반대 방향인 180° 위치의 볼에도 전동체 하중이 크게 작용함을 알 수 있다. 이상으로부터 제한된 설계공간내에서 축 시스템을 설계할 경우, 베어링의 크기, 동정격하중의 크기만이 베

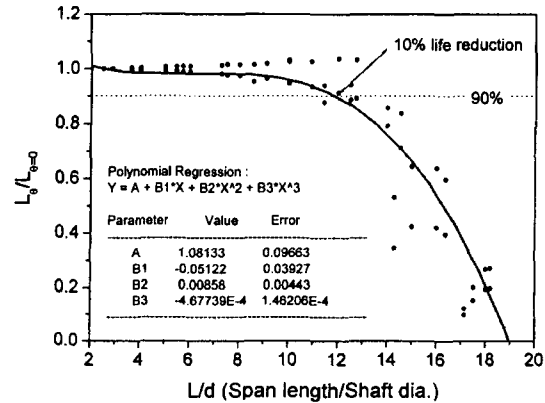


Fig. 13. Influence of L/d on bearing life.

어링의 수명을 증가시키는 요인이 아니라 축의 강성 및 베어링의 강성 또한 시스템의 수명 평가에 중요한 설계 인자임을 알 수 있다.

### 3-3. 축경사 및 L/d의 영향

축경사 변화에 따른 적용 베어링의 수명변화를 Fig. 12에 나타내었다. 여기서, 축경사가 작용하는 베어링의 수명( $L_a$ )은 축경사가 작용하지 않는 경우의 적용 베어링의 수명( $L_{a=0}$ )으로 정규화하여 나타내었다. 축경사가 증가함에 따라, 적용 베어링의 치수계열이 클수록 상대적으로 낮은 수명감소를 보였으며, 약 10%의 수명감소 지점을 베어링의 허용 축경사라 정의할 경우, 깊은 홈 볼 베어링의 허용 축경사는 적용 베어링에 따라 약 2~4 [mrad] 정도가 된다.

실질적으로 축경사를 예측하거나, 측정하는 것은

상당한 노력을 필요로 한다. 따라서 베어링 중심간 거리와 축직경만으로 간단하게 수명감소를 예측할 수 있도록 베어링 중심간 거리 대 축경비(L/d)의 변화에 따른 수명변화로 표현된 모든 해석결과를 3차 다항식으로 근사화하여 Fig. 13에 나타내었다. 베어링을 단순 핀-조인트로 모델링한 경우, 설계 제안식, 식 (21), 을 기준으로 베어링 수명 감소율( $R_{life}$ )를 근사적으로 예측할 수 있다. 적용 베어링과 무관하게  $L/d \approx 12$ 에서 베어링의 수명이 약 10% 감소함을 알 수 있다.

$$R_{life} = 1.8133 - 0.05122(L/d) + 0.00858(L/d)^2 - 4.67739 \times 10^{-4}(L/d)^3 \quad (21)$$

#### 4. 결 론

본 연구에서는 두 개의 깊은 홈 볼 베어링으로 지어진 축-베어링 시스템의 모델링 방법에 대하여 고찰하였으며, 적용 베어링의 영향을 검토하여 다음의 결론을 도출하였다.

(1) 구름 베어링을 단순지지 핀-조인트 모델로 가정한 경우, 축 변형에 의한 모우먼트 하중의 영향을 고려하지 못하므로, 정밀기계시스템의 정확한 거동을 예측하기 위해서는 구름 베어링을 비선형 스프링으로 모델링하여야 한다.

(2) 베어링에 동일한 하중이 작용하더라도, 베어링 배열방식(자유단/고정단)에 따라 시스템 거동과 베어링 수명의 차이가 발생되므로 주의가 필요하다.

(3) 축-베어링 시스템 설계시, 시스템의 신뢰성을 위하여 베어링 중심간 거리 대 축경비(L/d)는 12 이하로 설계하는 것이 바람직하며, 이 경우, 베어링을 단순 핀 조인트로 모델링하여도 무방할 것으로 판단된다. L/d가 12 이상인 경우, L/d의 변화에 따른 베어링 수명 감소를 고려해야 하며, 제안된 설계식을 이용하여 수명감소를 예측할 수 있다.

(4) 치수계열에 따라 다소 차이는 있으나, 일반적으로 운전틈새가 0인 경우, 깊은 홈 볼 베어링의 허용 축경사는 2~4 [mrad] 임을 알았다.

(5) 시스템 수명 향상을 위하여 무조건 동정격하중이 큰 베어링을 선정하는 것보다, 유도 모우먼트 하중에 의한 축경사가 베어링의 허용 축경사를 초과하지 않도록 축의 강성을 확보한 후, 적정 베어링을 선정하는 것이 중요하다.

#### 후 기

이 연구는 한국과학재단 지정 최적설계기술연구센터의 연구비 지원으로 수행되었습니다.

#### 참고문헌

1. Lorosch, H. K., "구름베어링의 적정치수 결정과 경제적 베어링 장치의 설계," 월간 기계설계기술, 2월호, pp.63-70, 1996.
2. Furumura, K., "Recent Trends in Research and Development of Rolling Bearings at NSK," Motion & Control No., pp5-12, 1996.
3. 윤기찬-최동훈, "자동차 휠 베어링 유닛의 장수명 설계," 대한기계학회논문집 A권, 제24권, 제2호, pp.319-328, 2000.
4. Jones, A. B., "A General Theory for Elastically Constrained Ball and Radial Roller Bearings Under Arbitrary Load and Speed Conditions," Journal of Basic Engineering, Vol. 82, pp.309-320, 1960.
5. Harris, T. A., "Rolling Bearing Analysis : 3rd ed.," John Wiley and Sons, Inc., 1991.
6. Lundberg, G. and Palmgren, A., "Dynamic Capacity of Rolling Bearings," ACTA POLYTECHNICA, Mechanical Engineering Series 1, Royal Swedish Academy of Engineering Science, No.3, Vol.7., 1947.
7. 이재선-한동철, "모우먼트 하중을 고려한 깊은 홈 볼 베어링의 정등가 하중에 관한 연구," 한국윤활학회지, 제14권, 제3호, pp94-99, 1999.