

고속 앵글러 콘택트 볼베어링의 마찰 토오크 특성

Friction Torque Characteristics in High Speed Angular Contact Ball Bearings

반종억 · 김경웅
한국과학기술원 기계공학과

1. 서론

머시닝센터나 밀링머신과 같은 동작기계는 다양한 절삭 공정에 따른 고속, 고강성, 고마력의 성능을 갖는 주축을 요구한다. 최근 공구의 발달과 새로운 절삭재질로 인해 절삭속도 및 절삭력 증가의 필요성이 크게 대두되고 있다. 이러한 이유로 dn 값이 100-200만, 절삭동력이 50 kW 또는 그 이상인 고속 고부하 추축 베어링 시스템을 요구하고 있다.⁽¹⁾

공작기계의 고속화와 함께 구름 베어링은 로울러베어링에서 고속 성능이 우수한 앵글러 콘택트 볼베어링으로 바뀌고 있다. 앵글러 콘택트 볼베어링의 볼은 내외륜 구름면 사이에서 일정한 각도를 가지고 접촉하고 있다. 구조상 많은 수의 볼의 장착이 가능하여 깊은 홈 볼베어링보다 상대적으로 높은 강성을 가진다. 이 베어링은 소음이 적고 정밀도 및 고속성이 우수하여 공작기계의 고속 주축에 널리 사용되고 있다. 고속 회전속도에서 저발열 성능을 갖는 고속 주축용 앵글러 콘택트 볼베어링은 다음과 같은 방법으로 고속 성능을 향상시키고 있다.

첫째, 볼의 직경을 작게하여 베어링에 많은 수의 볼을 장착하거나 세라믹과 같은 높은 강성의 재질을 사용하여 베어링 강성은 높이고 있다. 직경이 작은 볼이나 낮은 비중의 세라믹 볼은 원심력이나 자이로스코프 모멘트와 같은 관성력을 줄여들어 베어링의 마찰손실을 줄일 수 있다.⁽²⁾

둘째, 볼의 접촉각을 작게한다. 베어링의 최고 속도가 높을수록 볼의 접촉각은 30 도, 25 도, 15 도로 점차 작아지고 있고, 현재는 12 도의 접촉각을 가진 베어링도 있다. 접촉각이 작은 경우, 볼의 공전축과 자전축과의 어긋남이 작아 볼의 자이로스코프 모멘트에 의한 접촉면의 미끄럼 마찰을 줄일 수 있다.

셋째, 적절한 윤활 및 냉각 장치로 베어링의 온도 상승을 줄여 최고 운전속도의 증가 및 주축의 열변형을 방지한다. 공작기계의 윤활방식은 오일 급유 윤활 또는 그리스 윤활이 많이 사용하고 있는데, 최근에는 고속용 베어링에는 접촉면의 윤활막을 유지하기 위한

최소한의 오일을 공급하는 오일 에어 윤활방식이 많이 사용되고 있다. 이 윤활 방식은 오일 비산이나 교반으로 인한 마찰 저항을 줄여 고속에서 베어링의 온도 상승을 크게 줄일 수 있다.

그러나 이러한 앵글러 콘택트 볼베어링의 고속화에 관련된 기술들은 각각 다음과 같은 문제점은 가지고 있다.

첫째, 장시간 운전되는 볼엔트밀 가공 또는 드릴 가공 공정에서는 베어링에 큰 축방향 하중을 일으킨다. 접촉각이 작은 베어링은 축방향 하중에 대해 큰 경방향 하중이 발생하여 볼의 접촉부의 압력 및 접촉 면적이 증가한다. 선접촉을 하는 로울러 베어링의 경우 마찰 토오크는 구름저항에 의해 주로 지배받기 때문에 하중에 대해 0.3 승 또는 0.5 승 정도로 증가한다고 보고하고 있다.⁽³⁻⁴⁾ 그러나 볼베어링은 하중의 증가함에 따라 구름저항 보다는 접촉부의 큰 기하학적 구속으로 인하여 마찰이 급격히 증가한다. 볼베어링에 적정 하중이 가해지면 타원 접촉면의 장방향 길이는 볼의 직경의 20 % 까지 되어 볼과 구름면 사이에서 순수 구름이 일어나지 않고 큰 미끄럼 마찰을 일으킨다. 이 타원의 장방향 길이는 하중이 증가함에 따라 크기와 곡률이 증가하여 접촉면에서의 주축차로 인한 미끄럼 마찰을 증가된다.

둘째, 공작기계 주축의 고속 한계는 마찰로 인한 베어링의 발열량으로 결정되는데, 고속에서 운전되는 볼베어링의 경우, 베어링 마찰은 주로 볼과 구름면과의 미끄럼 마찰 및 윤활계에 의한 교반저항이 주요 요인이 된다. 고속 구름 베어링에 사용되는 최소 오일량 공급 방식인 오일 에어 윤활 방식에서는 고속 운전시 윤활유 공급 노즐에서의 공기의 난류로 인한 원하는 윤활 위치까지의 윤활유 공급이 어렵게 된다.⁽⁵⁾ 높은 회전속도에서 큰 축방향 하중이 부과될 시 유부족으로 인한 접촉면에서의 유막파손을 초래할 수 있다.

이상에서 고속 앵글러 볼베어링은 축방향 하중에 대해 높은 마찰 토오크를 발생시키며, 높은 접촉 압력 및 고속회전으로 인하여 접촉면의 유막 파단을 일으키게 된다. 따라서 고속영역에서는 고하중 영역에서의

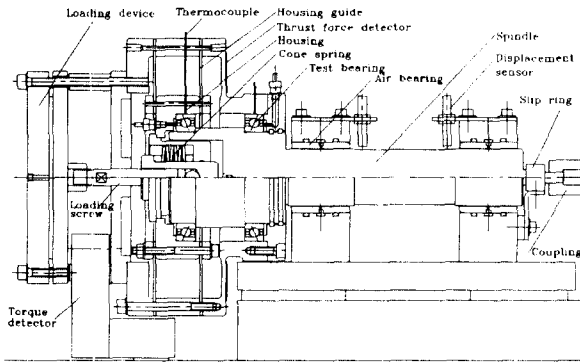


Fig. 1 Schematic diagram of the experimental setup

베어링에 대한 정확한 마찰 특성에 연구가 필요하다. 본 연구에서는 에어오일 윤활하의 고속용 앵글러 콘택트 볼베어링에 있어서, 여러 축방향의 하중과 윤활량의 변화에 대하여 회전속도에 따른 베어링의 마찰 토크를 변화를 측정하고, 또한 회전속도, 하중 및 윤활량의 변화가 베어링 접촉부에서의 유막형성에 어떠한 영향을 미치는가를 알아보려고 한다.

2. 실험

2.1 실험 장치

일반적으로 앵글러 콘택트 볼베어링의 마찰 토크를 측정하는 방법은 크게 두가지 있는데, 시험 베어링이 장착된 주축의 하우징을 고정시키고 주축과 모터 사이에 토크 게이지를 연결하여 측정하는 방법과 축

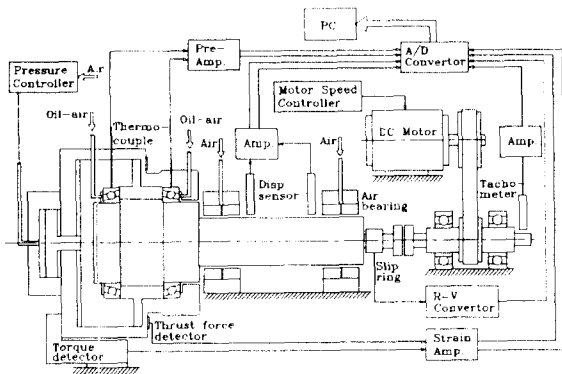


Fig. 2 Schematic diagram of the measuring system

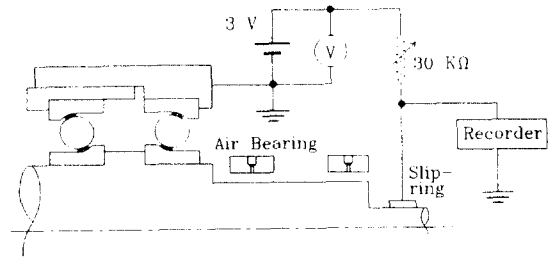


Fig. 3 Circuit of electrical contact resistance measurement

을 보조 베어링에 고정하고 하우징의 회전을 구속하여 토크를 측정하는 방법이 있다. 본 측정 장치는 후자의 방법으로 마찰 토크를 측정한다. Fig. 1은 앵글러 콘택트 볼베어링의 마찰 토크 측정장치에 대한 개략도이다. 시험 베어링인 앵글러 콘택트 볼베어링 두 개를 서로 정면으로 배열하였으며, 베어링의 내륜과 축은 $4\ \mu\text{m}$ 틱새, 외륜과 하우징은 $6\ \mu\text{m}$ 틱새로 장착되어 있으며, 하우징 및 축의 동심도 및 원통도는 $2\ \mu\text{m}$ 이내이다. 시험 베어링의 두 외륜은 각각 고정 하우징과 가동 하우징에 장착되고, 두 하우징은 나사와 에어 실린더로 양단의 거리를 줄임으로써 시험 베어링에 축방향 하중을 가해진다. 베어링의 축방향 흔들림 운동으로 인한 베어링의 수직하중 변동량을 줄이기 베어링과 에어 실린더 사이에 판 스프링을 설치하였다. 베어링과 하우징 사이의 마찰력에 의한 수직하중의 불확실한 측정을 방지하기 위해 두 하우징 사이에 축방향 하중 측정용 스트레인게이지를 설치하였다. 축은 두 개의 에어 베어링에 의해 지지되고, 하우징의 회전방향의 자유도를 구속하는 토크 게이지로 지지하고 있다.

내외륜 사이의 유막 형성을 알아보기 위해 축에 부착된 슬립링을 통해 축과 하우징 사이의 전기접촉저항을 측정하였다. 윤활 방법은 오일에어 윤활방식을 사용하였다. 이 윤활 방식에서는, 정확하게 계측된 유량이 주어진 간격으로 파이프 계통으로 주유되며, 이 오일은 압축공기로 각 베어링으로 연속적으로 이송된다. 오일 운송에 사용되는 압축공기는 베어링을 냉각시켜 주며 또한 높은 공기 압력으로 베어링으로의 오염물질의 유입을 막아준다. 본 실험에서는 오일 공급 노즐의 분사에 의한 편하중을 제거하기 위해 노즐 수를 베어링당 두 개를 사용하였다.

가변속 직류모터의 회전수를 평벨트 폴리기구조로 중

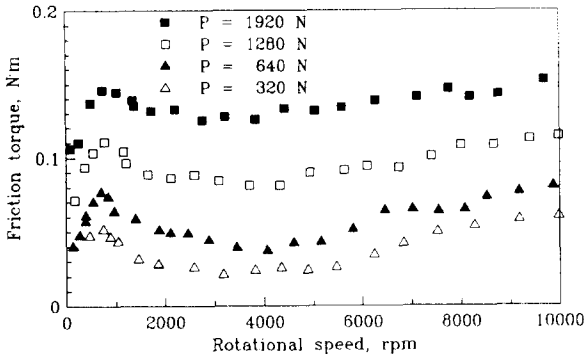


Fig. 4 Friction torque vs. rotational speed for various thrust load (oil quantity $Q=1.0$ cc/h)

속시킨 후 전기적으로 절연된 카플링을 통하여 축으로 전달된다.

Fig. 2는 본 측정장치의 계통도를 나타낸 개략도이다. 그림에서와 같이 시험 베어링의 마찰 토오크, 축의 회전수, 축방향 하중, 볼과 구름면 간의 전기접촉저항, 베어링의 외륜 온도, 오일 공급량 등을 측정한다.

Fig. 3은 볼과 구름면 간의 윤활막 파단을 알아보기 위해 전기접촉저항을 측정방법을 나타낸 개략도이다. 탄성유체 윤활상태에서 볼과 구름면간의 충분한 윤활막이 형성되면 두 면은 분리되어 전기접촉저항은 아주 커진다. 유막에서의 전기저항은 일반적으로 $M\Omega$ 급으로 경계윤활에서의 두 면의 접촉한 정도를 전기저항을 측정함으로써 평가할 수 있으나, 실제적인 유막 두께에 대한 평가는 어렵다.⁽⁶⁾ 그림과 같은 회로에서는 유막의 두께가 커질수록 축과 하우징 간의 전위차는 3 Volt에 가까워진다. 볼과 구름면 간의 거리가 아주 가까워지거나 부분적인 접촉이 시작되면 전기접촉저항이 줄어 축과 하우징 간의 전위차는 0 Volt에 가까워진다.

2.2 실험 방법

본 실험은 축방향 하중 과 오일공급량 변화에 따른 볼베어링의 마찰 토오크 및 전기접촉저항을 측정한다. 시험 베어링은 NT40 공구를 사용하는 고속용 머시닝 센터나 밀링머신의 주축 선단부 베어링으로 많이 사용되는 71913 계열의 조립치수를 갖는 앵글러 콘택트 볼 베어링으로, 볼의 직경이 5.556 mm, 접촉각이 15° 인 32 개의 스틸 볼을 갖는 고속정밀용 주축 베어

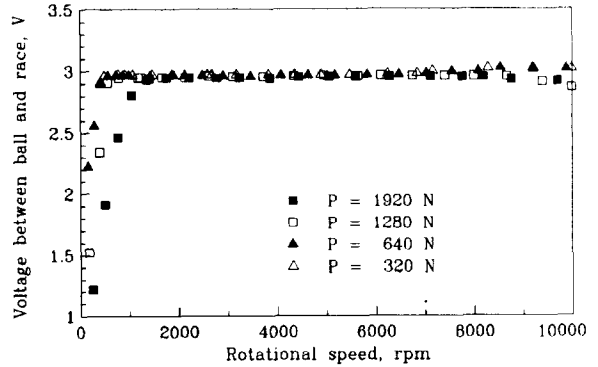


Fig. 5 Voltage between ball and races vs. rotational speed for various thrust load (oil quantity $Q=1.0$ cc/h)

링이다. 축방향 하중의 부과 방법은 베어링에 예압을 가하는 방식과 동일하게 하였다.

축하중은 320 N(볼 개당 10 N)에서 1920 N(볼 개당 60 N)까지의 4 단계로 가하였고, 오일 공급량은 베어링당 1.0 cc/h에서 0.14 cc/h까지 공급하였다. 일정한 하중에 대하여 축의 회전수를 저속에서부터 고속으로 증가시키면서 마찰 토오크와 전기접촉저항 및 온도 등을 측정하였다. 이때 마찰 토오크는 베어링 한 개당 값으로 환산하였다. 축의 회전수를 12000 rpm에서 하중이 1280 N을 가한 후, 점차 유막이 파단되는 지점까지 오일량을 줄였다. 전 단계에서의 공급한 오일의 영향을 줄이기 위해 각 오일 공급단계마다 1000 rpm에서 30분 쯤 준비 운전을 하였다. 각 단계마다 토오크와 온도 및 전기접촉저항 등을 측정하였다.

3. 결과 및 고찰

Fig. 4는 오일 공급량 1 cc/h에서의 여러 가지 축방향 하중에 대하여 축의 회전수 변화에 따른 베어링 개당 마찰 토오크를 나타낸 것이다. 마찰 토오크는 하중이 증가할수록 하중증가비 또는 그이상의 비로 급격히 증가 하였고, 회전수 800 rpm 근처에서 토오크의 피크 값을 나타낸 후 회전수 4000 rpm 근처에서는 줄어들었고, 다시 회전수의 증가에 따라 마찰 토오크가 증가하였다. 고속에서의 속도에 변화에 대한 마찰 토오크 변화는 하중이 증가할수록 줄어들었다. Fig. 5는 Fig. 1과 같은 조건에 대한 볼과 구름면 간의 전위차를 나타낸 것이다. 축방향 하중이 320 N인 경우는

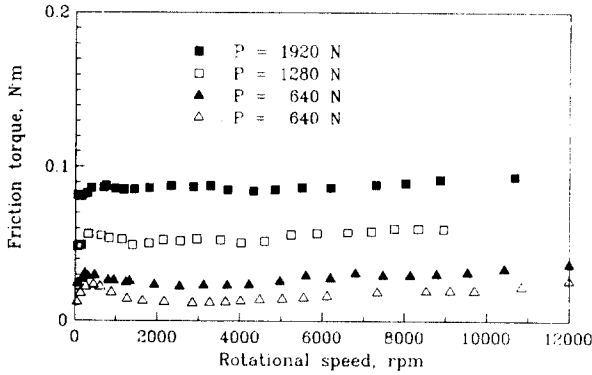


Fig. 6 Friction torque vs. rotational speed for various thrust load ($Q=0.14$ cc/h)

측정 전 구간의 회전수에 대하여 3 Volt의 전위차를 나타내어 유막에 의해 볼과 구름면은 거의 분리되었음을 알 수 있다. 그러나 축방향 하중이 커지면 저속에서 볼과 구름면 간의 접촉이 일어나기 시작한다. 축하

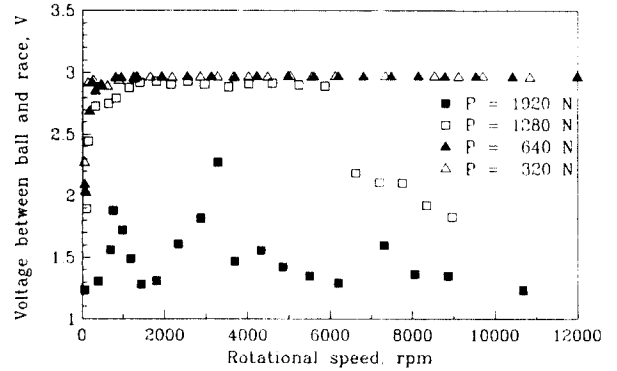


Fig. 7 Voltage between ball and races vs. rotational speed for various thrust load (oil quantity $Q=0.14$ cc/h)

중이 1920 N의 경우는 1000 rpm 이상에서 윤막막에 의한 접촉면의 분리가 시작되었다.

Fig. 6은 오일 공급량 0.14 cc/h에서의 여러 축방향 하중에 대하여 축의 회전수 변화에 따른 마찰 토오크를 나타낸 것이다. 축방향 하중이 320 N의 경우 400 rpm 근처에서 피크 값을 보였으나 그 이상의 하중에서는 Fig. 4에서 나타난 저속에서의 피크 값은 거의 나타나지 않았다. 전체적으로 회전수의 증가에 대해 마찰 토오크 증가는 크지 않았으며 하중이 클수록 그 증가도 작았다. 이는 볼과 구름면 또는 리테이너 간의 오일의 비산이나 교반 저항이 줄어들었기 때문으로 생각된다. 저속 저하중에서의 오일량의 감소에 따라 토오크 피크 값이 줄어드는 것으로 보아 이 토오크의 피크 값은 오일이 과도 공급되었기 때문으로 보인다. Fig. 7은 Fig. 6의 같은 조건에 대한 볼과 구름면 간의 전위차를 나타낸 것이다. 하중이 320 N인 경

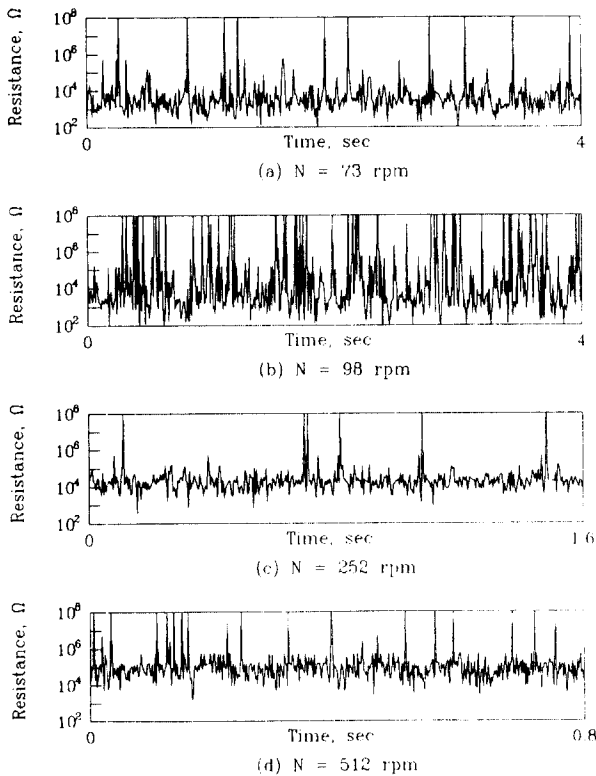


Fig. 8 Electrical contact resistance vs. time for various rotational speed (thrust load $P=1280$ N)

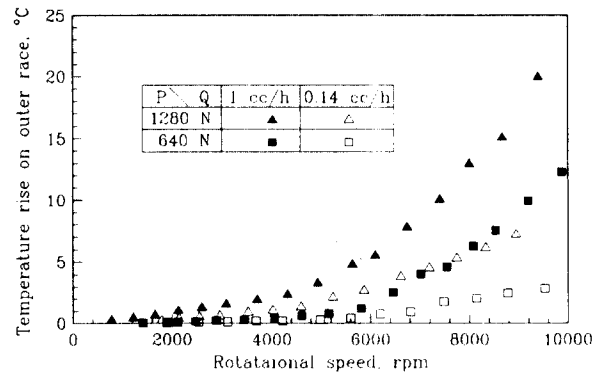


Fig. 9 Temperature rise vs. rotational speed for various load and oil quantity

우는 전영역에서 윤활막을 잘 형성하고 있으며 하중이 1280 N인 경우는 1500 rpm에서 유막이 완전 형성되었다. 그러나 6000 rpm 이후 급격히 유막이 줄어들었다. 그러나 이 때는 Fig. 6에서와 같이 마찰 토오크의 변동은 거의 없었다. 이는 국부적인 접촉만으로 전기접촉저항의 평균값은 크게 떨어질 수 있으나 접촉면의 대부분의 유막으로 분리되어 있기 때문으로 생각한다. 하중이 1920 N인 경우는 전 회전 구간에서 완전한 유막 형성이 이루어지지 않았다.

탄성유체 윤활상태에 있는 볼과 구름면의 저속에서의 부분적인 접촉을 일으키는데, 이러한 현상은 낮은 구름 속도로 인해 볼과 구름면 간의 동압이 발생이 충분치 않아 접촉면의 표면 거칠기 보다 충분히 큰 유막을 형성하지 못하였기 때문인 것으로 생각된다. 고속 고하중에서 윤활막 형성이 어려운 것은, 베어링의 회전으로 인한 공기의 난류로 인해 적절한 오일의 공급이 어려워진다. 볼이 구름면을 지나간 후의 남은 오일이 다음 볼의 윤활막 형성에 이용되는데 회전수가 빨라질수록 윤활막의 재형성이 시간이 짧아지고 볼이 구름 거리당 오일의 공급량도 작아지기 때문이다. 하중이 증가할수록 접촉 면압의 상승으로 유막도 얇아지게 되어 구름면을 지나가는 다음 볼의 유막형성을 연속적으로 나쁘게 한다.

Fig. 8은 축방향 하중이 1280 N이고, 오일 공급량이 1.0 cc/h일 때의 여러 회전수에 대하여 시간에 따른 볼과 구름면 간의 전기접촉저항값의 변화를 나타낸 것이다. 이 그림은 저속에서 완전 유체윤활상태가 되지 않는 경우에 있어서 회전수가 증가함에 따라 구름면의 전기접촉저항의 변화를 보여주고 있다. 회전수 73 rpm에서는 전기접촉저항은 평균 $10^3 \Omega$ 정도이고, 회전수 512 rpm에서는 평균 $10^5 \Omega$ 정도를 나타냈다. 이것은 회전수가 빨라질수록 동압에 의한 유막의 형성이 잘 이루어져 전기접촉저항이 증가하는 것을 알 수 있다. 그림에서와 같이 지속적으로 어떤 유막 두께를 가지고 있는 것이 아니라 부분적인 접촉 및 분리가 불규칙적으로 나타나고 있음을 알 수 있다.

Fig. 9는 여러 가지 오일 공급량과 축방향 하중에 대한 회전수에 따른 베어링 외륜의 온도상승을 나타낸 것이다. 오일 공급량이 1.0 cc/h인 경우가 0.14 cc/h인 경우보다 4000 rpm 이상에서 2배 이상의 높은 온도 상승을 나타냈다. 오일 공급량이 적은 경우는 낮은 온도상승을 나타냈지만, Fig. 7의 축방향 하중 1280 N일 때의 경우와 같이 적은 오일 공급량에서는 하중이 커지면 6000 rpm 이상인 회전수에서 부분적인 접

촉이 발생하며 유막파단을 일으키게 된다.

4. 결론

고속 앵귤러 콘택트 볼베어링의 마찰 특성 실험 장치를 통해 축방향 하중, 공급 오일량 및 회전수 변화에 대한 베어링의 마찰 토오크, 접촉면의 전기접촉저항 및 외륜의 온도상승 등의 측정 결과로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

축방향 하중 증가에 따라 마찰 토오크가 민감하게 증가하므로 베어링의 마찰 손실을 줄이기 위한 회전수에 따른 베어링의 적정 하중을 부과해야 한다.

저속에서는 윤활막이 충분히 형성되지 않으며, 하중이 증가할수록 동압 효과의 증가로 윤활막이 형성이 시작되는 속도가 높아진다. 같은 하중에서 대하여 오일 공급량을 적게 할 경우, 마찰 토오크를 크게 줄일 수 있으나 너무 과도한 하중이 작용할 경우에는 높은 속도에서도 유부족에 의한 윤활막 파단이 발생한다.

따라서, 고속 고마력 주축에 장착되는 고속 앵귤러 콘택트 볼베어링을 유체 윤활 상태로 장기간 운전하기 위해서는 축의 회전수 및 부과하중에 따른 적절한 오일 공급량의 설정이 필요하다.

참고문헌

- (1) M. Weck, A. Koch, "Spindle-Bearing System for High-Speed Applications in Machine Tools," *Annals of the CIRP*, Vol. 42, 1993, pp. 445-478.
- (2) T. Sawamoto Y. Morishita and H. Aramaki, "The Performance of Angular Contact Ball Bearing with Silicon Nitride Balls for Machine Tool Spindles," *Japanese Journal of Tribology*, Vol. 36, No. 5, 1991, pp. 527-539.
- (3) S. Aihara, "New Runing Torque Formula for Taper-ed Roller Roller Bearing Under Axial Load," *ASME Journal of Tribology*, Vol. 109, 1987, pp. 471-478.
- (4) T. Hatazawa, J. Kagami and T. Kawaguchi, "Friction Torque of Grease-Lubricated Thrust Cylindrical Roller Bearings," *Proceedings of the International Tribology Conference, Yokohama, 1995*, pp. 1315-1320.
- (5) H. Aramaki et al., "The Performance of Ball Bearings With Silicon Nitride Ceramic Balls in High Speed Spindle for Machine Tools," *ASME Journal of Tribology*, Vol. 110, 1988, pp. 693-698.
- (6) T. Murakami, "Measurement of Contact Phenomena," *Japanese Journal of Tribology*, Vol. 35, No. 11, 1990.