

## 회전체 고장 진단을 위한 진동 신호의 분석

### (Analysis of Vibration Signal for Failure Diagnosis of Rotating Devices)

임 환 조\*, 김 성 동\*, 정 선 환\*, 홍 성 욱\*, 오 길 호\*, 박 종 회\*\*

\* 금오공과대학교

\*\* 경북 대학교

#### ABSTRACT

A monitoring technique of spindle failure should be investigated prior to researches of failure diagnosis. This work is about monitoring of unbalanced shaft and defected bearings. The major work is done via experiments and the vibration signal is analysed by means of power spectrum technique, and root mean square, peak-to-peak. Relationship is quantitatively investigated between defects and these monitoring parameters.

#### 1. 서론

최근 회전 기계의 효율성 제고를 위해 회전축의 지름이 가늘어지고 고속화되는 경향이 있으며, 고속 회전으로 인한 회전체와 베어링부의 진동이 심각한 문제로 대두되고 있다. 이로 인하여 회전 기계의 진동은 일반 기계류의 진동을 일으키는 주요한 원인이 된다. 회전 기계의 진동 원인은 매우 광범위하여 불균형(unbalance), 불정렬(misalignment), 베어링(bearing), 기어(gear), 거더(guarder), 모터 진동(motor vibration) 등이 있으나, 주로 회전체의 회전 중심과 무게 중심이 빗어나 있음으로 인해 발생하는 불균형과 축을 지지하는 베어링의 이상으로 인해 발생하는 진동이 45% 이상을 차지한다. [ 1, 2 ]

이러한 회전 기계의 안정성과 신뢰성을 부여하기 위해 고장 진단이 필수적이며, 고장 진단은 유발되어지는 증상(symptom)의 측정과 유발된 증상의 분석(analysis)으로 이루어진다. 회전체의 고장 증상을 효과적으로 관측할 수 있는 신호로 진동 신호가 널리 이용되며 소리 및 진동과 같이 고주파수 성분을 많이 포함한 신호의 분석 방법으로는 시간 영역 해석, 주파수 영역 해석, 공간 영역 해석으로 나눌 수 있다.

이제까지 회전 기계 장치의 고장 진단이라고 하면, 일반적으로 '정상'과 '고장'의 두가지 상태만 존재하는 2치 논리(Boolean logic)이었다. 하지만 회전체 상태를 '정상'과 '고장'의 두가지 상태의 표현만으로는 부족하다. 고장 진단의 근본 목적은 기계가 완전히 결함(failure) 상태에 이르기 전에 그 징후를 포착하여 예방 보전(preventive maintenance)하고자 하는 것이다. 예방 보전을 실현하기 위해서는 기계 고장의 상

태를 보다 세분화하여 '정상', '조금 이상', '고장 가능성 존재', '심각한 고장' 등과 같이 두가지 이상의 상태를 표현할 수 있는 다치 논리(multi-valued logic)를 적용함으로써 보다 고지능화된 예방 진단을 실현할 수 있을 것이다. [ 3 ]

본 연구에서는 회전체의 고장 진단을 위해서 설명한 바와 같이 진동 신호중 시간 영역과 주파수 영역의 분석 방법에 바탕을 두어 회전체 진동의 주원인인 밸런싱(balancing)과 베어링을 다치 논리적 분석을 집중 적용함으로써 효율성을 확인하는 것이 연구 목적이다. 이를 위해 간단한 회전체 모델 장치를 구성하고 모델 장치의 진동 신호에 대하여 시간 영역 해석법과 주파수 영역 해석법을 각각 적용하였으며, 각각의 해석 방법으로부터 얻어진 증상과 고장 상태의 심각도의 정량적 상관 관계를 분석하는 실험을 수행하였다. 또한 이러한 실험 결과로부터 회전체 고장을 진단함에 있어서 다치 논리를 이용하여 예방 진단하는 것의 가능성을 조사하였다. 회전체의 회전 속도가 일정한 경우보다 일정하게 주어지지 않는 경우가 진단 방법이 현저히 복잡하게 되므로 본 연구에서는 회전 속도가 일정한 경우에 국한하였다.

#### 2. 회전체 진동에 관한 이론

##### 2. 1. 진동 신호의 시간 영역 해석

고장의 원인을 분석하기 위해서는 다음 절에서 설명되어진 주파수 영역 해석과 같은 신호 처리 기술이 필요하지만, 고장의 발생 여부와 심각도를 분석하는 관점에서는 시간 영역에서 주어진 신호를 처리하여 이용하는 것으로도 충분하다. 진동 신호의 경우에 감지 센서로부터 주어진 데이터를 시간 영

역에서의 진처리(pre-processing) 과정으로부터 얻을 수 있는 진단용 파라미터로써는 절대치의 평균(absolute mean), 평균 제곱근(root mean square), 피크값(peak to peak value), 파고율(crest factor), 왜도(skewness), 첨도(kurtosis), 표준 편차(standard deviation), 분산(variance) 등이 사용될 수 있다. 여러 가지 파라미터들을 혼용하는 것이 정확한 진단에 도움이 되겠지만, 본 연구에서는 신호 처리 방법이 간단하면서도 진동 에너지의 양과 가장 밀접한 인관을 가진 파라미터이며 오래 전부터 널리 사용되어 온 파라미터인 평균 제곱근(RMS)과 피크값(peak-to-peak value)만을 이용하였다. 진동 신호를 시간 영역에서 처리한 결과인 RMS와 피크값만을 이용하지는 고장의 원인을 정확히 규명하는 진단은 어렵다. 이와 같이 시간 영역에서 진단이 어려운 부분은 주파수 영역에서의 해석으로부터 보완적으로 수행할 수 있다. 주파수 영역 해석법을 동시에 이용하여 고장 진단을 수행한다면, 시간 영역에서의 진단 파라미터로써 RMS와 피크값만을 이용하더라도 충분한 것이다. RMS는 다음과 같이 수식적으로 표현되어진다.

$$RMS = E \left[ \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T v_k^2(t) dt} \right] \quad (1)$$

여기서,  $k$ 는  $n$ 번째 샘플을 의미하며,  $E$ 는  $\sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T v_k^2(t) dt}$ 의 기대치를 의미한다. 또한,  $v(t)$ 는 진동 신호이며,  $T$ 는 적분 시간, RMS는 진동 신호의 평균 제곱근을 의미한다.

## 2. 2. 진동 신호의 주파수 영역 해석

일반적으로 회전 기계는 기어, 베어링, 회전 질량체 등의 요소들이 조합되어서 회전체가 회전하는 상태에서 각각의 회전 요소들에 대응하는 특성 주파수를 가진다. 그러므로 진동 신호를 주파수 영역의 신호 상태로 변환하여 해석한다면, 시간 영역에서의 해석으로부터 진단이 어려운 고장의 원인 및 부위의 진단이 가능할 것이다.

시간 영역에서 측정된 진동 신호를 주파수(frequency) 영역으로 변환시키는 전처리 방법으로서는 주파수 성분별 진동의 강도를 표현하게 되는 주파수 강도 밀도(power spectral density)를 구하는 것이 일반적인 방법인데 주파수 강도 밀도  $G_{vv}(f)$ 는 다음 식으로 표현된다:

$$G_{vv}(f) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{2}{T} E[ |V_k(f, T)|^2 ] \quad (2)$$

$$V_k(f, T) = \int_0^T v_k(t) e^{-j2\pi ft} dt \quad (3)$$

여기서,  $V$ 는  $v(t)$ 는 푸리에 변환(Fourier Transform)된 신호를 의미하며  $f$ 는 주파수이다.

회전체를 구성하는 각각의 회전 요소는 각각의 특성 주파수를 가지는데, 본 연구에서는 회전체 고장 중에서 가장 중요한 부분이라고 할 수 있는 회전 질량체의 불균형과 베어링의 결함을 중심으로 연구를 수행하였다. 회전 질량체의 불균형과 베어링의 결함에 대한 연구 결과는 이외의 회전 요소들에 대하여도 방법적인 면에서 유사하게 적용될 수 있을 것이다.

회전 기계의 이상 진동 중에 가장 발생 빈도가 많은 것이 불균형에 기인하는 것이다. 불균형의 원인으로서는 회전체의 원심, 재료의 불균일한 밀도, 제조 공차, 축의 휘들림, 주조시삭은 구멍, 작업중 재료의 휘트 혹은 손실 등이 있다. 불균형에 기인하는 진동은 원심력의 작용에 의해 회전과 동기인 정현파적인 진동으로 되는 것이 특징이다. 즉, 설비의 회전수를  $N$ (rpm)으로 하면 식 (2-4)에 표시한 회전 주파수와 불리우는 주파수를 갖는 진동이 발생한다.

$$f_r = \frac{N}{60} \text{ (Hz)} \quad (4)$$

베어링의 내·외륜 혹은 볼에 결함이 존재할 때 베어링이 회전 운동을 함에 따라 결함부가 내·외륜 혹은 볼에 접촉을 한다. 따라서 결함부가 내·외륜 혹은 볼에 접촉할 때마다 주기적인 충격(Impulse)으로 센서를 가진다. 결함 주파수들은 베어링의 기하학적 치수(즉, 볼 수, 피치인 지름, 볼 지름)와 축 회전 속도로부터 다음과 같은 가정 하에서 기하학적으로 유도된다.

- 1) 외륜은 일정한 축하중(thrust load)을 받고 고정되어 있다.
- 2) 내륜은 일정한 속도로 회전한다.
- 3) 볼은 내·외륜과 미끄럼 없이 구른다.

볼 회전 주파수 (ball spin frequency)

$$f_b = \frac{f_r D}{2d} \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \cos \alpha \right)^2 \right] \quad (5)$$

기본 열 주파수 (fundamental train frequency)

$$f_c = \frac{f_r}{2} \left[ 1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right] \quad (6)$$

내륜 결함 통과 주파수

(ball pass frequency of the inner race)

$$f_i = \frac{z f_r}{2} \left[ 1 + \frac{d}{D} \cos \alpha \right] \quad (7)$$

외륜 결함 통과 주파수

(ball pass frequency of the outer race)

$$f_o = \frac{z f_r}{2} \left[ 1 - \frac{d}{D} \cos \alpha \right] \quad (8)$$

볼 결함 통과 주파수 (ball detect frequency)

$$f_{db} = 2f_b = f_r \frac{D}{d} \left[ 1 - \left( \frac{d}{D} \cos \alpha \right)^2 \right] \quad (9)$$

이들 식에서  $D$ 는 피치원 지름,  $d$ 는 볼 지름,  $f_r$ 은 축회전 속도,  $\alpha$ 는 접촉각,  $z_b$ 는 볼 수를 의미한다. | 4, 5, 6 |

### 3. 진동 신호의 분석 실험

#### 3.1. 실험 장치 및 실험 방법

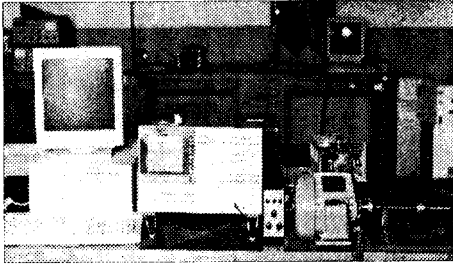


Fig. 1 Schematic Diagram of Experimental Set-up

그림 1은 본 실험에 사용된 실험 장치를 보여주고 있다. 3상 유도 모터와 연결된 주축대를 2개의 베어링이 좌, 우에서 지지하며 주축대 중앙에 회전 관성 진량계를 설치하였다. 시험용 베어링이 들어있는 베어링 하우징(bearing housing) 상단에 가속도계 센서를 설치하여서 진동 신호를 감지하였다.

주축의 회전 속도를 일정한 값으로 설정하기 위하여 인버터(inverter)가 사용되었다. 실험 조건으로써 사용된 주축의 회전 속도는 1000 rpm과 1500 rpm의 두가지 경우이며, 각각의 회전 속도에 대하여 회전 진량의 불균형 정도와 베어링의 결함 정도를 변화시켜가면서 실험하였다. 결함 상태는 5 등급으로 분류하였으며, 정상 상태(normal, NO)로부터 결함의 심각한 정도에 따라서 작은 결함(small damage, SM), 중간 결함(medium damage, ME), 큰 결함(large damage, LA), 심각한 결함(heavy damage, HE)으로 호칭하였다. 또한 여러 부분의 결함이 동시에 발생하는 복합 실험과 베어링의 내륜 결함 실험, 유한 조건 실험, 결함과 센서의 상대 위치 효과 실험도 행하였다.

실험에 사용된 베어링은 '레이디엄 컨택트 볼 베어링'을 사용하였으며, 분과 외륜에 각각 0.2 mm 단위로 변화시켜가면서 인위적인 결함을 부여하였다. 또한, 회전축에 인위적인 불균형 진량을 부착하여 불균형을 유발시켰다.

#### 3.2. 주파수 영역 실험 및 분석

그림 2는 회전체의 질량 중심이 회전 중심으로부터 벗어난 불균형 진량의 결함에 대한 파워 스펙트럼의 선도를 불균형 진량이 존재하지 않는 파워 스펙트럼의 선도와 대비적으로

보여준다. 그림은 회전 속도 조건이 1500 rpm으로써 이에 해당하는 25 Hz의 주파수에서 정상 상태의 강도보다 불균형 진량 상태의 강도가 뚜렷한 차이를 보이게 되었다. 또한 25 Hz의 고조파(harmonic) 성분인 50 Hz 성분과 75 Hz 성분 등도 불균형 상태의 강도가 강하게 나타남을 보였다. 그림 3에서는

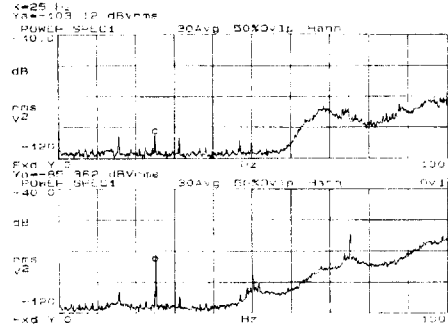


Fig. 2. Comparison of a Normal Condition of Shaft (upper figure) with an Unbalanced Condition (lower figure)

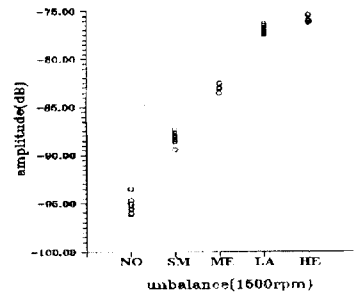


Fig. 3. Quantitative Relation between Degree of Unbalance and Power Spectrum of the Rotation Frequency

불균형의 정도를 단계적으로 증가시켰을 경우에 특성 주파수의 스펙트럼 강도에 미치는 효과를 보여 주는데, 한가지 실험 조건에 대하여 각각 10 번씩 실험한 결과이다. 그림의 관측에 의하면, 불균형의 정도가 증가할수록 특성 주파수의 스펙트럼이 정상 상태보다 현저히 증가함을 보였다. 1000 rpm의 회전 속도 조건에 대한 실험에서도 그림 3과 거의 유사한 경향을 보였다. 이상의 분석 결과로부터 진량 관성 모멘트의 불균형에 의한 결함은 회전 속도의 주파수 성분의 비교에 의하여 감지될 수 있음을 보여준다.

그림 4에서는 볼 베어링의 회전 요소인 볼의 결함 상태에 대한 파워 스펙트럼의 특성을 정상 상태와 비교하여 보여주고 있다. 그림의 주파수 선도에서 1000 rpm의 속도 조건에

대응하는 (9) 식의  $f_b$  주파수인 33.9 Hz에서는 그리 강하게 나타나지 않았으나  $f_b$  주파수인 67.8 Hz 성분이 강하게 나타남을 볼 수 있다. 여기서, 베어링의 회전 요소 결합의 경우에는  $f_b$  주파수보다  $f_0$  주파수가 보다 효과적인 고장 진단용 파라메터가 될 수 있음을 보여준다. 하지만, 볼 결합의 정도가  $f_b$  주파수의 스펙트럼 강도에 미치는 영향을 보여주는 그림 5의 관측에 의하면 회전 요소의 결합 정도가 증가함에 따라서  $f_b$  특성 주파수의 스펙트럼 강도가 증가하는 경향을 가진다는 것을 보여주고 있다. 그러므로, 베어링 회전 요소의 결합의 경우에도 특성 주파수의 강도를 정상적으로 비교함으로써 결합의 정도를 다치 논리적으로 진단하는 것이 가능한 것이다. 이상의 설명은 1500 rpm의 실험에서도 동일하였다.

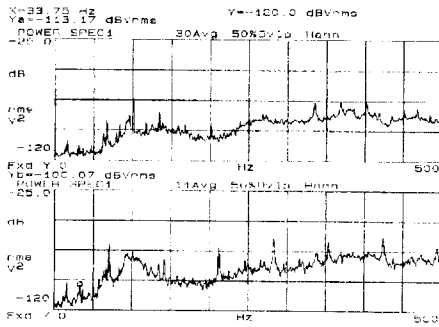


Fig. 4. Comparison of a Normal Condition of Bearing (upper figure) with a Defected Condition of its Ball

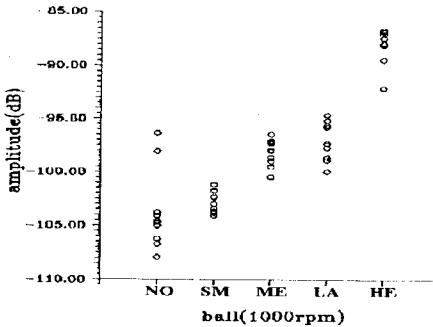


Fig. 5. Quantitative Relation between Defect Size of Bearing Ball and Power Spectrum of  $f_b$  Frequency

그림 6은 베어링 외륜의 결합에 대한 실험 결과이다. 그림의 주파수 선도에서 가장 큰 특징은 정상 상태보다 모든 주파수 성분이 거의 균일한 정도로 큰 상승을 보였다. 즉, 전체적으로 진동의 강도가 결합의 크기에 따라 크게 상승하였고 볼 수 있는데 특성 주파수인 (8) 식의  $f_b$  주파수 성분과 그

의 배수인 고조파 성분의 스펙트럼 강도가 크게 상승하고 있다. 그림 7은 외륜 결합의 정도에 따라서 해당 특성 주파수의 강도가 변화하는 모습을 보여주는데, 앞의 경우들과 마찬가지로 결합이 커짐에 따라서 특성 주파수의 강도도 증가하는 경향을 보인다.

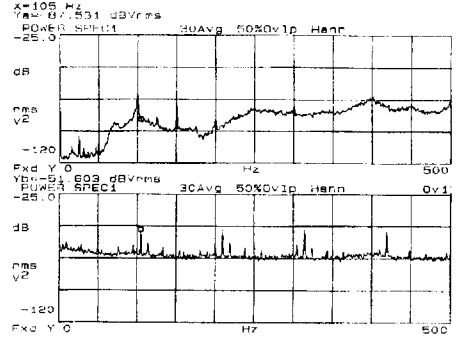


Fig. 6. Comparison of a Normal Condition of Bearing (upper figure) with an Defected Condition of its Outer Race

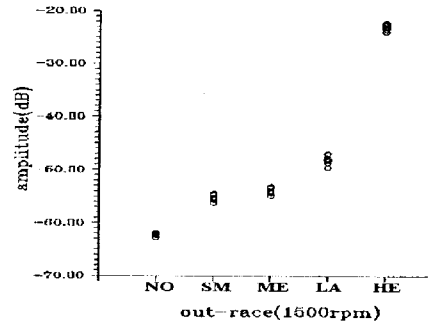


Fig. 7. Quantitative Relation between Defect Size of Outer Race and Power Spectrum of  $f_b$  Frequency

그림 8에서는 베어링의 내륜이 결합인 상태에 대한 실험 결과를 보여주고 있다. 그림은 1000 rpm의 실험 결과로 전체적인 주파수 성분들에 대한 강도 면에서, 베어링 내륜 결합의 강도가 정상 상태의 강도보다 미세하게 증가하였다. 또한 (7) 식으로부터 얻을 수 있는  $f_b$  특성 주파수 성분에서도 뚜렷한 변화를 찾아보기가 어렵다. 이러한 현상은 1500 rpm에서도 거의 비슷하게 나타났었는데, 그 이유로서는 내륜 결합의 경우에는 결합 효과가 베어링 회전 요소와 외륜을 통하여 간접적으로 진동 센서에 전달되어지며 이러한 전달 과정에서 결합의 충격이 상당히 약화되어지기 때문인 것으로 분석된다. 그러므로, 베어링의 내륜 결합은 감지하는 것이 비교적 어려우며, 또한 고장 감지용 신호로서도 적합하지 않은 것으로 분

석된다.

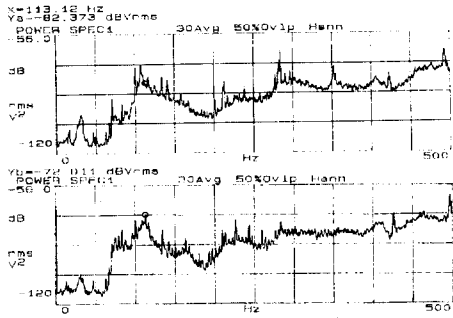


Fig. 8. Comparison of a Normal Condition of Bearing (upper figure) with an Defected Condition of its Inner Race

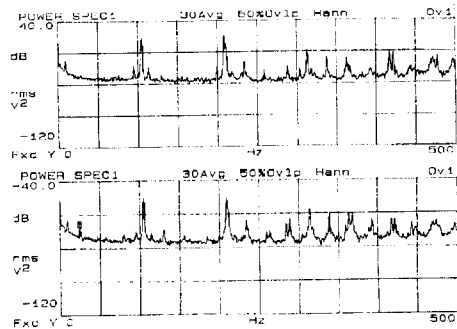


Fig. 9. Power Spectrum when there are two kinds of Defects Simultaneously (upper : Small Defect of Unbalance, Large Defect of Outer Race, lower : Large Defect of Unbalance, Large Defect of Outer Race)

두가지 이상의 결함이 복합적으로 영향을 미치는 경우를 조사하기 위하여, 외륜 결함의 크기는 고정시키고 불균형 질량의 크기를 변화시키면서 1000 rpm과 1500 rpm 회전 속도에 대해서 실험을 수행하였다. 1000 rpm에서는 외륜 결함과 불균형 질량 결함이 결함의 크기에 상관없이 모두 보이나, 1500 rpm에서는 그림 9에서와 같이 불균형 결함이 작은 경우에는 보이지 않고 비교적 큰 경우에 한해서 두 결함이 구별되었다. 이는 중첩된 두가지 이상의 결함의 상대적 크기에도 영향을 받으며, 속도 조건 등의 운전 상태에도 영향을 받는 것을 나타낸다. 또한, 여러 가지 결함이 중첩된 경우에 한가지 결함이 두드러지게 심각하면 가장 심각한 결함만이 진단되어 질 수 있다는 것으로 분석된다.

그림 10은 진동 센서와 결함과 상대 위치가 측정 신호의 강도에 미치는 효과를 보여주는 파워 스펙트럼 선도이다. 1000 rpm에서 외륜 결함 상태에 대한 경우로서 상부 선도는

진동 센서를 결합 베어링의 지지부에 부착한 상태에 대한 선도이며, 하부 선도는 결합 베어링의 반대편에 위치한 정상 베어링의 지지부에 진동 센서를 부착한 상태에 대한 선도이다. 이에 의하면, 진동 센서가 결합 인접 위치에 있을 경우, 진동 강도가 매우 높고 특성 주파수를 뚜렷이 볼 수 있는데 비하여 결합 위치로부터 멀 경우, 진동의 강도가 낮고 특성 주파수를 명확히 찾아 보기가 어렵다. 따라서, 여러 가지 고장 원인 부위들로부터 진동 센서로 전달되어지는 강도(intensity)가 각각 상이하게 작용한다는 것을 알 수 있다. 그러므로, 회전 기계의 베어링, 기어, 축 등의 고장 원인별로 각각의 고장 원인 부위로부터 최대한으로 인접한 위치에 센서를 부착하여 신호를 취하는 것이 고장 진단의 신뢰도를 높이는 방법이 될 것이다.

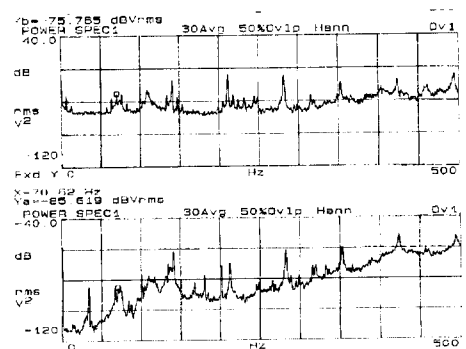


Fig. 10. Effect of Relative Distance between Sensor Position and Defect Position (upper : Sensor is Near from Defect, lower : Sensor is Far from Defect)

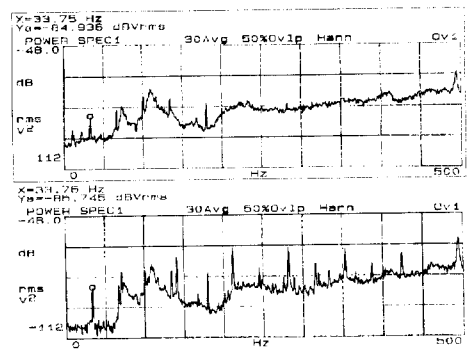


Fig. 11. Effect of Lubrication Condition (upper : Good Condition, lower : Bad Condition)

마지막으로, 그림 11의 윤활 조건에 대한 실험은 불 결함이 있는 베어링에 대해서 1000 rpm의 회전 속도로 윤활 조건이 좋은 때와 나쁜 때 나누어 실험을 했다. 윤활유를 충분히 바른 후 측정된 결과에서는 특성 주파수와 고조파 성분이 낮

게 나타나거나 혹은 나타나지 않았다. 반면에 윤활유를 닦아 낸 후 실험한 결과의 파워 스펙트럼에 나타난 선도에서는 특정 주파수와 그의 고조파 성분에서 명확한 차이를 보였다. 이로써 기계의 예방 보전을 위한 윤활 상태의 정비는 고장 진단에도 영향을 미칠 수 있음을 알 수 있다.

### 3. 3. 시간 영역 실험 및 분석

주파수 영역에서 얻어진 파워 스펙트럼으로부터 고장의 원인과 원인 결합의 심각한 정도를 진단할 수 있지만, 경우에 따라서는 파워 스펙트럼만으로써는 정확한 진단이 어려운 경우도 생각할 수 있다. 이런 경우에 일반적으로 시간 영역에서의 신호 처리가 효과적인 방법으로써 알려져 있다. 본 연구에서는 2. 1절에서 설명한 바와 같이 RMS와 피크값이 사용되었는데, 이러한 파라미터들은 고장 원인의 진단은 어려우나 단순히 고장의 유부 및 심각도를 진단함에 이용될 수 있다. 또한 이러한 파라미터들은 주파수 영역에서 얻어진 진단 결과의 신뢰도를 증가시키는 보조적인 자료로써 활용될 수 있을 것이다.

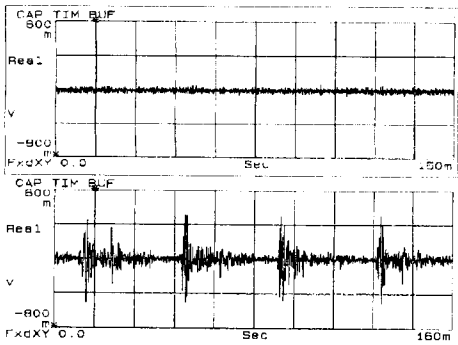


Fig.12. Comparison of Raw Signal Obtained in Time Domain (upper : Normal, lower : Middle Unbalance of shaft)

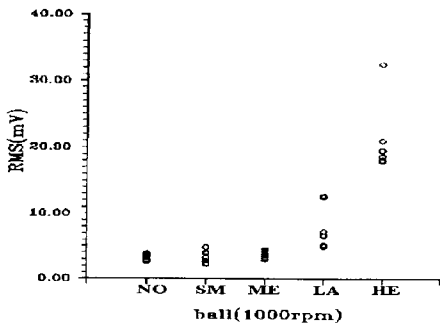


Fig. 13. Quantitative Relation between Defect Size of Ball and RMS

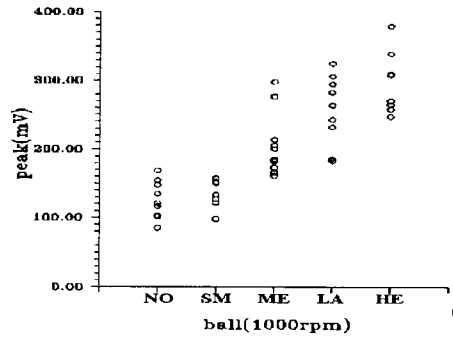


Fig. 14. Quantitative Relation between Defect Size of Ball and peak

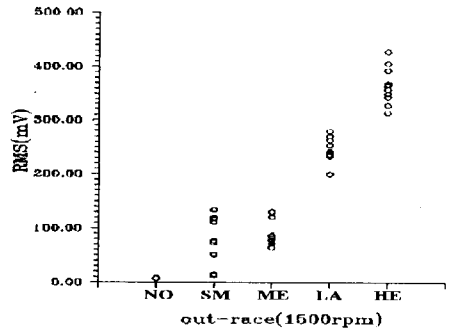


Fig. 15. Quantitative Relation between Defect Size of Outer Race and RMS

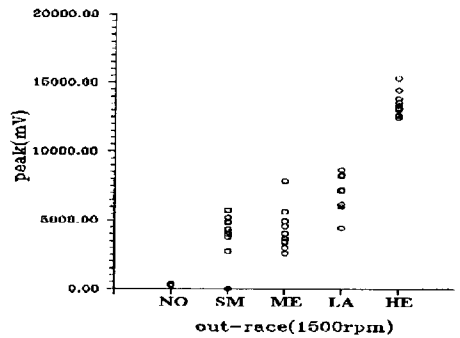


Fig. 16. Quantitative Relation between Defect Size of Outer Race and peak

회전축의 불균형 결합의 경우와 불 결합, 외륜 결합의 경우에는 RMS와 피크값이 결합의 크기에 따라 증가됨을 그림 12, 13, 14, 15, 16에서 보여주고 있다. 이로써 RMS와 피크값은 단순한 고장 유무의 진단 및 고장의 심각도를 진단함에 유용하다는 것이 확인되었다.

내륜 결합, 두 가지 결합의 복합된 경우, 센서 위치의 효과, 윤활 조건 등에 관한 시간 영역 실험 결과는 테이블 1과 같이 정리된다.

Table 1. Summarize of Time Domain Experiments

|                | 분당회전속도<br>(rpm) | 실험 상태       | peak값<br>(mV) | RMS<br>(mV) |
|----------------|-----------------|-------------|---------------|-------------|
| 내륜<br>결함       | 1000            | 정상          | 226.68        | 17.73       |
|                |                 | 결함          | 214.10        | 28.47       |
| 외륜<br>결함       | 1500            | 정상          | 358.40        | 26.47       |
|                |                 | 결함          | 382.43        | 29.01       |
| 복합<br>결함       | 1000            | 중간 결함+작은 결함 | 208.68        | 14.02       |
|                |                 | 중간 결함+큰 결함  | 278.79        | 19.06       |
| 센서<br>위치<br>유환 | 1500            | 중간 결함+작은 결함 | 3568.5        | 166.76      |
|                |                 | 중간 결함+큰 결함  | 3383.7        | 468.90      |
| 조건             | 1000            | 결함과 인접한 경우  | 1446.79       | 64.35       |
|                |                 | 결함과 먼 경우    | 303.35        | 20.96       |
|                | 1000            | 윤환조건이 좋을 경우 | 181.82        | 18.43       |
|                |                 | 윤환조건이 나쁜 경우 | 270.87        | 20.80       |

센서의 위치 결정에 관한 실험에서 RMS와 피크값이 센서의 거리가 멀어지자 급격히 작아지고 있음을 그림 17에서 확인할 수 있다. 이는 센서의 부착 위치가 중요함을 알 수 있었다. 10회 실험한 결과를 평균한 값을 보여주는 테이블 1에서도 동일한 사실을 보여준다.

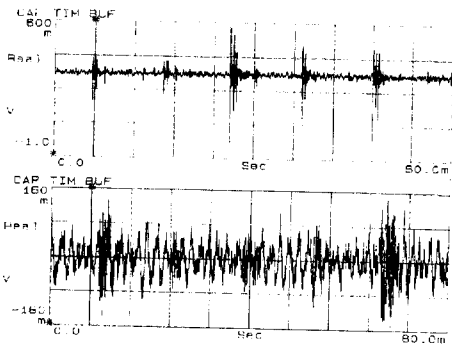


Fig. 17. Effect of Sensor Position for a Defect of Bearing Outer Race (upper : Near from Defect, lower : Far from Defect)

내륜 결함에서는 피크값으로 고장의 발생 여부를 판단하기에는 명확하지 않았고 RMS의 값도 정상과 그리 크게 차이가 나지 않았다. 이는 내륜의 주파수 영역 실험 분석에서 많힌 비와 같이 결함 부위로부터 센서로의 신호 전달이 간접적으로 이루어지기 때문인 것으로 분석된다.

외륜 결함과 불균형 결함의 복합 결함에서는 여러 결함의 중첩으로 인해 RMS의 값이 단일 결함에 비해 조금 크게 나타났으나, 피크값은 큰 변화가 없었으며 다만 피크의 발생 횟수가 단일 결함에 비해 빈번히 나타났다. 결함의 정도가 크게 다른 결함의 중첩할 경우에, 큰 결함에 의해 RMS와 피크값이 결정되며 약한 결함의 효과는 미미한 것으로 분석되었다.

윤환 조건에 대한 실험에서 RMS와 피크값은 윤환 조건이 나쁜 경우 윤환 조건이 좋을 경우에 비해 약간 수치가 올라

갔으나 고장 진단에 크게 도움을 줄만한 정보는 되지 못했다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 회전체의 고장 진단을 위한 실험 및 진동 신호에 대한 분석을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 회전체의 고장 진단에 있어서, 고장 원인 및 원인별 심각도를 진단하는 방법으로써 파워 스펙트럼을 이용하고, 단순히 고장의 발생 여부 및 심각도를 진단하는 방법으로서 RMS와 피크값을 이용하는 이중구조의 진단 방법이 효과적이다.
- 결함의 정도에 따라서, 파워 스펙트럼의 특징 주파수 강도와 RMS, 피크값은 비례적으로 변한다. 그러므로, 다치 논리적인 진단을 수행한다면 차명적인 고장이 일어나기 전에 예방 진단함이 보다 효과적으로 이루어질 수 있다.
- 베어링의 결함을 감지하는 난이도의 관점에서, 외륜 회전 요소(봉), 내륜의 순서로 보였으며 특히, 내륜 결함은 고장 진단용 대상으로는 적합하지 않다.
- 센서와 결함 부위의 상대적 위치에 따라서 진단 결과가 달라질 수 있다. 또한, 윤환 조건, 윤환 상태, 부가치 이상의 결함이 복합된 경우 등에 따라서 진단 결과가 달라질 수 있다.

#### 참고문헌

- 권이석, "상성 베어링행렬상 장치 개발 및 성능 평가", 금오공과대학 석사 학위논문, 1994.
- 양보석, "회전 기계의 이상 진동 진단", 기계기술, 1995, Jan, pp. 138-155.
- 민병도, "기계 고장 진단을 위한 퍼지이론의 응용 연구", 금오공과대학 석사 학위논문, 1994.
- 박찬우, "신호 처리를 이용한 볼 베어링 결함분류 기술", 과학원 석사 학위논문, 1990.
- T. Igarashi and H. Hamada, "Studies on the Vibration and Sound of Defective Rolling Bearings (First Report : Vibration of Ball Bearing with One Defect)", Bulletin of the JSME, Vol.25, No. 204, June 1982, pp. 994-1001.
- V. Wowk, "Machinery Vibration", McGraw-Hill Inc., 1991.
- 오석영, 정의식, 임영호, "공작기계 주축용 베어링 결함 검출", 한국정밀공학회 94년도 추계 학술 대회 논문집, pp. 351-356.