

# 축방향 하중을 받는 앵글러 콘택트 볼베어링의 수명특성에 관한 실험적 연구

황 평\*, 권 성 인\*\*

영남대학교 공과대학 기계공학부\*, 영남대학교 대학원\*\*

## ABSTRACT

The new trends in main spindle design of Machining Center are focused on high-speed, high-precision and high-stiffness. As a main spindle bearing, the angular-contact ball bearing is well used. A rolling bearing is usually only a small part of a larger mechanical system, but its performance can have a great influence on the functioning of the whole machine. This work is about fatigue life tester design and monitoring of defected rolling-element bearings. The major work is done via experiments and the vibration signal is analysed by means of frequency spectrum technique. By analyzing the frequency spectrum, it is possible to view the condition of the bearings.

Key Words : Angular contact ball bearing, Fatigue life, Bearing frequencies, Condition of the bearings

## 1. 서 론

생산성의 향상, 또는 가공 조건의 최적화에 의한 가공 정밀도 및 생산된 제품의 정밀도의 향상 등의 필요성으로부터 머시닝 센터에 있어서 고속화 경향이 최근에 더욱 커지고 있다. 또한 고속회전에 따른 고강성의 필요성이 증대하게 되고, 고속회전에 따른 진동이나 소음이 작업장의 환경 조건 및 기계 운용자의 안전성에 대해 큰 영향을 미칠 수가 있다.

앵글러 콘택트 볼베어링을 사용하는 머시닝 센터의 주축은 고강성을 얻기 위하여 축 방향으로 일정한 예압을 주게 되며, 이 예압으로 인해 축방향 하중이 주어지게 되고 전체 시스템의 동적 특성 또한 변화하게 된다[1-5]. 따라서 예압량과 수명과의 관계를 구하여, 소기의 강성과 수명을

구하는 것이 필요하며 축방향 하중으로 인한 베어링 수명의 예측이 필요하다.

회전기계에 있어서 결함은 베어링의 결함 때문인 경우가 많다. 느낌이나 온도로 베어링의 이상을 초기 단계에서 판단하기에는 불충분하며, 이러한 단점을 보완하기 위해서는 더 넓은 주파수 영역에서 관찰할 필요성이 있으며 이를 통해 베어링의 결함을 초기에 판단할 수가 있다. 보다 정확한 베어링 결함의 진단을 위하여 주파수 영역의 신호 분석과 동시에 시간 영역에서의 신호 분석을 겸하는 것이 필요하다[6-9].

본 연구에서는 앵글러 콘택트 볼베어링에 대해 축방향 하중에 따른 베어링의 발생 주파수를 분석함으로써 주어지는 하중이 전체 축계에 미치는 영향을 알아보고 베어링의 수명예측을 위한 기본적인 데이터를 얻으려 한다.

## 2. 베어링의 진동 및 진단

Fig. 1은 주축에 조립 사용되고 있는 앵글러 콘택트 볼베어링의 기하학적 형상을 나타내고 있다.

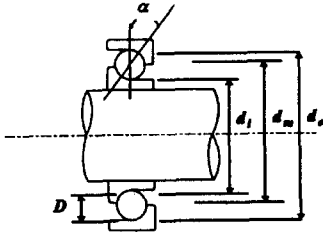


Fig. 1 Geometry of angular contact ball bearing

베어링에 결함이 발생할 경우 베어링은 그 특성 주파수를 발생시킨다. 이 주파수는 베어링의 기하학적 형상과 축의 회전속도에 밀접한 관계를 가지고 있다. 베어링의 내륜이 축에 고정되어 축과 함께 회전하고 외륜은 하우징에 의해 고정되어 있을 경우, 베어링의 특성 주파수들은 다음과 같이 표현할 수 있다[6].

$$FTF = \frac{\Omega}{2} \left( 1 - \frac{D}{d_m} \cos \alpha \right) \quad (1)$$

$$F_{br} = \frac{d_m}{2D} \Omega \left\{ 1 - \left( \frac{D}{d_m} \right)^2 \cos^2 \alpha \right\} \quad (2)$$

$$F_{or} = \frac{N}{2} \Omega \left( 1 - \frac{D}{d_m} \cos \alpha \right) \quad (3)$$

$$F_{ir} = \frac{N}{2} \Omega \left( 1 + \frac{D}{d_m} \cos \alpha \right) \quad (4)$$

여기에서,  $D$  : 전동체의 직경(mm),  $d_m$  : 베어링의 피치 직경(mm),  $\Omega$  : 내륜의 회전속도(Hz),  $\alpha$  : 접촉각(degree),  $N$  : 전동체의 수,  $FTF$  : 전동체의 결함에 의해 발생하는 주파수,  $F_{br}$  : 전동체의 결함에 의해 발생하는 주파수,  $F_{or}, F_{ir}$  : 외륜 및 내륜의 결함에 의해 발생하는 주파수이다.

위의 베어링의 결함에 대한 특성 주파수 계산식은 축 방향 하중이 작용하지 않는다는 가정과 접촉각이 일정하다는 가정이 포함되어 있다. 그러나 앵글러 콘택트 볼베어링의 경우 실제적인 작동은 축 방향 하중을 받으며 축의 회전에 따라서 접촉각이 변한다. 이러한 이유로 계산상의 주파수와 실제 측정된 주파수 사이에는 수 Hz의 차이가 일어나며 회전속도에 관한 성분의 영향으로 sideband가 나타난다. 또 볼베어링에서의 결함은 베어링의 형상 치수와 회전속도에 의해 주어질 반복적인 주파수로서 일련의 burst를 나타낸다.

베어링의 고장 진단을 위해서는 시간 영역에서의 신호처리와 주파수 영역의 신호처리를 병행하는 것이 정확한 진단에 효과적이다. 기계에 설치된 센서로부터 받아들여진 신호에 대해 시간 영역에서의 신호처리를 통해 얻을 수 있는 고장 진단용 변수로서는 절대 평균값(absolute mean value), 피크값(peak-to-peak value), 평균 제곱근(root mean square, RMS), 첨도(kurtosis), 파고율(crest factor) 등이 있다.

주파수 영역에서의 신호의 해석은 시간 영역에서의 신호를 주파수 영역으로 변환시키는 방법을 사용하며 signal enhancement(or synchronous time averaging, history ensemble averaging), waterfalls(RPM spectral maps), Campbell diagram, cepstrum analysis 등을 사용한다.

## 3. 실험

### 3.1 실험장치

Fig. 2는 베어링의 수명 및 결함을 시험하기 위한 실험 장치의 개략도를 보여 준다. 이 장치에서 축은 모터에 직결로 연결되어 있으며 시험 베어링은 주축에 체결되어지게 된다. 또한 축방향의

하중을 측정하기 위해 로드 셀을 사용하였으며 베어링의 외륜으로부터 진동에 대한 신호를 직접 받아들이기 위해 베어링 하우징에 구멍을 뚫고 변위센서를 설치하였다. 베어링이 하우징에 의해 고정되어 있으며, 시험시에 윤활을 시키도록 설계되었다.

이 실험기에 적용된 윤활방법은 오일-에어 윤활방식으로 고속회전에 아주 적합한 윤활방법이다. 베어링에 공급되어야 할 윤활유 양에 대한 지침값은 다음식으로 산출한다.

$$Q = q dB \times 10^{-2} \text{ (mm}^3/\text{hr)} \quad (5)$$

$q$  : 베어링 형식계수

베어링 형식계수는 로울러 베어링의 경우에는 1~2를 사용하고, 일반 볼베어링의 경우에는 2~3을 사용한다. 고속으로 회전하는 앵글러 콘택트 볼베어링인 경우에는 20 정도를 추천하고 있다.  $d$ 는 베어링의 내경을,  $B$ 는 베어링의 폭을 나타낸다. 본 실험에서는 베어링 형식계수를 20으로 사용하여 계산하였으며 이러한 경우 추천되는 윤활유량은 시간당 0.224 cc 이나 실험상으로는 시간당 0.27 cc가 공급된다. 분무 회수는 시간당 50회로 조정되어 있다.

이 실험 장치의 주축은 3593 rpm으로 회전한다. 실험에 사용된 시험 베어링인 앵글러 콘택트 볼베어링 SKF 71914CDGA/P4A의 기하학적 형상에 관한 수치는 다음과 같다.

- Bearing inner ring diameter :  $d_i = 75.63\text{mm}$
- Bearing outer ring diameter :  $d_o = 94.45\text{mm}$
- Ball diameter :  $D = 9.51\text{mm}$
- Contact angle :  $\alpha = 15^\circ$
- Number of balls :  $N = 24$

일반적인 경우 베어링 하우징을 통해 베어링

결함을 진단하지만 여기서는 베어링 외륜에 직접 센서를 설치하여 진동 신호를 검출할 수 있도록 하였다. 베어링 외륜의 수평 및 수직 방향에 설치된 변위 센서로부터 받아들여진 신호는 스펙트럼 분석기와 데이터 인터페이스 장치를 통해 컴퓨터로 보내어진다. 이 신호들은 컴퓨터와 스펙트럼 분석기에 베어링의 상태에 따라 특정 주파수들을 출력하고, 또 이를 관찰함으로써 베어링의 상태를 관찰할 수 있도록 하였다. 축의 회전속도 및 위상각의 측정을 위해 키플링 앞쪽에 키 홈을 설치하고 Keyphasor를 측정할 수 있도록 하였다.

Photo. 1은 실험장치의 구성을 촬영한 사진이다. 왼쪽 부분이 실험장치이며 중앙은 데이터의 수집, 저장, 분석을 위한 장비들로 구성되어 있다.

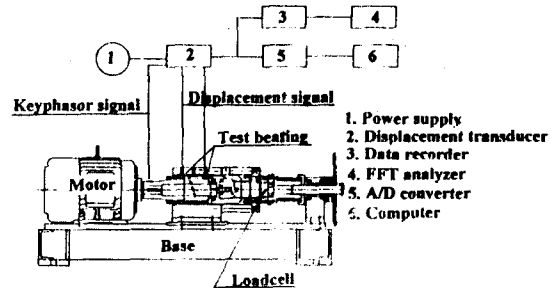


Fig. 2 Bearing fatigue life test apparatus

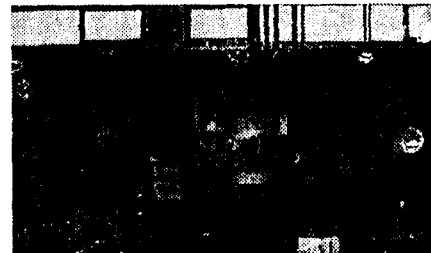


Photo. 1 Experimental system set up

본 연구에서는 회전체 진단 프로그램을 사용하여 기본적으로 waterfall을 관찰하며 시간에 따른

진폭 크기의 변화를 관찰하고 동시에 스펙트럼분석기를 이용해 power spectrum 을 이용하여 베어링 특성 주파수들의 변화를 관찰하는 방법을 사용하였다. 실험 결과에서 설명되는 시간에 따른 진폭의 변화를 그린 trend plot 은 베어링 결함의 발생 또는 결함의 진전과 함께 진폭의 크기가 크게 변하게 된다. 단지 trend plot 만을 사용할 경우 베어링에 의한 결함인지 다른 요인에 의한 것인지 판단하기에는 곤란하며 이러한 점을 보완하기 위하여 베어링의 특성 주파수를 관찰 할 수 있는 power spectrum 을 동시에 관찰한다.

### 3.2 실험결과

Fig. 3 은 회전속도 3593rpm 에서 시험 베어링 (71914CDGA/P4A)의 주파수 스펙트럼을 보여 준다. 이 작동 속도에서 베어링의 특성 주파수들은 다음과 같이 계산된다.

Cage defect frequency :  $FTF = 26.73\text{Hz}$

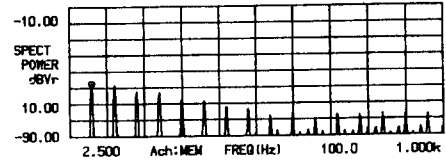
Ball defect frequency :  $F_{bs} = 268.1\text{Hz}$

Outer race defect frequency :  $F_{or} = 642.12\text{Hz}$

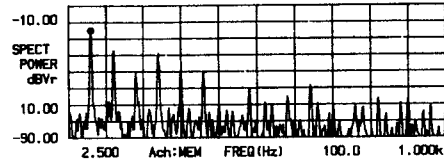
Inner race defect frequency :  $F_{ir} = 795.48\text{Hz}$

Fig. 3 은 오일-에어 윤활이 이루어지는 상태이며 주축의 회전속도는 3593rpm 이다. (a)에서 (c)로 시간이 경과함에 따라 정상적인 경우에는 나타나지 않던 낮은 크기의 진동 성분들이 나타남을 볼 수 있다. 또한 결함이 발생하거나 기타의 이상이 발생할 경우 전체적인 진동의 크기도 증가함을 알 수 있으며 어느 정도의 시간이 경과하면 이러한 진동은 다시 그 크기가 줄어들어져 나타남을 볼 수 있었다. 또한 (b)에서 보이기 시작한 주파수 스펙트럼은 반복적으로 나타나 보이며 시간영역에서도 이러한 현상을 볼 수 있었다. 시간 영역

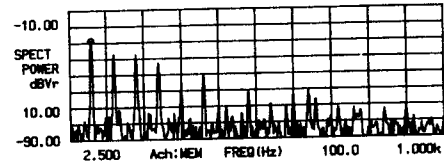
에 대한 그림은 Fig. 4 에 보여진다.



(a) Revolution time : 60 hours

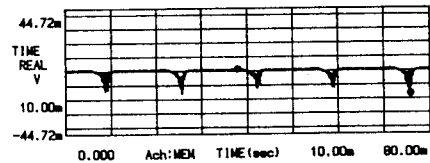


(b) Revolution time : 226 hours

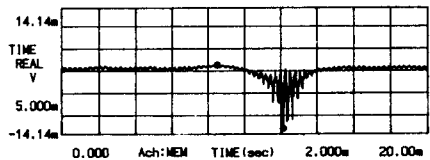


(c) Revolution time : 244 hours

**Fig. 3 Vibration spectrum of an SKF 71914 CDGA/P4A angular contact ball bearing under thrust load 500kg at rotational speed 3593rpm**



(a)



(b)

**Fig. 4 Time base plot of a defected bearing**

Fig. 4 의 (a), (b)는 결함이 발생하였다고 판단되

는 시기 이후에 시간 영역에서 신호를 보여주고 있으며 (b)는 (a)의 일부분을 확대한 것이다. 정상적인 베어링의 경우, 이와 같은 반복적이고 충격과 같은 신호는 나타나지를 않았다.

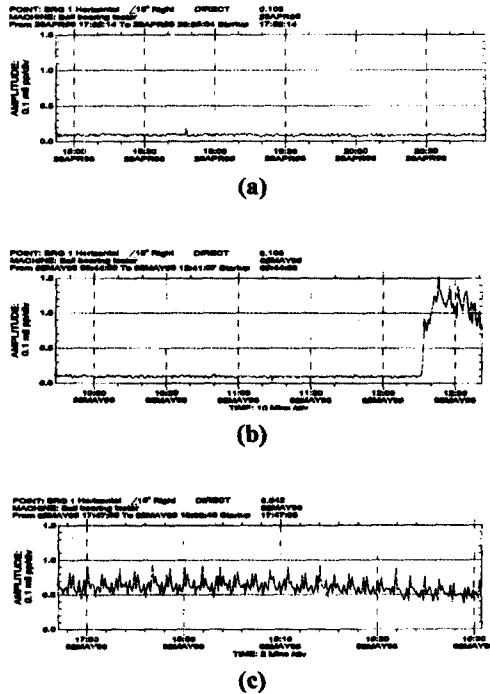


Fig.5 Trend plot of an SKF 71914CDGA/P4A bearing under thrust load 500kg (3593rpm)

Fig. 5 는 회전체 진단 프로그램을 이용하여 얻은 시간의 경과에 따른 진동의 크기를 보여주고 있다. Fig. 5 (a)는 정상적인 베어링의 작동에 대한 진폭의 크기 변화를 보여주고 있으며 (b)의 경우 trend plot 의 후반부에서 갑자기 진폭이 증가하는 현상을 볼 수 있다. 이 시기가 베어링의 결함이 발생한 시기로 판단되며 이 때에 주파수 스펙트럼은 Fig. 3 의 (b)로 나타난다. 또한 이 시기가 지난 이후 결함의 초기에 비해 진동의 크기는 줄어들었으나 크기의 변화는 매우 심하게 나타난다.

이러한 상태에 대한 그래프가 Fig. 5 (c)이다.

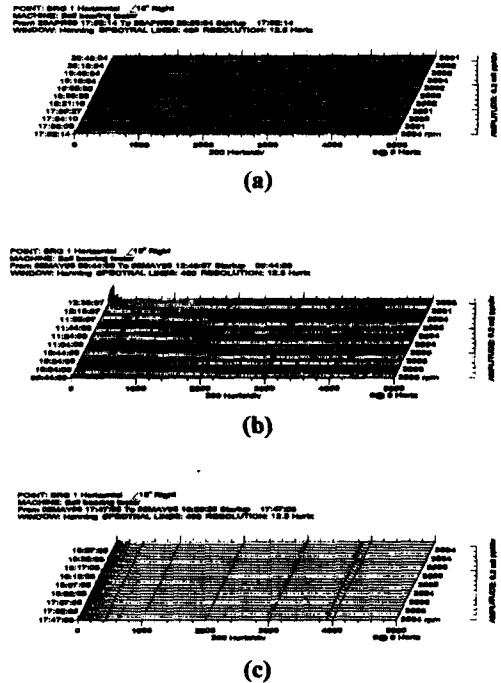
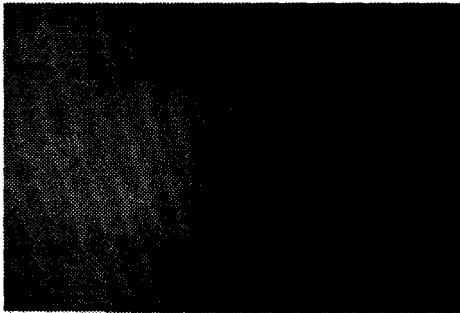


Fig. 6 Waterfall plot of an SKF 71914CDGA/P4A bearing under thrust load 500kg (3593rpm)

Fig. 6 은 정상적인 베어링으로부터 결함이 발생한 이후까지의 베어링의 상태를 보여주는 waterfall plot 이다. 데이터는 Fig. 5 와 동일하며 이 그래프에서도 (b)의 후반부에 나타나는 현상을 주목해 볼 필요가 있다. 이 그래프를 통해 볼 때 베어링의 결함과 함께 베어링의 고유 기능 중의 하나인 축의 지지 및 회전에 중대한 문제가 발생함을 알 수 있다. 축의 불균형 및 불정렬로 인해 많이 발생하게 되는 회전속도에 동기 성분인 1X 및 2X 성분의 크기가 매우 증가하였고 그래프 상으로 잘 나타나지는 않지만 1X 이하의 성분에 대한 진폭도 매우 증가하였음을 볼 수 있었다. 1/2X 성분의 증가는 이론적으로 불의 회전이 축의 회전의 1/2 에 해당하고 또 리테이너의 결함 주파수가

항상 회전속도의 1/2 근처의 주파수를 갖기 때문인 것으로 판단된다.

Photo. 2 는 축 회전속도 3593rpm, 축방향 하중 500kg 하에서 시험베어링이 214 시간 회전하는 동안 오일 배출구를 통해 나온 오일을 모아서 현미경 사진을 촬영한 것으로 중앙에 나타나 보이는 부분은 현미경 상으로 금속 가루로 판명되며, 리테이너와 같은 성분도 포함하고 있었다.



**Photo. 2 Metal components involved in lubricant  
(Running time is 204 hour)**

Photo. 3 역시 배출구를 통해 나온 오일을 현미경 촬영한 것이며 점으로 나타나는 부분이 리테이너의 마모 성분으로 판단된다.



**Photo. 3 Wear components of retainer involved in lubricant  
(Running time is 204 hour)**

Photo. 4 는 축 회전속도 3593rpm, 축방향 하중 500kg 하에서 시험베어링이 214 시간 회전한 후

베어링을 분해하여 볼의 흠을 촬영한 것이며 몇 개의 볼에서만 이러한 현상을 볼 수 있었다.



**Photo. 4 Ball surface smearing damage I**



**Poto. 5 Ball surface smearing damage II**

Photo. 5 은 축방향 하중 500kg 을 받고 3593rpm 으로 회전하는 시험기에 설치된 베어링이 214 시간 회전 후 볼의 흠을 500 배 확대 촬영한 사진이다. 이러한 현상은 베어링 전체의 볼에서 보여지며 일정한 방향성을 나타내 보였다. 이는 과도한 축방향 하중과 회전속도가 고속으로 올라라지 않음으로 해서 볼이 일정한 방향성을 가지고 자전과 공전을 한것으로 보여진다.

Photo. 6 는 244 시간 운전 후 볼에 나타난 현상으로 볼은 원주방향으로 띠 모양의 형상이 생겼으며 이 띠 모양의 형상을 현미경 촬영한 것이다. 전체 볼에 이 같은 현상이 나타나고 있음을 확인 가능하였다.

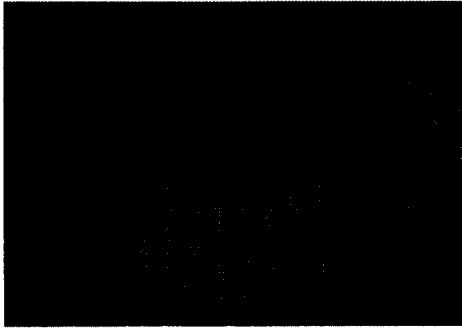


Photo. 6 Ball surface smearing damage III

#### 4. 결 론

베어링의 수명 평가 장치로 축방향 하중에 따른 베어링의 발생주파수를 분석함으로써 주어진 하중이 전체 축계에 미치는 영향을 고려하고 베어링의 수명 예측을 위한 기본적인 데이터를 얻었으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 베어링의 결함을 진단하기 위해서는 시간 영역에서의 진단 뿐만 아니라 주파수 영역에서의 진단이 필요하다.
2. 축방향 하중에 대한 베어링의 결함 발생시 모터 및 부하에 관련된 성분의 진폭이 갑자기 증가한다.
3. 볼베어링은 결함 발생시 리테이너, 볼, 내륜 및 외륜에 대한 특성 주파수를 발생시킨다.
4. 앵글러 콘택트 볼베어링은 축방향 하중이 가해질 경우, 가장 먼저 리테이너에 결함이 발생하였다. 또, 리테이너 결함 주파수가 회전속도의 1/2 성분과 거의 일치하여 나타난다.
5. 베어링의 상태 진단 및 기계 전체의 상태를 진단하는데 있어서 시간에 따른 진폭의 변화를 나타내는 Trend plot은 매우 유용한 결과를 나타내며 주파수 스펙트럼의 관찰은 기계의 결함부위를 찾기 위해 필요한 정보를 제공한다.

#### 6. 참고 문헌

- [1]. A. B. Jones, "A General Theory for Elastically Constrained Ball and Radial Roller Bearing under Arbitrary Load and Speed Conditions", Journal of Basic Engineering, Trans. ASME, Vol.82, 1960, pp.309~320
- [2]. A. Palmgren, "Ball and Roller Bearing Engineering", S.H.Burbank & CO., 1945
- [3]. P. Eschmann, L.Hasbargen, K.Weigand and J.Brandlein, "Ball and Roller Bearings, Theory, Design and Application", 2nd ed., John Wiley and Sons, 1985
- [4]. K. Jensen, "Extending Bearing Life", Machine Design, Mar. 1990
- [5]. T. A. Harris, "Rolling Bearing Analysis", John Wiley & Sons, 1991
- [6]. "Performance of REBAM during Ball Bearing Failures, Part I", Orbit, Bently Nevada, Sep., 1992
- [7]. "Performance of REBAM during Ball Bearing Failures, Part II", Orbit, Bently Nevada, December, 1992
- [8]. T. Igarashi, H. Hamada, "Studies on the Vibration and Sound of Defective Rolling Bearings, First Report: Vibration of Ball Bearings with One Defect", Bulletin of the JSME, Vol. 25, No. 204, June, 1982, pp. 994~1001
- [9]. P. K. Gupta, L. W. Winn, D. F. Wilcock, "Vibrational characteristics of Ball Bearings", Journal of Lubrication Technology, Trans. ASME, April, 1977, pp. 284~289
- [10]. P. Hwang, S. I. Kwon, S. H. Yang, "Life Prediction of the Machining Center Main Spindle Bearing with Preload Effect", Proceeding of the Sixth International Symposium on Transport Phenomena and Dynamic of Rotating Machinery (ISROMAC-6), Vol. 1, Feb., 1996, pp. 710~718