◉ 研究論文

半徑荷重을 받는 缺陷 볼베어링의 振動解析에 關한 硏究

(第1報 : 多重缺陷 時系列 振動信號 分析)

金 永 柱* · 全 孝 重**

A Study on the Vibration Analysis of Multi-components Damaged Ball Bearing under Radial Load

(Part 1; Time Domain Analysis of Multi-components Damaged Vibration Signal)

Y. J. Kim, H. J. Jeon

Abstract

In this paper an experimental review of condition monitoring method using time domain vibration signals and statically measured wave forms of a multi-components damaged ball bearing is presented first time. Many investigators studied already about vibration characteristics of a single point damaged ball bearing but they did not make efforts to verify vibration phenomena of a multi-components damaged one. Even in case of a tripple components damaged (i.e, outer race, inner race and rolling element) one, the high frequency resonance technique (HFRT) and the displacement time domain technique can be also used for its fault detection. According to experimental results undertaken a static displacement measuring method, the defect locations of components can be proposed confidently with simple calculation of the rotating angles of each component.

記 號 說 明

n : 링의 모오드 次數(1次 $n=2$, 2次 $n=3\cdots$)
R : 핏치圓의 半徑(mm)
E : 彈性係數(kg/mm²)
I : 링中心에서의 內外輪 斷面 慣性모멘트 (mm⁴)
F_n : 外輪共振周波數(Hz)
f_n : 內輪共振周波數(Hz)
f_c : 케이지回轉周波數(Hz)
f_0 : 外輪損傷 最大周波數(Hz)
f_i : 內輪損傷 最大周波數(Hz)
f_b : 볼損傷 最大周波數(Hz)
f_r : 內輪 回轉周波數(Hz)

* 正會員, 韓國機械硏究所
** 正會員, 韓國海洋大學

D : 베어링 핏치圓의 直徑(mm)
d : 볼 直徑(mm)
z : 볼 數
K_b : 볼베어링 彈性(kg/mm)
α : 볼과 볼사이 角(deg)
β : 接觸角(deg)
ρ : 링의 單位 길이當 密度(kg·sec²/mm²)
ϕ_0 : 振動센서에서 外輪缺陷까지의 圓周角(deg)
ϕ_i : 軸上의 key phasor에서 內輪缺陷까지의 圓周角(deg)
ϕ_b : 케이지의 key phasor에서 볼까지의 圓周角(deg)
ψ_0 : 外輪回轉周期角(deg)
ψ_i : 內輪回轉周期角(deg)
ψ_b : 볼回轉周期角(deg)
ψ_c : 케이지回轉周期角(deg)

1. 概 要

回轉機械에서 使用되고 있는 볼베어링의 缺陷을 運轉中에 探知하기 위해서는 베어링 하우징 部位의 振動을 計測하여 損傷信號를 容易하게 識別할수 있도록 信號處理가 이루어져야 한다. 볼베어링의 種類, 荷重方向, 加工精度 等에 따라 振動特性은 다르며 內外輪이나 볼의 缺陷位置에 따라 獨特한 振動信號를 發生하는 現象이 있음을 1950年代에 Perret, Meldau[1,2] 등이 提案하였고 騷音이 있는 環境下에서도 損傷信號를 正確히 찾기 위한 方法으로 Burchill[4], Harting[5] 등에 의해 高周波共振法(HFRT)이 提案되고 Darlow[6], Board[7] 등이 實驗的으로 確認하였다.

이와는 別途로 Philips[13], Kim[16] 등은 變位센서를 1個의 缺陷을 갖는 베어링의 振動信號分析에 活用할 수 있음을 提示하였다.

베어링의 振動計算 理論으로는 Sunnersjö[8], Stone[14] 등의 回轉體 不平衡力에 의한 롤러베어링의 軸心 變動量計算, White[11]의 半徑荷重 分布率, 볼과 內外輪 間隙影響에 의한 軸心 變動量計算, Meyer[10]의 推力荷重에 의한 롤러베어링의 外輪 變位計算, Tamura[17]의 數値解析에 의한 베어링 軸心 變位計算 등을 들 수 있는데 이들 理論 모두 缺陷베어링의 振動解析을 行하는데는 利用이 不可能하다.

本 硏究에서는 半徑荷重을 받는 깊은 홈 볼베어링(6206)의 內·外輪 및 볼에 缺陷이 1個 또는 2~3個 組合되어 있을때 測定된 變位와 加速度의 時系列 振動信號를 比較 檢討하고 이로부터 缺陷周波數와 位置를 比較的 簡單한 振動測定裝置로 正確히 찾아낼 수 있음을 확인하고 이에 대한 問題點을 檢討코자 한다.

2. 半徑荷重下의 缺陷베어링 振動

볼베어링은 內·外輪 및 이들 사이를 굴러가는 볼이나 롤러로 構成되고 이들중 어떤 要素가 機械的, 化學的으로 損傷될 때 內·外輪 및 볼의 損傷信號가 베어링 外輪을 통하여 베어링 하우징에 傳達되며 이들 構成要素를 볼이 通過하는 周波數는 相異하다. 베어링 損傷信號를 測定하기 위해서는 加速度信號의 境遇 베어링 하우징에 加速度센서를 設置하고, 變位信號 測定을 위해서는 高感度 變位센서를 外輪 가까이 接近시켜야 한다. 測定信號의 S/N比를 높이기 위해 回轉機械 構造物이나 베어링 內外輪의 固有振動數를 中心周波數로 하여 밴드패스 필터링해야 한다. 베어링 圓形링의 固有振動數를 計算하기 위한 一般式은 [3]

$$F_1 \cdots F_n,\ f_1 \cdots f_n = \frac{n(n^2-1)}{2\pi\sqrt{n^2-1}} \left(\frac{1}{R}\right)^2 \sqrt{\frac{EI}{\rho}} \qquad (1)$$

여기서 $F_1 \cdots F_n$은 外輪 共振周波數, $f_1 \cdots f_n$은 內輪 共振周波數를 말한다. 한편 回轉速度에 따른 損傷베어링의 要素別 回轉周波數는 볼의 接觸角 β, 內輪回轉周波數 f_r, 볼回轉周波數 f_b, 內外輪의 볼 通過周波數 f_i, f_0, 케이지의 回轉周波數 f_c라할 때 Palmgren理論에 의해 다음과 같이 이를 計算할 수 있다[1]. 베어링의 固有振動數 以外에 加速度센서의 固有振動數를 利用하는 境遇도 있으나[6] 이들은 10~50KHz 範圍로 높고 回轉機械 構造物의 境遇 10KHz 內外로 낮다.

特別한 境遇를 除外하고는 振動測定裝備의 周波數 使用範圍가 最高 20KHz 程度로 制限되고 있어 一般的으로 後者를 많이 利用한다.

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

$$f_c=0.5\ f_r\left[1-\left(\frac{d}{D}\right)\cos\beta\right]$$

$$f_0=0.5\ f_rz\left[1-\left(\frac{d}{D}\right)\cos\beta\right] \qquad (2)$$

$$f_i=0.5\ f_rz\left[1+\left(\frac{d}{D}\right)\cos\beta\right]$$

이들의 損傷部位別 振動波形은 Harting[5], Philips[13] 등이 提案한 바 外輪, 內輪, 볼에 各各 1個의 缺陷을 갖는 境遇의 例를 Fig. 1에 보인다. 本 硏究에서 試片으로 使用한 6206 베어링의 境遇 式(2)로 부터

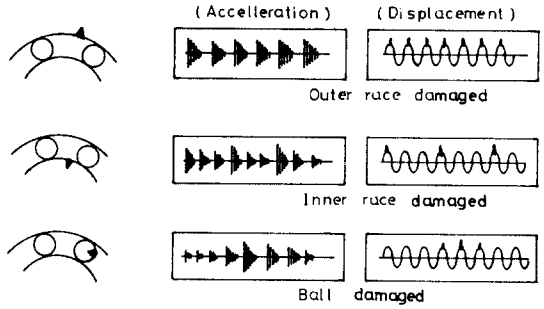


Fig. 1. Wave forms of a single point damaged ball bearing.

$$f_b=4.69\ f_r$$
$$f_c=0.398\ f_r$$
$$f_0=3.58\ f_r$$
$$f_i=5.419\ f_r$$

이며, 缺陷部의 回轉周波數로 부터 各部의 回轉周期角을 計算하면 (Fig. 8參照)

$$\text{(外輪回轉 周期角)}\quad \psi_0=360^\circ\times\frac{f_r}{f_0}$$
$$\text{(內輪回轉 周期角)}\quad \psi_i=360^\circ\times\frac{f_r}{f_i} \qquad (4)$$
$$\text{(볼 回轉 周期角)}\quad \psi_b=360^\circ\times\frac{f_r}{f_b}$$
$$\text{(케이지回轉 周期角)}\quad \psi_c=360^\circ\times\frac{f_r}{f_c}$$

3. 實驗裝置

半徑荷重을 받는 래디얼베어링의 靜的 變位를 測定하고 高速回轉中의 振動現象을 測定·分析하기위해 Fig. 2와 Table 1에 보이는 바와 같은 實

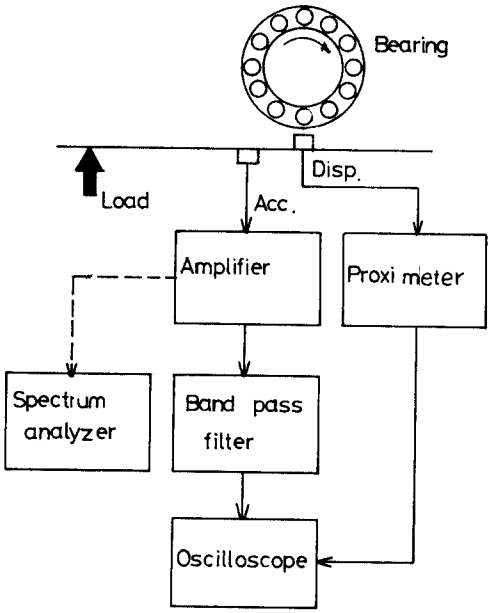


Fig. 2. Vibration measuring system for time domain signal analysis.

Table 1. Specification of measuring equipment

Name	Maker	Specification
Amplifier	B&K	5719, 30KHz
Amplifier	Vibrometer	VMS 801, 2ch.
Accelerometer	B&K	4370, piezo
Proximeter	Vibrometer	TO 103, 8 $mv/\mu m$
Band-pass filter	B&K	1621, BW 3%, 23%
FFT analyzer	Ono Sokki	CF-300, 20 KHz
Video printer	〃	VP 55, hard copy
Oscilloscope	Kikusui	5516ST, store
Scope camera	Tektronix	C-5B, 0.1 ms

Table 2. Dimension of 6206 bearing

Nomenclature	Symbol	Dimension
Ball Dia.	d	9.52 *mm*
Inner raceway groove radius	ri	5.09 *mm*
Outer raceway groove radius	ro	5.2 *mm*
Inner groove curvature center	Di	47.3 *mm*
Outer groove curvature center	Do	45.4 *mm*
Ball pitch Dia.	D	46.6 *mm*
Number of ball	Z	9
Radial clearance	Cd	40 *μm*
Bearing width	B	16 *mm*
Sectional area of inner race	Ai	71 mm^2
Sectional area of outer race	Ao	64.7 mm^2
Damping factor	C	0.00294 N.S/*μm*
Young's modulus	E	2.12×14^4 kg/cm^2
Sctional moment of inertia	I	98 mm^4
Poisson's ratio	V	0.25

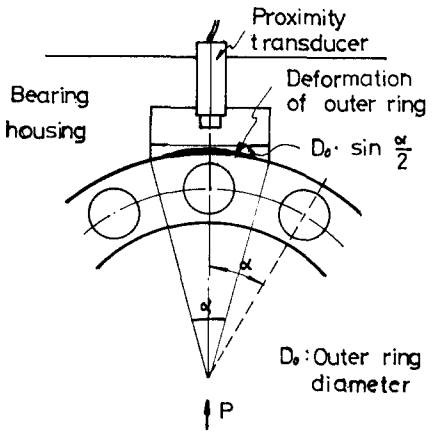


Fig. 3. Installation of displacement transducer.

驗裝置를 製作하였다. 外輪은 固定하고 內輪을 벨트로 連結한 軸과 함께 驅動모터로 回轉하며 荷重 74~340kg, 最大回轉數 3600RPM까지 調整할 수 있도록 하였다. 供試 래디얼볼베어링은 6206으로서 볼베어링 內·外輪 및 볼에 깊이 20 μm, 幅 40μm程度의 缺陷을 放電加工機를 利用하여 만들었다. 供試品의 主要칫수는 Table 2에 보이며 感度 8mv/μm인 渦流型 非接觸式 變位센서를 Fig. 3과 같이 1個의 볼에 加해지는 荷重에 依한 變位가 可能하도록 센서 開口部 直徑을 27φ로 하고 加速度센서는 變位센서와 가까운 附近에 設置하였다.

4. 實驗 結果

實驗裝置의 固有振動數는 Fig. 4 및 Table 3, 4에 보이는 바와같이 內輪의 回轉數와 缺陷位置等에 따라 多少 影響을 받기 때문에 荷重을 180 kg으로 一定하게 하고 回轉數 1015RPM, 1800 RPM에서의 缺陷 種類에 따라 Table 4의 中心周波數 및 狹帶幅, Fig. 5의 節次로 時系列 振動信號를 處理하였다. 缺陷이 1個 또는 2~3個 複合된 狀態에서의 時系列 信號는 Table 5, 6 및 Fig. 6, 7과 같다. 內·外輪 및 볼의 缺陷을 갖는 境遇로서 Case 1의 境遇 內輪 回轉數 968RPM일 때 內·外輪 缺陷만 나타난 瞬間이고 Case 3은 이들 缺陷 모두가 나타난 加速度信號이며 Case 2는 內輪回轉數 1256RPM로으서 Case 1의 設置狀態에서 外輪을 180度 回轉시킨 結果 外輪缺陷이 荷重領域에 있지 않도록 하였다.

이로부터 內·外輪 및 볼의 缺陷周期와 位置를 計算하면

(1) Case 1; (變位, 968RPM)

· 外輪缺陷周期 $1/f_o$=16.8m sec (理論値 17.3m sec)

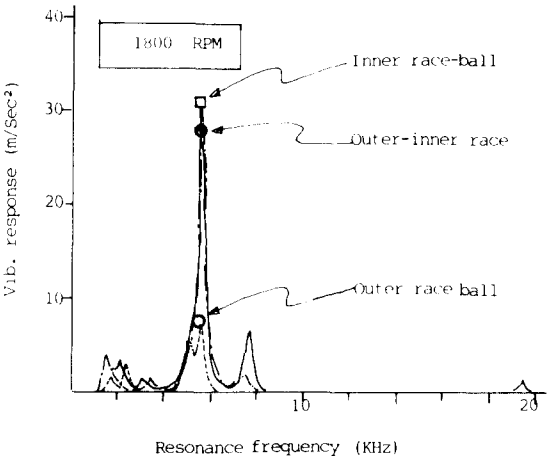


Fig. 4. Vibration response of test rig.

Table. 3. Vibration responses of each resonance components

Defect	Speed (RPM)	Vib. response ($m.sec^{-2}$)
Outer race	1015	500 Hz-2.3, 1600 Hz-3.6, 5500 Hz-1.4
	1800	1600 Hz-1.4, 2500 Hz-1.0, 5600 Hz-1.8, 8900 Hz-3.7, 10900 Hz-1.6, 14800 Hz-3.1, 16100 Hz-2.6
Inner race	1015	1600 Hz-2.3, 3400 Hz-0. 7, 5600 Hz-5.7, 7700Hz-0.6
	1800	1600 Hz-2.4, 3400 Hz-3.1, 5600 Hz-25.1, 7700 Hz-1.7
Ball	1015	1600 Hz-1.5. 5500 Hz-2.3, 7700 Hz-0.3
	1800	1600 Hz-0.7, 5500 Hz-4.9, 7700 Hz-1.4, 9600 Hz-0.8
Outer-inner race	1015	1700 Hz-1.0, 2200 Hz-1.2, 3400 Hz-0.9, 5600 Hz-4.7, 7700 Hz-2.0
	1800	1700 Hz-4.3, 2200 Hz-3.1, 3400 Hz-22.3, 7700 Hz-6.5
Outer raceball	1015	1300 Hz-0.9, Hz-1.0, 5700 Hz-3.0
	1800	1500 Hz-3.4, 2400 Hz-2.8, 5700 Hz-7.5
Inner raceball	1015	1600 Hz-2.4, 3400 Hz-1.6, 5500 Hz-22.6, 7800 Hz-4.1
	1800	1700 Hz-2.3, 3300 Hz-1.1, 5500 Hz-30.8, 7800 Hz-1.5
New one (No defects)	1015	1300 Hz-0.3, 5500 Hz-0.2
	1800	1200-0.5, 5700 Hz-0.3

Table. 4. Selected center frequency of varying defects

Defect position	Speed (RPM)	Resonance (Hz)	Center Freq. (Hz)	Band width(%)
Good bearing	1015	1300, 5500	5500	23%
	1800	1200, 5700	5700	〃
Outer race	1015	500, 1600, 5500	5500	〃
	1800	5600, 8900, 10900, 14800, 16100	8900	〃
Inner race	1015	1600, 3400, 5600, 7700	5600	〃
	1800	1600, 3400, 5600, 7700	5600	〃
Ball	1015	1600, 3400, 5500, 7700	5500	〃
	1800	1600, 5500, 7700, 5500,	1960	〃
Outer-inner race	1015	1700, 2200, 3400, 5600, 7700	5600	〃
	1800	1700, 2200, 3400, 5600, 7700	5600	〃
Outer raceball	1015	1300, 2500, 5700	5700	〃
	1800	1500, 2400, 5700	5700	〃
Inner raceball	1015	1600, 3400, 5500, 7800	5500	〃
	1800	1700, 3300, 5500, 7800	5500	〃

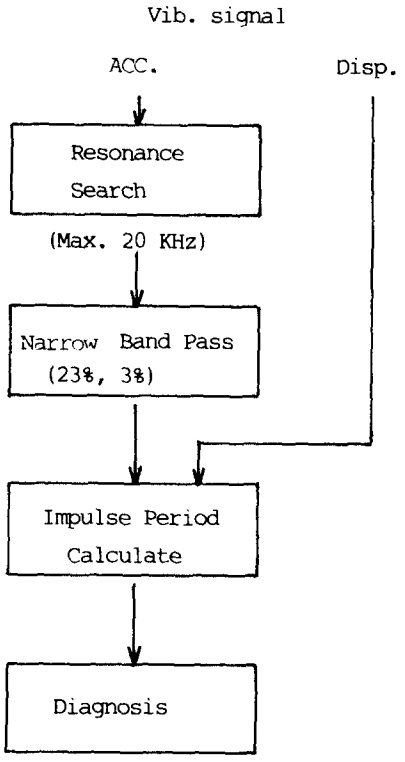


Fig. 5. Diagnosis procedure using time domain signal analysis.

·內輪缺陷周期 $1/f_i = 11$m sec(理論値11.4m sec)

·外輪缺陷位置 $\phi_o = 40° \times \frac{9}{16.8} = 21.4°$ ATDC

혹은 $61.4°(=21.4°+40°)$

(實際値 20° ATDC)

·內輪缺陷位置 $\phi_i = 360° \times \frac{3}{62} = 17.4°$ ATDC

(實際値 20° ATDC)

(2) Case 2; (變位, 1256RPM)

·볼 缺陷周期 $1/f_b = 10.4$m sec(理論値 10.2m sec)

·볼 缺陷位置 $\phi_b = 360° \times \frac{6.5}{120} = 19.5°$ BTDC

(實際値 20° BTDC).

(3) Case 3; (加速度, 968RPM)

·볼 缺陷周期 $1/f_b = 13$m sec(理論値 13.2m sec)

·外輪缺陷周期 $1/f_o = 17$m sec(理論値 17.3m sec)

·內輪缺陷周期 $1/f_i = 11.2$m sec(理論値 11.4m sec)

·內輪缺陷位置 $\phi_i = 360° \times \frac{4}{62} = 23°$ ATDC

(實際値 25° ATDC)

한편 同 供試品의 靜的 變位測定의 結果는 Fig. 8에 보이는 바와 같이 內輪 回轉角의 變化에 따라 內·外輪과 볼 缺陷波形이 나타나며 式(4)에 의해 計算한 回轉周期角과 比較 하였다.

Table. 5. Defect frequency components of Acc. signal (6206)

Defect	1015RPM		1800RPM	
	Calculated	Experimental	Calculated	Experimental
Outer race	16.5 msec (60.5 Hz)	16.5 msec (60.6 Hz)	9.3 msec (107.4 Hz)	9.5 mesc (105 Hz)
Inner race	10.9 msec (91.7 Hz)	11 msec (90.9 Hz)	6.2 msec (162.6 Hz)	6.3 msec (158.7 Hz)
Ball	12.6 msec (79.2 Hz)	12.7 msec (78.7 Hz)	7.1 msec (140.5 Hz)	7.5 msec (133.3 Hz)
Outer-inner race	16.5 msec 10.9 msec	16.5 msec 10.9 msec	9.3 msec 6.2 msec	9.3 msec 6.1 msec
Outer race-ball	16.5 msec 12.6 msec	16.5 msec 12.6 msec	9.3 msec 7.1 msec	9.3 msec 7.1 msec
Inner race-ball	10.9 msec 12.6 msec	11 msec 12.2 msec	6.2 msec 7.1 msec	6.3 msec 7.5 msec

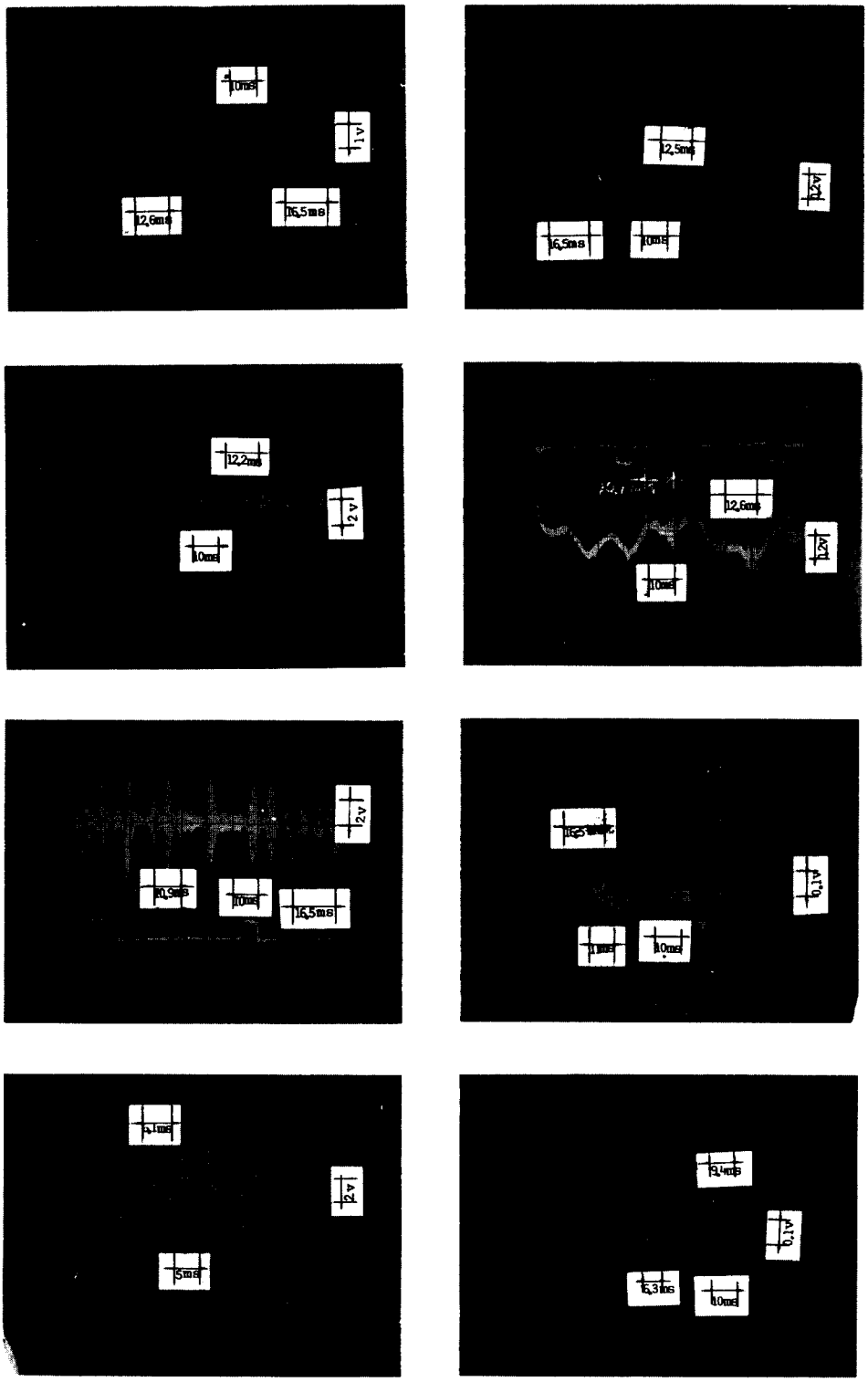


Fig. 6·1. Time domain Vib. signals of a single point damaged ball bearing.

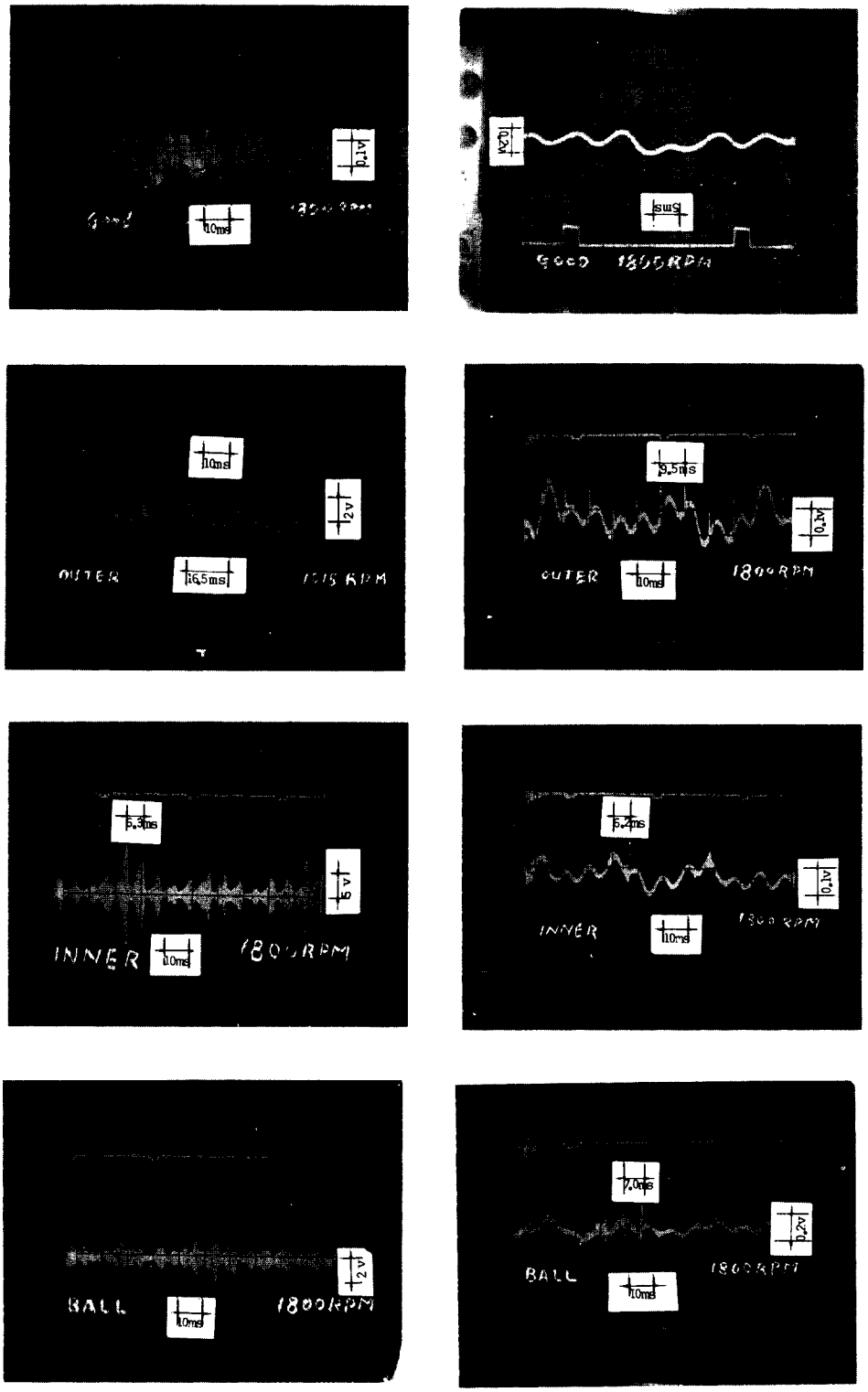
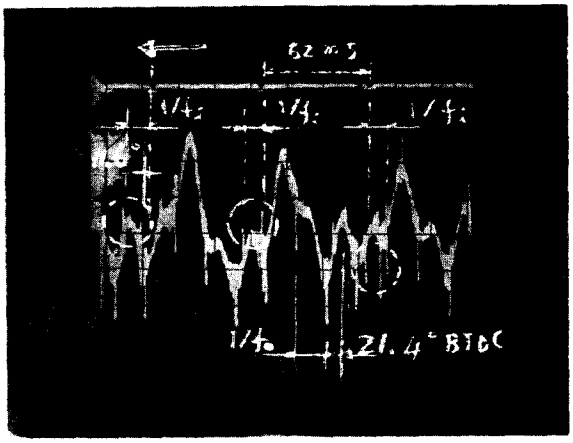
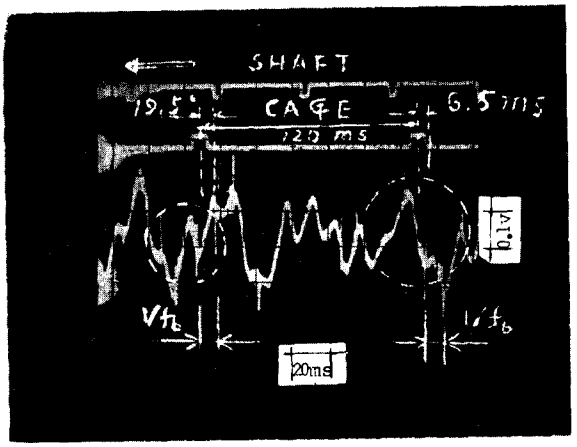


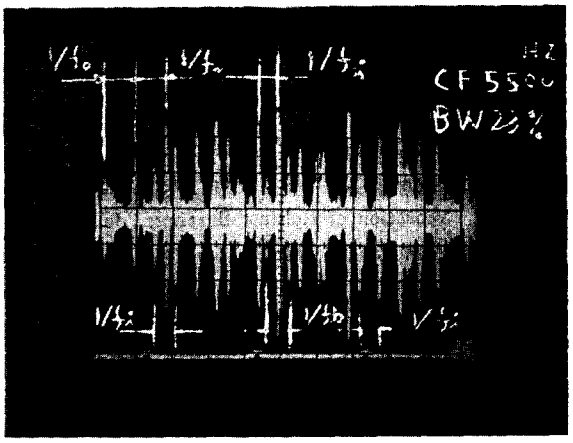
Fig. 6·2. Time domain signals of a double points damaged ball bearing.



Case 1 (968 RPM)



Case 2 (1256 RPM)



Case 3 (968 RPM)

Fig. 7. Time domain Vib. signals of multi-components damaged bearing.

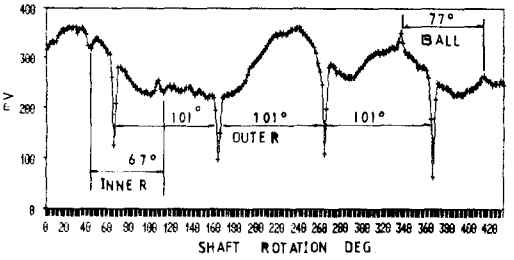


Fig. 8. Static displacement of multi-components damaged ball bearing (180kg load).

實測値와 計算値의 比較結果는 內輪 回轉角에 따른 外輪, 內輪, 볼의 缺陷部의 回轉周期角을 各各 ψ_o, ψ_i, ψ_b라 할때, 이들 값은 아래와 같다.

$$\psi_o = 360^\circ \times \frac{1}{3.58} = 100.6^\circ (\text{實測値 } 101^\circ)$$

$$\psi_i = 360^\circ \times \frac{1}{5.419} = 65.6^\circ (\text{實測値 } 66^\circ)$$

$$\psi_b = 360^\circ \times \frac{1}{4.69} = 76.8^\circ (\text{實測値 } 77^\circ)$$

5. 結 論

本 硏究에서는 比較的 簡單한 振動測定裝置로 缺陷베어링의 加速度와 變位信號를 高周波共振法에서 처럼 Demodulation 또는 Cepstrum 등의 複雜한 信號處理를 하지 않고서도 多重缺陷 베어링의 振動解析에 活用할 수 있음을 實驗을 통하여 밝히고 아래와 같은 結論을 얻었다.

(1) 回轉速度가 低速인 境遇가 高速일때 보다, 加速度信號 보다는 變位信號를 利用한 境遇에 缺陷周波數 測定이 容易하다. (Table 7參照)

(2) 時系列信號로 보아 外輪缺陷은 外輪에 볼이 通過時(z/f_r)마다, 內輪缺陷은 驅動軸 回轉周期($1/f_r$)마다, 볼 缺陷信號는 케이지 公轉時($1/f_c$)마다 周期的으로 나타난다.

(3) 缺陷位置 測定을 위해 加速度나 變位信號를 利用할 수 있으나 多重缺陷 또는 高速運轉中일때 加速度信號의 境遇 Noise Cancelling이나 Enveloping 등의 信號處理 외에 Cepstrum,

Table. 6. Defect frequency components of Disp. signal(6206)

Defect	1015PRM		1800RPM	
	Calculated	Experimental	Calulated	Experimental
Outer race	16.5 msec (60.5 Hz)	16.5 msec (60.6 Hz)	9.3 msec (107.4 Hz)	9.5 msec (105.3 Hz)
Inner race	10.9 msec (91.7 Hz)	11 msec (90.9 Hz)	6.2 msec (162.6 Hz)	6.2 msec (162 Hz)
Ball	12.6 msec (79.2 Hz)	12.5 msec (80 Hz)	7.1 msec (140.5 Hz)	7.0 msec (142.9 Hz)
Outer-inner race	16.5 msec 10.9 msec	16.5 msec 11 msec	9.3 msec 6.2 msec	9.2 msec 6.2 msec
Outer race-ball	16.5 msec 12.6 msec	16.5 msec 12.5 msec	9.3 msec 7.1 msec	9.3 msec 7.1 msec
Inner race-ball	10.1 msec 12.6 msec	10.1 msec 12.6 msec	6.2 msec 7.1 msec	6.1 msec 7.1 msec

Table. 7. Frequency difference of experimental/calculated values (Disp./Acc. signal) (unit: %)

Defect	1015 RPM	1800 RPM
Outer race	0/0	+2.2/+2.2
Inner race	0/+0.9	0/+1.6
Ball	−0.8/+0.8	−0.8/+5.6
Outer-inner race	−0.4/ 0	−0.6/−0.6
Outer race-ball	−0.3/ 0	0 / 0
Inner race-ball	0 /−1.3	−0.8/+3.8
Mean	−0.3/+0.1	+0.1/+2.1

Crest factor 등의 分析이 遂行되면 보다 正確한 結果를 얻을수 있을 것이다.

(4) 回轉機械를 停止시킨 狀態에서도 靜的 變位測定法을 利用하여 베어링의 多重缺陷狀態를 正確히 判斷할 수 있다.

參 考 文 獻

[1] Gustafsson, D.G.; Detection of Damage in Assembled Rolling Element Bearings, ASME Trans. 5(1962) 197-209.

[2] Mcfadden, P.D.; Vibration Monitoring of Rolling Element Bearings by the High-Frequency Resonance Technique-A Review, Tribology International, Vol. 17-No. 1 (1984. 2)

[3] Kellum, G.B.; Ball and Roller Bearing Failures, Hydrocarbon Processing(1973. 1) 85-88

[4] Burchill, R.E.; New Machinery Health Diagnostic Techniques Using High-frequency Vibration, SAE Paper No. 730930(1973. 10)

[5] Harting, D.R., Taylor, J.W.; Demodulated Resonance Analysis Systems, U.S. Patent 3842663(1974. 10)

[6] Darlow, M.S.; Applications for Early Detection of Rolling Element Bearing Failures Using the High-frequency Resonance Technique, ASME Publication 75-DET-46 (1975. 5)

[7] Board, D.B.; Incipient Failure Detection in CH-47 Helicopter Transmission, ASME Publication 75-WA/DE-18(1975. 8)

[8] Sunnersjö, C.S.; Varying Compliance Vibration of Rolling Bearings, Journal of Sound and Vibration Vol. 58, No. 3(1978) 363-373

[9] Nisho, K.; An Investigation of the Early Detection of Defects in Ball Bearings by the Vibration Monitoring, ASME Publication 79-DET-45(1979. 5)

[10] Meyer, L.D.; An Analytic Model for Ball Bearing Vibration to Predict Vibration Response of Distributed Defects, ASME

Trans., Journal of Mechanical Design, Vol. 102(1980. 4) 205-210.

[11] White, M. F.; Rolling Element Bearing Vibration Transfer Characteristics: Effect of Stiffness, Trans. of ASME, Journal of Applied Mechanics, Vol. 46(1979. 9) 677-684.

[12] Sankar, T. S.; Time Domain Analysis of Machinery Vibration Signals Using Digital Techniques, Trans. of ASME, Journal of Mechanical Design, Vol. 102(1980. 4) 211-216.

[13] Philips, G. J.; Rotating Machinery Bearing Analysis, Mechanical Engineering(1980. 7) 28-33

[14] Stone, B. J.; Some Damping and Stiffness Characteristics of Angular Contact Bearings under Oscillating Radial Load, I Mech. E, C274/80(1980) 157-162.

[15] Harker, R. G.; Rolling Element Bearing Monitoring Using High Gain Eddy Current Transducers, Trans. of ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 107(1985. 1 160-164.

[16] Kim, P. Y.; A Review of Rolling Element Bearing Health Monitoring(Ⅲ), Proc, 3rd International Conference on Vibrations in Rotating Machinery, York, England, 11-13 Sept. (1984) 119-125.

[17] Tamura, H.; On the Radial Vibration of Ball Bearings (Computer Simulation), JSME Paper No. 84-0076B(1984. 9)

[18] 金井 浩, 回轉機械系 自動診斷への 應用に關する硏究, 東北大學論文集, (1986)