

# 고속 앵귤러 콘택트 볼베어링의 마찰 토크 및 윤활 특성

반종익 · 김경웅

한국과학기술원 기계공학과

## Characteristics of Friction Torques and Lubrication in High Speed Angular Contact Ball Bearings

Jong-Eok Ban and Kyung-Woong Kim

Department of Mechanical Engineering, KAIST

**Abstract**—Friction torques, electrical contact resistances and bearing temperatures were measured on high speed angular contact ball bearings for the spindle of machine tools. The test bearings ran with oil-air lubrication at the thrust loads from 320 N to 1920 N and at the rotational speed of up to 12000 rpm. Electrical contact resistances between balls and races were measured to evaluate the formation of the lubricant film in the contact area. The test results with sufficient lubrication showed that the variations of friction torques were sensitive to the thrust loads and the rotational speeds, and that the friction torques were higher than those with insufficient lubrication. With insufficient lubrication and high thrust loads, the collapse of the lubricant film was detected even at a high rotational speed. It was concluded that these high speed bearings to run in condition of fluid lubrication should require monitoring not only the temperature increase of the bearing but also the lubricant film formation in contact areas resulting from the change in the applied load and the lubricant amount.

**Key words**—ball bearing, friction torque, lubricant film, electrical contact resistance.

### 1. 서 론

최근 공구의 발달과 새로운 절삭 재질로 인해 기계 가공의 절삭속도 및 절삭력 증가의 필요성이 크게 대두되고 있다. 이러한 이유로 머시닝센터나 밀링머신과 같은 공작기계는  $dn$ 값이 100~200만, 절삭동력이 50 kW 또는 그 이상인 고속 고부하 성능을 갖는 주축-베어링 시스템이 요구되고 있다[1].

절삭속도가 고속화됨에 따라 주축용 구름베어링은 로울러베어링에서 고속 성능이 우수한 앵귤러 콘택트 볼베어링으로 바뀌고 있다. 앵귤러 콘택트 볼베어링의 볼은 베어링의 내외륜 구름면 사이에서 축방향 하중을 지지할 수 있도록 일정한 각도를 가지고 접촉하고 있는데, 구조상 많은 수의 볼을 장착할 수 있어 깊은 홈 볼베어링보다 상대적으로 높은 강성을 가진다.

또한 이 베어링은 소음이 적고 정밀도 및 고속 성능이 우수하여 공작기계의 고속 주축용 베어링으로 널리 사용되고 있다. 고속 주축용 앵귤러 콘택트 볼베어링은 다음과 같은 방법으로 성능을 향상시키고 있다.

첫째, 볼의 직경을 작게 하여 베어링에 많은 수의 볼을 장착하거나 세라믹과 같은 강성이 높은 재질을 사용하여 베어링의 강성을 높이고 있다. 직경이 작은 볼이나 비중이 낮은 세라믹 볼을 장착한 베어링은 고속 회전시 원심력이나 자이로스코프 모멘트와 같은 관성력이 작게 되어 베어링의 마찰손실을 줄인다[2].

둘째, 볼의 접촉각을 작게 한다. 베어링의 최고 속도가 높을수록 볼의 접촉각은 30도, 25도, 15도로 점차 작아지고 있고, 현재는 12도의 접촉각을 가진 베어링도 있다. 접촉각이 작은 베어링의 경우, 볼의 공전축과 자전축과의 어긋남이 작아 볼의 자이로스코프

모멘트에 의한 접촉면의 미끄럼 마찰을 줄일 수 있다.

셋째, 적절한 윤활 및 냉각 장치로 베어링의 온도 상승량을 줄여 최고 운전속도의 증가 및 주축의 열변형을 방지한다. 공작기계의 윤활방식은 오일 급유 윤활 또는 그리스 윤활이 많이 사용하고 있는데, 최근 고속용 베어링에는 접촉면의 유막을 유지하기 위한 최소한의 윤활유를 공급하는 오일-에어 윤활방식이 많이 사용되고 있다. 이 윤활방식은 윤활유 비산이나 교반으로 인한 마찰 저항을 작게 하여 고속에서 베어링의 온도 상승량을 크게 줄일 수 있다.

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

첫째, 장시간 운전되는 볼엔드밀 또는 드릴 가공 공정에서는 베어링에 축방향 하중이 크게 작용한다. 접축각이 작은 베어링에서는 이러한 축방향 하중에 대해 경방향 하중이 크게 증가하게 된다. 이로 인하여 볼과 구름면 간의 접촉압력 및 접촉면적이 커지게 된다. 선접촉을 하는 로울러베어링의 경우 마찰 토크는 구름저항에 의해 주로 지배받기 때문에 하중에 대해 0.3에서 0.5 승 정도로 증가한다고 보고하고 있다[3-4]. 그러나 볼베어링은 하중이 증가함에 따라 접축부의 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. 하중이 증가됨에 따라 이 타원의 장방향 길이와 곡률이 증가되어, 이로 인한 접촉면에서의 주축차가 발생하여 미끄럼 마찰이 증가하게 된다.

둘째, 공작기계 주축의 고속 한계는 마찰로 인한 베어링의 발열량으로 결정되는데, 주로 외륜온도 상승량을 검출하여 베어링 시스템의 고속성능을 평가하고 있다.[5] 오일-에어 윤활 방식을 사용하는 고속 구름 베어링에는 발열을 줄이기 위해 최소한의 윤활유를 공급하는데, 고속 운전시 윤활유 공급 노즐에서 발생하는 공기의 난류로 인하여 윤활 위치까지 윤활유 공급이 어렵게 되고, 또한 접촉면에서의 높은 접촉압력으로 유막형성이 불충분하여 베어링의 손상을 가져온다.

이상에서 고속 앵글러 콘택트 볼베어링은 축방향 하중에 대해 높은 마찰 토크를 발생시키며, 높은 접축압력 및 고속회전으로 인하여 접촉면에서의 유막 파

손을 일으킬 수 있다. 그러나 지금까지 많이 사용되어 온 베어링 외륜의 온도 검출로써는 이러한 고속 고하중 영역에서 운전되는 베어링의 윤활특성을 규명하기 어렵다. 따라서 본 연구에서는 오일-에어 윤활하의 앵글러 콘택트 볼베어링에 있어서, 여러가지 축방향의 하중과 윤활량의 변화에 대하여 회전속도에 따른 베어링의 마찰 토크와 베어링의 온도 변화를 측정하고, 또한 회전속도, 하중 및 윤활량의 변화가 베어링 접축부에서의 유막 형성에 어떠한 영향을 미치는가를 알아보고자 한다.

## 2. 실험

### 2-1. 실험 장치

일반적으로 베어링의 마찰 토크를 측정하는 방법은 크게 두 가지가 있는데, 시험 베어링이 장착된 주축의 하우징을 고정하고 주축과 구동 모터 사이에 토크 게이지를 연결하여 측정하는 방법과 축을 보조 베어링에 고정하고 하우징의 회전을 구속하여 토크를 측정하는 방법이 있다. 본 측정 장치는 후자의 방법인 하우징의 회전을 구속하는 방법을 택하였다.

Fig. 1은 앵글러 콘택트 볼베어링의 마찰 토크 측정 장치에 대한 개략도이다. 외륜을 통한 축방향의 압축 하중을 가하기 위해 시험 베어링인 앵글러 콘택트 볼베어링의 배열을 정면배열 방식으로 하였다. 이러한 배열 방식은 축의 구조를 단순하게 할 수 있고, 베어링 너트가 불필요하므로 베어링 내륜의 설치 오차를 거의 없앨 수 있다. 베어링의 내륜과 축은 4  $\mu\text{m}$  씬새, 외륜과 하우징은 6  $\mu\text{m}$  씬새로 장착되어 있으며, 하우징 및 축의 동심도, 직각도 및 원통도는 모두 2  $\mu\text{m}$  이내로 하였다.

시험 베어링의 두 외륜은 각각 고정 하우징과 가동 하우징에 장착되고, 나사와 에어 실린더로 두 하우징의 양단 거리를 줄이는 방법으로 시험 베어링에 축방향 하중을 가하였다. 두 베어링 간의 동축도를 유지하기 위해 가동 하우징은 이중으로 된 안내 원판에 고정하였다. 운전시 베어링의 축방향의 흔들림 운동을 흡수하기 위해 베어링과 에어 실린더 사이에 판 스프링을 설치하였다. 베어링과 하우징 사이의 마찰력에 의한 축방향 하중의 측정오차를 줄이기 위해 두 하우징 사이에 축방향 하중 측정용 스트레인 게이지를 설치하였다.

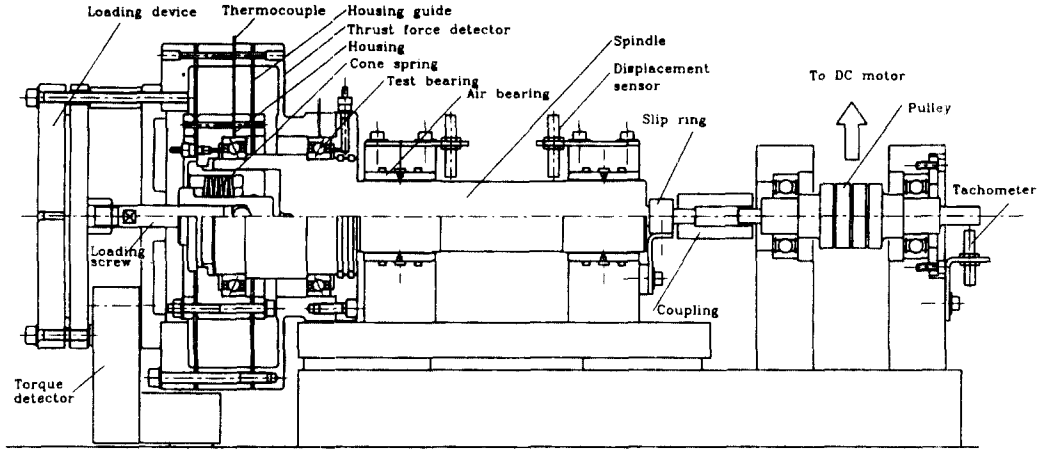


Fig. 1. Schematic diagram of the experimental setup.

베이스와 축 간의 절연 및 지지베어링에 의한 열발생을 없애기 위해 두 개의 에어베어링으로 축을 지지하였고, 축과 에어베어링의 접촉을 접촉여부를 관찰하기 위해 변위센서를 설치하였다. 하우징의 회전방향 자유도를 토크 게이지로 구속하였다.

볼과 내외륜 사이의 유막 형성을 알아보기 위해 축에 부착된 슬립링을 통해 축과 하우징 사이의 전기접촉저항을 측정하였다. 가변속 직류모터의 동력을 펄스 벨트 풀리기구와 전기적으로 절연된 카플링을 이용하여 시험베어링이 장착된 축으로 전달시켰다.

윤활 방법은 고속용 구름베어링에 널리 사용되고 있는 오일-에어 윤활방식을 사용하였다. 이 윤활방식에서는, 정확하게 계측된 윤활유가 주어진 간격으로 파이프 계통으로 주유되며, 이 윤활유는 압축공기에 의해 각 베어링에 연속적으로 공급된다. 오일 운송에 사용되는 압축공기는 베어링을 냉각시켜 주며 또한 높은 공기 압력으로 베어링 외부로부터의 오염물질 유입을 막아 준다. 오일 공급 노즐의 분사에 의한 편하중을 제거하기 위해 베어링 한 개당 두 개의 노즐을 사용하였다.

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

Fig. 3은 볼과 구름면 간의 유막 형성을 알아보기 위한 전기접촉저항 측정방법을 나타낸 개략도이다. 탄성유체 윤활상태에서 볼과 구름면 간의 충분한 유막이 형성되면 두 면은 분리되어 전기접촉저항은 아

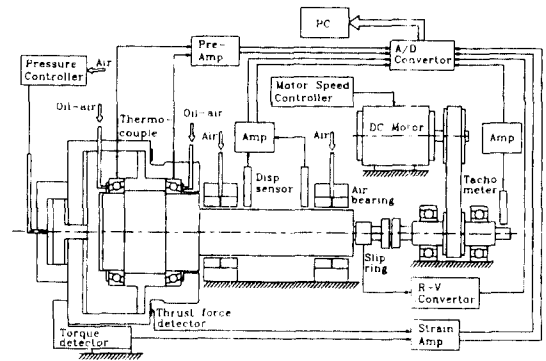


Fig. 2. Schematic diagram of the measuring system.

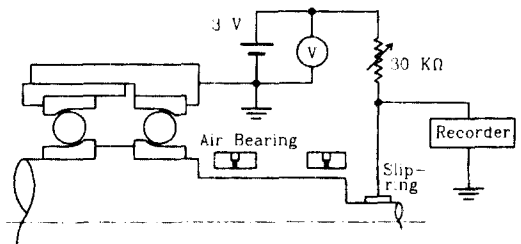


Fig. 3. Circuit of electrical contact resistance measurement.

주 커진다. 탄성유체윤활 하에서의 유막의 전기접촉저항은 수 MΩ 또는 그 이상이다. 경계윤활에서의 두 도체의 접촉 정도는 전기접촉저항을 측정함으로써 어느 정도 평가될 수 있으나, 실제적인 유막 두께에 대한 평가는 어렵다[6]. 그림과 같은 회로에서는 유막의 두께가 커질수록 축과 하우징 간의 전위차는 3 Volt

에 가까워진다. 볼과 구름면 간의 거리가 아주 가까워지거나 부분적인 접촉이 시작되면 전기접촉저항이 줄어들게 되어 축과 하우징 간의 전위차는 0 Volt에 가까워진다.

시험 베어링은 NT40 공구를 사용하는 고속용 머시닝센터나 밀링머신의 주축 선단부 베어링으로 많이 사용되는 71913 계열의 조립치수를 갖는 앵글러 콘택트 볼베어링으로, 볼의 직경이 5.556 mm, 접촉각이 15°인 32개의 스틸 볼을 갖는 고속 주축용 정밀 베어링이다.

## 2-2. 실험 방법

본 실험은 축방향 하중과 윤활량 변화에 따른 볼베어링의 마찰 토크, 베어링 외륜온도 및 전기접촉저항을 측정한다.

축방향의 하중 부가 방법은 베어링에 정압 예압을 가하는 방식과 같다. 축방향 하중은 320 N (볼 개당 10 N)에서 1920 N (볼 개당 60 N)까지의 4 단계로 가하였고, 윤활량은 베어링당 1.0 cc/h에서 0.14 cc/h까지 공급하였다. 일정한 하중에 대하여 축의 회전수를 저속에서부터 고속으로 증가시키면서 마찰 토크와 전기접촉저항 및 온도 등을 측정하였다. 이때 마찰 토크는 베어링 한 개당 값으로 환산하였다.

축의 회전수를 12,000 rpm에서 하중이 1280 N을 가한 후, 점차 유막이 파단 되는 지점까지 윤활량을 줄였다. 전 단계에서의 공급한 윤활유의 영향을 줄이기 위해 각 윤활유 공급단계 마다 1000 rpm에서 30분씩 준비 운전을 하였다. 각 단계마다 마찰 토크와 베어링 외륜 온도 및 전기접촉저항 등을 측정하였다.

## 3. 결과 및 고찰

Fig. 4는 윤활량 1.0 cc/h에서의 여러 가지 축방향 하중에 대하여 축의 회전수 변화에 따른 베어링 한 개당 마찰 토크를 나타낸 것이다. 마찰 토크는 하중이 증가할수록 하중 증가비 또는 그 이상의 비로 급격히 증가하였다. 회전수 800 rpm 근처에서 마찰 토크의 피크 값을 나타내었고, 4,000 rpm부터 회전수의 증가에 따라 마찰 토크가 증가하였다. 고속영역에서는 회전수 변화에 대한 마찰 토크 증가폭은 하중이 증가할수록 줄어들었다.

Fig. 5는 Fig. 4와 같은 조건에 대한 볼과 구름면 간의 전위차를 나타낸 것이다. 축방향 하중이 320 N인

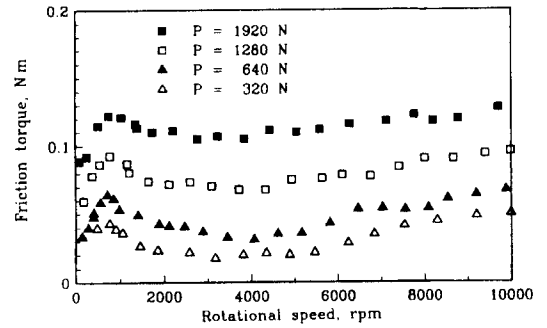


Fig. 4. Friction torque vs. rotational speed for various thrust load (lubricant amount  $Q=1.0$  cc/h).

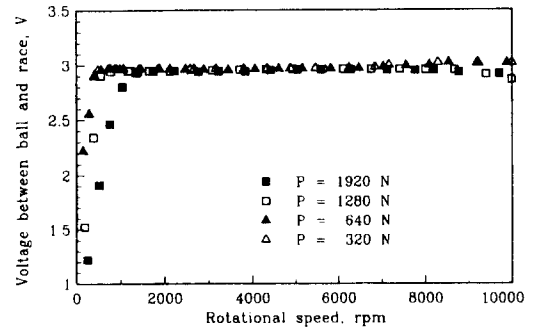


Fig. 5. Output voltage between ball and races vs. rotational speed for various thrust load (lubricant amount  $Q=1.0$  cc/h).

경우는 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. 축방향 하중이 1920 N의 경우는 1000 rpm 이상에서 접촉면의 분리가 시작되었다.

Fig. 6은 윤활량 0.14 cc/h에서의 여러 축방향 하중에 대하여 축의 회전수 변화에 따른 마찰 토크를 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 토크 증가는 크지 않았으며 하중이 클수록 그 증가폭도 작았다. 이는 볼과 구름면 또는 리테이너 간의 윤활유의 비산이나 교반 저항이 줄어들었기 때문이다. 저속 저하중에서의 윤활량의 감소에 따라 토크 피크 값이 줄어드는 것으로 보아 Fig. 4에서 토크의 피크가 발생

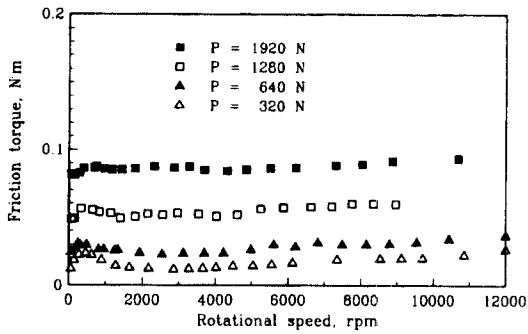


Fig. 6. Friction torque vs. rotational speed for various thrust load (lubricant amount  $Q=0.14$  cc/h).

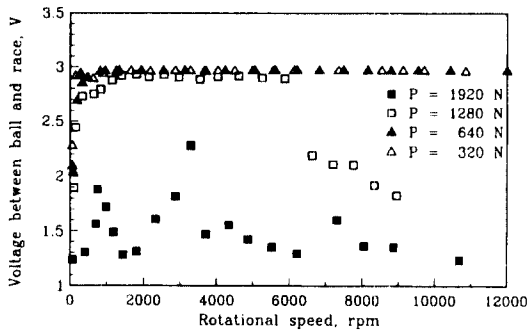


Fig. 7. Output voltage between ball and races vs. rotational speed for various thrust load (lubricant amount  $Q=0.14$  cc/h).

하는 것은 회전수에 비해 과도하게 공급된 윤활유에 의해 나타난 것임을 알 수 있다.

Fig. 7은 Fig. 6과 같은 조건에 대한 볼과 구름면 간의 전위차를 나타낸 것이다. 하중이 320 N인 경우는 전 영역에서 유막을 잘 형성하고 있으며 하중이 1280 N인 경우는 1500 rpm에서 유막이 완전히 형성되었고, 6,000 rpm 이후부터 유막 두께가 급격히 줄어들었다. 그러나 이 때는 Fig. 6에서와 같이 마찰 토크의 변동은 거의 없었다. 하중이 1920 N인 경우는 대부분의 회전수 구간에서 유막과단이 일어났다. 이와 같이 전 위치의 변화가 마찰토크에 영향을 주지 않는 것은, 전기 접촉저항의 평균값이 볼과 구름면 도체 간의 국부적인 접촉으로 크게 낮아질 수 있으나 대부분의 접촉면이 유막으로 분리되어 있기 때문이다.

탄성유체 윤활상태에 있는 볼과 구름면은 저속에서의 부분적인 접촉을 일으키는데, 이것은 볼과 구름면 간의 접촉압력에 비해 유체동압이 작아 접촉면의 표면 거칠기에 비해 충분히 두꺼운 유막 형성되지 않았

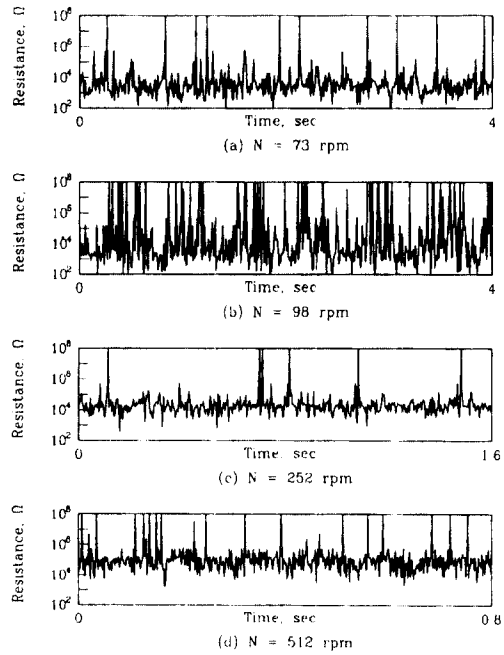


Fig. 8. Time history of electrical contact resistance for various rotational speed (thrust load  $P=1280$  N, lubricant amount  $Q=1.0$  cc/h).

기 때문이다. 고속 고하중에서 유막 형성이 어려운 것은, 베어링의 고속 회전시 발생하는 공기의 난류로 인하여 윤활유가 충분히 공급되지 못하고, 높은 볼의 구름속도로 인해 볼의 구름 거리 당 윤활유의 공급량이 상대적으로 작아지고, 볼과 구름면 사이의 유막 재형성 시간이 짧아지기 때문이다.

Fig. 8은 축방향 하중이 1280 N이고, 윤활량이 1.0 cc/h일 때의 여러 가지 회전수에 대하여 시간에 따른 볼과 구름면 간의 전기접촉저항의 변화를 나타낸 것이다. 저속에서 경계유체윤활상태부터 고속의 유체윤활 영역까지 회전수가 증가함에 따라 구름면의 전기 접촉저항이 증가하였다. 회전수 73 rpm에서는 전기 접촉저항은 평균  $10^3 \Omega$  정도이고, 회전수 512 rpm에서는 평균  $10^5 \Omega$  정도를 나타냈다. 1000 rpm 이상에서는  $10^8 \Omega$  이상이었다. 이것은 회전수가 빨라질수록 동압에 의한 유막의 형성이 잘 이루어져 전기접촉저항이 증가하였기 때문이다. 그림에서와 같이 지속적으로 어떤 유막 두께를 가지고 있는 것이 아니라 부분적인 접촉 및 분리가 불규칙적으로 나타나고 있음을 알 수 있다.

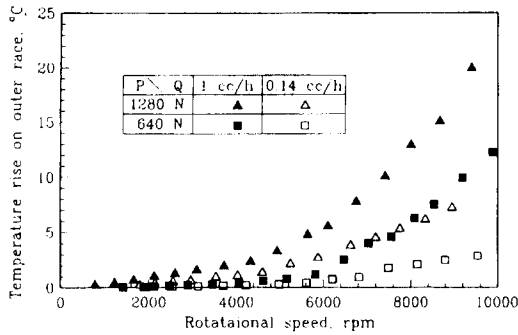


Fig. 9. Temperature rise vs. rotational speed for various load and lubricant amount.

Fig. 9는 여러 가지 윤활량과 축방향 하중에 대한 회전수에 따른 베어링 외륜의 온도상승량을 나타낸 것이다. 윤활량이 1.0 cc/h인 경우가 0.14 cc/h 인 경우보다 4,000 rpm 이상에서 2배 이상의 높은 온도 상승을 나타냈다. 윤활량이 적은 경우는 온도상승량이 낮게 나타났지만, Fig. 7의 축방향 하중 1280 N일 때의 결과와 같이 윤활량이 적고 하중이 큰 경우는 6,000 rpm 이상의 회전수에서 부분적인 접촉이 발생하여 유막파단을 일으키게 되므로, 유막을 유지하면서 온도상승량을 낮게 할 수 있는 적절한 윤활량의 선정이 필요하다. 외륜온도 상승량은 윤활량 및 하중의 크기에 영향을 크게 받지만, 그것으로 불과 구름면 간의 윤활 상태를 판정하는 것은 어렵다.

#### 4. 결 론

고속 앵귤러 콘택트 볼베어링의 마찰 및 윤활 특성 시험 장치를 이용하여, 축방향 하중, 윤활량 및 회전수 변화에 대한 베어링의 마찰 토크, 접촉면의 전기접촉저항 및 외륜의 온도 등의 측정 결과로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

오일-에어 윤활 하에서 베어링의 마찰 토크는 축방향 하중의 증가에 따라 민감하게 변화하였다. 따라서 베어링의 마찰 손실열에 의한 허용 회전수는 베어링에 부가되는 하중에 크게 지배되었다.

구름베어링도 유체베어링과 같이 저속에서는 유막이 파단되는 현상이 관찰되었으며, 하중이 증가할수록

유막 형성이 시작되는 회전수가 높아졌다. 같은 하중에 대하여 윤활량을 적게 할 경우, 마찰 토크와 온도 상승량은 크게 줄일 수 있으나 너무 과도한 하중이 작용할 경우에는 높은 속도에서도 유막이 파단되었다.

일반적으로 고속 주축의 고속 한계 판정에 많이 사용되는 베어링 외륜온도 상승량에 의하여 고속 고하중용 주축 베어링의 고속한계를 평가하는 것은 접촉면에서의 유막파단의 위험성을 초래할 수 있다. 따라서, 주축용 고속 앵귤러 콘택트 볼베어링을 유체 윤활 상태로 장기간 운전하기 위해서는 베어링의 온도뿐만 아니라 축의 회전수, 부가하중 및 윤활량에 따른 베어링의 유막의 형성에 대한 관찰이 필요하다.

본 실험에 사용된 시험 베어링은 머시닝센터나 밀링머신의 고속 주축에서 가장 많이 사용되는 크기이므로 측정된 여러 결과치는 주축 설계 및 운전조건을 결정하기 위한 자료로 활용될 수 있다.

#### 참 고 문 헌

1. M. Weck, A. Koch, "Spindle-Bearing System for High-Speed Applications in Machine Tools," *Annals of the CIRP*, Vol. 42, pp. 445-478, 1993.
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, pp. 527-539, 1991.
3. S. Aihara, "New Running Torque Formula for Tapered Roller Bearing Under Axial Load," *ASME Journal of Tribology*, Vol. 109, pp. 471- 478, 1987.
4. T. Hatazawa, J. Kagami and T. Kawaguchi, "Friction Torque of Grease-Lubricated Thrust Cylindrical Roller Bearings," *Proceedings of the International Tribology Conference*, Yokohama, pp. 1315-1320. 1995.
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, pp. 693-698, 1988.
6. T. Murakami, "Measurement of Contact Phenomena," *Japanese Journal of Tribology*, Vol. 35, No. 11, 1990.