

# 베어링 재설계에 의한 원전 COP motor 의 진동 제어

## Vibration Control of Condensate Motors in Nuclear Powerplant By Bearing Redesign

임도형\* · 김원현\*\* · 이종문\*\* · 이수목†

Do-Hyeong Lim, Won-Hyun Kim, Jong-Moon Lee and Soo-Mok Lee

**Key Words:** Nuclear powerplant (원자력발전소), COP(복수펌프), Shaft Vibration(축진동), Resonance(공진), Michell Bearing(미첼 베어링), preload factor(예압계수), bearing stiffness (베어링 강성)

### ABSTRACT

This paper presents the summary of control of abnormal vibration found in the COP motors of a nuclear power plant. All six identical units of COP pump-motor assemblies showed unstable vibration pattern of which one or two showed higher vibration enough to exceed the allowable level from the installation stage. Many trials of test, measurement, overhaul and replacement had been repeated to investigate and solve the problem but only to reach unsatisfactory settlement. Recently several times of site tests are made and followed by significant diagnostic actions in which the authors group participated. It was found that the coupled shafting system of motor and pump is in close resonance with the 1<sup>st</sup> shaft rotating speed. Redesign of topside motor bearing clearance is made to increase bearing stiffness and hence to avoid the resonance which consequently led to reduce the troubled vibration to allowable and stable status.

### 1. 서 론

본 논문은 원자력 발전소에 설치한 보일러 복수펌프(condensate pump, COP)에서 발생한 진동 문제의 조사 및 해결 과정을 기술한 것이다. 설치 초기부터 일부 펌프의 상단 전동기에서 허용치를 초과하는 진동이 발생하여 이를 해결하기 위한 수 차례의 노력들이 이루어졌다. 그러나 초과되는 진동의 원인을 쉽게 파악하기가 어려웠으며 더욱이 일부의 펌프 모터들에 국한한 문제로 간주되어 조립상의 문제나 부품의 결함 등에 초점을 두고 이루어진 정밀 검사, 분해 조립, 수리 후 재설치 등이 반복되었으나 만족할 만한 결과를 얻지 못하였다.

저자들은 문제의 복수펌프 진동의 원인 조사를 의뢰 받고 수 차례의 현지 조사 및 진동 계측을 수행하고 관계자 및 전문가들로 구성된 회의를

개최하여 다양한 의견을 청취 수렴하였으며 관계되는 자료를 면밀히 분석하였다.

그 결과 대상 COP 들이 모터와 펌프의 결합된 축계 시스템의 황진동 모드와 회전 1 차 성분 기진력과의 공진 혹은 공진 근접 상태에서 운전되고 있다고 판단하였으며, 문제 해결을 위해서는 전동기 상부 베어링의 설계 변경을 통해 베어링 유막 강성을 증가시킬 필요가 있음을 제시하였다. 이후 시행된 베어링 부품 변경 및 운전 시험을 통해 그 개선 효과를 확인하였고 현재 나머지 펌프 unit 들에 대해서 교체작업이 진행되고 있다. 본 논문에서 저자들은 대상 복수펌프 들의 진동 현상, 문제 해결의 방법 및 결과를 설명하고자 하였다.

그림 1 에 대상 펌프의 현장 설치 사진을 제시하였다.

### 2. 진동 현상 및 특징

원전 COP에서는 아래와 같은 진동 현상과 특징이 관찰되었다.

- i) 1 차적인 진동 문제는 펌프 구동조건에서 모터 상부 반부하축 (NDE)의 수평방향 축진동이 진동 모니터의 경고치를

† 현대중공업 선박해양연구소 진동소음연구실  
E-mail : smlee@hhi.co.kr  
Tel : (052) 202-5490, Fax : (052) 202-5495  
\* 현대중공업 선박해양연구소 기계설계연구실  
\*\* 현대중공업 선박해양연구소 진동소음연구실

- 초과하는 것이었다.
- ii) 펌프 위에 놓인 모터 상단의 진동이 크고 아래로 갈수록 진동은 작았다. 특히 펌프 및 주변 지지부는 비교적 낮은 수준의 진동을 보였다.
- iii) 축 진동은 축 회전속도인 1 차 성분이 지배적이었고 프레임 진동은 0.5 차 및 1 차 등이 뚜렷하였다.
- iv) 축 방향 (상하방향)의 진동은 축 및 프레임 모두 작았다.
- v) 총 6 대의 COP 진동의 개별적 편차가 큰 편이었다.
- vi) 모든 unit 의 축 진동은 불안정한 진폭 변조를 보였다.
- vii) A unit 는 4 차 성분이 지속적으로 뚜렷하게 나타났다. 참조로 펌프의 임펠러 날개 수는 6 개 및 7 개로서 4 차 성분이 발생할 특별한 이유는 없었다.
- viii) 펌프와의 연결을 해제한 상태에서 모터 단독 운전 (solo test) 시는 진동이 양호하였다.

이와 같이 전반적으로 극심한 진동의 상태가 아니면서 일부의 진동이 허용치를 넘는 것이 문제였고 근본적인 진동의 원인이나 해결책을 발견하지 못하는 것이 어려움이었다.

그림 2 에 2 개 COP 의 축 래적 표본을 보였다. 그림 3 에는 무부하 (전동기 단독) 운전시와 부하 운전시의 양방향 축진동 시간신호 및 스펙트럼을 제시하였다.

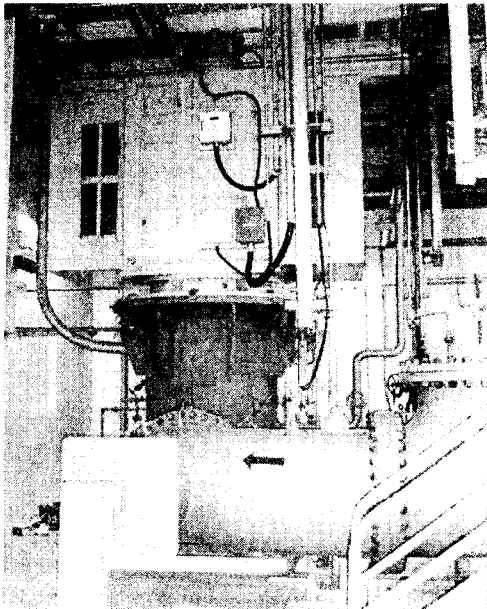


그림 1. COP 모터 현장 사진

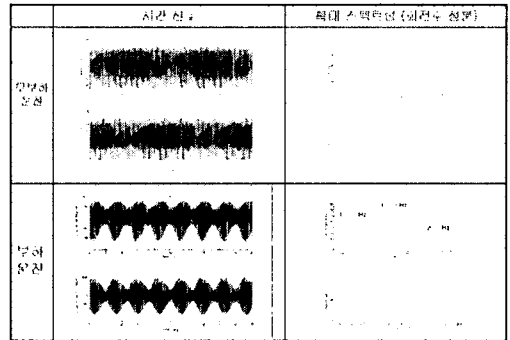
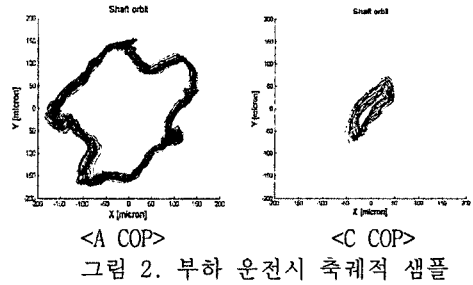


그림 3. 무부하/부하시 축진동 신호 <B COP>

### 3. 장기 관측자료의 분석

발전소의 정비보수팀에서 장기적으로 관찰한 자료를 분석함으로써 기계의 진동 상태에 미치는 외적 요소를 분석하고 문제를 보다 거시적으로 보고자 하였다. 자료 분석 결과 아래와 같은 사실들이 확인되거나 발견되었다.

- i) 'A' COP 는 지속적으로 진동이 문제되었고 'B' 와 'C' COP 는 대체로 양호함을 유지하였다.
- ii) 부하 운전시 공통적으로 짧은 주기의 진폭 변동이 관측되었다.
- iii) 전동기 상부 오일패드 베어링 온도는 'A' COP 가 'B' 나 'C' COP 보다 대개 6-9°C 정도 낮았다. 반면 하부 볼 베어링 온도는 'A' COP 가 'B' 나 'C' COP 보다 최대 15°C 정도 높았다.
- iv) 'A' COP 는 overhaul 이나 하부 베어링 교환, 펌프 교체, 모터 재 입고 수리 등에 의해서도 진동이 개선되지 않고 때로는 악화되었다.
- v) 'B' , 'C' COP 는 overhaul 이후 진동이 대폭 감소하였다.
- vi) 'C' COP 의 경우 여름에서 겨울에 이르는 동안 진동이 완만히 증가함이 관측되었다.

이러한 여러 대의 장비에 대한 장기적 관측 자료를 검토 분석하여 보면 개별적인 편차뿐만 아니라 전반적인 경향을 파악할 수 있고 특히 단기 간의 계측 결과가 보여줄 수 없는 개괄적 흐름을

읽을 수 있다. 일례로 3-vi) 항의 변화를 그림 4에 나타내었는데 매 1 개월 마다의 기록으로써 상하한의 크기는 변동하는 진동의 변폭을 나타낸다.

6 월에서 12 월에 이르는 동안 완만한 그러나 뚜렷한 증가세를 확인할 수 있으며 이러한 변화는 계절적인 요인으로 추정된다. 즉, 오일의 점도 변화 혹은 기계 부품의 열팽창/수축 등에 의해 진동체의 동특성이 바뀌는 것으로 이해할 수 있다. 특히 이와 같이 계절적 요인이나 overhaul 효과 등에 민감하게 반응할 수 있는 경우는 계가 공진 상태 혹은 공진역 부근에 있을 때일 가능성이 높다. 문제의 근본 원인(root cause)을 공진(resonance)에 두게 되는 단서가 진동이 심한 'A' COP가 아니라 오히려 양호한 'B', 'C' COP의 거동에서 발견된 셈이다.

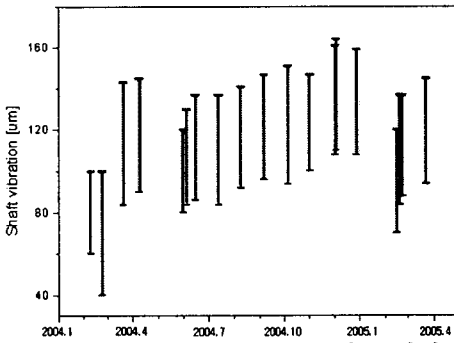


그림 4. 'C' COP 펌프 진동 이력

#### 4. 추정 원인

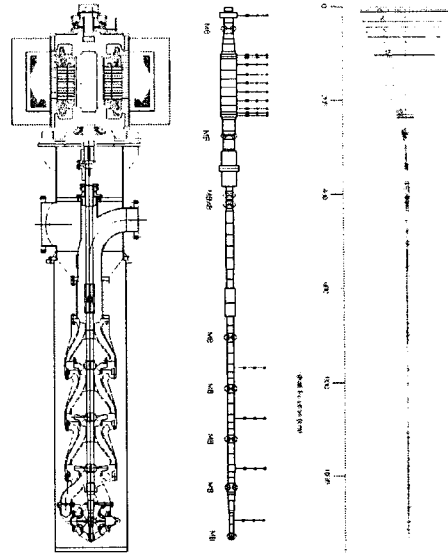
현장 조사 및 계측 결과, 장기적 관측 결과, 진동 해석 결과, 전문가들의 의견 등을 종합하여 볼 때 아래와 같은 잠정적인 결론을 내릴 수 있었다.

i) 모든 COP는 전반적으로 축계의 공진 상태에 놓여 있다.

ii) A기의 특이한 4차 성분 진동은 표면의 불균일(run-out)에 의한 결보기 진동이다.

##### 1) 공진

그림 5는 전체의 축계 해석 모델 및 진동 모드를 보여주는데 1차 진동 모드가 '전동기 베어링 하부는 구속되고 상부는 자유롭게 휘둘리는 원뿔형'임을 볼 수 있다. 이러한 진동 모드에 따라 진동이 큰 'A' 모터의 경우 굽힘량이 가장 큰 하부 베어링에서 상대적으로 변형에 의한 발열이 많은 것으로 추정할 수 있다(3-iii 관측 참조). 이때 고유진동수는 약 17-22 Hz로 추정되었다.



<실물> <해석 모델> <진동 모드>  
그림 5. 축계의 진동해석 모델 및 문제 모드

동일한 설계 제작의 펌프/모터임에도 상이한 진동수준의 결과는 아래와 같은 그림 6으로 설명할 수 있다. 즉, 개별적 편차의 문제는 고유진동수의 차이, 기진력의 차이 및 감쇠력의 차이에 의한 것으로 보여진다. 유감스럽게도 대상 시스템들은 고정 속도 운전만 가능하여 변속 운전에 의한 특성 변화를 관찰할 수 없었던 것이 문제의 조기 진단 및 해결을 어렵게 한 이유이기도 하였다.

시동 및 정지시의 과도 응답에서 특성을 파악하고자 시도는 하였으나 펌프가 연결되어 있는 경우 유체력에 의해 매우 빠른 기동/정지 특성을 보여 현실적으로 어려웠으며 발전소의 현지 여건상 가진기(vibration exciter) 등을 동원하기도 어려웠다.

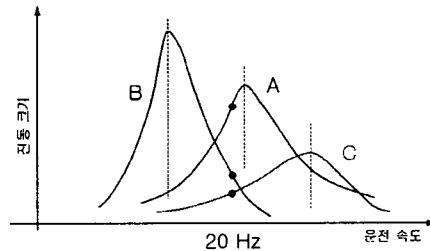


그림 6. COP의 개별적 진동 편차 개념

##### 2) RUNOUT

한편 'A' COP에서 지속적으로 나타나는 4차 성분에 대해서는 초기에는 표면이 균일하지 않은 요철 효과(기계적 run-out)를 의심했으나 가능성이 낮은 것으로 판단되었고 베어링 감지부의 축표면 재질의 불균일한 자화(magnetization) 정도에 의한 전기적 run-out의 가능성이 강하게 대두되었다. 그러나 어느 경우든 이는 결보기 진동

이며 실제로 축계나 구조에 아무런 영향을 주지 않는다. 그림 7에 여러 시점에서의 축 진동 신호 제적을 대비하였는데 진동으로 보기 어려운 불규칙한 기하도형과 같은 형태가 지속적으로 나타남을 볼 수 있다.

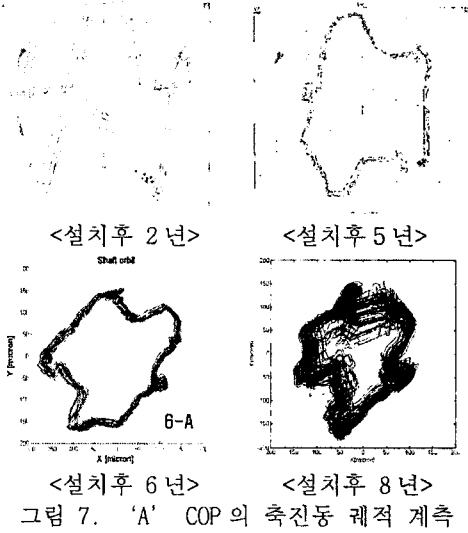


그림 7. 'A' COP의 축진동 제적 계측

'A' COP에서 나타나는 주로 4차 성분의 특이 성분이 축표면 runout이라는 증거는 회전 속도에 관계없이 나타나며 부하 및 무부하 운전에서 거의 같은 수준의 4차 성분이 나타나며 또한 아래와 같은 신호처리로도 증명되었다. 즉, 축진동 신호 중 1차 이하의 저주파 성분을 제거하고 4차 이상의 성분만을 추출하였을 때 그림 8과 같이 X방향과 Y방향의 두 신호가 그 형태가 동일해져 90도의 위상차를 가지는 것이 확인되었다. 이는 일반적으로 축진동이 X, Y 방향으로 크기와 형태에서 독립적인 특성을 가지는 것이 대조적인 결과이며 4차 성분 이상의 축진동이 대부분 감지부의 축 표면 특성을 나타내는 것으로 추론할 수 있다. 그림 9는 Y축 신호를 90도 당겨서 X축 신호에 겹쳐 그린 것으로서 미세한 부분까지 거의 일치함을 확인할 수 있다.

결론적으로 COP motor들의 진동 원인은 결합된 축계의 고유진동수와 회전수 1차 성분(1X)의 공진에 있었다. 그러한 원인의 파악이 어려웠던 이유는 첫째 ON/OFF 모드로만 운전되는 COP 시스템의 특성상 회전속도의 변화에 따른 응답의 변화 즉 주파수 특성을 확인할 수 없는 제약과 함께 단지 진동수준의 높고 낮음으로만 기계상태의 호·불호(好·不好)를 판단할 수 밖에 없는 현장 기술의 취약점에 있었다. 둘째 우연히도 진동이 상대적으로 큰 'A' COP에 과도한 축 표면효과(runout)가 더해져서 진동허용치를 넘게 된 일종의 불운에 있었고 이러한 특이한 결보기 진동이 문제해결 과정에서 현장 기술자나 설계자들을 혼란에 빠트리게 한 주 요인이 되었다.

진동 문제의 근본 원인이 축계의 공진이라는

잠정적 결론 하에 문제 해결의 방향은 고유진동수의 상승에 의한 공진 상태의 탈출로써 진동을 저감하는 것이었고 그 방법으로는 원추형 운동 모드를 효과적으로 구축할 수 있는 상부 베어링의 강성 증가 방안으로 귀결이 되었다.

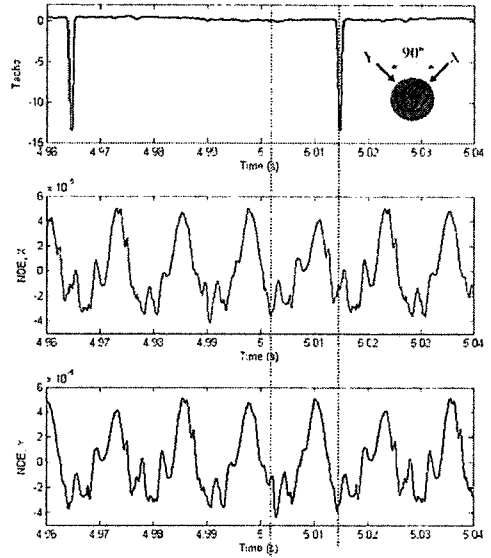


그림 8. 4차 성분 이상의 양방향 축진동 신호

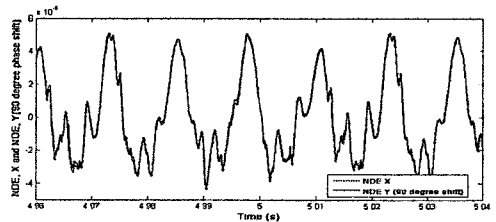


그림 9. 90도 위상 이동후 중첩한 신호

## 5. 베어링 재설계

전동기 상부 베어링은 '베어링의 제약'이라고 불리는 Michell 베어링으로서 수직 방향으로 여러 개의 피벗 패드가 트러스트 칼라를 지지하고 있고 수평 방향으로는 틸팅 저널 패드가 축 러너를 감싸고 있으며 전체적으로 하나의 유조 속에 잠겨있는 형태이다. 그림 10에 Michell 베어링의 개요를 보였다.

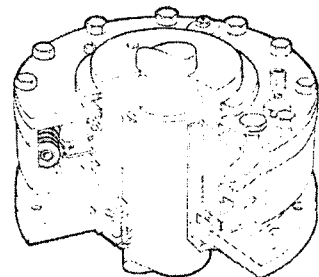


그림 10. Michell Bearing 개요

문제 해결의 방법은 저널 패드와 축간의 간극을 조절하여 베어링의 유막 강성을 증가시키는 것이다. 수직축을 지지하는 횡방향 베어링의 예압 계수 (preload factor)는 중립적 축의 위치에서도 충분한 강성을 갖도록 하며 그림 11 과 같이 정의된다. 여기서 가공 간극 (machined clearance)은 축과 동심원상에서 위치할 때의 베어링 원호면이 갖는 균일한 간극이고 조립 간극 (assembled clearance)은 조립시 전진 배치된 베어링 면의 중심선과 축 사이의 최소 간극을 의미한다.

$$m = 1 - \frac{C'}{C}$$

$m$  : preload factor

$C = r_b - R$  : machined clearance

$C'$  : assembled clearance

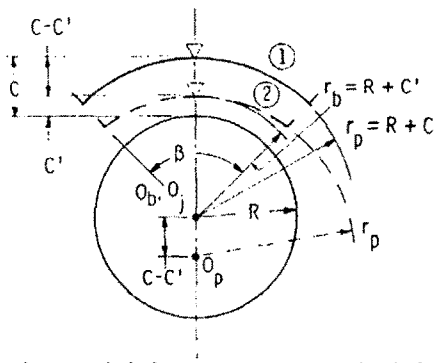
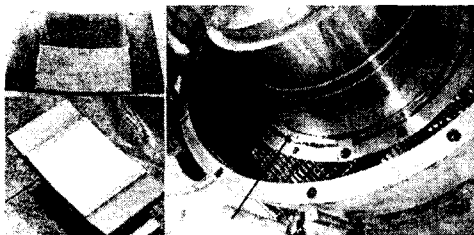


그림 11. 베어링 preload factor 의 정의

일반적으로 수직형 베어링의 guide pad 의 preload factor 는 보통 0.5 가 되도록 설계를 하고 있으며 축의 휘들림이 문제가 되는 경우에는 0.75 ~ 0.9 까지 적용한다. 해당 베어링의 경우 현재 적용된 preload factor 는 0.5 이며 베어링 유막 강성을 높이기 위해서 preload 를 충분히 높이고자 하였다. 이러한 강성 증가는 현재 20 Hz 부근에 존재하는 휘들림 진동 모드의 고유진동수를 충분히 상승시켜 공진 상태를 벗어나게 할 것으로 기대되었다. 그림 12 에 교체 전후의 베어링 패드 실물 및 교체 모습을 보였다.



<교체 전후의 날개 패드> <베어링 내 패드위치>  
그림 12. 베어링 패드 및 교체 모습

'A' COP 에 대한 베어링 패드 교체 시험을 수행한 결과 예상대로 문제의 1 차 성분이 대폭 감소하였으며 전체적으로 허용치 내에서 안정적인 진동 형태를 보였다. 특히 그림 13 을 보면 베어링 교체후의 남은 진동의 형태가 대부분 run-out 성분임을 재확인 할 수 있다. 여기서 case 1 과 2 는 베어링 교체전 결과, case 3 와 4 는 베어링 교체후 결과이며 특히 case 2 와 3 는 시험적으로 점도가 다른 베어링 오일을 사용하였으나 별 차이가 없었다. 그림 14 에는 베어링 교체 전후의 축 진동 스펙트럼을 비교하였는데 1 차 성분은 대폭 줄었으나 4 차, 8 차 성분 등은 그대로임을 알 수 있다. 또 그림 15 에는 모터 상단의 프레임 진동의 스펙트럼을 제시하였는데 1 차 성분은 역시 크게 줄었으나 0.5 차 부근의 reed frequency 성분 (구조물의 고유진동수)은 그대로 유지되고 논란이 되었던 4 차 성분은 처음부터 프레임 진동에는 나타나지 않음을 볼 수 있다. 이로써 프레임의 1 차 성분 진동은 축 진동의 동일 성분이 베어링을 통해 전달되는 2 차적인 효과이며 또한 4 차 성분은 실제 진동이 아닌 겉보기 진동임을 재확인 할 수 있다.

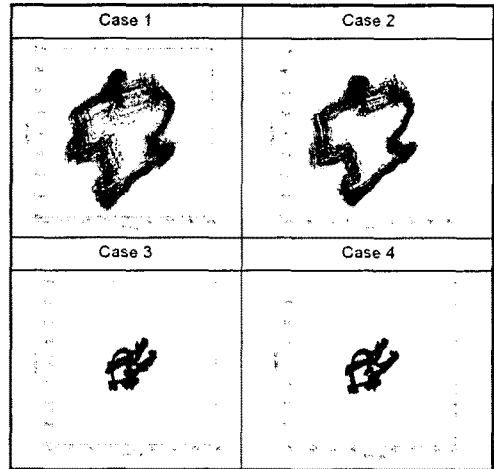


그림 13. 베어링/오일 교체 전후의 축진동 레벨 변화

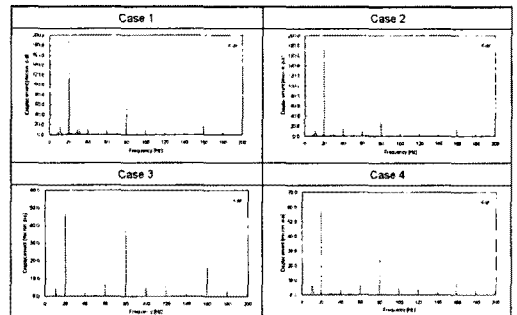


그림 14. 베어링/오일 교체 전후의 축진동 스펙트럼 변화

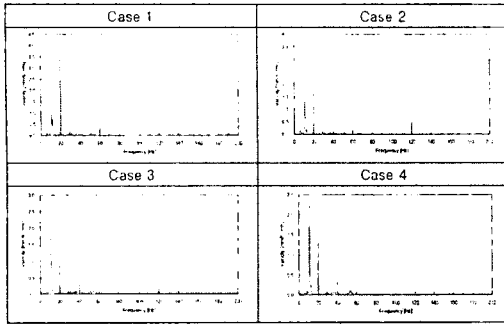


그림 15. 베어링/오일 교체 전후의 프레임 진동 스펙트럼 변화

그림 16 에는 문제 해결 전후의 축진동의 시간 변화 및 1X 주변 신호의 스펙트럼을 대비하였는데 크기 뿐만 아니라 진동 변폭에 의한 측대파(side band)가 사라졌음을 확인할 수 있다.

또한 그림 17 및 그림 18 에는 1 차 성분만 추출하여 그 크기와 위상을 비교하였는데 교체 전후 진동 크기가 약 1/4 ~ 1/5 로 줄어 들었고 위상도 약 60 도 정도 빨라져서 상당한 동특성의 변화를 일으켰음을 알 수 있다. 이는 그림 19 와 같이 고유진동수 변화에 따른 고정 주파수상의 응답 변화로 간단히 설명되며 위상이 빨라진 것도 이론적 추론과 일치한다.

이로써 문제되던 진동은 베어링 교체에 의한 고유진동수 상승으로 공진 상태를 회피함으로써 해결되었다.

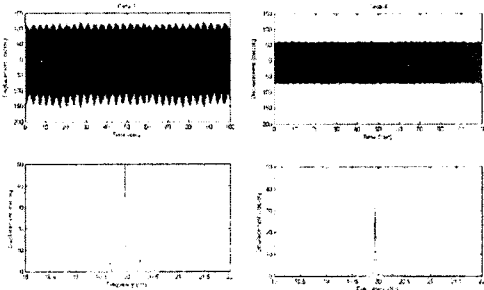


그림 16. 해결 전후 축진동 형태 변화

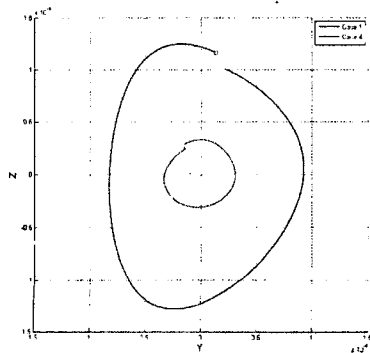


그림 17. 교체 전후의 1 차 성분 축 궤적 비교

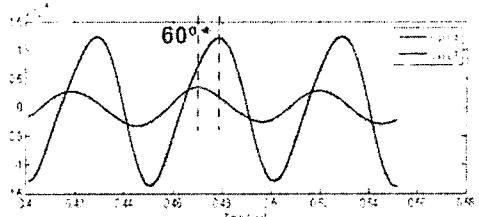
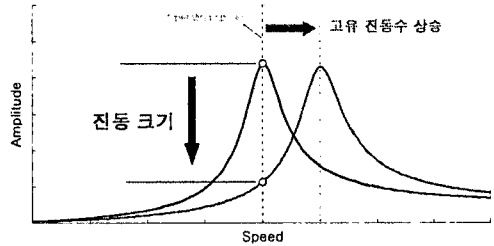
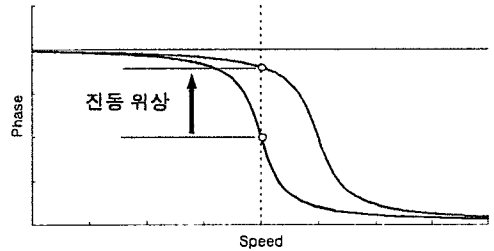


그림 18. 교체 전후의 축 진동 위상 변화



(a) magnitude



(b) phase

그림 19. 고유진동수 변경에 따른 진동 특성 변화 개념도

## 7. 결 론

원전 발전소의 복수 펌프에서 규정치를 초과하는 축 진동이 발생하여 현장 시험 및 해석 등을 통하여 문제를 조사하였다. 그 결과 펌프와 모터가 결합된 상태에서의 회전축계가 1 차 회전속도 성분과 공진 상태에 놓여 있음을 파악하였고 모터 상부의 베어링의 유막 간극을 조절하여 강성을 증가시킴으로써 문제를 해결하였다

## 참 고 문 헌

1. 양보석, "회전기계의 진동 ; 해석, 평가, 설계 및 대책", 인터비전, 2002.
2. Richard Booser, "CRC Handbook of Lubrication, vol. 2," CRC press, New York, 1983.
3. T. Someya, "Journal-Bearing Databook" Springer-Verlag, 1989.
4. Nathan Littrell, "Understanding and Mitigating Shaft Runout" ORBIT(Bentley Nevada), Vol.25, No. 3, 2005