

## 주축 설계에 영향을 미치는 베어링 파라미터에 관한 연구

### A Study on the Bearing Parameters Effect on Main Spindle Design of Machine Tool

한강근\*, 여은구, 이용신

*Kang-Keun Han, Eun-Gu Yoh, Yong-Shin Lee*

#### Abstract

The purpose of this study is to investigate the effects of operation factors of a typical main spindle system on its efficiency. Among important factors, material type of ball-bearing, bearing-lubricant type and main spindle bearing preload are taken into considered.

#### 1. 서론

공작기계의 정밀도 및 가공성능을 결정짓는 주요 요소로 주축계를 들수있다. 그러나 현재까지 공작기계용 주축의 설계는 주로 설계자의 경험에 의존하여 왔으며 정해진 설계 과정이나 설계의 타당성에 대한 평가가 부족한 실정이었다. 어느 정도 안정화되어 있는 범위안에서만 설계 변경이 가능한 이유도 설계의 조직화와 설계 도구의 부족에 있었다. 주축 시스템의 설계가 경험에 의존하는 설계를 극복하기 위해서는 보다 체계적인 설계 과정과 유용한 설계 도구의 개발이 필요하다. 진보된 설계 과정에서는 주축 설계용 프로그램을 도구로 사용하게 된다. 주축이 공작기계 일부분이지만 공작기계 전체의 성능을 결정하는 가장 중요한 부분이므로 주축 설계 초기에 목표로한 공작기계 전체의 성능을 만족시킬 수

있는 설계가 되어야 한다.

공작기계의 생산 효율과 가공 정밀도는 생산성에 대한 평가로 직접적으로 나타나는 인자이며 주축 설계의 기본적인 고려 사항이 된다. 주축의 설계에 있어 일반적으로 높은 회전 정밀도와 고속 회전 성능, 큰 강성이 요구 된다. 이러한 요구들을 모두 최고 한계로 맞추어 주는 것은 어려운 일이므로 설계시에는 가장 주안점으로 선정한 방향의 요구조건을 주된 설계 인자로 삼고 그외의 것들은 주요 인자의 충족 범위안에서 최적화 하여야 한다. 주축계 부분과 같은 회전기계류의 경우 베어링과 같은 요소부품의 성능이 곧 전체 시스템의 성능을 좌우하므로 실제 운전상황에 맞는 베어링의 거동해석 및 이를 바탕으로 한 베어링의 피로수명예측이 필요하다.

따라서, 본 연구에서는 주축설계에 영향을 미

치는 주요인자들 가운데 베어링의 재질과 베어링의 윤활방식, 주축 베어링의 예압량에 따른 주축의 성능 파악을 목적으로 한다.

## 2. 이론해석

### 2.1 주축의 구조 및 모델링

본 연구에서 해석하려는 주축계(Model ; LV30 Series Spindle)를 유한요소법에 근거를 두고 모델링 한 것을 Fig. 1에서 보여주고 있다. 주축의 총 길이는 457mm, 하우징의 총 길이는 429mm이며, 총 21개의 절점(node)으로 이루어져 있다. 베어링은 총 4개가 사용되었으며 내경(inner ring) 부분은 그림에서 보는바와 같이 절점 14, 15, 16, 17을 가지며, 외경(outer ring)부분은 절점 18, 19, 20, 21을 가진다. 전부의 베어링 2개(7010CD)는 예압이 축방향으로 110N 작용하고, 후부의 베어링 2개(71909CD)는 예압이 축방향으로 80N 작용한다.

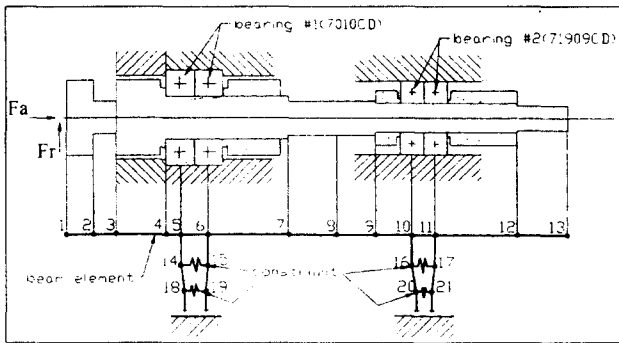


Fig. 1 Modeling of the spindle

### 2.2 주축의 정·동적 강성 해석

본 논문에서도 주축의 정적·동적 해석을 하기위해 유한요소법을 이용하는데, 주축의 정적해석은 관성력(inertia force)과 감쇠력(damping force)의 항을 제거한 지배 방정식으로부터 외력을 일정하게 두어 얻은 해로 구할 수 있다.<sup>[2]</sup>

주축의 정적해석을 하기위해 Fig. 2에서 보는

바와 같이 횡방향의 변형과 축방향의 변형을 고려한 보(beam)요소를 이용하였다.

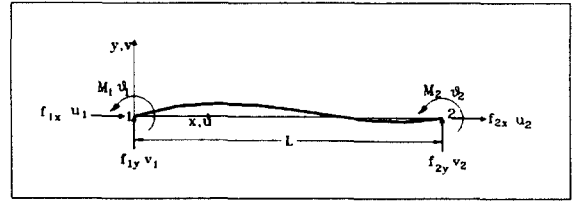


Fig. 2 Beam element with positive nodal displacements, rotations, force, and moments

최종적으로 외력과 힘의 관계는 다음과 같이 나타난다.

$$[K] \{u\} = \{F\} \quad (2.1)$$

위 식에서 [K]는 보와 구속물의 해석 결과로부터 얻은 강성행렬이며, 베어링의 반력및 베어링의 수명을 구할 수 있게 된다.

동적해석에서는 관성력만 있고, 감쇠력은 없다고 가정한다. 동적해석을 하기 위해서는 축방향의 변위가 없다고 생각해서 구한 강성행렬 식과 이외에 관성력을 고려하기위한 질량행렬(mass matrix) [K<sub>I</sub>]이 필요하다. 최종적으로 외력과 힘의 관계는 다음과 같이 나타난다.

$$\{F\} = [K_I] \{\ddot{u}\} + [K] \{u\} \quad (2.2)$$

위 식에서의 강성행렬 [K<sub>I</sub>]은 보와 베어링의 강성을 포함하게 되는데 주축의 회전 정밀도(rotation accuracy of SU), 주축의 고유진동수(natural frequencies of SU), 베어링의 변형, 주축의 임계회전수(critical frequency of SU)등을 구할 수 있게 된다.

### 2.3 볼 베어링의 강성 해석

베어링은 규정용도로 올바르게 사용하여도 일정기간이 경과되면 고장이 생기며, 고장률이 점차 증가한다. 베어링의 고장에는 케도나 전동체 표면에 비늘 모양의 입자가 떨어져 나가는 현상

즉, 플레이킹(flaking)과 깨어짐, 마모, 부식, 과열, 소착 등이 있다. 베어링의 회전에 따른 피로로 인한 플레이킹 현상이 일어날 때까지의 총 회전수를 베어링의 수명이라 정의한다. 베어링은 동일 조건하에서도 수명이 상당한 산포를 지니고 있으므로 이러한 산포를 통계적으로 처리하기 위해 베어링의 구조와 치수 등이 똑같은 여러개의 베어링을 같은 조건에서 개개로 운전하였을때 그중의 90%의 베어링이 피로박리 현상에 의한 재료의 손상을 일으키지 않고 회전할 수 있는 총 회전수를 정격 수명이라 일컬으며 베어링 수명 계산의 기준이 된다. 그러나 수명의 정의에서도 나타나듯이 실제 베어링 수명에 영향을 주는 인자를 수명 계산식에서 나타내는 것은 실험과 경험에 많이 의존하고 있는 실정이다.

회전체의 탄성변위를 측정하는 기본 변수로는 축 방향 변위  $\delta_{aL}$ , 반경 방향 변위  $\delta_{rL}$ , 베어링의 각 변위  $\theta_L$ 이다. 축이 강체라면  $\theta_L$ 은 축의 각 변위  $\theta$  와 같을것이다. 따라서 볼의 탄성변위량은 다음과 같다.

$$\delta(\phi_i) = \delta_{ax} \sin \alpha_0 + \delta_{rad}(\phi_i) \cos \alpha_0 \quad (2.3)$$

탄성 변위  $\delta(\phi_i)$ 에 해당하는 힘 Q는 헤르쯔(Hertz)에 의한 탄성접촉 이론에 의하여 점접촉인 경우  $\delta(\phi_i)^3 \propto Q(\phi_i)^2$ 의 관계로부터

$$Q = C_\delta \delta^{1.5} \quad (2.4)$$

$C_\delta$ 는 접촉부위의 기하학적 형상과 재료의 물성치에 따른 상수 힘의 평형관계에 따라 탄성변위  $\delta(\phi_i)$ 에 해당하는 힘 Q의 기하학적인 힘은 외부하중과 같다.

$$F_a = \sum_{i=1}^Z Q(\phi_i) \sin \alpha(\phi_i) \quad (2.5)$$

$$F_r = - \sum_{i=1}^Z Q(\phi_i) \cos \alpha(\phi_i) \cos \phi_i \quad (2.6)$$

$$M = -r \sum_{i=1}^Z Q(\phi_i) \sin \alpha(\phi_i) \cos \phi_i \quad (2.7)$$

위 식으로부터 고속상태의 하중분포로 인한 변형량과 실제적으로 작용하는 하중을 구한뒤 방향과 크기가 일정한 하중이 동등가하중 P로 바뀌어 준다.<sup>[3]</sup>

$$P = XF_r + YF_a \quad (2.8)$$

여기서

X : 레이디얼 계수 Y : 트러스트 계수

$F_r$  : 레이디얼 하중  $F_a$  : 트러스트 하중

동등가하중 P를 현재 사용되고 있는 수명 계산식에 넣어 수명을 계산한다.

$$L = a_1 a_2 a_3 \left(\frac{C}{P}\right)^3 \quad (2.9)$$

여기서 L : 정격수명( $10^6$ ),  $a_1$  : 신뢰도 계수

$a_2$  : 재료 계수,  $a_3$  : 사용조건 계수

C : 동정격하중, P : 동등가하중

### 2.3 주축의 발열 해석

축이 회전함에 따라 볼 베어링의 볼은 스핀 모멘트와 자이로 모멘트를 받으며 레이스(race)와 미끄러지면서 열이 발생한다. 또한 작용 하중과 사용 기름의 점성에 의해서도 작은 양이지만 발열이 일어난다. 이러한 발열량은 열변형을 수반하며 결과적으로 예방에 영향을 미치므로 발열량 예측은 냉각, 윤활계통의 설계에 기초가 될 뿐만 아니라 주축계의 정밀도 유지에도 매우 중요하다.<sup>[4]</sup>

발열량을 직접 계산하지는 않았으나 볼 베어링 요소들의 동력학적 해석을 Walter가 수치해석을 통하여 행했으며<sup>[5]</sup>, Harris는 앵글러 콘택트 볼 베어링이 하중을 받는 상태에서의 미끄럼과

마찰력이 작용할 때 볼의 움직임에 대하여 해석하였다.

앵글러 콘택트 볼베어링에서의 발열은 주로 볼의 미끄럼 모멘트에 의해서 동마찰 토크에 의해서 발생한다. 미끄럼 모멘트에 의한 발열은 스핀 모멘트와 자이로 모멘트에 의해서 주로 발생되며 베어링의 동마찰 토크에 의한 발열은 베어링의 형식이나 하중의 크기에 따라 결정되는 하중항의 동마찰 토크 발열로 나뉘어진다.

접촉 타원에서의 전체 마찰모멘트는 다음과 같다.

$$M_s = \frac{3\mu Q}{2\pi ab} \iint (x^2 + y^2)^{1/2} \times \cos(\phi - \theta) dx dy \quad (2.10)$$

만약 접촉타원의 수직방향에 대한 스핀만 있다고 가정하면  $\phi = \theta$  이므로 다음과 같이 간단히 나타낼 수 있다.

$$M_s = \frac{3}{8} \mu_s Q a E(k) \quad (2.11)$$

여기서  $\mu_s$ 는 미끄럼 마찰계수를 뜻하고  $a$ 는 접촉면의 장반경(타원)이며,  $E(k)$ 는 접촉타원 장단경의 비  $k$ 를 파라미터로하는 완전타원 적분이다.

또한, 볼베어링에 대한 자이로 모멘트  $M_g$ 는 다음 식에서 계산된다.

$$M_g = J \omega_m \omega_R \sin\beta \quad (2.12)$$

여기서

$$\omega_m = \frac{2\pi}{60} n_m, \quad \omega_R = \frac{2\pi}{60} n_R, \quad J = \frac{1}{60} \pi \rho D^5$$

자이로 미끄럼은 접촉각을 갖는 볼베어링의 볼에 자이로 모멘트가 작용함으로써 발생한다. 즉 자이로 모멘트에 의해서 발생하는 접선력이 볼이 받는 하중에 마찰계수를 곱한 값보다 커지면 볼은 미끄러지기 시작하고 발열이 커진다.

Palmgren은 실험적으로 축하중에 의한 베어링의 모멘트를 아래식으로 계산하였다.

$$M_l = f_l F_\beta d_m \quad (2.13)$$

$$\text{여기서 } f_l = z \left( \frac{F_s}{C_s} \right)^y$$

$f_l$ 은 베어링의 형식을 나타내는 계수이고 상수  $z$ 는 접촉각이 15도일 경우 0.001이며, 지수  $y$ 는 0.33을 사용했다.  $z$ 와  $y$ 의 값은 Table 1에서 선택한다.

Table 1 Values of  $z$  and  $y$  for Eqn.

Ball Bearing Type	Normal Contact Angle	$z$	$y$
Radial deep groove	0	0.0002 -0.0004	0.55
Angular - Contact	30 - 40	0.001	0.33
Thrust	90	0.0008	0.33
Double - row	10	0.0003	0.40

속도항의 동마찰 토크는 아래와 같이 주어진다.

$$M_v = 10^2 f_0 (\nu n)^{\frac{2}{3}} d_m^3 \quad \nu_0 n > 2000 \quad (2.14)$$

$$= 1.60 \times 10^4 f_0 d_m^3 \quad \nu_0 \leq 2000$$

여기서  $\nu_0$  : 기름의 동점성계수 (cSt)

$n$  : 회전수,  $f_0$  : 베어링의 형식, 윤활유에 의해 결정되는 상수

회전체의 에너지는 회전 모멘트에 각 속도를 곱하여 구하므로 발생하는 발열량은 아래와 같이 표현할 수 있다.

$$H = \omega M = 2 \frac{\pi}{60} n M \quad (2.15)$$

그러므로 베어링에서의 총 발열량은 다음과 같다

$$H_{total} = \frac{2\pi}{60} [n_s M_s + (n_m + n_R) M_g + n M_l + n M_v] \quad (2.16)$$

### 3. 베어링에 관련된 파라미터의 변화

#### 3.1 볼의 재질의 변화

최근 앵귤러 콘택트 볼 베어링(Angular Contact Ball Bearing)에서 볼(Ball)만을 강철대신 Si<sub>3</sub>N<sub>4</sub>인 세라믹으로 대체하여 소위 세라믹 볼 베어링(Ceramic Ball Bearing)을 개발하여 적은 오일(Oil)로 저 마찰이 얻어지는 고속 주축을 제작 가능하게 되었다.

세라믹 볼 베어링의 장점은 볼에 작용하는 원심력과 자이로 스코픽(Gyro Scopic) 모멘트는 볼의 밀도에 비례하므로 밀도가 적은 세라믹 구를 사용함으로써 베어링의 미끌림 마찰에 의한 발열을 적게 할 수 있으므로 강철구를 사용한 것보다 반경 변위를 감소시킬수 있으며 베어링의 수명을 증가시킬수 있다.

Fig. 3,4 는 볼의 재질을 강철(steel)과 세라믹(ceramic)으로 하여 시뮬레이션(simulation)한 결과를 나타내고 있다. 여기서 살펴본 바와 같이 볼의 재질을 강철대신 세라믹으로 하면 반경변위 즉, 정적처짐은 감소하고 베어링의 수명은 상당히 증가함을 알 수 있다.

또, 세라믹의 탄성계수가 강철의 약 1.5배임으로 모든 것이 동일하다는 전제아래 동일한 세라믹의 변위를 일으키는데에 강철구의 그것보다 약 1.2배의 축 하중이 가해져야 함으로 강성면에서 우위에 있다. 따라서 베어링이 받는힘도 감소시킬수 있어 베어링의 수명을 증가시킬뿐 아니라 회전계의 위험속도(Critical Speed)를 높게할 수 있으며 고유 진동수(Natural Frequency)와 관계

되는 진동·음향의 개선을 도모할 수 있고, 회전 정밀도(Rotation Accuracy)와 내구성이 우수하다고 향상 시킬수 있다.

#### 3.2 윤활방법의 변화

주축의 고속화와 고정밀을 위해서는 베어링의 배열 및 주축 조립기술, 윤활기술, 구동기술, 냉각기술 및 예압기술을 성공시켜야 한다. 여기서 는 윤활방법을 변화시켰을 때에 대하여 논하고자 한다. Fig. 5,6는 윤활방법을 그리스 대신 오일-미스트를 베어링에 공급할때 베어링에서의 온도 상승과 열 방출을 나타낸다.

그리스 대신 오일-미스트를 베어링에 공급하면 베어링 속의 마찰손실이 적어지고, 그리스 윤활에 비하여 온도 상승을 억제 할 수 있었다.

공작기계는 열에 대하여 민감한 변형을 일으키기 때문에 오차의 원인이 된다. 열변형을 막기 위하여 발생의 주원인이 되는 주축의 내·외부에 냉각(Cooling)시킬수 있는 자켓(Jacket)을 만들어 냉각을 하고 있어야 하지만 윤활유를 그리스 대신 오일-미스트를 사용한다면 큰 비용없이 어느 정도의 온도 상승을 막을수 있음이 알수있게 되었다.

#### 3.3 베어링의 예압의 변화

베어링의 강성을 얻기 위하여 베어링에 적당한 예압을 준다. 정적 조건하에서 초기 예압을 적게주고 회전속도를 증가시키면 주축이 원심력에 의해서 팽창되므로 예압은 상승한다. 이와같이 예압이 계속적으로 상승하여 회전요소에 가해지는 표면 압력이 허용값 이상으로 올라가면 베어링은 파괴할 위험이 있으므로 초기의 예압을 상당히 낮추어 가하고, 회전속도가 어느정도 상승하면 예압을 내릴수 있게 하며 또, 회전수가 올라가면 다시 예압을 저하시키게 하는 가변성이

있는 장치가 개발되어 주축에 사용하고 있다. 본 논문에서는 주어진 조건에서의 예압이 필요이상으로 작은값이므로 예압을 어느정도 상승시켰을때의 경향을 살펴보았다.

Fig. 7,8 은 예압을 전부 베어링에는 280N, 후부 베어링에는 250N으로 예압을 증가시켰을때의 정적처짐과 베어링의 수명을 나타내는데 정적처짐은 감소하여 회전정밀도(rotation accuracy)를 높일수 있었지만 베어링의 수명은 상당히 감소하였음을 보여주고 있다.

### 5. 결론

공작기계에 사용되는 주축의 설계에 있어서 고려해야 할 점은 주축의 회전속도, 베어링의 재질, 베어링의 윤활방식, 냉각방식, 주축의 구동방법등 여러가지가 있는데 이미 설계되어진 주축계를 프로그램에서 변경가능한 베어링의 재질, 윤활방식, 베어링의 예압을 변화시켰을때 주축의 각 부분의 반경변위와 온도분포, 베어링의 수명들을 예측하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있게 되었다.

1. 주축계의 베어링의 재질을 강철이 아닌 밀도가 작은 세라믹으로 대체하면 미끌림에 의한 발열을 억제시킬수 있어 처짐이 감소되어 회전정밀도가 증가되고, 베어링의 수명도 증가된다.
2. 베어링의 윤활방식을 그리스 대신 오일-미스트 방식을 사용하면 온도 상승을 막을수 있고, 열의 의한 변형을 막을수 있다.
3. 주축의 고강성을 얻기 위하여 축방향으로 일정량의 예압을 줄 경우 예압량은 결국 축방향의 하중이므로 베어링의 수명을 변화시키게 되는데 예압을 증가시키면 처짐이 감소되어 회전정밀도

를 높일수 있었지만 베어링의 수명이 상당히 감소된다.

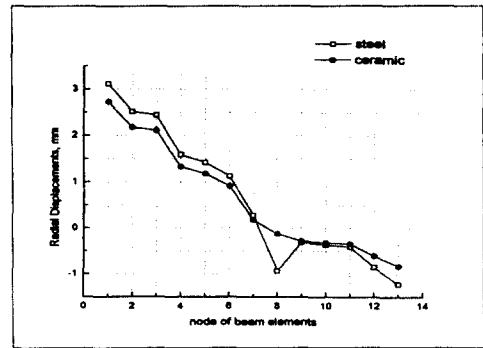


Fig. 3 Flexible line of spindle on the ball material

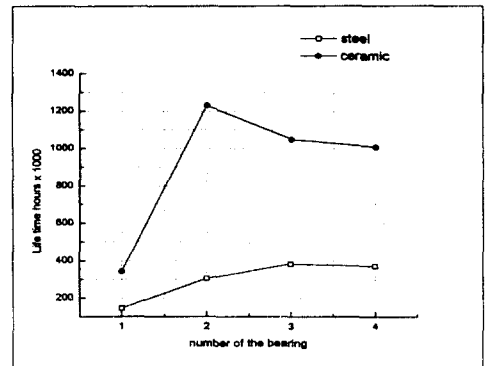


Fig. 4 Bearing life time on the ball material

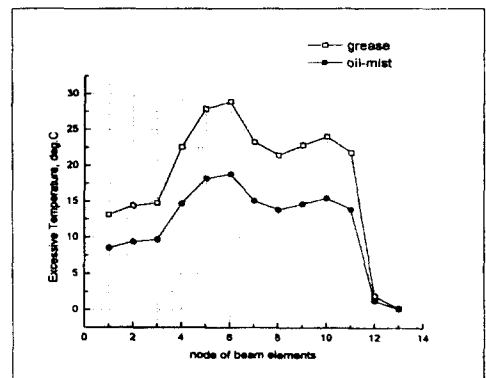


Fig. 5 Beam elements excessive temperature on the lubricant type

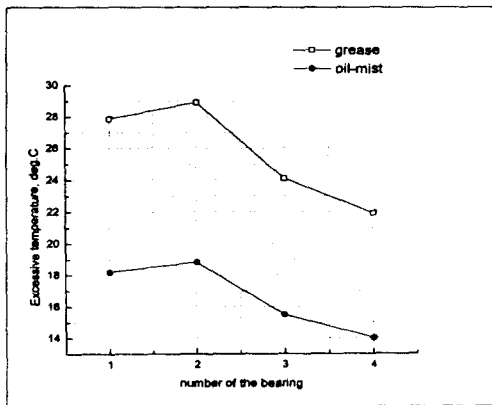


Fig. 6 Bearing excessive temperature on the lubricant type

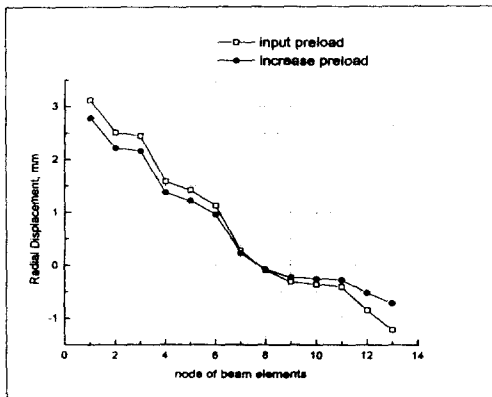


Fig. 7 Flexible line of spindle on the preload

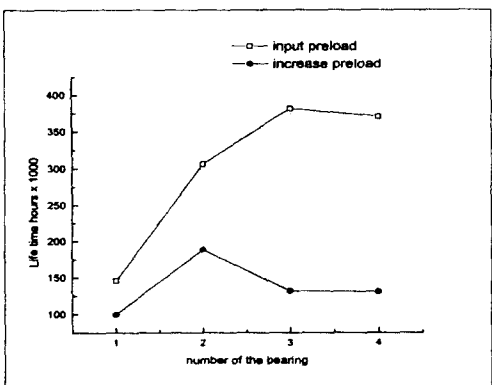


Fig. 8 Bearing life time on the preload

### 참 고 문 헌

1. “韓國工作機械工業發達史” 韓國工作機械工業協會 1991.
2. V.R Reddy, “The Finite Element Modelled Design of Lathe Spindles TheStatic and Dynamic Analyses”, ASME J. Vib. Acousics, Stress and Feliability in Design, Vol.109 pp407~415 Oct.1987
3. J. I. Mccool “Load Ratings and Fatigue Life Prediction for Ball and Roller Bearing.” Journal of Lubrication Technology, Trans. ASME, pp16~22 January.1970
4. J. I. Schwartz, “Friction Induced Heating in Axially Loaded Ball Bearing.” Journal of Lubrication Technology, Trans.ASME, pp105~112, January, 1970
5. C. T. Walters, “The Dynamics of Ball Bearing”, Journal of Lubrication Technology, January, 1971, pp257~264