

진동의 주파수분석을 통한 결함 식별 - 회전기계를 중심으로 -

정운성,* 왕지남,** 김광섭**

Defect Identification through Frequency Analysis of Vibration - In Case of Rotary Machine -

Yoon-Seong Jeong,* Gi-Nam Wang,** Gwang-Sub Kim**

ABSTRACT

This paper presents a condition-based maintenance (CBM) method through vibration analysis. The well known frequency analysis is employed for performing machine fault diagnosis. The statistical control chart is also applied for analyzing the trend of the bearing wear. Vibration sensors are attached to prototype machine and signals are continuously monitored. The sampled data are utilized to evaluate how well the fast fourier transform (FFT) and the statistical control chart techniques could be used to identify defects of machine and to analyze the machine degradation. Experimental results show that the proposed approach could classify every mal-function and could be utilized for real machine diagnosis system.

Key Words : Condition-based maintenance(상태기준보전), Frequency analysis(주파수분석), Machine diagnosis(설비진단), Statistical Control Chart(통계적관리도)

기호설명

<p>D : 전동체의 피치원 직경(mm)</p> <p>d : 전동체의 직경(mm)</p> <p>r₁ : 내륜과 전동체와의 접촉반경(mm)</p> <p>r₂ : 외륜과 전동체와의 접촉반경(mm)</p> <p>α : 접촉각(전동체와 전동륜간의 접촉각)(rad)</p>	<p>ω_0 : 외륜의 회전 각속도(rad/s)</p> <p>ω_1 : 내륜의 회전 각속도(rad/s)</p> <p>ω_r : 전동체의 회전 각속도(rad/s)</p> <p>ν_0 : 외륜의 공전속도(rad/s)</p> <p>ν_1 : 내륜의 공전속도(rad/s)</p> <p>ν_r : 전동체의 공전속도(rad/s)</p> <p>n : 전동체의 수(정수)</p>
---	--

* 아주대학교 대학원 산업공학과

** 아주대학교 산업공학과

- f_i : 내륜(inner race)에 결함이 있을 때 통과주파수
- f_o : 외륜(outer race)에 결함이 있을 때 통과주파수
- f_b : 전동체에 결함이 있을 때 통과주파수
- f_r : 기본 주파수
- G : 중력가속도(9.81m/sec²)

1. 서론

최근, 프로세스 공업에 있어서 생산라인의 장치, 기계류는 점점 대형화, 고속화, 연속화 및 복잡화가 되어가고 있다. 또 기계가공공업, 자동차공업, 전자공학 등 가공 조립 공정에 있어서 생산설비는 개개의 설비가 고도로 자동화, 지능화 될 뿐만 아니라 공장전체가 CIM 이라고 하는 컴퓨터 시스템으로서, 하나의 유기체와 같이 제어되고 있다. 따라서, 장치기계류의 이상이나 고장이 생산 및 품질에 주는 영향도 종래와 비교할 수 없을 만큼 크게 되고, 단독의 기술 분야로서 발달을 이루어 온 품질관리, 생산관리도 설비 보전을 무시해서는 수행이 매우 어렵게 되고 있다.

이와 같이 중요성이 증대되는 장치, 기계류를 효율 좋게 유지관리 하기 위해서 필요한 것은 그 대상이 되는 설비상태를 정량적으로 파악하는 것이다. 즉, 설비의 고장 원인을 분명히 하고 최소의 비용과 시간으로 수리하고 재발되지 않도록 대책을 세우기 위해서는 설비에 나타나는 고장원인이 되는 여러 응력, 설비의 고장증후인 열화나 고장, 설비의 출력인 성능 및 기능의 상태를 정확히 파악해야 한다. 이상의 목적을 갖고 개발된 것이 설비진단기술(Machine Condition Diagnosis Technique : MCDT)이다.⁽¹²⁾

일반적으로 설비에는 출력에 알맞은 입력이 있고, 입력은 출력보다 크고, 그 입력에 대한 출력 비를 효율이라 하며, 그 차이는 손실 에너지라 한다. 이 손실 에너지에는 진동, 음향 등 방출에너지와 열, 변형 등 축적 에너지 2종류가 있다.

설비는 일반적으로 효율이 최대가 되도록 설계되어 있다. 그런데, 열화가 되면 효율은 저하되고, 손실 에너지는 증대한다. 설비진단기술에서는 이 손실 에너지를 측정하고 그 증가상태로부터 설비 열화상태를 정량적으로 파악하는 방법을 취하고 있다. 다시 말하면, 설비의 운전중 진동, 음향, 열, 변형 등의 손실 에너지를 정량

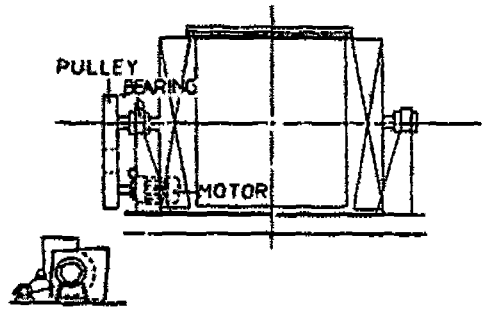


Fig. 1 Position of sensors

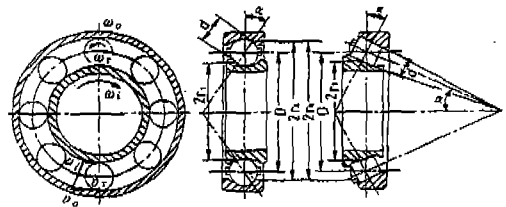


Fig. 2 Structure of ball and roller bearing

적으로 파악하여 설비의 사용한계를 판정하는 것이다.⁽¹²⁾⁽¹³⁾

지금까지 우리들은 설비의 이상한 징후를 손, 귀, 눈, 킴 등 감각적으로 파악한 것이 많았다. 이것은 넓은 의미의 『진동현상』을 측정하고 있던 것이 된다.

따라서 본 연구에서는 회전체부위에 센서를 설치하여 진동 데이터를 수집하고, 그 진동 분석을 통하여 주파수분석이 잘 적용되는 내용을 중심으로 설비의 이상원인을 정량적으로 파악하고, 결함에 따른 주파수 특성을 제시하며 상태기준 보전(CBM : Condition Based Maintenance)의 방법을 소개하고자 한다.

2. 진동신호분석방법

2.1 진동센서의 설치위치

본 연구에서 진동센서 설치위치는 Fig. 1과 같이 풀리(pulley)부위와 모터부위에 설치하여 여기서 검출된 진동을 분석하였다. 분석대상의 기계부위는 2.5절의 Table 1과 같다.

2.2 구름 베어링의 회전기구

분석대상이 되는 볼 베어링, 롤러 베어링은 Fig. 2처럼 나타낼 수 있으며, 사용되는 문자의 의미는 기호

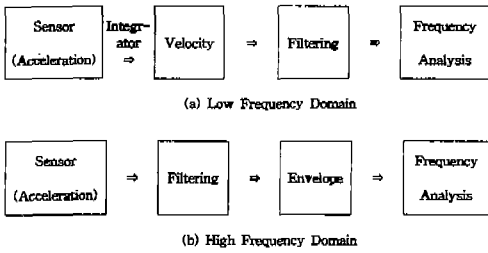


Fig. 3 Procedure for signal processing of bearing vibration signal

의 설명과 같다.

2.3 진동 신호 처리과정

진동원인중 진동의 에너지나 피로도가 문제되는 저주파수 영역인 평형불량(unbalance), 축정렬 어긋남 (misalignment), 기계적인 풀림(looseness), 휨 (bending) 등은 속도신호를 저역통과필터를 사용하여 주파수 분석을 한다. 그리고, 베어링의 상치에서 발생한 진동성분은 대부분 충격진동으로서 고주파수 영역에 속한다. 이것의 명확한 검출과 분석감도를 올리기 위해서는 포락선검파회로를 통과시킨 후 주파수 분석을 한다. 이 과정을 도시하면 Fig. 3과 같다.

2.4 이상원인과 발생 진동수의 해석

회전기계에 이상이 있을 때 발생하는 주파수는 다음 식에 의해 구할 수 있다.⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾ 한편, 이 계산방법을 이용하여 실제 분석결과와 일치여부를 확인하며 그 특징 패턴을 알아보려고 한다.

(1) 주파수 계산

i) 기본 주파수

$$f_r = \frac{r \cdot p \cdot m}{60} \quad (2.1)$$

ii) 내륜에 결함이 있을 때의 통과(pass)주파수

$$f_i = \frac{nf_r}{2} (1 + \frac{d}{D} \cos \alpha) \quad (2.2)$$

iii) 외륜에 결함이 있을 때의 통과주파수

$$f_o = \frac{nf_r}{2} (1 - \frac{d}{D} \cos \alpha) \quad (2.3)$$

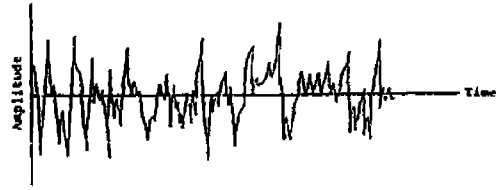


Fig. 4 Observed machine vibration

iv) 전동체에 결함이 있을 때의 통과주파수

$$f_b = f_r \frac{D}{d} (1 - \frac{d^2}{D^2} \cos^2 \alpha) \quad (2.4)$$

(2) 주파수 분석

기계에서 발생하는 진동을 관찰하면 조화진동이 되지 않고 Fig. 4에 나타낸 것과 같은 파형을 갖는다. 이와 같이 복잡한 신호속에 어떠한 주파수와 진폭을 갖는 진동이 혼합하고 있는가를 판별하는 것이 주파수 분석이다.⁽⁵⁾⁽¹²⁾

주기신호 $\hat{x}(t)$ 를 복소 푸리에급수전개로 나타내면 다음과 같다.

$$\hat{x}(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} C_k e^{j2\pi k f_0 t} \quad (2.5)$$

$$C_k = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} \hat{x}(t) e^{-j2\pi k f_0 t} dt \quad (2.6)$$

여기서, $\hat{x}(t)$ 를 실수치 신호라 하면,

$$\hat{x}(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} |C_k| \cos(2\pi k f_0 t + \phi_k) \quad (2.7)$$

가 된다.

이와같이 푸리에 계수 C_k 는, 주파수 kf_0 의 정현파 진폭과 위상에 관여하여 있고, $|C_k|^2$ 를 진폭스펙트럼, ϕ_k 를 위상 스펙트럼이라 한다. 또 식(2.7)로 부터, 주 기함수에 포함되는 주파수 성분은 기본 주파수 $f_0 = \frac{1}{T}$ 의 정수배만이 존재하는 것을 알 수 있다. 여기서 직교함수의 성질로부터 다음관계가 얻어진다.

$$\begin{aligned} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} \hat{x}(t)^2 dt &= \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} \left[\sum_{k=-\infty}^{\infty} |C_k| \cos(2\pi k f_0 t + \phi_k) \right]^2 dt \\ &= \sum_{k=-\infty}^{\infty} |C_k|^2 \end{aligned} \quad (2.8)$$

이것을 파스발(Parseval)의 등식이라고 한다.

식 (2.8)의 좌변은 1주기중의 신호 평균 에너지, 즉, 파워이고, 우변은 각 주기성분마다 푸리에 계수 자승의 합이다. 여기서 $|C_k|^2$ 를 파워스펙트럼이라한다.^[4] 따라서, 본 분석에서 스펙트럼은 파워스펙트럼을 말하고있다.

(3) 고속 푸리에 변환분석

주파수 분석을 하는 방법에는 대역통과 필터(band pass filter)등을 이용하는 아날로그과정과 고속 푸리에 변환 등을 이용하는 디지털과정이 있다. FFT는 디지털 연산으로 부터 고속으로 주파수 분석을 하는 알고리즘이다.

푸리에 변환이란 연속변수 t의 함수 x(t)를 복소수 jω(ω : 각속도)의 함수 x(jω)로 변환시킨 것이다. 또 x(jω)의 푸리에 역변환은 원래의 함수 x(t)에 동등하게 된다. 이것을 식으로 표현하면 다음과 같다.^[4]

$$X(j\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t)e^{-j\omega t} dt \tag{2.9a}$$

$$x(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} X(j\omega)e^{j\omega t} d\omega \tag{2.9b}$$

실제의 x(t)는 간단한 형의 함수가 아니기 때문에 수치계산에 의존하는 것이 많다. 그래서 디지털 푸리에 변환이 생각될 수 있었다.

$$X_n = \sum_{k=0}^{N-1} x_k e^{-\frac{2\pi jnk}{N}} \tag{2.10a}$$

$$x_k = \frac{1}{N} \sum_{n=0}^{N-1} X_n e^{\frac{2\pi jnk}{N}} \tag{2.10b}$$

고속 푸리에 변환이란 디지털 푸리에 변환에 필요한 승수횟수를 될 수 있는 대로 적게하도록 연구한 수법이고, 1965년 Cooley와 Tukey에 의해 개발되었다.

2.5 분석방법

분석 대상이 된 베어링의 제원을 알아보면 다음 Table 1과 같으며, 이 제원은 식(2.1)~식(2.4)에 이용된다. 또, 이 제원을 이용하여 계산값을 구하고 Fig. 1과 같이 폴리부위와 모터부위에 센서를 설치하여 진동 파형을 얻는다. 이 파형을 FFT 분석을 하여 주파수와 스펙트럼값을 구한다.

이 계산값과 FFT 분석값을 비교검토하여 대응관계로 결함여부를 판정한다. 이 계산값과 FFT 분석값이

Table 1 Measurement point and bearing specification

Measuring Position	Name of Bearing	Fundamental Frequency (Hz)	Number of Balls	Diameter of Pitch Circle (mm)	Diameter of Balls (mm)	Angle of Contact (°)	r.p.m.	Capacity of Motor (Kw)
1 Pulley	Nu 316	14.7	14	125	22	0	880	37
2 Pulley	Nu 316	13.8	14	125	22	0	830	45
3 Motor	6306	29.0	8	72	17.4	0	1740	15
4 Pulley	ucp 320	8.0	8	159	36.5	0	480	75
5 Motor	6312	19.7	8	95	22.2	0	1180	45
6 Motor	6309	19.7	8	87	20.6	0	1180	55

일치할 때 그 위치에 결함이 있는 것으로 판정한다. 그 분석결과는 저주파수 영역과 고주파수 영역으로 나누어 고찰하며 그 내용은 Fig. 5 부터 Fig. 11과 같다.

2.6 열화의 경향 관리 분석

회전기계의 진동판정 기준은 ISO, JIS, VDI 2056 독일규격, 각메이커들의 규격은 거의 Rathbone과 Yates의 판정기준을 기본으로 하고 있다. 또, 진동수준은 양호(정상상태)영역, 주의영역, 위험영역으로 나누어 판정하고 있으며, 현재경향관리방법은 전체주파수영역(overall) 값에 의한 경향관리, 대역경향관리, 스펙트럼경향관리가 사용되고 있다.^[12]

본 연구에서는 스펙트럼값을 X관리도를 이용하여 경향관리하는 방법을 제안한다.

그 순서는 다음과 같다.

(1) 설비가 정상상태에 있을 때 진동치를 N(≥20)회 측정한다.

(2) 평균치 \bar{x} 및 표준편차 s를 계산한다.

$$\bar{x} = (x_1 + x_2 + \dots + x_N) / N \tag{2.11}$$

$$s = \sqrt{\sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2 / (N - 1)} \tag{2.12}$$

(3) 주의수준 판정기준 x_a 를 계산한다.

$$x_a = \bar{x} + 3s \tag{2.13}$$

(4) 위험수준 x_b 를 계산한다.

① 저주파수 영역의 위험수준

$$x_{hi} = 3\bar{x} + 9s \quad (2.14)$$

② 고주파수 영역의 위험수준

$$x_{hi} = 6\bar{x} + 18s \quad (2.15)$$

이상의 제안된 내용은 통계적품질관리에서 공정관리에 이용되는 관리도의 일종이며, 통계적으로 설비가 정상이라면, 99.7%의 확률로 이 값을 넘지 않는다는 신뢰한계를 갖는다. 즉, 진동스펙트럼값을 계량치로 얻을 수 있으며, 정규분포에 따른다고 가정하여 관리한계치로서 3s를 사용할 수 있다면

$$P\{\bar{x} - 3s < x < \bar{x} + 3s\} = 0.9973$$

으로 관리한계선밖의 값을 취할 확률은 (1-0.9973), 3/1000이하가 된다.⁽³⁾

이러한 의미에서 식(2.13)은 주의수준이 되고, 위험영역은 통계적 방법으로 결정할 수 없으므로 ISO규격이 저주파수 영역에서 주의수준의 3배, 고주파수 영역에서 6배를 적용하고 있는 것을 근사적으로 적용하여 고찰한다.

한편, 판정기준은 통계적으로 정상분포와 이상분포의 중간근처에 있게 된다. 주의수준은 설비에 어떤변화가 있는것을 의미하며, 반드시 고장을 의미하지 않으며, 설비관리자에게 주의를 기울리도록 한 수준을 말한다. 또한, 위험수준은 설비가 위험한 상태에 있고 긴급하게 어떤 대책이 필요한 것을 의미하며, 고장직전의 수준을 말한다. 이 위험수준을 넘는 경우는 파국적인 고장이 발생한다고 가정한다. 여기서 관리하한선은 열화경향특성상 고려하지 않는다.

3. 진동분석

본 절에서는 진동을 저주파수 영역과 고주파수 영역으로 나누어 분석한다.

3.1 저주파수 영역

이 주파수 대역에 속하는 결함은 평형불량, 축정렬 어긋남, 휨, 기계적인 풀림현상 등이 있다. 이것에 관계되는 내용을 분석해 보면 다음과 같다.

(1) 평형 불량

Fig. 5의 속도파형을 보면 전체의 진동이 불규칙함

을 알 수 있다. 이것을 FFT분석한 것을보면, 스펙트럼 값에서, $f_r=15\text{Hz}$ 에서 0.437cm/s 의 높은 진폭값을 나타내고 있으며, 그외는 별다른 징후를 볼 수 없다. 확인 결과 임펠러에 페인트 부착으로 회전이 고르지 못한 점이 있었다. 임펠러 내부청소 후 데이터가 안정된 것으로 확인된 것이다. 진폭은 평형불량의 양에 비례하고 있음을 알 수 있다. 이것의 특징은 주파수가 식(2.1)에 의해 구한 14.7Hz 는 기본주파수 f_r 값과 거의 일치하고 있는 점이라 하겠다.

(2) 축정렬 어긋남과 휨

축정렬 어긋남과 축휨은 거의 유사한 진동형태를 갖고 있다. 이 경우 FFT 분석결과 기본주파수인 13.75Hz 에서 0.83cm/s , 그것의 2배 주파수 ($2f_r$)인 27.50Hz 에서 0.130cm/s 의 스펙트럼값을 나타내고 있다. 축정렬 진동파형을 보면 어느 정도 같은 형태의 반복을 엿볼 수 있으며, 축의 마모 때문에 나타난 현상이다. 따라서 Fig. 6에서의 특징은 식(2.1)에 의해 구한 기본주파수 f_r 과 그것의 2배인 $2f_r$ 의 진폭값이 크게 나타난 점이라 하겠다.

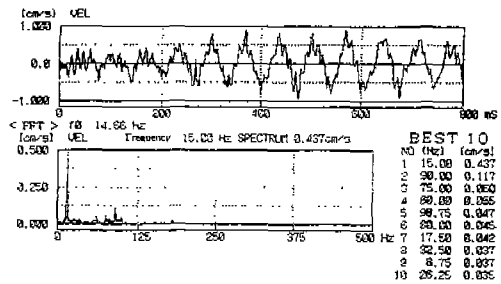


Fig. 5 Unbalance

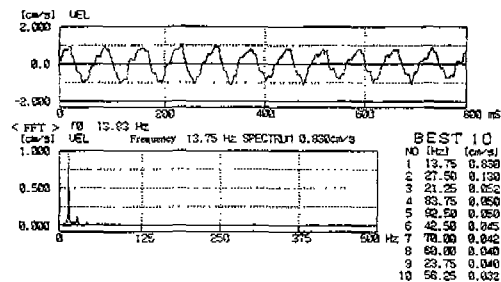


Fig. 6 Misalignment and bending

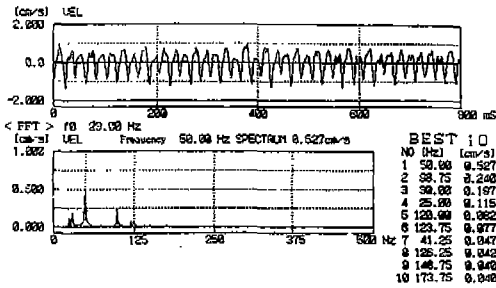


Fig. 7 Looseness

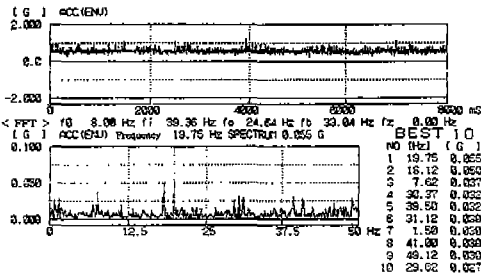


Fig. 8 Inner race damage

(3) 기계적인 풀림에 의한 진동

이 Fig. 7의 진동은 기계적인 풀림으로 나타나는 진동으로, FFT 분석결과 첫번째 50Hz에서 0.527 cm/s의 진동값을 보이고 있다. 물론 진동파형에서도 어느 정도의 주기성을 발견할 수 있는데 이는 기본주파수 (f_r)의 약 2배가 되며, 큰 진동을 보인점을 알 수 있다. 그림의 BEST스펙트럼값들 중 2번째는주파수가 첫번째의 약 2배가 되는 것을 알 수 있다. 기초볼트(anchor bolt)가 풀린 경우로서 볼트조임후 데이터에서는 안정된 값으로 나타났다. 이 역시 풀림이 미치는 영향이라 생각되며 분명한 것은 식(2.1)에 의해 구한 기본주파수의 2배인 $2f_r$ 값이 크게 나타난 점을 알 수 있었다.

2.4.2 고주파수 영역

베어링의 흠집에 의해서 발생한 진동은 충격파로서 그대로 분석은 어렵기 때문에 그 파형을 대상으로 포락선 처리를 하여 FFT분석으로 진단한다. 이 주파수대역에 포함되는 내륜, 외륜, 전동체 등의 결합이 그 분석의 대상이 되고 있다. 그 분석 결과는 다음과 같다.

(1) 내륜 결합

Fig. 8의 경우 포락선 처리된 파형을 주파수 분석한

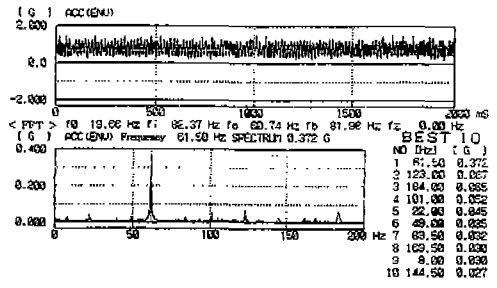


Fig. 9 Outer race damage

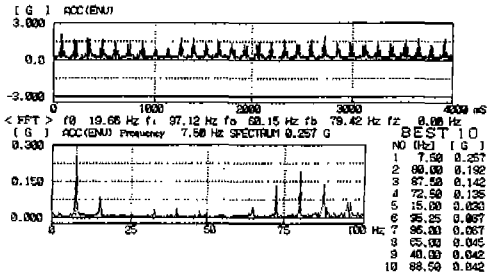


Fig. 10 Ball damage

결과를 보면, 식(2.2)로 부터 구한 주파수 f_1 는 39.36 Hz이고, FFT 분석결과 BEST스펙트럼 값들 중 5번째 값 39.50Hz와 거의 일치된 점을 알 수 있다. 실제상황은 내륜에 가벼운 흠집이 확인 되었다.

(2) 외륜 결합

Fig. 9의 경우는 포락선 처리한 파형으로서 거의 일정한 진동에 약간의 피크값이 있다. 정확한 내용 파악을 위해 주파수 분석을 해보면, 식(2.3)에서 구한 외륜의 흠집에 의한 통과주파수는 60.74Hz가 된다. 이들의 분석결과 BEST스펙트럼값들을 비교하면 61.50Hz에서 0.372(G)의 큰 스펙트럼값을 나타내고 있어, 거의 계산값과 일치하고 있음을 알 수 있다. 또, 그것의 2배, 3배의 고조파도 123Hz, 184Hz로 거의 정확히 반복 주파수를 나타내고 있다. 실제 상황은 외륜에 손상이 있었던 것으로 판명되었다. 이 결과로 부터 식(2.3)에서 구한 외륜손상 주파수(f_0)와 BEST스펙트럼 중 첫번째의 주파수와 일치한 점을 알 수 있다.

(3) 전동체 결합

Fig. 10을 보면, 포락선 처리된 진동파형은 반복되는 피크값이 있으나 정확한 결합정보는 알 수 없다. 따

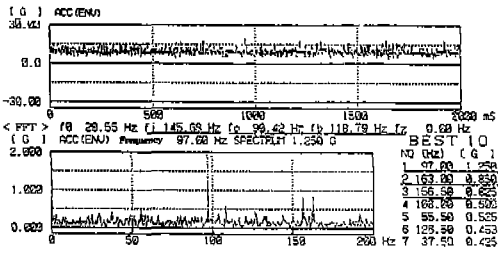


Fig. 11 Difficult case for diagnosis

라서 주파수 분석을 해보면 모터의 기본주파수 f_r 은 19.66Hz, 전동체의 통과주파수 f_b 는 식(2.4)를 이용하여 구하면 79.42Hz로서, 분석결과 두번째의 80Hz에서 0.192(G)값과 거의 일치하고 있다. 따라서, 전동체에 이상이 있는 것으로 생각할 수 있다. 실제로 모터의 전동체에 흡집이 있음이 확인 되었다. 주파수 분석결과 BEST스펙트럼 중 첫번째는 아니지만 두번째 값과 거의 일치한 점을 발견할 수 있었다.

(4) 판단이 어려운 경우

이 경우는 식(2.1)~식(2.4)에 의해서 얻을 수 있는 주파수값은 $f_r=29.55\text{Hz}$, $f_i=145.68\text{Hz}$, $f_0=90.42\text{Hz}$, $f_b=118.79\text{Hz}$ 이다. 그러나, Fig. 11의 실제 분석결과 BEST스펙트럼의 7개 값을 보면, 첫번째 97Hz, 두번째 163Hz, 세번째 156Hz로 과연 어떤 주파수 대역에 일치하는가를 판정하기 어려운 점을 제시한 데이터이다. 실제 이 부품을 분해해서 결함을 파악한 결과 내륜에 흡집이 있는 것으로 판정되었다.

이와 같은 결과로부터 주파수 분석의 판정에 어려움이 있음을 알 수 있었다. 그 근본적인 문제는 복잡한 기계구조상 여러가지 고유주파수들의 혼입현상이라 생각할 수 있다.

4. 열화경향 관리도 적용

Fig. 5~Fig. 10 FFT분석결과 주파수와 그에 대응한 스펙트럼값을 얻을 수 있었으며 각 결함의 종류에 따라 값은 각각 다른 것을 알 수 있었다. 따라서 스펙트럼값에 의한 경향관리도를 적용하기 위해서는 각 설비마다 개별관리를 해야 하며, 그 관리를 위해서는 정상상태에서 일정한 간격으로 데이터를 N=20개 이상 얻어서 그 분포를 알기위해 식(2.11)과 식(2.12)를 이용

Table. 2 Normal condition data of inner race

Number	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Spectrum value	0.15	0.19	0.16	0.17	0.25	0.18	0.19	0.15	0.18	0.22
Number	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Spectrum value	0.27	0.32	0.19	0.27	0.17	0.23	0.20	0.15	0.35	0.29

Table. 3 Abnormal condition data of inner race

Number	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Spectrum value	2.0	2.1	1.5	2.4	1.8	2.3	3.8	2.5	2.5	2.5
Number	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Spectrum value	3.1	3.0	3.0	2.6	2.5	2.4	1.7	2.0	2.3	2.3

하여 평균값과 표준편차를 구하고, 식(2.13)과 식(2.14) 및 식(2.15)를 이용하여 주의수준과 위험수준을 구해서 경향관리도를 만든다. 만들어진 경향관리도상에 얻어진 데이터를 타점(plot)해서 이탈여부를 확인한다. 또, 각 설비의 열화특성에 따라 주의수준과 위험수준을 조정하면서 관리할 수 있다.

4.1 적용 사례

롤러 베어링 Nu204에 대하여, 앞의 2.4절 고주파수 영역 분석과 동일한 방법으로, 샘플링 주파수 1kHz에서 내륜의 정상상태 및 이상상태에 대한 FFT 분석을 하여 가속도 값(G)의 데이터를 얻는다. 각각의 데이터값은 가장 큰 스펙트럼값을 3회 측정 후 평균한 것이며, 그 데이터는 N=20개씩 얻었다. 그 결과는 Table 2와 Table 3과 같다.

정상상태 데이터를 이용하여 식(2.11)~식(2.15)에 대한 각각의 값을 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \bar{x} &= 0.211[G] \text{ (평균)} \\ s &= 0.058[G] \text{ (표준편차)} \\ x_a &= 0.39[G] \text{ (주의수준)} \\ x_{bl} &= 0.98[G] \text{ (저주파영역일 경우의 위험수준)} \\ x_{bh} &= 2.31[G] \text{ (고주파영역의 위험수준)} \end{aligned}$$

이것에 대한 열화경향관리도를 작성하여, 정상상태의 데이터 Table 2를 경향관리도에 타점하면 Fig.12의 아래부분과 같다. 이 경우는 주의수준(x_a) 0.39(G) 이하에서 전부 타점되고 있음을 알 수 있었다. 또한, 내륜에 결함이 있는 데이터 Table 3을 타점하면 Fig.12의 윗부분과 같이 된다.

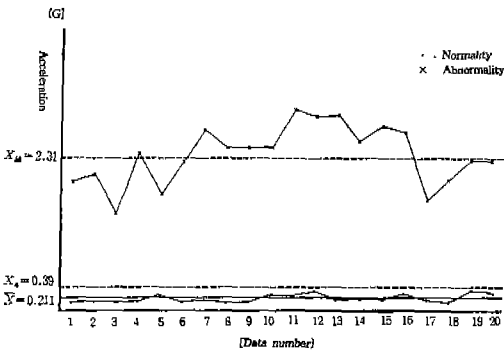


Fig. 12 Plot of degradation trend control chart

이 경우는 첫번째 데이터에서 주의수준을 훨씬 벗어나 위험수준에 접근하고 있으며, Table 3의 4번째 데이터에서 위험수준 2.31을 넘는 상태를 알 수 있었다. 전반적으로 20개 데이터중 12개 데이터가 위험수준 (X_{bb})를 넘고, 나머지 8개 데이터도 주의수준을 훨씬 넘는 상태로 결함이 있음을 알 수 있었다. 더욱이 데이터 7번째 부터 16번째가 연속 위험수준을 넘는 것으로 이미 7.8번째 데이터로 결함이 있음을 충분히 파악할 수 있다.

한편, 여기서는 고주파수 영역이므로 고주파수 영역의 위험수준 2.31을 중심으로 분석한 것이며, 결함식별 능력을 갖는 관리도로서 충분한 역할을 하고 있음을 알 수 있었다.

5. 결 론

주파수 스펙트럼 분석을 통하여, 회전기계의 이상원인을 파악해 보았다. 저주파수 영역인 평형불량, 축정렬어긋남, 휨, 풀림 등의 특징패턴을 요약하면, 평형불량의 경우는 기본주파수 f_r 에서 큰 피크값을 나타내고, 축정렬 어긋남과 휨은 기본주파수에서 큰 피크값과 그 고조파성분에서 차차 작은 피크값을 보이며, 기계적인 풀림은 기본주파수에 가장 큰 피크값을 보이고, $1/3f_r$, $1/2f_r$, $2f_r$, $3f_r$ 에서 약간의 피크값을 보이는 특징을 파악할 수 있다.

또, 고주파수 영역인 내륜, 외륜, 전동체의 손상에서는 통과주파수(f_i , f_o , f_b)와 거의 일치하는 것을 알 수 있었다. 또, 복잡한 기계구조상 여러가지 고유 주파수들의 혼입현상으로 전혀 분간하기 어려운 상황도 있음을 알 수 있었다. 이와 같이 진동센서를 이용하여 설비

상태를 정량적으로 파악, 보전하고자 하는 것은 기존의 사후보전, 정기보전과 다른점이라 하겠다.

한편, 보전방식은 어느 것이 좋고 어느 것이 나쁘다고 단정할 수 없고, 다만 설비의 열화특성, 예방보전비용, 돌발고장에 의한 생산손실 등에 따라 최적방법이 선택되어야 할 사항이지만, 특히, 요즘처럼 현장의 설비가 복잡화, 고속화, 연속화, 지능화, 자동화 된 상황에서는 설비 각각에 대한 진동 스펙트럼을 이용하여, 제안된 열화경향관리도를 통해 설비상태를 정량적으로 파악하고 고장의 징후를 사전에 파악하는 상태기준 예방보전(CBPM)방식이 절실히 요구된다고 하겠다. 그리고, 잡음혼입현상으로 결합의 식별이 어려운 경우에 대한 별도의 연구와 AE센서를 동시에 사용하여 분석하는 방법 등은 앞으로의 연구과제라 하겠다.

참고문헌

1. 김광식, 기계진동학, 보성문화사, pp.19-49, 1992.
2. 왕지남, 김광섭, 정운성, "기계상태의 변화를 온라인으로 탐지하기 위한 래디얼 베이스스 하이브리드 뉴럴 네트워크 모형화," 대한산업공학회지, Vol.20, No.4, pp.113-134, 1994.
3. 배도선, 최신 통계적 품질관리, 영지문화사, pp.120-199, 1992.
4. Oppenheim, A. V., Digital Signal Processing, Prentice-Hall, pp.17-120, 1975.
5. C. James Li and S. M. Wu, "On-Line Detection of Localized Defects in Bearings by Pattern Recognition Analysis," Journal of Engineering for Industry, Vol.111, November, pp.331-336, 1989.
6. Dyer, D., and Stewart, R. M., "Detection of Rolling Element Bearing Damage by Statistical Vibration Analysis," ASME Journal of Mechanical Design, Vol.100, pp.229-235, 1978.
7. William, C. Louv, "Adaptive Filtering," Technometrics, Vol.26, No.4, pp.400-413, 1984.
8. Harris and Crede, Shock and Vibration Hand Book, McGraw-Hill Book Co.,

- pp.27-57, 1976.
9. Chiwei Chen and Feoffrey Okogbaa, "A Conceptual Design of an On-line Artificial Neural Network for Process Diagnostics." Institute of Industrial Engineers Conference, pp.275-278, 1994.
 10. Ehich, F.F., "Sum and Difference Frequencies in Vibration of High Speed Rotating Machinery," ASME Journal of Mechanical Design, Jan. Vol.94, No.1, Feb., pp.181-184, 1972.
 11. 白木万博, 神吉博, "機械工業における 振動問題," 機械の研究, 第29巻, (第8號, 第9號, 第10號, 第11號, 第12號), 1977.
 12. 豊田利夫, "回轉機械診断の進め方," 日本プラントメンテナンス協會, pp.157-264, 1992.
 13. 神谷好承, "振動解析によるロボット運動のオンライン状態分析に関する研究," 精密工學會誌, Vol.54, No.11, pp.156-161, 1988.
 14. 吉岡武雄, 藤原考誌, "轉がり疲れ現象への AEの應用," 非破壊検査, 第32巻, 第10號, pp.823-832, 1982.
 15. 佐田登志夫, 高田祥三, "設備診断技術の現状と將來," 計測と 制御, Vol.25, No.10, pp.863-870, 1983.
 16. 王之南, 丁潤聲, 金光變, "機械状態のオンラインモデリングのための2段階 ラジアルベイス ハイブリッド 神経網," 日本設備管理學會誌, Vol.6, No.3, pp.20-28, 1994.