

# 대형 터빈-발전기에서의 유체 불안정진동 해소사례#

## A Case Study on the Vibration by Fluid Induced Instability at Large Steam Turbine-generator

한 승 우\* · 노 철 우\* · 유 무 상\* · 김 인 철\* · 주 인 국\* · 김 명 식\*

Seung-Woo Han, Cheol-Woo Roh, Mu-Sang Yoo, In-Chul Kim,  
In-Gouk Joo and Myong-Shik Kim

(2007년 12월 6일 접수 ; 2008년 1월 15일 심사완료)

**Key Words :** Turbine-generator(터빈-발전기), FRF(주파수응답함수), Fluid Induced Instability(유체불안정)

### ABSTRACT

This case study refers to turbine-generator with retrofitted turbine rotor. Vibration problem occurring after the retrofit was mainly due to high vibration from exciter side. However, repeated test run and operation during scheduled maintenance caused high vibration from generator bearing, and post-overhaul test run before turbine vibration correction caused oil whip on the bearing. This case study shows how to analyze vibration condition of high turbine generator vibration detected during the post-overhaul test run and vibration condition of offline and online data to reflect it on establishing maintenance schedule and overhaul correction procedure. Vibration data could be acquired during steady load operation or even with varying speed and load. Each data is important for machinery condition evaluation. This case study shows that the vibration data during extreme condition is the key factor in analysis, which helps to find the machinery problem.

### 1. 서 론

발전기는 전력을 생산하는 발전소에서 송전 선로에 전력을 공급하는 고속 대형 회전체로 운전 중 설비의 안정성이 우선시되는 중요기기이다. 따라서, 이러한 설비의 운전성능을 보증하기 위한 여러 제한치 중에서 진동은 설비의 지속적인 운전 여부 및 설비의 운전 상태에 대한 진단, 분석에 활용되는 중요 관심사항이다.

이 논문은 터빈 로터를 retrofit 한 이후 발전기에

서 발생한 진동 현상을 구명하기 위해 다양한 측정 기법을 사용하여 진동 원인을 규명하였으며, 이를 근거로 정비 계획을 수립하고 시행하여 진동을 해소시킨 과정을 기술한 사례이다. 이 사례에서 다루어지는 내용 중 분석 및 해결의 실마리를 제공한 것은 과도상태 때의 진동 데이터이며, 과도상태 데이터가 실제 기기의 문제점을 해결하는데 얼마나 도움을 주는지 잘 보여 준다.

### 2. Data 분석

#### 2.1 측정 개요

##### (1) 설비 사양

발전기는 터빈에 의하여 회전되며 로터에서 발생하는 전자기력을 이용하여 전기를 발생시키는 전기 기기이다. 따라서, 기계적인 진동 특성 및 전기적인

† 교신저자: 정희원, 한전KPS 기술연구원

E-mail : swhan@kps.co.kr

Tel : (031)710-4397, Fax : (031)710-4552

\* 한전KPS 기술연구원

# 이 논문은 2007 추계 소음진동 학술대회에서 우수논문으로 추천되었음.

특성을 동시에 지니게 된다. 대상 설비는 1000 MW 용량과 1800 rpm의 회전수를 가지는 발전기로, 수 소 및 수 냉각 방식을 채용하여 구조물이 일반 소용 량 발전기보다는 견고하다.

(2) 사용 장비

- DM2000 / ADRE/ ADRE Sxp (Bently Nevada)
- Pulse (B&K)
- ME'scopeVES (Vibrant Technology, Inc.)

(3) 측정 개요

가. 설비 개략도(Fig. 1)

나. 시험절차(Fig. 2)

정지상태(standstill condition)에서 bearing과 generator 본체에 대한 고유주파수를 측정한 후, generator 표면을 81개의 mesh로 나누어 modal test를 실시하였다.

운전 중(operating condition) on-line monitoring system(B.N. 3300 system)으로부터 generator 진 동 신호를 인출하여 분석 장비(DSPI 408)로 초기 기동시부터 full load까지 연속적으로(delta rpm: 10, delta time: 1min) 수집 및 분석하였다.

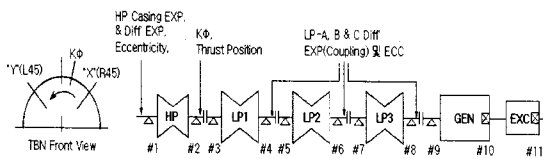


Fig. 1 Bearing position and sensor orientation

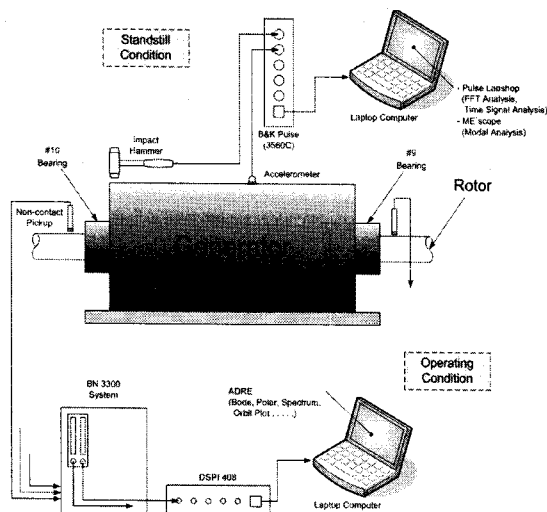


Fig. 2 Skeleton diagram of tests

## 2.2 진동 측정

(1) 운전 중 진동 형태 분석

가. 터빈 발전기의 진동은 출력운전 중 #10, #11

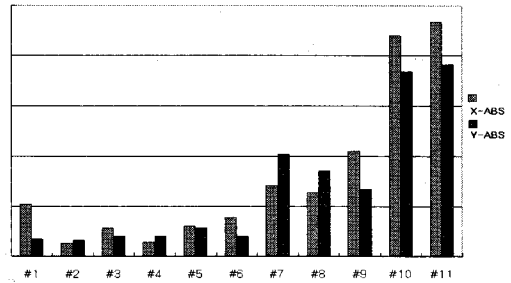


Fig. 3 Shaft vibration spread @FSNL(full speed no load)

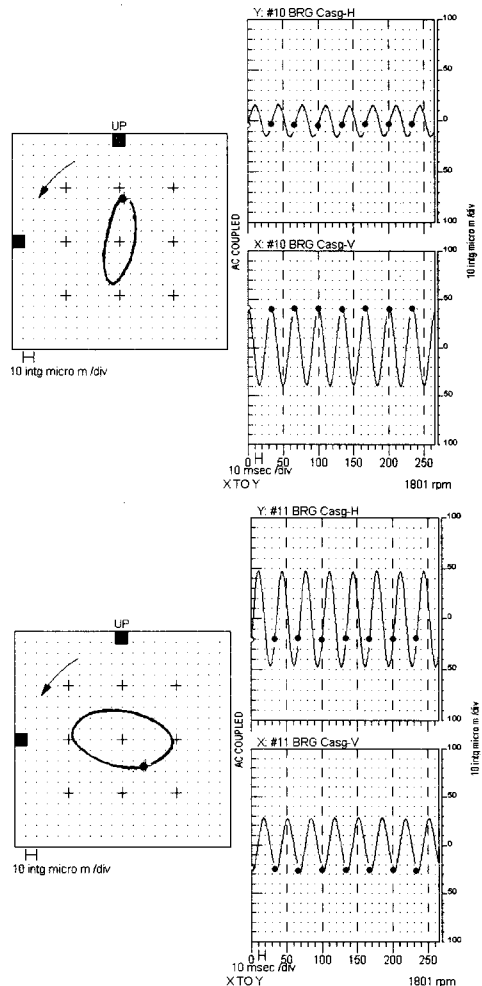


Fig. 4 Orbit-timebase plot of #10 & #11 frame vibration @FSNL

베어링 진동이 상대적으로 높게 나타났으나, 계통병입 초기에 가장 높게 지시한 이후 출력 운전 시에는 진동이 감소하였다.

나. 발전기 프레임의 진동은 전체적으로 수직방향에서 진동 응답이 크게 나타났는데, 이는 또한 프레임진동 측정에서 명확히 확인되었다. 이는 수직 방향의 강성이 상대적으로 적다는 것을 의미한다.

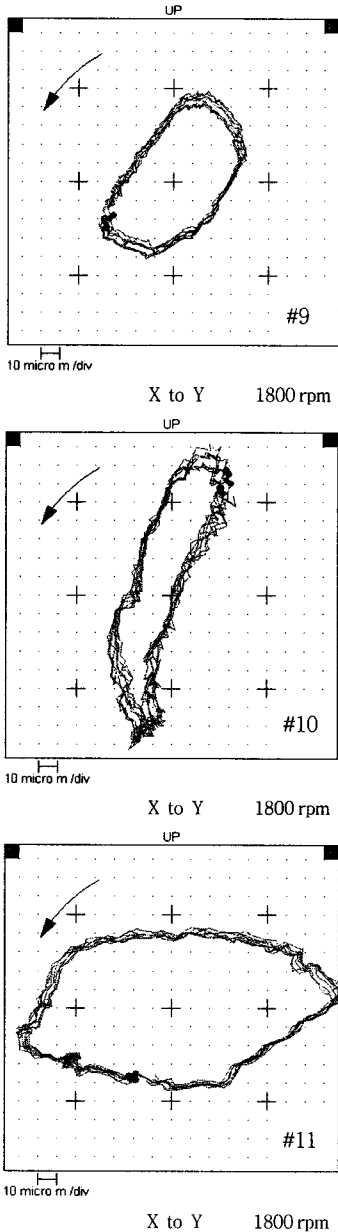


Fig. 5 Orbit plot of #9~#11 bearing shaft vibration @FSNL

다. 축 진동의 mode 형태는 프레임 진동의 특성을 그대로 가지며, 수직방향의 진동 응답이 상대적으로 크게 나타났다.

(2) 주파수 분석

가. 기동 및 운전 시 (측정값 :  $\mu\text{mpp}$ )

터빈-발전기 무부하 상태에서 과속도 시험(over speed trip test) 및 계통 병입 후 load-up 과정 중 일시적으로 1800~1980 rpm구간에서 oil whip 현상이 발생하였다.

나. 계획정비를 위한 정지 시에도 진동응답 특성을 파악하기 위하여 과속도 시험을 실시하였으며, 이때에도 1800~1900 rpm에서 회전동기 성분의 sub-synchronous 성분인 0.416X(750 cpm)에서 oil whip 현상이 발생하였다.

(3) 정지 과정에서의 주파수(1X) 분석

가. 문제가 되는 #10 베어링의 축 진동에서는 800 rpm에서 진동 peak가 나타났으며, 이는 발전기 로터의 1차 공진영역으로 분석되었다.

나. 한편 ~1650 rpm 구간에서 나타나는 peak는 발전기 로터의 2차 공진영역으로 분석되었다.

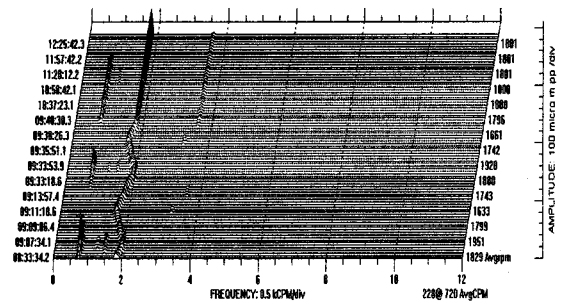


Fig. 6 Waterfall plot of #10 bearing during over speed trip testing and loading

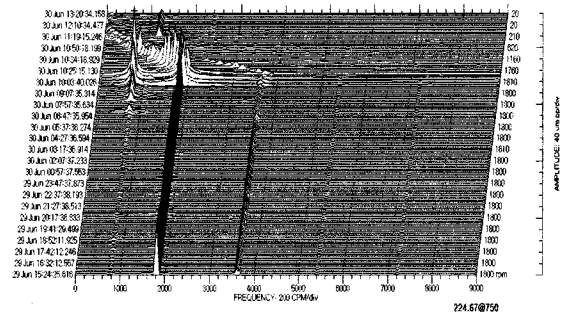


Fig. 7 Waterfall plot of #10 bearing after shut down

다. 과속도 시험을 위한 회전수 증가 시 ~1830 rpm 영역에서 나타나는 또 하나의 진동 peak는 2차

공진영역이 수평·수직 방향의 강성 차이로 인하여 나타나는 현상인 split resonances로 분석되었다<sup>(3)</sup>.

(4) FRF 측정결과 분석

가. 정지 시 측정된 발전기 케이싱에 대한 FRF 시험 결과 31.0 Hz(1860 cpm)에서 local resonance로 보이는 고유주파수 성분이 관찰되었다.

나. 이는 #10 베어링 케이싱에 측정된 bode plot에서 나타난 30.41 Hz(1825 cpm)와 관련이 있으며, 운전주파수(1800 cpm)에 근접한 공진 가능성을 의미한다.

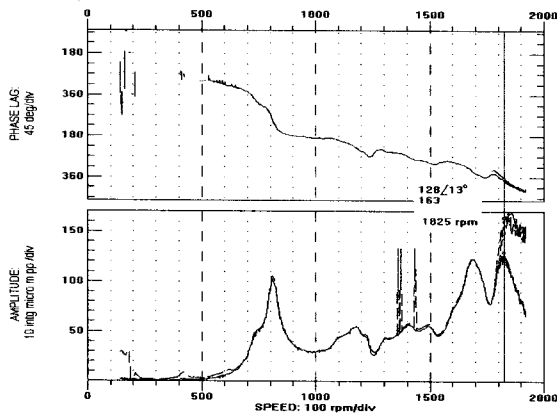


Fig. 8 #10 bearing bode plot

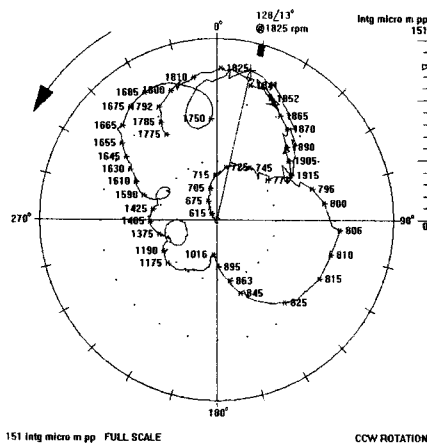


Fig. 9 #10 bearing polar plot

2.3 과거 이력 검토

발전기 베어링에서 oil whip 현상이 발생하게 된 메커니즘 분석이 필요하였다. 진동 감시시스템에서 제공되는 proximity probe 'X', 'Y'의 gap voltage (shaft centerline plot)에 대한 과거 운전주기별 기록과 발전기 베어링에는 jacking oil pump가 설치되어 있어 운전 중에 진원 베어링의 oil wedge pressure의 관련 기록을 조사하였다.

※ 웨지 pr. (kg/cm<sup>2</sup>), gap 전압 (DC Volt, “-” 부호생략)

※ 측정(비교) 조건 : 매 정비 주기(~2년)후 기동 시

- Turn : 터빈-발전기 Rolling 1시간 전
- 0 : 터빈-발전기 승속 후 1800 rpm 도달 직후
- 100 : 발전기 출력 1000 MW 도달 직후

(1) 축 중심선(gap) 자료 분석

가. 측정 data(Table 1)

나. #9, #10베어링의 축 중심위치는 베어링 허용 간극 내에서 운전되었으나 무부하 상태 도달 이후 시점부터 변화된 경향을 보였고, 최근 운전 시 #10 베어링의 Gap 전압이 감소되었으며, 축 위치가 상대적으로 상부에서 운전되는 것을 의미한다<sup>(5)</sup>.

(2) 웨지압력 분석

가. 오일 웨지는 저속에서 고 하중의 발전기 로터를 지지하기 위하여 jacking oil pump를 통해 형성된다. 이러한 오일 압력은 운전 중에는 베어링에 미치는 동압력으로 간주된다.

나. 금번 운전주기에서 #10베어링 oil wedge 압력은 전 주기에 비해 약 4.0 kg/cm<sup>2</sup>가 낮아진 것으로 조사 되었으며, 이는 상대적으로 베어링에서의 축 하중이 작게 작용되고 있다는 것으로 분석된다.

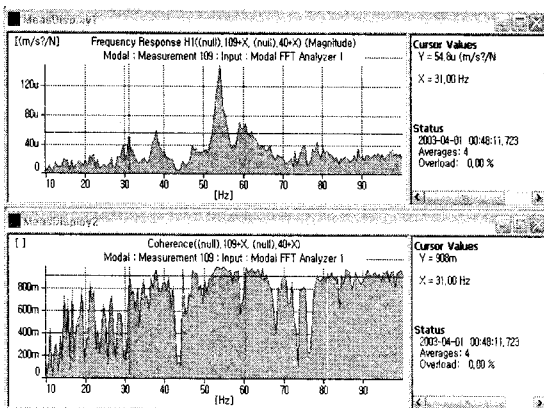
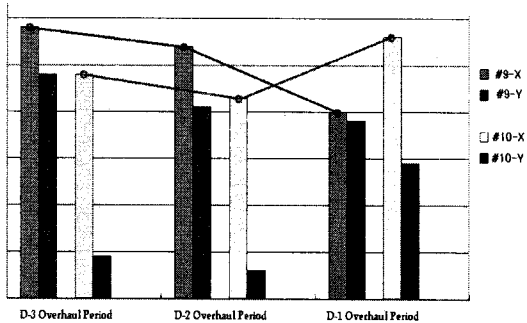


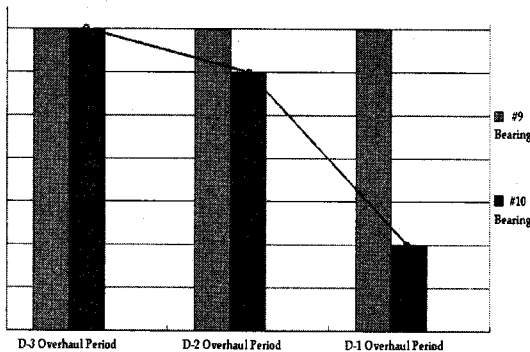
Fig. 10 #10 bearing frequency response test

**Table 1** Gap voltage of #9 & #10 bearing for 3 times of overhaul periods

		D-3 O/H period			D-2 O/H period			D-1 O/H period		
		Turn	0	100	Turn	0	100	Turn	0	100
#9 Bearing	X	8.76	7.7	7.2	8.84	8.0	7.6	8.84	9.4	9.0
	Y	9.79	8.1	8.2	10.0	9.0	8.9	10.0	9.4	9.2
Wedge Pr.		-	25	30	-	25	30	-	30	30
#10 Bearing	X	9.27	8.2	8.2	8.48	8.7	8.7	8.48	8.5	7.4
	Y	11.4	11.6	12.1	10.2	11.6	12.4	10.3	11.0	10.1
Wedge Pr.		-	30	30	-	28	29	-	25	25



**Fig. 11** Gap voltage trend of #9 & #10 bearing @Full Load



**Fig. 12** Oil wedge pressure trend of #9 & #10 bearing @Full Load

즉, 축과 베어링 사이의 간극이 크므로 오일이 누설 되면서 작게 작용한 결과이다.

다. 위 결과로 볼 때, 과거와 다른 alignment 혹은 원형베어링이 ball seat 내에서 축 journal을 기준으로 한 베어링 pad의 안착상태(twist or tilt)의 변화 가능성이 있는 것으로 예상할 수 있었다.

### 3. 분석 결과 및 현장 점검

#### 3.1 분석 결과

##### (1) 진동 원인 검토

가. 발전기 #10베어링에서 고 진동이 발생하게 된 내부적 메커니즘 중 하나는 #10베어링에서 유체불안정 현상(0.416X)이 시스템의 고유진동수와 일치하여 oil whip 현상으로 발전된 것으로 판단하였다.

나. 발전기 #10베어링에서 고 진동이 발생하게 된 외부적 메커니즘 중 또 다른 하나는 시스템 고유주파수가 운전주파수(1800 cpm)와 근접되게 측정되었다는 것이다. 발전기 베어링의 케이싱의 고유주파수가 운전주파수와 근접하여 존재함에 따라, 운전 중 온도변화에 따른 dynamic stiffness의 변화<sup>(2,3)</sup>가 진동을 일으키는, 즉 작은 외란(운전변수)에 쉽게 순응하여 운전 중 진동이 변화되고 증폭되는 베어링 케이싱 공진상태로 판단하였다.

다. 따라서 현재의 발전기는 터빈 로터를 retrofit 한 이후 발생할 수 있는 터빈-발전기 축선에 관련된 발전기 베이스 foot의 elevation 또는 packer와 foot의 접촉상태와 관련된 지지강성 변화에서 원인을 찾게 되었다.

#### 3.2 현장 점검

##### (1) 발전기 측면 packer 삽입

가. 발전기 base는 부분적으로 설치된 packer 위에 놓여져, base의 접촉 면적이 상대적으로 적은 것이 이 설비의 특성이다. 발전기 stator, rotor의 하중 지지 면적을 증가시켜 상대적인 지지강성을 높이기 위해 temporary packer (adjustable tapered liner type)를 제작 설치하였다.

나. Temporary packer를 발전기 base 기존 main packer 앞쪽 좌·우측에 각 10개를 설치하여, 발전기의 열적 팽창에 따른 축방향 슬라이딩에 원활한 효과도

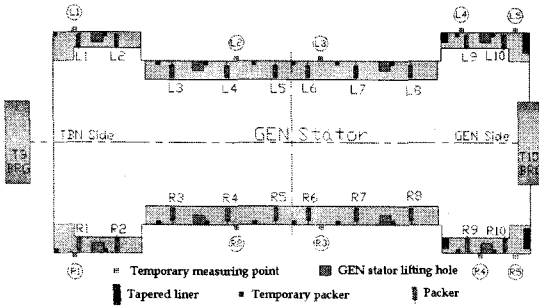


Fig. 13 Packer position & installation

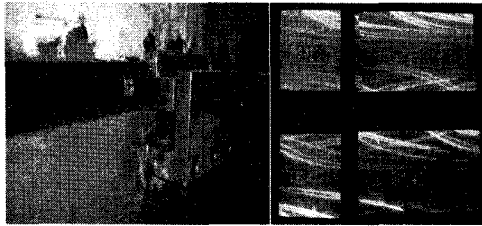
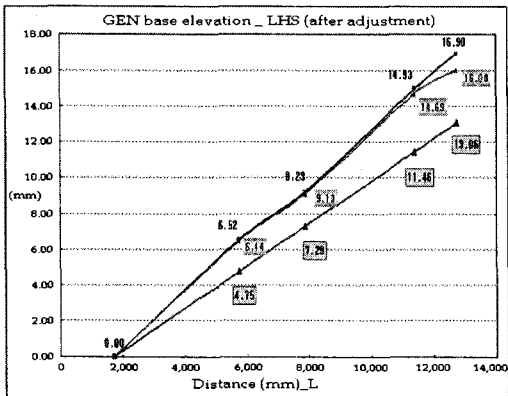
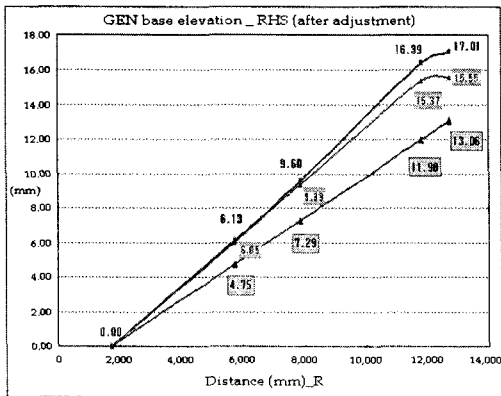


Fig. 14 Temporary packer and tapered liner



Design —△— Final —□— Average —○—



Design —△— Final —□— Average —○—

Fig. 15 Base level comparison

기대하였다.

(2) 발전기 레벨 점검 및 조정

가. GEN foot base elevation 측정결과 좌측은 0.29 mm, 우측은 0.90 mm 낮은 상태였다.

나. 좌·우측의 편차를 수정하고 베어링의 부하를 증가시키기 위해, #10 베어링측 베이스에 tapered liner를 좌·우각 2개씩 설치하여 발전기 (#10베어링측) 레벨을 0.70 mm을 상부로 올렸다.

다. 또한 tapered liner를 삽입함으로써 soft foot 현상도 해소하였다. 상항 조정 후 아래 그래프와 같이 끝부분이 일직선으로 되지 않은 것은 측정지점이 장기간 운전되면서 국부적으로 변형된 결과이다<sup>(6)</sup>.

(3) #10 베어링 간극 축소

가. 발전기 베어링 liner의 내경 점검결과 front측이 rear측에 비하여 0.10 mm 크게 측정되었으며, bearing babbitt contact 상태가 만족스럽지 않은 것으로 나타났다.

나. 진원 베어링 내경의 vertical clearance는 damping과 관련이 있으며, 발전기 베어링 하부 bearing babbitt 상태는 사진과 같이 front측에 과부하 및 tilt 현상이 나타나 liner를 신품으로 교체하고 발전기 베어링의 ball seat contact 조건 및 pinch를 수정하였다.

Table 2 Bearing clearance (units : mm)

Journal diameter		Front	Rear	(design)
		760.99	760.98	760.971 / 760.997
Top/BTM		761.91	760.93	762.00 / 762.076
		761.89	762.05	762.00 / 762.076
Vertical		762.18	762.07	762.00 / 762.076
		Clearance		1.19 1.09
Tilt (oil gap)		1.29	1.17	1.016 / 1.118

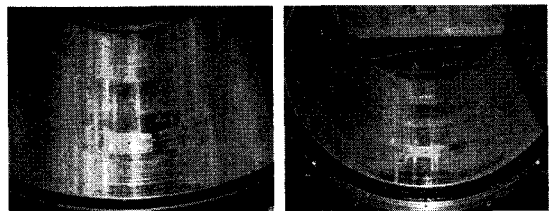


Fig. 16 #9 Bearing surface condition

다. 베어링 tilt 현상은 베어링 저널의 축 접촉 면적이 축소되면서, 결과적으로 베어링 유막을 형성하는 면적이 줄어 마찰력이 증가하게 된다. 이러한 베어링의 tilt 현상은 금번 정지 시 발전기 로터의 정지 시간(coast down time)이 과거 45분 소요되었던 것이 20분으로 감소되어 나타났다.

### 3.3 작업 결과 검토

#### (1) 작업 후 진동감소 비교

가. 정비 후 무부하와 full-load 운전 시의 진동값이 개선되었다.

나. 특히 무부하 운전 시의 진동이 정비 후 현저히 개선되어, ISO 7919-2<sup>(1)</sup>(1800 rpm, 절대변위기준)를 참고할 때 신규 설치기기에 해당되는 A/B 영역(110  $\mu$ mp-p이하)에서 운전되었다.

#### (2) 주파수 분석결과

가. 승속 및 과속도 시험 시에도 회전동기 성분인 1X(1800 cpm) 진동과 이와 연동된 2X(3600 cpm) 진동이 나타나는 정상적인 진동 주파수 특성을 보였다.

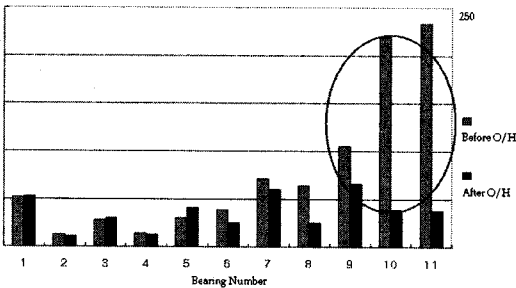


Fig. 17 Comparison of shaft vibration, before and after O/H

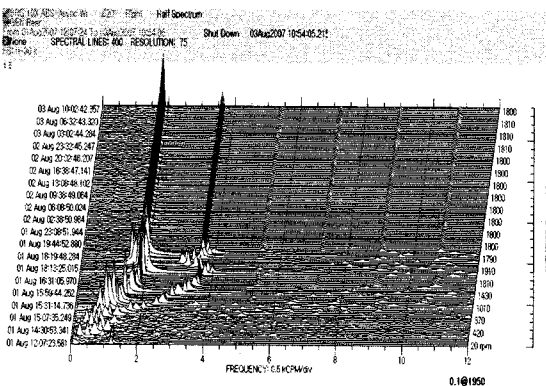


Fig. 18 Waterfall plot of #10 bearing shaft vibration @FSNL

#### (3) FRF 결과분석<sup>(4)</sup>

가. 발전기 #10베어링 casing의 수직방향 FRF 측정결과 31 Hz(1860 cpm)에서 발전기 베이스에 tapered liner 및 temporary packer를 추가로 설치한 후 32 Hz(1920 cpm)로 고유주파수가 약 1 Hz(60 cpm) 정도 상승하였다.

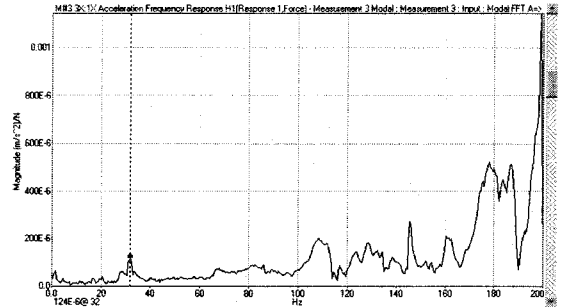


Fig. 19 Natural frequency of #10 bearing plot

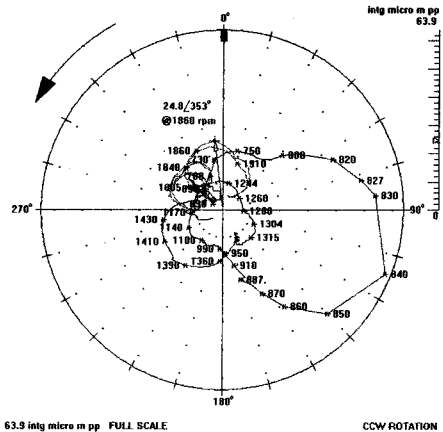
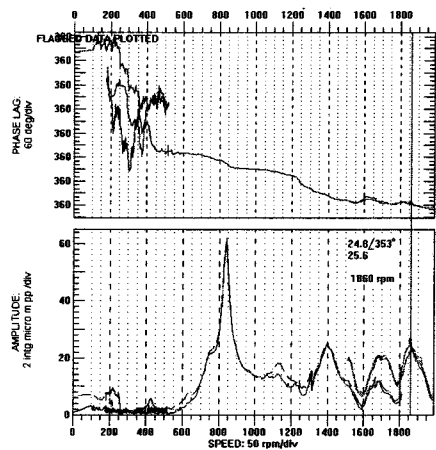
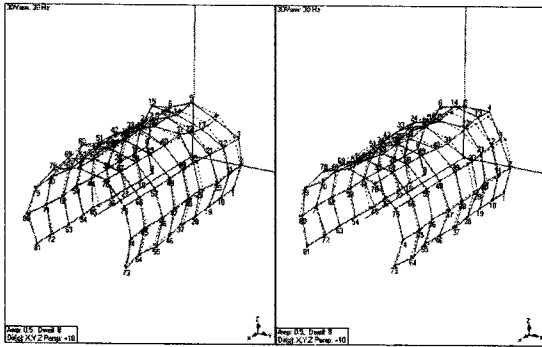


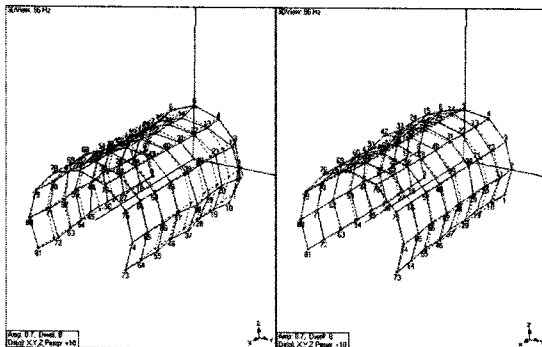
Fig. 20 Bode plot and polar plot of #10 bearing

**Table 3** Comparison of critical speed between before O/H and after O/H (units: cpm)

#10 Bearing	Before O/H		After O/H
	Up	Down	Up
Casing	810~820	810	840
	1,816	1,825	1,860
Shaft (relative)	725~740	740	760
Shaft (absolute)	815~825	810	860
	1,815~	1,820	1,850



**Fig. 21** Vibration mode @30 Hz



**Fig. 22** Vibration mode @96Hz

(4) 기동 시 임계속도 분석(Fig. 20)

가. 발전기 #10베어링 casing FRF시험과 마찬가지로 주파수가 상향되었다.

나. 발전기 #10베어링의 1차 임계속도에서 casing의 주파수는 약 25 cpm 정도 상향되고, 운전주파수(1800 cpm) 이상에서도 44 cpm정도 상향된 결과를 보였다.

다. 1차 critical speed에서의 진동 응답이 ~100  $\mu$ mpp에서 정비 후 62  $\mu$ mpp로 감소되었다.

라. 임계속도 변화비교(Table 3)

(5) Modal 결과분석<sup>(4)</sup>(Fig. 21, 22)

가. 발전기 베이스에 tapered liner 및 temporary packer를 추가로 설치한 후 발전기 stator casing(cooler 포함) 전체의 동특성 규명을 위한 modal 분석을 시행한 결과 운전주파수 30 Hz(1800 cpm)에서는 cooler를 포함한 #10베어링 구조물에서만 나타나는 local mode가 분석되었으며, 발전기 stator casing의 global mode는 96 Hz(5760 cpm)에서 검출되었다.

나. 발전기 베이스에 tapered liner 및 temporary packer를 추가로 설치하기 전 modal 분석이 이루어지지는 않았으나, FRF와 modal 결과로 볼 때 운전주파수(30 Hz)에서의 local mode에 변화를 가져왔을 것으로 추정하였다.

**4. 결 론**

이 사례는 운전 중 높게 발생하는 진동 문제를 해결하기 위해 다양한 기법을 적용하여 진동을 분석하였으며, 이에 근거한 정비 대책 및 시행을 통해 진동 저감을 이룬 결과 다음과 같은 내용을 알 수 있었다.

가. 발전기에서 발생한 저주파수의 진동은 유체불안정 현상(0.416X) 가운데 하나인 oil whip 현상이었으며, oil whip 주파수는 발전기의 1차 임계속도와 일치하였다.

나. 임계속도의 응답은 시스템의 강성과 관련을 가지며, 베어링 부하 증가를 통해 개선이 가능하다.

다. FRF 시험 및 과도상태(transient state)에서의 진동 분석을 통해, 시스템의 고유주파수 분석이 가능하다.

라. 베어링의 부하 지지능력이 부족하면 오일 웨지 압력(jacking oil back pr)에 변화가 나타난다.

마. 로터의 정지 시간(coast down time or run down time)을 분석하면, 베어링 등에서의 내부 마찰 발생 유무를 판단 할 수 있다.

**후 기**

이 논문의 진동문제 해결을 위하여 노력하신 많은 분께 감사드립니다.



## 참 고 문 헌

(1) ISO Standard, 1996, "Mechanical Vibration of Non-reciprocating Machine-measurements on Rotating Shafts and Evaluation-", ISO/IS 7919.

(2) Bong, S. K., et. al., 2007, "Machinery Condition Monitoring and Diagnosis", KPS.

(3) Donald, E. B., Charles, T. H., Edited by Bob Grissom, 2002, "Fundamentals of Rotating Machinery Diagnostics", Bently Pressurized Bearing Press, pp. 209~272.

(4) ISO Standard, 1990, "Vibration and Shock -

Experimental Determination of Mechanical Mobility -, Part 2 : Measurements Using Single-point Translation Excitation with an Attached Vibration Excitation", ISO7626-2.

(5) Han, S. W. and Roh, C. W., 2007, Maintenance Engineering Report, No. 62202-240, KPS Technology Research and Development Institute.

(6) Kim, I. C., Joo, I. G. and Kim, M. S., 2007, Maintenance Engineering Report No. 62202-231, KPS Technology Research and Development Institute.