

# 진동신호를 이용한 회전 설비 진단사례

이 선 휘

(케이티엠 엔지니어링 (주))

## 1. 머리말

**최** 근 산업 플랜트에 회전기계의 사용이 증가하고 설비가 대형화, 고출력화 됨에 따라 고장이 발생할 경우, 다수의 안전에 위협을 초래하고 공장의 생산량 감소에 따른 경제적 손실을 가져오게 된다. 특히 석유화학 공장이나 제지공장과 같이 연속공정으로 이루어진 플랜트의 경우 그 피해는 막대하므로 사전에 사고를 미리 예방하고 대책을 세울 수 있는 설비진단 기술이 필요하게 되었다.

설비진단 기술에는 진동분석법, 윤활유 분석법, 초음파 탐상법 등 여러 가지 방법들이 적용되고 있으나 전동기, 송풍기, 펌프, 발전기 등 회전기계의 이상 검출로는 진동분석법에 의한 진단이 널리 활용되고 있으며 특히, 시간변화에 따른 진동추이를 분석하는 것이 가장 좋은 진단기술로 평가되고 있다.

본 글에서는 한국 피앤지(주)의 utility 회전 설비를 당사가 위탁 관리한 내용의 일부를 발췌한 것으로서 진동 신호를 이용하여 설비를 진단하고 이상유무를 판정하여 대책을 세움으로서 설비가 신뢰성 있게 가동되기 위한 설비 관리의 목적에 진동 기법을 적용한 사례이다.

## 2. 설비의 특성과 주요관리 사항

설비들은 24시간 가동되며 일부 보수기간을 제외하고는 365일 운전되는 중요 설비들이다. 구동방법은 100% 벨트 구동이고 일정 속도와 부하를 유지하고 있으며, 운전속도는

600 rpm에서 3,326 rpm에 이르기까지 다양한 기종들로 구성되어 있다. 제조 공정상의 특성으로 인하여 한 개의 회전에서 이상이 발생하여 정지되면 몇 개의 관련 회전이 자동 정지해야 하기 때문에, 각 회전에 대한 철저한 상태관리가 필요하며 또, 다른 설비에 비해 정지시간이 생산원가에 미치는 영향이 크므로 갑작스런 가동정지와 maintenance overtime을 감소시키는 것이 가장 중요한 관리 목표이다.

설비진단에 필요한 주요 항목들은 다음과 같다.

- (1) 전동기 진동측정 및 분석
- (2) 회전 및 벨트 진동 측정 및 분석
- (3) 회전의 구조 진동 측정
- (4) 설비의 진동 경향 분석
- (5) 설비의 상태 분석 및 평가
- (6) 진동 대책으로서 정밀 밸런싱 및 축정렬 작업

## 3. 회전 설비의 진단

회전 설비에서 발생하는 진동 요인으로는 공기역학적 진동과 기계적 진동으로 크게 나눌 수 있으며 이들 원인의 대부분은 설계 및 제작 시점에서 대책이 세워진다. 그러나 제작 시 허용 오차와 잘못된 설치 및 운영으로 진동이 발생하게 된다. 이 진동이 점차 증가하면 전동기, 회전, 베어링, 벨트 등 각 부위에서 결함이 발생하며 궁극적으로는 회전 설비의 파손과 안전사고를 일으키게 된다. 따라서 회전 설비에서 고장의 형태에 따라 발생하는 진동에 대한 이해와 함께 그에 따른 적절한 대책이 필요하다.

### 3.1 진동 측정 및 측정 장치

관리대상 설비는 표 1과 같으며 실제의 가동상태를 진단하기 위해 팬이 정상 운전중인 상태에서 측정하고 주파수 분석을 실시하였다. 측정점 선정은 팬의 진동 특성을 잘 나타내는 위치를 선정하였으며 측정 방향은 수직, 수평 및 축 방향의 3방향에서 측정하였다. 평가 방법은 측정된 진동 데이터를 기준으로 overall값 및 주파수 분석을 통하여 팬설비의 부위별 이상 유무를 진단하였으며 팬제작업체인 미국의 Buffalo Forge사의 진동 규제 값과 미국의 진동 전문업체인 CSI사의

진동 규제 권고 값을 근거로 하여 평가하였다.

### 3.2 진단 결과 및 고찰

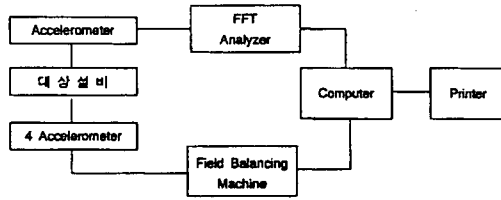
#### (1) Bag house balance fan

팬설비에서 발생하는 진동은 구동 전동기의 회전진동과 팬의 회전진동, 벨트 진동 및 팬 지지축의 베어링 진동이 주류를 이루고 있으며 주파수별로 보면 100 Hz이하의 저주파 진동과 1 kHz이상의 베어링 진동으로 나눌 수 있다.

우선 구동용 전동기에서 진동을 분석해보면 1, 2호기 모두 회전진동과 벨트진동이 높

표 1 관리 대상 설비

Item No.	Machine description	RPM		Motor (HP)	Belt (V-Belt)	Bearing(SKF)	
		Motor	Fan			Pully	Fan
1	Bag house balance fan #1	1750	1323	150	5	22218CCK	22218CC K
2	Bag house balance fan #2	1750	1380	150	4	22218	22218
3	Process vacuum fan #1	1750	2408	125	6	22217	22217
4	Process vacuum fan #2	1750	2363	125	6	22217	22217
5	KP dust control fan #1	1750	1261	100	5	22216	22216
6	KP dust control fan #2	1750	1242	100	5	22216	22216
7	KP trim fan #1	1750	3162	60	4	22211	22211
8	KP trim fan #2	1750	3382	60	4	22211	22211
9	KP trim balance fan	1750	1362	75	4	22215	22215
10	KW process vacuum fan	1750	1898	150	6	22220	22220
11	KW trim fan #1	1750	2723	15	2	22210	22210
12	KW trim fan #2	1750	2820	15	2	22210	22210
13	KW dust control fan #1	1750	2396	125	6	22216	22216
14	KW dust control fan #2	1750	2376	125	6	22216	22216
15	KW dust control fan #3	1750	2390	125	6	22216	22216
17	KW air washer return fan #1	1750	588	40	5	22314	22314
18	KW air washer return fan #2	1750	612	40	5	22314	22314



- \* 측정대상설비
- \* 측정 위치
- \* 진동 검출 센서
- \* 진동 측정 및 주파수 분석
- \* 현장 밸런싱 작업
- \* 대상 설비 교정
- \* 정밀 진동 분석
- \* 고장 원인 평가
- \* 설비의 교정 및 관리
- \* 설비 평가 및 수명 예측
- \* 분석된 데이터 기록
- \* 분석 자료 프린트

그림 1 측정 및 분석 시스템의 구성도

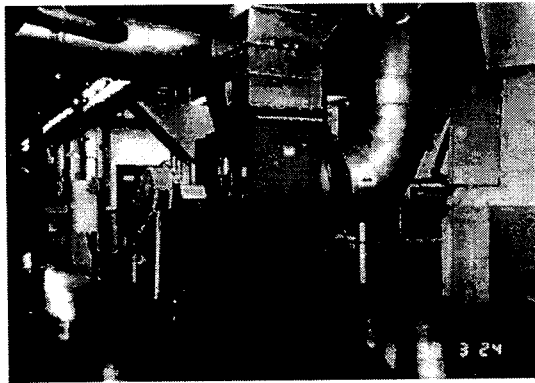


그림 2 Bag house balance fan 2호기

표 2 Sheave의 직경과 중심 거리(단위 : mm)

	Bag house balance fan 1호기	Bag house balance fan 2호기
전동기축 sheave	315.0	335.0
Fan축 sheave	410.0	432.0
Sheave간 중심거리	1595.0	1560.0

표 3 1호기의 벨트 진동 주파수 (단위 : Hz)

Harmonics	Shaft 1	Shaft 2	Belt freq.	Difference	Summed
1	29.67	22.79	6.78	6.87	52.46
2	59.33	45.59	13.56	13.75	104.92
3	89.00	68.38	20.34	20.62	157.38
4	118.67	91.17	27.12	27.50	209.84

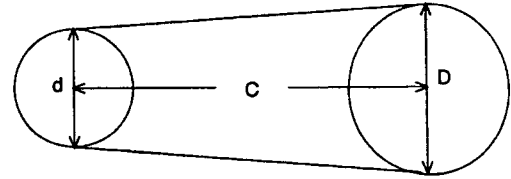


그림 3 벨트와 sheave로 구성된 시스템

계 나타나고 있으며 특히, 2호기에서 2X 벨트 진동이 매우 높게 발생하고 있었다. 벨트 진동의 주파수 계산은 식 (1)과 (2)에 표 2의 sheave 및 벨트 길이 값을 대입하여 얻어지며 표 3 및 표 4는 그 결과이다. 그림 4는 이때의 진동 주파수를 보여주고 있다. 2호기의 경우, 2X 벨트 진동주파수인 14.53 Hz가 높게 나타나는데 이 원인에 대해서는 다음의 두 가지로 요약할 수 있다.

$$F_{belt} = S_i D_i \frac{\pi}{L} \quad (1)$$

$$L = 2c + 1.57(D+d) + \frac{(D-d)^2}{4c} \quad (2)$$

$S_i$  :  $i$ 번째 sheave의 회전 속도

$D$  : 큰 sheave의 직경

$D_i$  :  $i$ 번째 sheave의 직경

$d$  : 작은 sheave의 직경

$L$  : 벨트 길이

$C$  : Sheave 간의 중심 거리

표 4 2호기의 벨트 진동 주파수 (단위 : Hz)

Harmonics	Shaft 1	Shaft 2	Belt freq.	Difference	Summed
1	29.83	23.13	7.26	6.70	52.97
2	59.67	46.27	14.51	13.40	105.94
3	89.50	69.40	21.77	20.10	158.90
4	119.33	92.54	29.03	26.79	211.87

(가) 벨트의 공진

2호기의 벨트 진동수를 측정한 결과 14.58 Hz로서 2X 벨트 진동주파수인 14.51 Hz와 일치하고 있어 공진을 일으키고 있음이 확인되었다.

분석한 내용을 기초로 진단한 결과 벨트의 tension을 변경하거나, sheave간의 벨트길이 조정, idler를 추가하는 방법이 있으나 구조상 그 변화 폭이 작아 sheave와 벨트를 다시 설계하여 재 설치를 하였다.

(나) Flow turbulence에 의한 진동

기체를 이송하는 펌 설비에서는 공기 역학적인 진동이 발생하는데 이것이 flow turbulence에 의한 진동이다. 이 진동은 펌 회전진동의 0.55~1X rpm부근에서 발생하며 펌 구조물 또는 덕트의 고유 진동수와 일치하여 매우 큰 진동을 야기시키고 불규칙한 맥동을 일으킨다.

2호기의 경우 펌 회전 진동이 0.64X rpm 부근에서 발생하고 있으며 펌 케이스에서 측정한 진동 값이 1500  $\mu$ m의 높은 진동 값을 보이고 있었다. 기체흐름에 대한 영향을 확인하기 위해서 덕트개폐기에 따른 진동을 측정한 결과 20  $\mu$ m에서 840  $\mu$ m까지 주기적인 맥동을 일으키고 있었다. 이 때의 진동 특징은 개폐기의 위치가 변화할 때는 진동량이 감소하지만 위치가 정지하여 지속될 때에는 진동이 급격히 증가하고 있어 기체 흐름에 직접적인 영향을 받고 있음을 확인할 수 있었다. 또 펌 설비의 구조를 조사한 결과 1호기에 비해 2호기에서 펌에 연결된 흡입관이 급격한 굴곡을 이루고 있으며 기체의 흐름이 90°로 반전된 후에 바로 펌에 흡입되는 형태를 이루고 있어 flow turbulence에 의한 영향이 매우 클 것으로 사료된다. 진단결과 구조적 변경이 필요한 것으로 평가되었다.

다음으로 펌의 축 지지부에서 측정한 진동을 분석해보면 펌의 회전진동, 벨트진동 및 베어링 진동이 나타나고 있으며 특히 펌의 회전진동이 높게 나타나고 있었다. 1호기의 경우 축방향에서, 2호기는 반경방향에서 높은 진동값을 보여주고 있다.

1, 2호기 모두 overhung type이고 축방향으로 공기를 흡입하여 반경방향으로 토출하는 형태이므로 축방향의 진동이 다소 높게 나타나는 경향이 있지만 진동 규제 값중 경고 값을 초과하므로 두 설비 모두 밸런싱 작업을 실시하였다. 표 5는 밸런싱 전후의 진동 값이고 그림 5와 그림 6은 이때의 진동량 변화를 보여주고 있다.

밸런싱 후, 두 설비의 진동을 측정한 결과, 2호기에서 펌의 회전 진동량은 축방향, 반경방향 모두 상당한 저감효과를 얻을 수 있었으나 1호기의 경우 축방향 진동은 만족할 만한 감소를 보인 반면, 반경방향진동은 축방향에 비해 약간의 감소만을 보이고 있다.

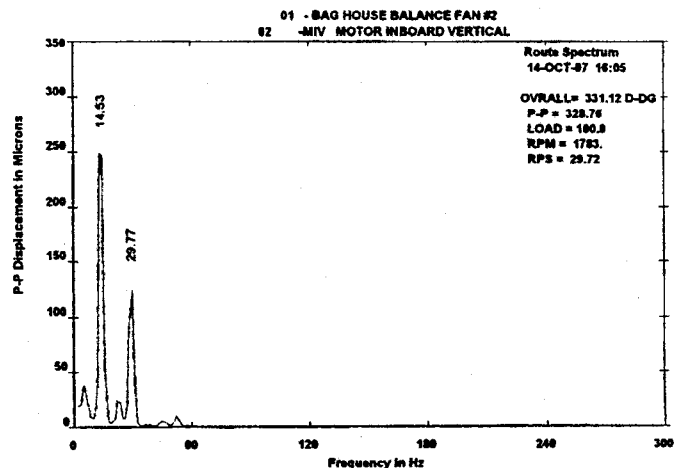


그림 4 2호기의 구동용 전동기에서 측정한 진동주파수

## 소특집 : 진동신호를 이용한 대형설비 및 구조물의 진단사례

이것은 1호기의 경우 팬의 불평형에 따른 회전 진동 외에 다른 외적요인에 의한 영향으로 추정되어 구조진동을 조사하였다. 검토

결과 팬을 지지하고 있는 6개의 방진 스프링 중에 팬 inboard측 방진 스프링에서 공진이 발생하고 있었다. 이 스프링의 영향으로 팬

표 5 Bag house balance fan 1호기 및 2호기의 밸런싱 효과

Bag house balance fan 1호기					
	측정위치	회전수(rpm)	진동량( $\mu\text{m}$ )	저감율(%)	위상(deg)
밸런싱 전	FIV	1366	91.5		214
	FIH	1367	73.2		174
	FOV	1366	47.9		156
	FOH	1366	63.7		254
	FIA	1366	138.4		
밸런싱 후	FIV	1365	42.9	53	193
	FIH	1365	69.0	5.0	259
	FOV	1366	38.2	20	195
	FOH	1365	40.3	37	268
	FIA	1366	35.4	75	
Bag house balance fan 2호기					
	측정위치	회전수(rpm)	진동량( $\mu\text{m}$ )	저감율(%)	위상(deg)
밸런싱 전	FIV	1389	43.6		202
	FIH	1389	142.3		149
	FOV	1389	38.9		218
	FOH	1388	107.4		157
	FIA	1389	73.7		
밸런싱 후	FIV	1388	8.1	81	211
	FIH	1388	19.8	86	142
	FOV	1388	8.4	78	223
	FOH	1388	10.7	90	150
	FIA	1388	19.8	73	

FIV : Fan Inboard Vertical      FIH : Fan Inboard Horizontal  
 FOV : Fan Outboard Vertical      FIA : Fan Inboard Axial

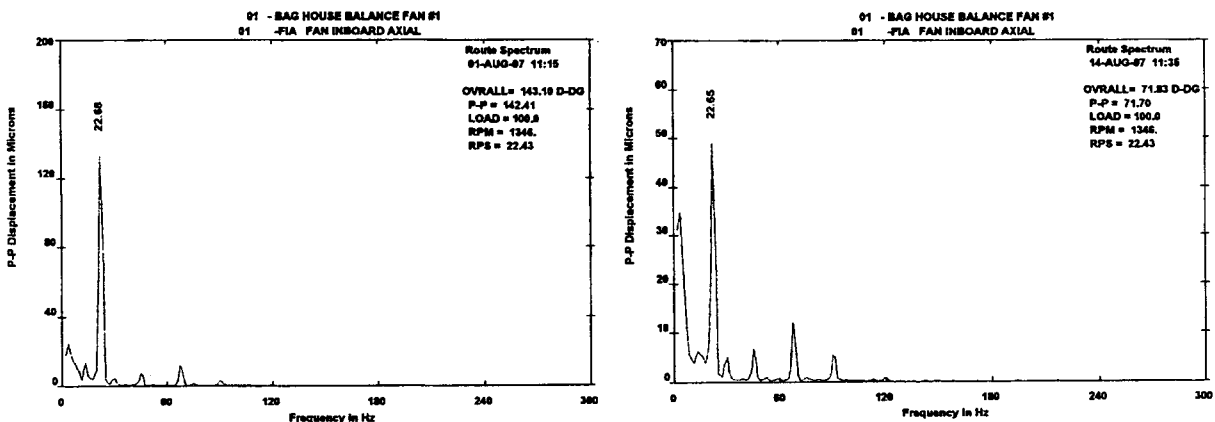


그림 5 1호기 밸런싱 전후의 축방향 진동변화

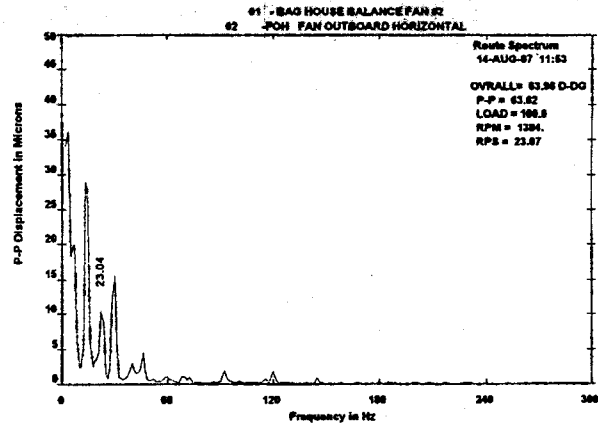
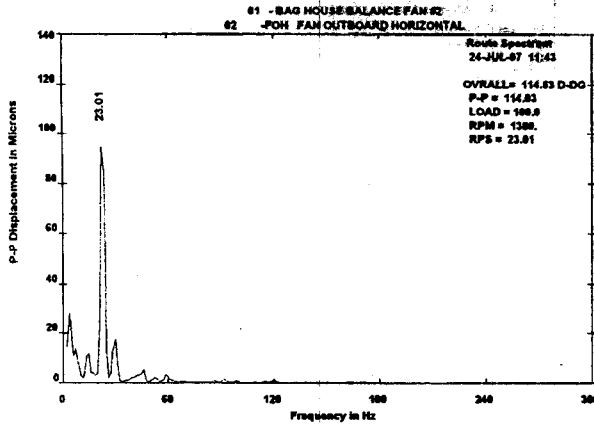


그림 6 2호기 밸런싱 전후의 반경방향 진동 변화

설비가 반경방향으로 pitching을 하고 있어 방진 스프링을 교체하였다.

팬 설비의 또 다른 진동 특성 중의 하나는 벨트가 늘어나면서 발생하는 flapping 진동이다. 즉 벨트 tension의 변화에 의해 벨트의 가닥 공진 주파수가 구동축이나 피구동축의 1X rpm가까이에 있게 되면 flapping이 발생하고 반경방향의 진동이 크게 상승하게 된다. 이 때에는 즉시 벨트를 교환하여 베어링이나 웬축의 영향을 최소화시켜야 한다.

웬 축 지지부에서 발생하는 베어링 진동은 1호기의 경우 베어링 외륜 진동이, 2호기는 전동체 통과진동이 발생하고 있다. 베어링 진동 주파수는 다음 식을 이용하여 계산할

수 있다.

(1) 내륜 궤도면에 한 개의 홈이 있을 경우 내륜의 회전속도를  $f_r$  (Hz), 전동체의 공전속도 혹은 케이지(cage)의 회전속도를  $f_c$  (Hz) 및 전동체의 자전속도를  $f_b$  (Hz)라 하면 내륜의 홈은 전동체와 접촉하기 때문에 케이지의 회전속도에 대한 내륜의 상대 회전속도  $f_i$ 는 다음과 같다.

$$f_i = \frac{f_r}{2} \left(1 + \frac{d}{D} \cos \alpha\right) \quad (3)$$

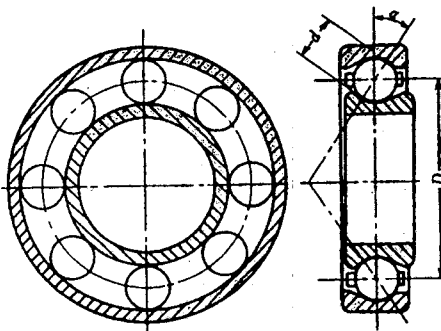
케이지에 대하여 내륜의 홈이 1회전하면 그 사이에 홈은 여러 개의 전동체와 접촉하기 때문에 전동체의 수를  $Z$ 라 하면 내륜의 홈에 의해 발생하는 진동펄스의 반복주파수는 다음과 같다.

$$Zf_i = \frac{Zf_r}{2} \left(1 + \frac{d}{D} \cos \alpha\right) \quad (4)$$

(2) 외륜 궤도면에 1개의 홈이 있을 경우 이 홈 위를  $Z$ 개의 전동체가  $f_c$ 의 공전속도로 통과하기 때문에 외륜의 홈에 의해 발생하는 진동 펄스는 다음과 같이 반복 주파수를 갖는다.

$$Zf_c = \frac{Zf_r}{2} \left(1 + \frac{d}{D} \cos \alpha\right). \quad (5)$$

(3) 전동체 표면에 1개의 홈이 있을 경우 전동체가 한번 자전하면 전동체 홈은 내륜과 외륜 두 개의 궤도면에 접촉하기 때문에 전동체 홈에 의해서 발생하는 진동 펄스의 반복 주파수는



- $d$  : 전동체의 직경
- $D$  : 베어링 피치 원의 직경
- $\alpha$  : 접촉각

그림 7 볼 베어링

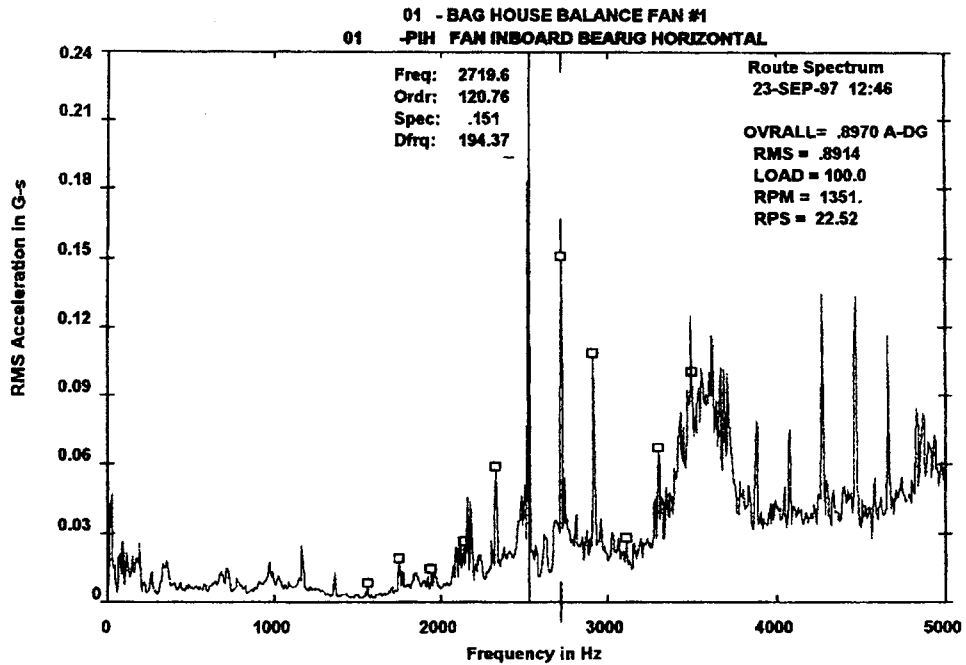


그림 8 1호기의 베어링 진동 파형

표 6 1호기 팬 축 지지부 베어링의 진동 주파수 (SKF22218CCK)

Harmonics	Shaft speed	Train (FTF)	Spin (BSF)	Outer (BPFO)	Inner (BPFI)
1	22.70	9.83	82.63	196.38	257.62
2	45.40	19.66	165.26	392.76	515.24
3	68.10	29.49	247.88	589.13	772.87
4	90.80	39.32	330.51	785.51	1030.49

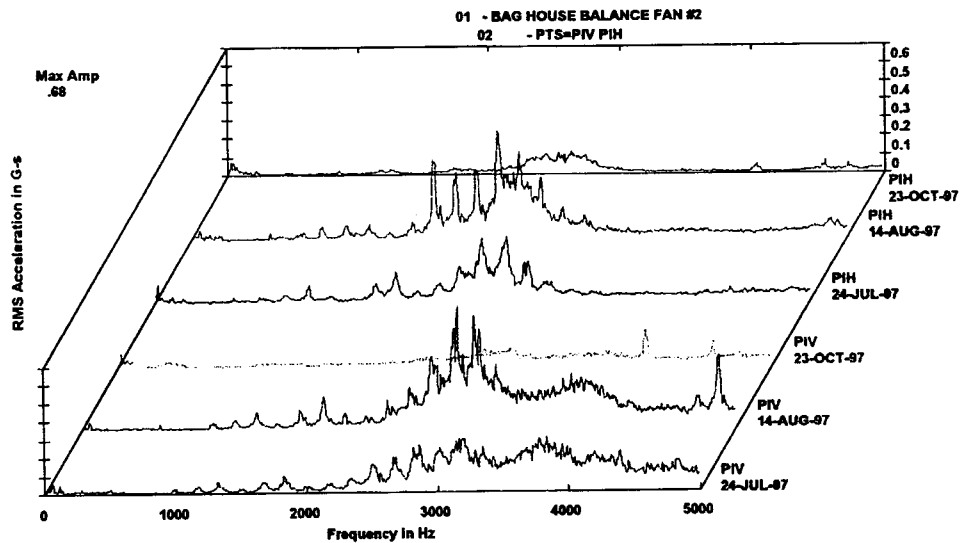
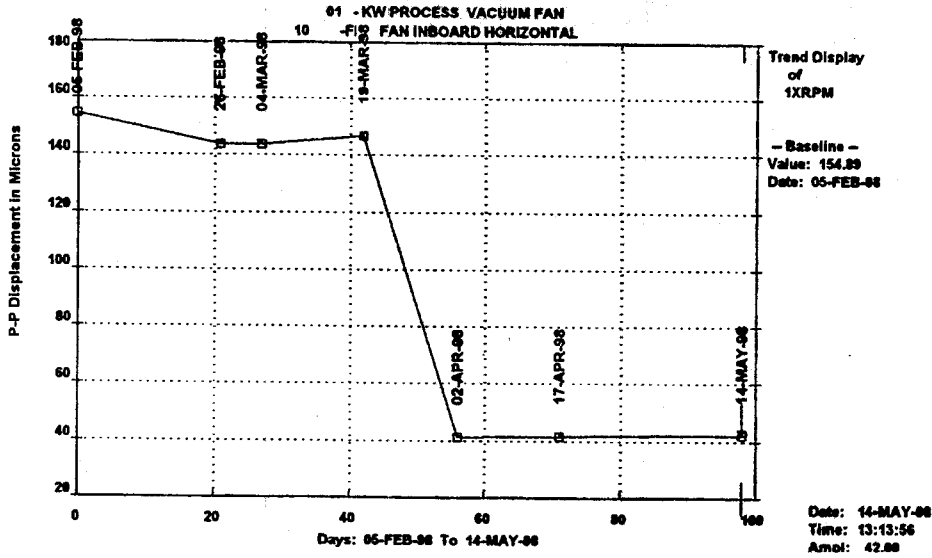
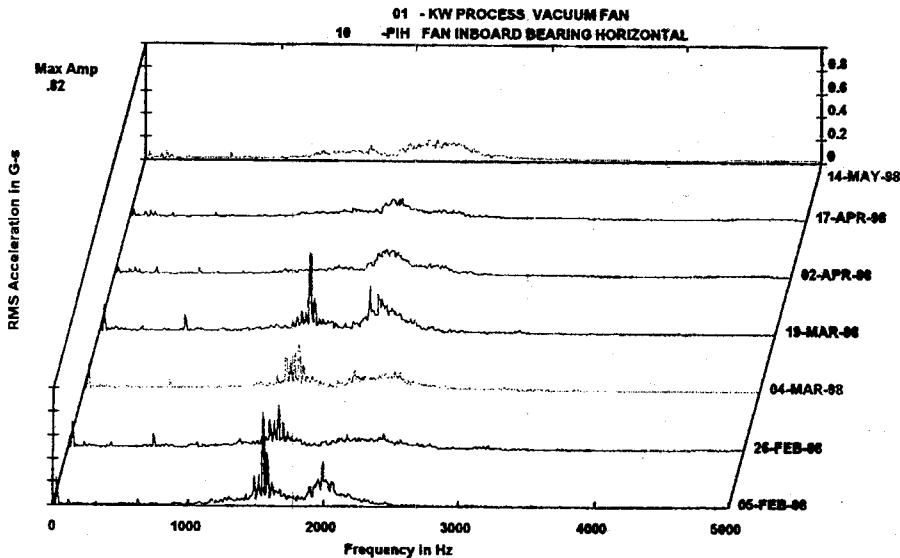


그림 9 2호기에서 베어링 교체 전후의 진동 파형



(a) 진동경향표 ( 웬의 1X rpm 진동 )



(b) 웬 축 지지부의 베어링 진동

그림 10 밸런싱 전후의 진동 변화표 (KW process vacuum fan)

$$fd = fr \frac{D}{2d} \left( 1 - \frac{d^2}{D^2} \cos^2 \alpha \right) \quad (6)$$

로 된다. 위의 식에 사용중인 베어링 SKF 22218CCK의 물리적 데이터를 대입하여 계산해 보면 표 6과 같다.

그림 8과 9는 각각 1, 2호기의 진동 주파수 파형이다. Dominant한 사이드밴드 주파수 간격은 194.37 Hz로서 앞서 계산한 외륜

주파수와 거의 일치하고 있으며 2호기의 경우는 166.47 Hz로서 전동체 회전 주파수와 일치하고 있다. 1, 2호기 모두 결함이 발견된 베어링으로서 보수기간에 맞춰 교체를 하였다.

베어링이 결함을 일으키는 원인으로서는 취급 부주의, 조립 불량, 제작상 결함 및 불량 윤활유의 사용 등이 있으나 이 모든 사항을 만족한다 하더라도 측정될 불량이나 회전체의 불평형에 의해 결함이 발생할 수 있다.



표 7 KP trim 웬 1호기의 절대 판정표

단위:  $\mu m, g$

Measurement point	Analysis parameter	Parameter value	Danger	Alert levels	Warning	Alarm code
MIV	1 X rpm	35.86	65	43	28	W
	Sub harmonic	27.36	57	38	25	W
MIH	1 X rpm	12.24	65	43	28	-
	Sub harmonic	31.47	57	38	25	W
MIA	1 X rpm	22.37	65	43	28	-
	Sub harmonic	7.03	57	38	25	-
FIV	1 X rpm	29.98	65	43	28	W
	Sub harmonic	14.25	57	38	25	-
FIH	1 X rpm	28.40	65	43	28	W
	Sub harmonic	20.71	57	38	25	-
FIA	1 X rpm	9.00	65	43	28	-
	Sub harmonic	11.38	57	38	25	-
FOV	1 X rpm	20.63	65	43	28	-
	Sub harmonic	12.44	57	38	25	-
FOH	1 X rpm	16.38	65	43	28	-
	Sub Harmonic	14.97	57	38	25	-
PIV	1 - 20 kHz	1.22	5.0	3.0	1.5	-
PIH	1 - 20 kHz	1.51	5.0	3.0	1.5	W
PIA	1 - 20 kHz	1.24	5.0	3.0	1.5	-
POV	1 - 20 kHz	1.31	5.0	3.0	1.5	-
POH	1 - 20 kHz	1.70	5.0	3.0	1.5	W

Robert E. Boggs에 의하면 측정될 불량에 의해 베어링 수명이 8배로 감소할 수 있으며 회전체의 불평형에 의해서도 2배 이상 베어링 수명이 감소될 수 있다고 발표하였다.

회전체의 밸런싱 실시후 베어링의 진동 저감 효과를 잘 보여주고 있는 것이 그림 10이다. KW process 웬이 설치 초기부터 매우 높은 진동을 발생하고 있었다. 진단 결과 웬의 불평형에 의한 진동으로 밝혀져 보수 기간동안에 웬 밸런싱을 실시하였다. 그 결과 웬의 회전 진동이 감소하였을 뿐만 아니라 베어링 진동 역시 큰 폭으로 감소하였다.

#### 4. 웬 설비의 진동 평가

앞서 분석한 내용을 기초로 하여 웬 설비

의 진동을 평가하였다. 회전 설비에 대한 평가는 설비의 가동 여부를 결정짓게 되므로 정확한 분석과 함께 적절한 판정 기준을 적용해야 한다. 만일 판정 기준을 너무 높게 채택하면 설비가 돌이킬 수 없는 결함이 진행된 상태에서 판정을 하게 되며 그렇다고 너무 낮게 설정하면 설비의 잦은 운전 중단으로 가동율의 저하와 인위적인 결함을 유발하게 된다. 따라서 설비특성에 맞는 판정 기준을 선택해야 한다. 판정 기준에는 ① 절대 판정 ② 상대 판정 ③ 상호 판정이 있으나 본 과제에서는 절대 판정법을 채택하였다.

기준으로는 일반적으로 ISO 등 국제 관련 규격을 참고로 사용하게 되는데 본 과제의 웬설비에서는 이에 적합한 적용 코드가 없고, 또 직접 웬 설비를 제작한 회사로서 많

은 진동기술을 보유하고 있는 Buffalo Forge 사의 진동 기준 값을 채택하였으며 베어링 진동 기준값은 진동 전문업체인 CSI사의 기준을 따랐다.

평가방법은 웬 설비의 각 측정 위치에서 측정된 진동량을 기준 값과 비교하여 한곳이라도 기준값을 초과하면 그 값을 대상 설비의 평가기준으로 하였다. 예를 들어 웬 inboard vertical에서 측정된 진동값이 주의(warning) 값을 나타내고 웬 outboard horizontal에서 측정된 진동 값이 경계(alert)값을 초과할 경우 이 설비는 전체적으로 경계 상태라고 판정하였다.

웬 설비에서 발생하는 대부분의 진동이 벨트진동, 회전체의 불평형에 의한 진동 등 저주파 진동이 주류를 이루고 있으므로, 진동 변위를 진단 파라미터(parameter)로 하였으며, 베어링 평가에 있어서는 진동 주파수가 고주파에서 발생하고 있으며, 진동의 에너지가 문제가 되므로 가속도 값을 진단 파라미터로 선정하였다. 또 베어링 진단에 있어 결함 원인이 베어링의 내륜, 외륜 혹은 전동체의 상처에 기인한 것인지 또는 윤활 불량에 의한 것인지를 구별할 필요가 있기 때문에 crestfactor를 이용한 판정법도 적용하였다.

표 7은 KP trim 웬 1호기의 절대 판정에 의한 평가를 실시한 내용이다. 구동용 전동기와 베어링에서 주의가 필요한 것으로 판단되었다.

## 5. 맺음 말

산업 플랜트에서 회전 기계의 진단 방법으로 진동 기법에 의한 진단 기술이 높은 관심을 보이고 있는 가운데 이 기술을 이용하여 웬 설비를 진단하고 평가하여 대책을 세우는 일련의 과정을 기술하였다.

표 8 전년도 대비 유지 보수비용 저감 효과

항 목	저 감 비 율 (%)
Downtime cost	72.3
Material cost	95.8
People cost	54.8
Total cost	74.3

본 과제는 가동되고 있는 설비에 대한 정확한 상태 파악과 결함을 일으키고 있는 설비의 원인 분석을 통해 적절한 대책을 세움으로써 설비의 안정적인 운전과 함께 궁극적으로는 회사의 유지 보수비용을 줄이는데 목적이 있었다. 여기에는 진동 기법을 이용한 설비 진단 기술이 매우 실용적으로 적용될 수 있음을 확인할 수 있었으며 표 8이 그 효과를 보여주고 있다.

## 참 고 문 헌

- (1) Crawford, R. A., 1992, The Simplified Handbook of Vibration Analysis. Computational Systems, Inc.
- (2) Boggs, E. R., 1990, "Rotating Machine Misalignment: The Silent Disease But Not the Symptom". Tappi Journal.
- (3) Moore, R.; Pardue, F., 1993, "The Reliability-Based Maintenance Strategy": a Vision for Improving Industrial Productivity". Computational Systems, Inc., Industrial Report.
- (4) Mitchell, S. J., 1993, Introduction to Machinery Analysis and Monitoring, 2nd Edition, PennWell Books.
- (5) Buffalo Forge, 1991, Service Manual.