

## 第 5 章 Rotor Rub

### 1. 回轉機械 半徑方向 Rub의 診斷技術 (Diagnostic Techniques of Radial Rubs in Rotating Machinery)

#### 1.1 Rub 特性 (Rub Characteristics)

로터가 고정부품과 마찰을 일으킬 때 여러 가지 증상이 나타나게 되는데, 이런 증상들의 대부분은 어떤 경우에는 나타나고 어떤 경우에는 나타나지 않는다. 증상은 주변의 조건에 따라 변화하기 때문에 Rub의 특성은 분리하기가 어렵다. 이러한 성질에 대한 3가지 이유는 다음과 같다.

(1) Rub는 보통 기계적인 오기능이 있을 때 발생하는 2차적인 증상이다.

각각의 오기능은 다른 주된 증상들을 발생하고, 이들은 각기 다른 2차적인 Rub을 일으키게 한다.

(2) Rub는 대단히 비선형적이고, 때로는 무질서한 증상을 나타낸다. Rub로 인한 로터의 동적 응답은 상당히 다양하다. 부분 Rub의 방정식에서 보면 Rub 응답은 시스템 변수들과 초기 조건의 조그만 변화에 의해서도 영향을 받는다. Rub의 응답을 구하는 데는 많은 시스템 변수들이 포함되기 때문에 이들의 조그만 변화도 응답의 많은 변동을 초래할 수 있다.

(3) Rub는 과도상태적인 거동을 가진다. Rub는 이들의 응답을 결정하는 변수들의 계속적인 변화를 일으킬 수 있다. Rub가 심할 경우 마찰부분을 충분히 닳아 없애 Rub가 경미해 지던가 심지어는 Rub가 완전히 없어지기도 한다.

회전기계에서 Rub는 보통 스스로 발생하지는 않는다. 즉 Rub는 통상 다음과 같은 어떠한 초기의 기계 오기능의 2차적인 영향이다.

- 과도한 축 진동
- 극단적인 축 중심선 위치
- (반경방향과 축방향에 있어) 로터와 고정 부품 사이의 불충분한 간극
- 케이스의 뒤틀림
- 내적 (베어링 사이) 혹은 외적(케이스 사이) Misalignment

Rub를 바르게 진단하는 비결은 먼저 주요기계 오기능을 확인하고, Rub를 일으키는 시스템 변수들을 아는 것이다. Proximity 진동 변환기로부터 수집한 진동자료를 분석하는 것이 주요기계 오기능을 규정짓는데 아주 좋은 방법이다. 또한 기계정비 이력과 더불어 운전압력, 온도, 유량, 부하 그리고 다른 운전조건의 자료들도 진동분석가가 진단을 내리는데 필요한 시스템 변수들을 종합 분석하게 된다.

최근에 터빈/발전기를 기동하다 발생한 간단한 예를 하나들겠다. 이 터빈은 속도를 올리기 전에 케이스를 예열하기 위하여 1000 rpm을 유지하고 있었다. 터빈 베어링의 진동진폭이 25  $\mu\text{m}$  p-p 이하로 운전되다가, 갑자기 127  $\mu\text{m}$  p-p 이상으로 상승하였다. 지시되고 있는 운전 변수를 검토 해본 결과 Exhaust Hood 온도가 이미 상당히 허용범위를 벗어나 있었다. Hood Spray 냉각수 유량을 증가시키자, 진동치가 25  $\mu\text{m}$  p-p 이하로 감소되었다. 이런 경우, Exhaust Hood 와 로터 사이의 열팽창 차이로 인해 로터가 케이스보다 짧아져서 Rub가 발생하였다. 그 결과로 로터가 고정부와 접촉하여 국부가열 되어 로터는 Bending이 되면서, 진동치는 증가하게 되었다. Exhaust Hood를 냉각함으로써 간격은 정상적으로 복귀되었고, Rub도 없어지게 되었다.

진동 자료의 분석은 종종 Rub 문제의 올바른 진단을 내리는데 중요한 요소이다. Rub의 응답은 각각의 기계와 상황에 따라서 독특하게 나타나기 때문에 그 거동이 상호 관련될 수 있도록 가능한한 여러 형태의 자료를 평가하는 것이 중요하다. 이것을 효과적으로 수행하기 위해서는, 진동 자료 수집 시스템은 시간과 주파수의 두 영역에서의 자료처리, 과도 상태의 자료수집, 장시간 동안의 자료수집, 축위치를 확인할 수 있는 Gap Voltage 자료수집 및 적절한 필터링과 신호 조건의 제공 등의 기능을 갖추어야 한다. Bentley Nevada 108 DAIU(Data Acquisition Instrument Unit)가 ADRE 3 데이터 분석용 Software와 연결되어 이런 자료들을 분석할 수 있게 해준다. 다음에 제시하는 경험사례는 일반적으로 진단하는데 있어 특히 Rub를 규정 짓는데 있어 진동 자료들의 각각의 중요성을 설명한다.

## 1.2 事例 1 (Case History 1)

그림 5-1과 같은 80 MW급 열병합 발전소의 후기 터빈을 Overhaul후 기동 상태는 순조롭게 진행되었고 운전속도가 3600 rpm에 도달 되었을 때 이 터빈은 발란싱 상태가 상당히 좋은 것으로 판단되었다. 기동 기간 동안 수집한 그림 5-2의 과도상태 자료를 보면 3500 cpm에서 발란스 공진이 발생한 것으로 나타나있다. 이 발전기는 별다른 문제점 없이 계통 병입 하였고 출력운전을 실시하였다.

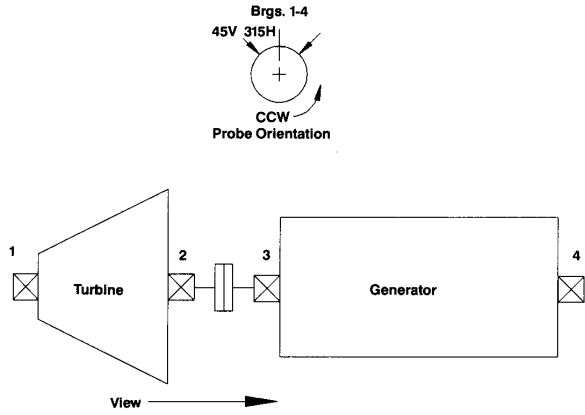


그림 5-1 추기 증기 터빈/발전기 개략도

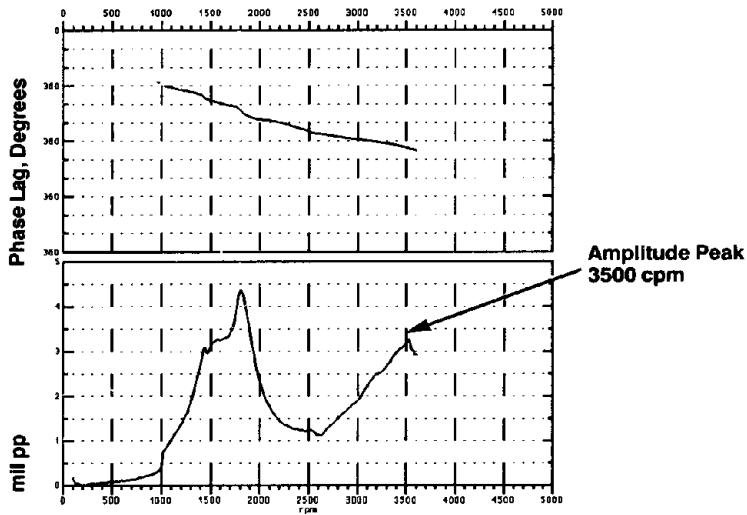


그림 5-2 기동중 수집한 #1 베어링의 과도 상태의 Bode Plot

추기가 시작되자, 그림 5-3의 Orbit 데이터에서 보듯이 터빈 베어링에서 Preload가 발생되었다. 약 10분 정도 경과 후, 진동이 상당히 증가하면서, 1× 위상이 갑자기 180도 변화였다 (그림 5-4). 따라서 추기를 중단하고 부하를 감발 후 터빈을 정지하였다. 이 터빈은 과거 운전 중 Blade 파손사고가 있었던 터빈이라, 발전소 직원들은 또다시 Blade가 파손 된 것으로 생각하고 이것을 걱정하고 있었다.

이 경우 시스템 변수들의 검토사항으로 이 터빈/발전기의 운전변수를 재검토하고, 비정상적인 사고가 발생했었는지를 Control Room과 현장의 운전원들과 면담하는데 있었다. 이 유니트의 운전 변수는 정상으로 나타났다. 그러나 현장 운전원이 이야기하기

를 추기 밸브 한 개가 다른 것에 비하여 열리지 않은 것 같다고 말하였다. 진동 자료를 검토한 결과 몇 가지 주된 증상이 나타났다.

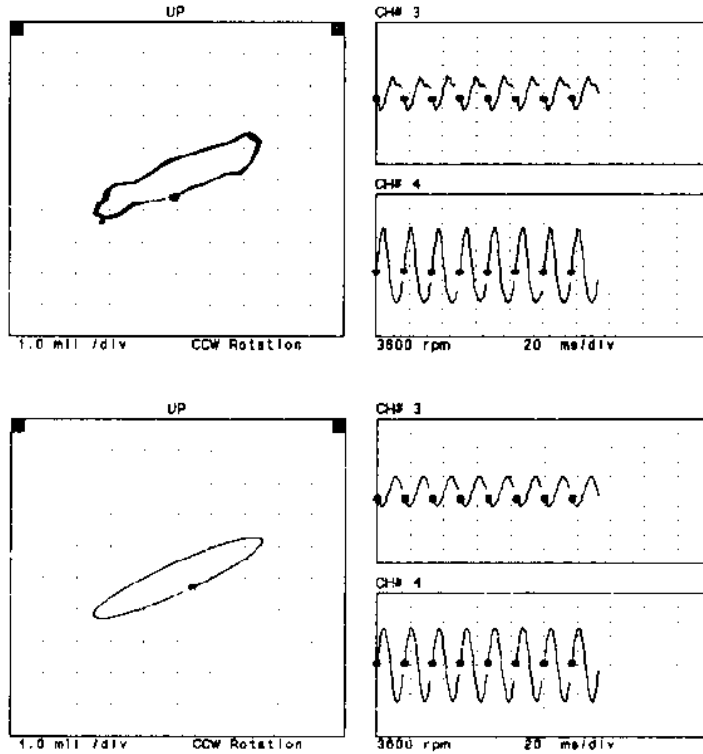


그림 5-3 #2 베어링의 축 Orbit/Timebase Plot

(추기 기간동안 Orbit이 타원형으로 나타나는 것은 Preload를 받는 것을 나타냄. 상부는 Unfiltered Data이고, 하부는 1× 자료임.)

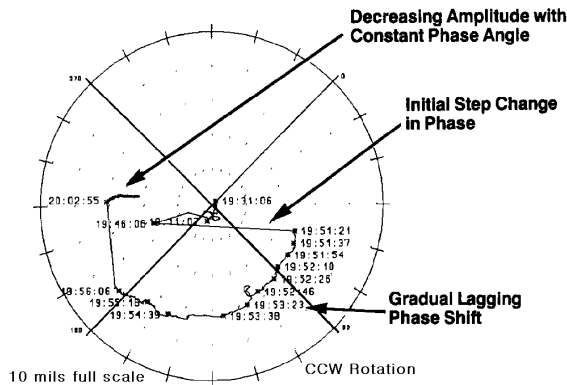


그림 5-4 #2 베어링의 축 진동과 위상을 시간대별로 나타낸 Polar Plot

842 — 제2편 진동의 경험 사례

- Orbit 데이터를 보면 축이 Preload를 받는 것으로 나타났다.
- 그림 5-5의 축 중심선 자료를 보면 고진동이 발생하기 전에 베어링 내에서 축이 아래로 움직인 것으로 나타났다.

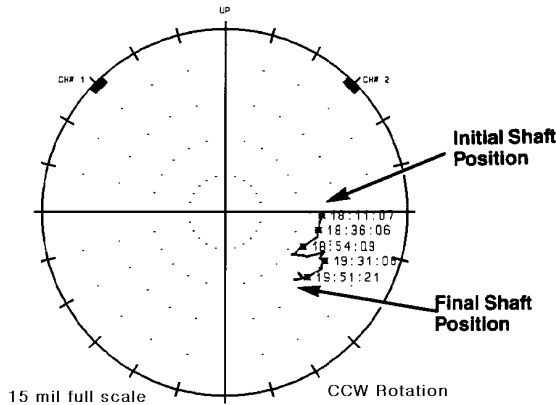


그림 5-5 #2 베어링의 축 중심위치를 시간대 별로 표시한 Plot

- 1× 진동 데이터를 보면 위상이 180도 변하면서 초기 진폭이 증가한 것으로 나타났다.
- 진동의 주요성분은 1×이었다.
- 초기급변 후 1× 진폭과 위상의 변화는 로터가 공진영역을 통과할 때 발생하는 변화와 대단히 비슷하였다.

추기 벨브가 충분히 동작하지 않았다는 발전소 운전원의 지적과 더불어 총체적으로 볼 때 이러한 증상들은 열팽창차로 인한 케이스의 뒤틀림에 의해 Rub가 발생했음을 나타내고 있다. 추기 Port로 흐르는 Flow Unbalance가 열팽창차를 초래하였다.

그림 5-4에서 보듯이 진폭과 위상의 변화는 아마도 열적 힘을 일으키는 로터의 국부 가열 때문일 것이다. 로터의 응답이 마치 공진영역을 지난 것처럼 나타난 것은 아마도 동적 강성이 변했기 때문일 것이다. 과도 상태 자료를 보면 공진 영역이 운전 속도 바로 아래에 있는 것으로 나타나 있다. Rubbing으로 인한 주요 영향 중 하나는 동적 강성의 증가이다. 간단한 경우에 있어서 로터 응답과 시스템 동기 동적 강성 사이의 관계는 다음과 같은 수식으로 표현할 수 있다.

$$(K - M\omega^2 + jD\omega)Ae^{j\omega t} = Fe^{j\omega t} \quad (1)$$

여기서:

$$Fe^{j\omega t} = \text{입력 벡터}$$

$Ae^{ja}$  = 동기응답 벡터

$K - M\omega^2 + jD\omega$  = 로터 복소 동적 강성

$K - M\omega^2$  = Direct 동적 강성 =  $K_D$

$D\omega$  = Quadrature 동적 강성 =  $K_Q$

$\omega$  = 회전 속도

$K$  = 로터 Modal 강성

$M$  = 로터 Modal 질량

$D$  = 로터 Modal 점성 댐핑

식 (1)에서 감쇠가 거의 없다고 가정하고 근을 구하면 강성, 질량 그리고 공진 주파수의 관계는 다음과 같다.

$$\omega = \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (2)$$

그림 5-4의 자료를 보면, 강성 변화가 회전속도를 통과하는 공진을 일으킨 것같이 보인다. 그림 5-4에서 시간이 경과하면서 위상이 지연되는 것에 주의해야 한다. 이것은 강성이 정상 상태로 돌아오고, 또 Rub가 해소됨에 따라 공진은 회전속도 이상으로부터 내려가고 있음을 의미한다. 마지막에 가서는 진동 진폭이 내려가고 위상도 정상 운전 상태로 일정하게 유지되었다. 갑자기 진동 진폭이 내려가고 위상이 일정한 것은 Rub가 해소되었다는 것을 나타낸다.

이 유닛은 다시 기동하였고, 이전에 발생했던 문제점이 더 이상 발생되지 않았다. 6개월 후 이 터빈은 로터를 개조하기 위하여 분해하였다. 터빈 15단과 16단 사이의 Packing Seal이 Rub로 인하여 축 방향과 반경 방향 모두 심하게 손상되어 있었다.

이 경우 진동 자료의 분석은 다음에 그 기초를 두었다.

- Orbit Plots에서 Preload를 감지했다.
- 큰 폭의 위상변화를 초래한 조건들을 확인하기 위해 과도/정상 상태 데이터를 상호 관련지어 보았다.
- 베어링 내에서 축위치를 확인하였다.
- 시간에 따라 진폭과 위상을 추적하였다.

이런 진동신호와 이 유닛의 운전 변수를 잘 조합하여 올바른 결론에 도달할 수 있었다. 공진이 정상상태 하에서 운전속도를 통과하여 이동하는 것으로 나타나는 상황은 시스템의 동적 강성의 변화를 나타내는 것이다. 이런 경우 가장 논리적인 결론은 Rub로 인하여 강성이 변화되었다는 것이다.

### 1.3 事例 2 (Case History 2)

이 사례는 복합 발전소의 증기 터빈 발전기에 관한 것이다. 이 터빈 발전기는 3개의 베어링이 장착된 배압 터빈이고, 발전기 용량이 15 MW이다. 발전기 케이스에 2개의 베어링이 있고, 터빈 내측 베어링은 발전기 내측 베어링으로 함께 사용되는 구조로 되어있다 (그림 5-6 참조). 이 유닛은 베어링의 윤활유 공급 상실로 정지하였는데, 발전기의 내측 베어링 Babbitt가 완전히 녹아 버렸다(상당히 심한 Rub의 실예). 이 터빈 발전기는 발전기 코일의 재 권선을 포함한 Overhaul을 실시한 후, 이 유닛을 기동하였을 때 부하 증가와 더불어 진동 진폭이 175  $\mu\text{m}$  p-p을 초과하는 높은 진동치를 나타내었다. 로터의 주요 진동 특성을 확인하기 위하여 #1 베어링의 Orbit를 확인한 결과 상당한 Preload를 받고있는 것으로 나타났고(그림 5-7 참조), 그림 5-8에서 보듯이 부하가 걸리면서 #2 베어링의 위상이 변함에 따라 1 $\times$  진폭이 증가하였다. 이 자료를 근거로 검토한 결과 이 유닛은 Rub가 발생하였거나 로터 코일의 온도 상승에 따라 발란스 상태의 심한 변화가 추정되었다.

OEM 대표자의 요청으로 #2 베어링에서의 진동 급상승을 줄이기 위하여 로터 발란싱을 시도하기로 하였다. 이는 어느 정도 성공적이었으나 진동의 응답이 발란스 계산에 의한 예측치와 일치하지 않았다. 로터 발란싱후, 1 $\times$  위상이 시간이 경과하면서 서서히 변하였다. 이 증상으로 보아 Rub가 발생하고 있었으며, 이 유닛을 발란싱 함으로서, 초기 변수에 영향을 주었고, 그것이 Rub의 응답을 바꾸어 놓았다고 생각되었다. 이 유닛을 48시간 운전하기로 하고, 108 DAIU를 10 분에 한 개의 데이터를 수집하도록 설정하여 놓았다.

운전원에게 어떠한 문제점을 나타내는 신호가 있으면 발전기를 정지 시키도록 주문하였다. 이렇게 함으로써 이는 유닛이 부하 상태에 있을 때 어떻게 반응하는지에 대한 기준 데이터와 유닛이 Heat Sock되고 최종 측정될 조건으로 돌아오는 기회가 주어질 것이다. 또 하나의 가능성은, 만약 Rub가 있다 하더라도 48시간 운전하고 나면 Rub 부분이 마멸되어 이런 문제는 해소 될 것이다. 그림 5-9와 5-10의 Polar Plot은 #1 베어링과 #2 베어링에서 48시간동안 운전하면서 수집한 위상과 진폭 자료이다. 이 자료를 보면 발란싱의 재차 시도는 효과가 없음이 명백하고, 만약 발란싱을 실시한다면 기계의 손상을 초래할 수도 있을 것으로 판단되었다. 따라서 발란싱으로는 이 문제를 해결할 수 없는 상황이었다.

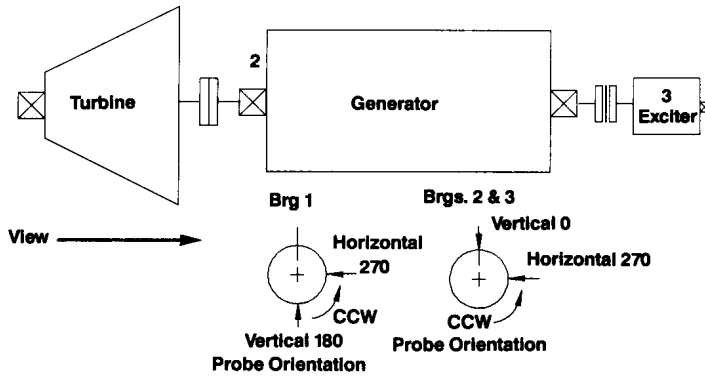


그림 5-6 터빈/발전기 배열도

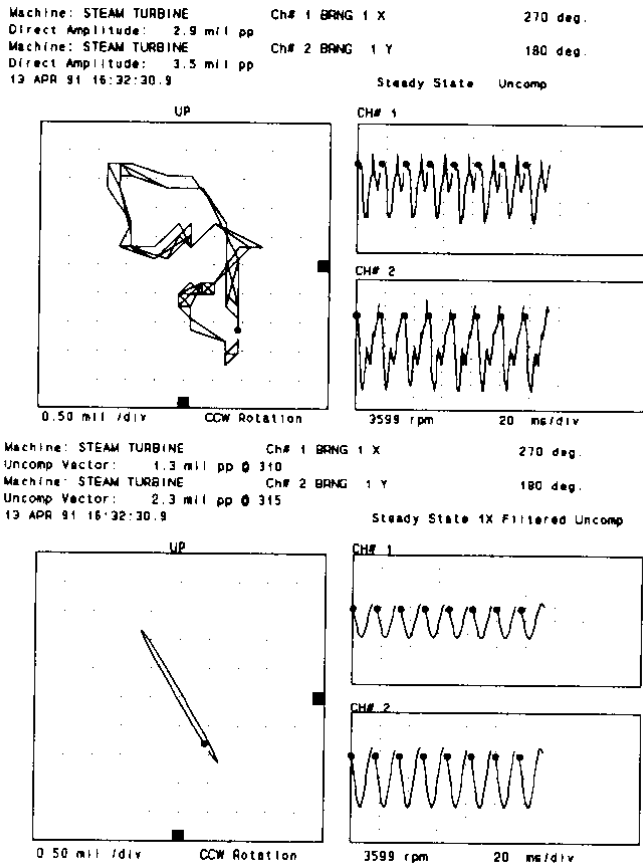


그림 5-7 #1 베어링의 축 Orbit/Timebase Plot  
 (상부는 Unfiltered Data이고, 하부는 1× 데이터 임)



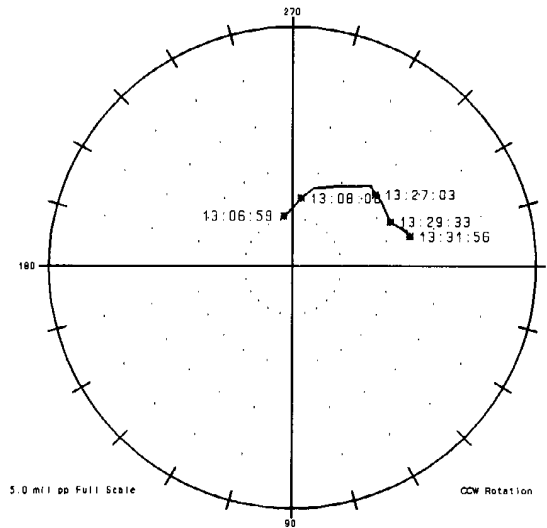


그림 5-8 #2 베어링 Horizontal Probe에서 초기 기동시 수집한 축진동과 위상을 시간대 별로 나타낸 Polar Plot

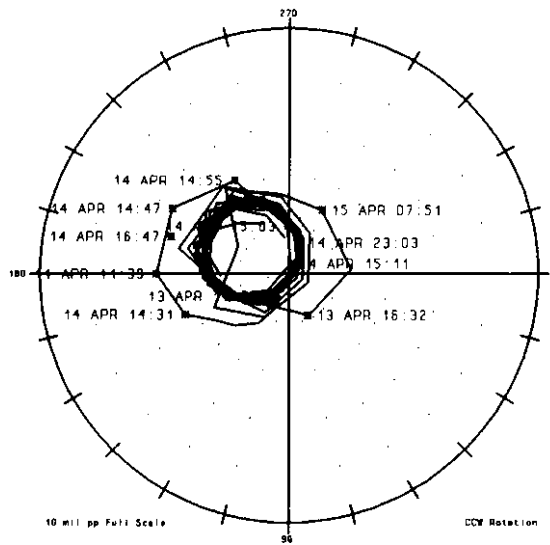


그림 5-9 #2 베어링 Horizontal Probe에서 48 시간동안 자료를 수집하여 축진동과 위상을 시간대별로 나타낸 Polar Plot

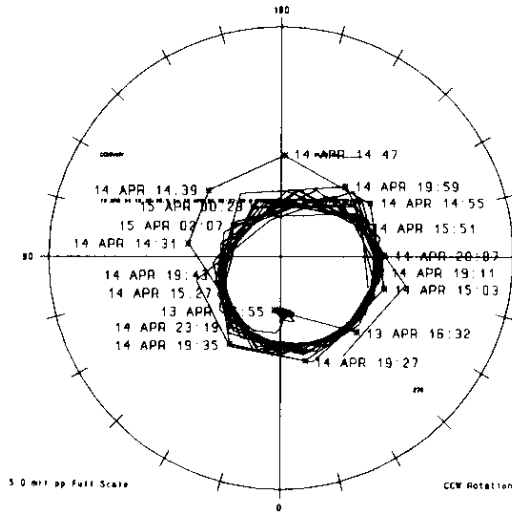


그림 5-10 #1 베어링 Vertical Probe에서 48 시간동안 자료를 수집하여 축 진동과 위상을 시간대별로 나타낸 Polar Plot

#1 베어링의 축 중심 자료를 나타내는 추가 Plot이 그림 5-11에 나타나 있다. 반시계 방향으로 회전하는 수평기계에서 정상 상태하에서는 축이 정지되어 있을 때 축위치는 베어링 하부에 있게된다고 예상하게 된다. 속도가 증가하면서, 베어링의 유체 반력으로 인하여 축은 부상하고, 베어링의 오른쪽 방향으로 이동하게된다. 이 경우, 회전이 시작되면서 축이 부상하기는 했으나, 속도가 증가함에 따라 축의 부상은 제한적이었다. 약 1000 rpm 정도에서 축은 베어링내에서 아래로 내려간 것으로 나타나고 있다.

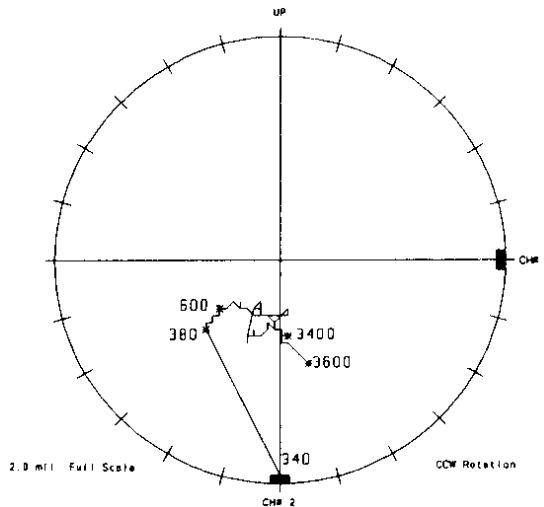


그림 5-11 #1 베어링에서 기동중에 측정한 축 중심선도

이 자료는 Rub가 일어나고 있으며, 스스로 해소될 상황이 아님을 명백히 시사하고 있다. 그림 5-10의 자료를 보면 #1 베어링의 진동 진폭은 위상과는 상관없이 일정한 것으로 나타나고 있다. 그러나 그림 5-9의 자료를 보면 #2 베어링의 진폭은 위상에 따라 증가했다가 감소하는 반복성을 보이고 있다. 이것은 축 움직임이 #1베어링에서 구속력을 받고 있으며, 이로 인하여 #2 베어링에서의 영향은 Rub에 의한 열적 휨으로 인하여 발란스 상태의 지속적인 변화에 대한 응답임을 나타내고 있다.

#1 베어링의 비정상적인 축 중심선 자료와 심하게 Preload를 받은 Orbit를 보고서, #1 베어링 근처에서 심한 Rubbing이 발생하고 있었다고 판단되었고, 그곳은 아마도 고압증기 밀봉부(Packing Box)일 것이라고 추정되었다. 손상된 곳을 조사하고 내부 간극 및 Alignment 상태를 점검하기 위하여 터빈 Case를 열었다. 고압증기 밀봉부의 Labyrinth를 취위한 결과 심하게 손상된 것을 발견하였다. Seal 면의 우측 아래 4분면이 달아서 평평하게 되었고, 로터와 접촉되어 열이 발생된 부분은 진한 자주색으로 변해있었다. 게다가 발전기의 수소 밀봉부도 마멸되었고, 3개의 베어링 모두 Retainer 안에서 풀어져 있었으며 터빈 중간 단의 Diaphragm 측면 간격이 과도하게 커졌다.

이번 경우 진동 자료의 분석은 다음 사항에 기초를 두었다.

- #1 베어링의 Orbit 데이터는 축이 강한 Preload를 받고 있음을 나타냈다.
- 또한 축 중심선 자료는 강한 힘이 축을 아래로 당기고 있음을 나타냈다.
- 48시간 운전한 진폭과 위상 자료는 1× 위상이 변함없이 변하고 있었음을 나타냈다.

또한, 발란싱 작업시 발란스 계산치와 진동응답이 일치하지 않았다는 사실이, 불평형 문제가 아님을 바로 제시해주는 중요한 자료였다. 이러한 사실을 인식하지 못한 채 계속해서 발란싱을 시도했다면 아마도 심각한 사고를 초래했을지도 모른다.

### 1.4 事例 3 (Case History 3)

이 사례는 앞에서 소개했던 것과는 초기 변수가 상당히 다른 기계에 대해서 기술한 것이다. 이 기계는 전동기 구동 수직펌프로써, 25,000 rpm으로 회전하면서 프로필렌(Propylene) 제조 공정에 사용된다. 그림 5-12에서 보듯이 이 유닛은 펌프 케이스 내에 기어 박스가 내장 되어있다. 이 유닛은 진동 감시기에서 높은 진동치를 나타내었고, 펌프에서 심한 이음이 나는 것을 발전소 직원이 발견하여 분석이 이루어 졌다. 출력된 Orbit(그림 5-13), Timebase(그림 5-14) 그리고 스펙트럼(그림 5-15)을 분석해본 결과, 어떤 충격이나 부분적인 Rub가 일어나고 있는 것이 분명하였다. 특이한 것

은 앞의 사례와는 달리, 1× 진폭과 위상이 정상운전상태 하에서 시간이 경과하여도 어떤 변화를 보이지 않았다는 것이다.

Orbit 데이터는 이러한 오기능의 동특성에 관한 풍부한 정보를 제공한다. 그림 5-13 및 5-14를 보면 축의 충격 지점을 알 수 있다. Orbit 궤적상의 나타난 두 개의 Keyphasor Bright Spot은 스펙트럼에서 1/2×로 확인된 차동기 성분임을 나타낸다.

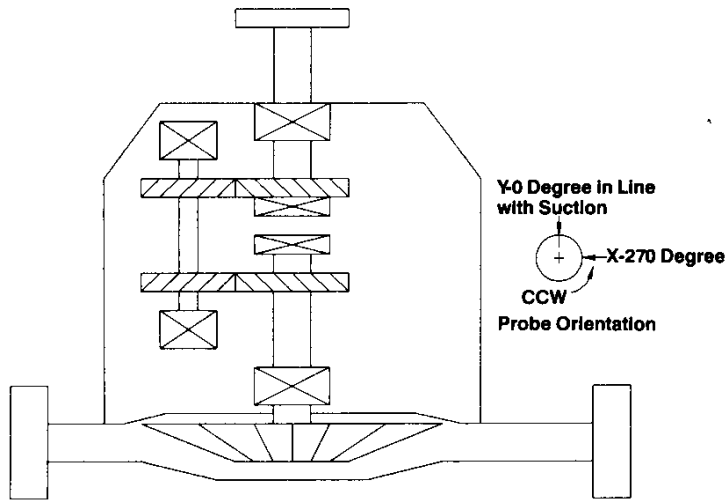


그림 5-12 전동기 구동 수직 펌프 개략도

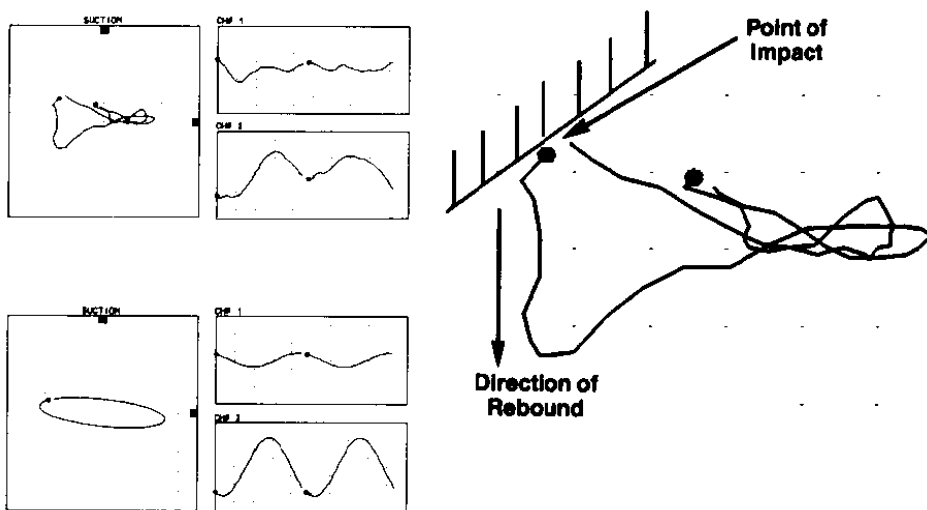


그림 5-13 축이 충격을 받을 때 Orbit/Timebase Plot  
( 상부는 Unfiltered Data, 하부는 1× 데이터 임 )

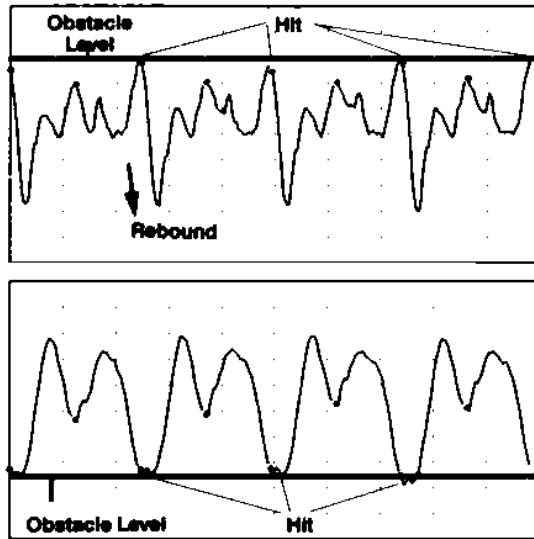


그림 5-14 축이 충격을 받을 때 Timebase Plot  
( 상부는 Vertical Probe, 하부는 Horizontal Probe 임 )

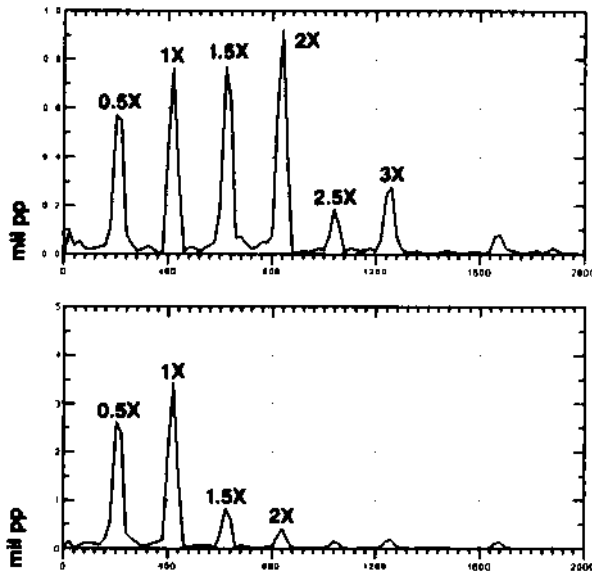


그림 5-15 축이 충격을 받을 때 스펙트럼 Plot  
( 상부는 Vertical Probe, 하부는 Horizontal Probe 임 )

정확한 차동기 진동을 일으킬 수 있는 에너지 변환의 한가지 형태가 부분 Rub이다. Rub는 축 부품이 회전중 “베어링” 역할을 하는 Seal이나 다른 비회전체에서 발생하게 된다. 이러한 부분 Rub의 영향으로 Rub가 발생하는 사이클 중에 대체로 로터 시스템

의 Net Time-Average 강성을 증가시킨다. 부분 Rub는 로터 시스템의 평균강성을 높은 값으로 증가시킨다. 만약 1차 횡방향 모드의 축 고유 진동수가 운전속도의 1/4, 1/3, 1/2 ··· 보다 작고, 로터의 Quadrature 동적 강성인 유효감쇠가 작다면, 로터 시스템의 고유진동수는 운전속도에 가장 가까운 보다 큰 분수의 주파수와 정확히 일치하는 Rub에 의해서 증가된다. 예를 들어 1차 횡방향 모드의 고유 진동수가, 1/2× 바로 밑에 있었다면, Rub에 의해 고유 진동수는 증가되어 1/2×와 일치하게 된다. 로터의 고유 진동수는 운전속도의 정확한 약수로 고정된다. 이 경우 Rub로 인하여 2개의 영향이 나타난다. 첫 번째 영향은 로터-시스템의 고유 진동수를 증가시켜 1/2×로 고정시키고, 두 번째는 불평형력은 차동기 공진 가진 작용력으로 변환된다.

이렇게 변화되는 공진영역의 차동기 속도(1/4×, 1/3×, 1/2× ···)와 시스템의 변수는 베어링의 강성 특성, 베어링 Retainer, Seals등과 같은 부품들이 서로 풀려있는지 또는 완전히 고정되어있는지에 따라 변하게 된다 (그림 5-16 참조).

이 펌프는 취외 후 분해를 하지 않고 정비를 하기 위하여 공장으로 보내졌다. 이런 경우 나타날 가능성이 있는 주요 원인으로는 기어 박스와 Pump Bowl 사이의 Seal이 꺾여서 젖혀졌거나 사이에 끼어 고착된 것으로 추정되었다.

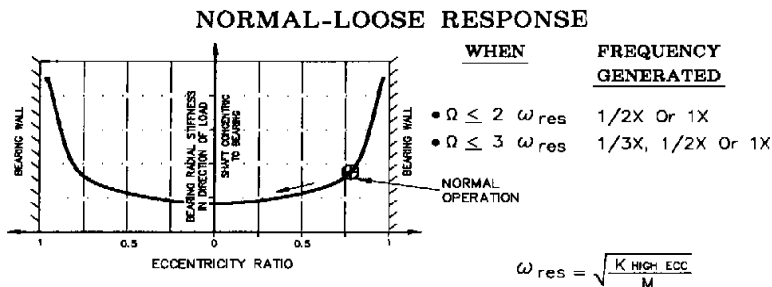
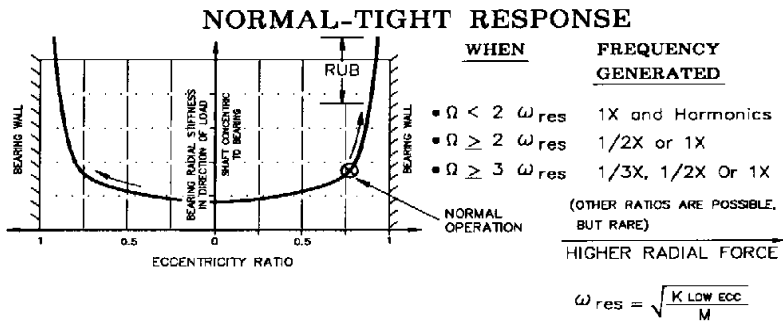


그림 5-16 Rub와 이완된 베어링의 동적 영향

## 2. 純粹 1/2× 振動問題의 遠隔 診斷

### (Remote Diagnosis of a Pure 1/2× Vibration Problem)

Ballylumford 발전소는 25년 이상 운전되었으며 120 MW 3대와 200 MW 3대 총 960 MW 용량의 증기터빈을 가지고 있다. 이 내용은 200 MW 터빈중 하나에서 발생한 문제를 다룬 것으로 그림 5-17은 기계 배열도 이며, 모든 축들이 견고하게 연결되어 있다.

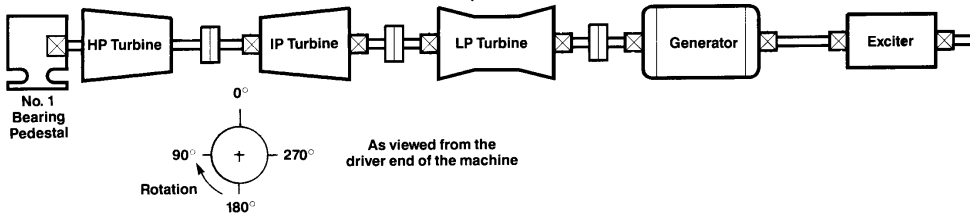


그림 5-17 기계 배열도

1993년의 Overhaul후, 고압 터빈 #1 베어링의 수평 방향의 축진동 값이 정상보다 높았다. 300  $\mu\text{m}$  p-p의 진동 진폭이 1× 운전속도에서의 값이었다. 그러나 약 7개월 동안 이 기계는 이 정도의 진동에서 별문제 없이 운전되었다. 상대적인 축의 움직임은 #1 베어링의 중심에서 약 150 mm 떨어진 Carrier Ring에 설치한 Proximity Probe로 측정되고 있다. #1 베어링은 케이싱이 팽창되거나 수축될 때 자유롭게 축 방향으로 미끄러지는 페데스탈 속에 장착되어 있다.

1993년 3월 어느 주말동안, 그 기계는 정지되었다. 터빈 작업은 없었지만, 재기동했을 때 진동값이 변동되었다. 수평방향 축진동값이 430  $\mu\text{m}$ 에 달했으며 이중 1× 값은 300  $\mu\text{m}$ , 정확히 0.5× 값은 260  $\mu\text{m}$ 이었다 (그림 5-18).

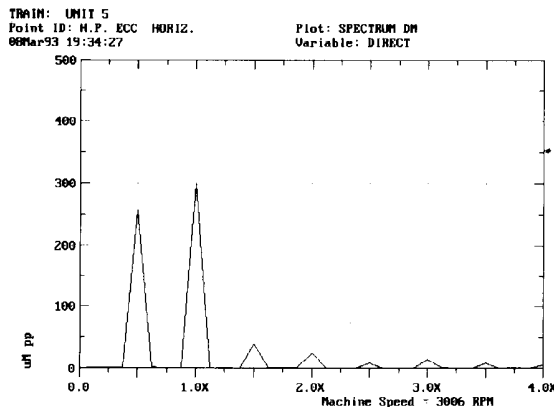


그림 5-18 #1 베어링에서의 고진동을 나타내는 스펙트럼

발전소 기술자는 Bently Nevada사에 전화를 하고 Transient Data Manager(TDM)에서 출력한 Plot을 Machinery Diagnostic Services(MDS)로 팩스를 보냈다.

정확히 0.5× 운전속도에서의 일반적인 진동원인은 1/2 운전속도 이상이나 이하의 부근에서의 공진(임계속도라고 불리기도 함)과 더불어, 이완과 Rub의 영향이다. 이 기계의 기동 자료가 없으므로, MDS는 #1 베어링을 먼저 점검하도록 권고했다. 터빈을 정지시키고 베어링을 검사한 결과 간극은 만족할 만 했다.

재기동한 결과 같은 문제들이 발생했고 추가 Plot들을 팩스를 통해 MDS로 보냈다. 24시간의 전체 진동 경향도(그림 5-19)는 진동값이 어떻게 변했는가를 보여준다. 경향도의 3개의 선(실선, 가는 점선, 긴 점선)은 최대치, 평균치, 최저치를 각각 나타낸다. 30 MW에서 0.5× 진동은 없었고 전체 축진동 값은 대략 270  $\mu\text{m}$  정도였다. 1× 진동 성분은 부하 증가와 더불어 증가했고, 40 MW에서 0.5× 성분이 260  $\mu\text{m}$ 로 나타났다. 1× 진동성분은 400  $\mu\text{m}$ 로 증가했다. 두 성분은 합쳐서 전체 축진동이 450에서 500  $\mu\text{m}$ 의 수준이었다.

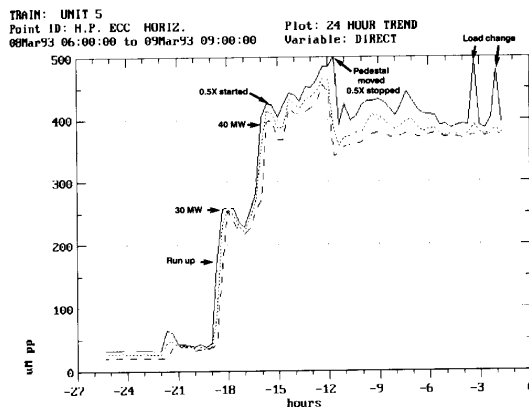


그림 5-19 부하가 걸렸을 때 #1 베어링의 전체 진동의 24시간 경향도

1× 진동 성분은 기계가 운전속도에 도달했을 때 커진 것이 아니라 부하증가와 더불어 상승하였기 때문에 높은 1× 값의 원인으로 불평형은 제외되었다. Alignment 문제가 의심되었다.

0.5× 성분은 부하가 90 MW로 증가할 때까지 계속 발생했다. 90 MW 부하에서 고압터빈 페테스탈이 미끄럼 면을 따라 앞으로 점프를 했고, 0.5× 성분은 사라지고 진동값은 400  $\mu\text{m}$  떨어졌다. 터빈은 증기입구 온도가 20°C 변동폭이 발생하기 전까지 12시간동안 370에서 400  $\mu\text{m}$ 의 진동치로 운전했다. 0.5× 성분이 다시 나타났고 HP 진동값은 다시 500  $\mu\text{m}$ 로 증가했다.



854 — 제2편 진동의 경험 사례

0.5× 성분은 더 이상의 온도변화가 발생했을 때까지 계속 유지되었다. 페데스탈이 다시 움직였고 0.5× 성분은 사라졌다. 축진동은 약 400 μm로 감소되었다. 터빈은 보일러 관의 누설로 인해 정지될 때까지 이 진동수준으로 운전하였다. 그림 5-20은 0.5× 성분이 존재할 때 Unfiltered Orbit와 파형이다.

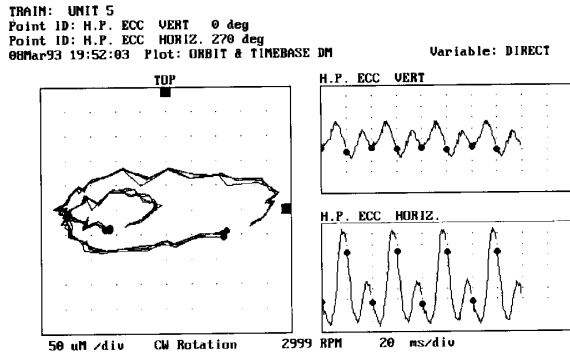


그림 5-20 0.5× 진동성분이 있었을 때 Unfiltered Orbit과 Timebase Plot

#1 베어링의 간극은 양호했고, 다른 이완의 원인도 없었다. 0.5×의 성분은 온도와 고압터빈 페데스탈의 움직임과 관련되었다. 0.5× 성분이 생기는 가장 가능성 있는 원인은 고압터빈 페데스탈이 이의 미끄럼 판에 고착됐을 때 고압터빈 케이싱이 변형됐기 때문에 생기는 로터와 케이싱간의 반경방향 Rub이었다. Orbit의 모양을 보면 Rub는 케이싱의 왼쪽 측 기계의 구동기축으로부터 보아 9시 방향에서 발생하고 있었다.

그림 5-21과 5-22는 0.5× 진동이 사라질 때부터 기계가 정지될 때까지의 고압터빈 수평방향 축진동과 페데스탈의 총 진동 경향도 이다.

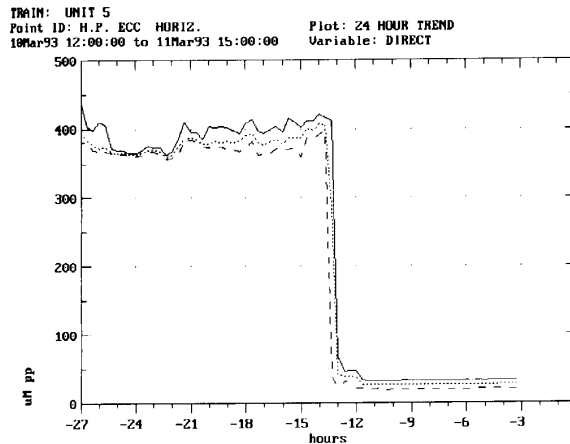


그림 5-21 0.5× 진동이 사라질 때부터 정지할 때까지의 축진동 경향도

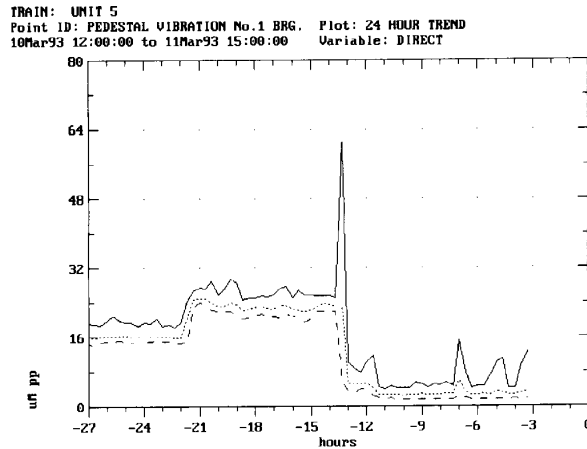


그림 5-22 0.5× 진동이 사라질 때부터 정지할 때까지의 페데스탈 진동 경향도

3월 10일 약 3시경, #1 베어링에서의 평균 축진동 값은 약 370  $\mu\text{m}$ 인 반면, 페데스탈의 진동값은 16  $\mu\text{m}$ 로 축과 페데스탈의 진동변위비는 23:1이었다. 이 종류의 베어링 페데스탈은 높은 기계적 Impedance를 가지지 않는 것이 잘 알려진 사실임으로 이 비율은 높은 것으로 간주되었다. 따라서 축의 진동 진폭이 크에도 불구하고 단지 작은 양의 힘이 베어링 유막을 통해 페데스탈로 전달되어 졌다고 결론 지었다.

또한 축의 움직임에 의해 베어링 간극 이상으로 증가함에 따라 페데스탈로 전달되는 힘이 불균일하게 증가했다는 것도 주목할 만한 일이다. 오후 6시에 축진동은 390  $\mu\text{m}$ 로 5.5% 증가했다. 그러나 페데스탈 진동은 24  $\mu\text{m}$ 로 44% 증가했다. 유용한 정보를 바탕으로, MDS는 #1 베어링이 낮게 Misalign 되었다고 결론지었다. 따라서 베어링은 고압 축을 적절하게 지지하지 못하고 있었다.

발전소 기술자와의 전화통화에서, MDS는 Rub와 #1 베어링의 Alignment에 관한 그들의 결론에 대해 의논했다. 그 기술자는 원래의 Alignment Catenary 수치를 검토한 결과 Overhaul 이후 #1 베어링이 낮았다는 것을 확인하였다. 그 다음 주말 정지기간 중에 고압터빈 페데스탈을 0.5 mm 만큼 들어 올렸다. 고압터빈 케이싱은 페데스탈에 부착되어있기 때문에 이동작업이 축과 고압터빈 케이싱 사이의 내부 Alignment에 영향을 미치지 않는았다.

터빈이 다시 기동되었을 때 Rub는 일부 기동시간 동안 여전히 발생했지만 1× 진동 값은 페데스탈의 이동 결과로 약 20  $\mu\text{m}$ (0.8 mils) 낮았다 (그림 5-23, 5-24).

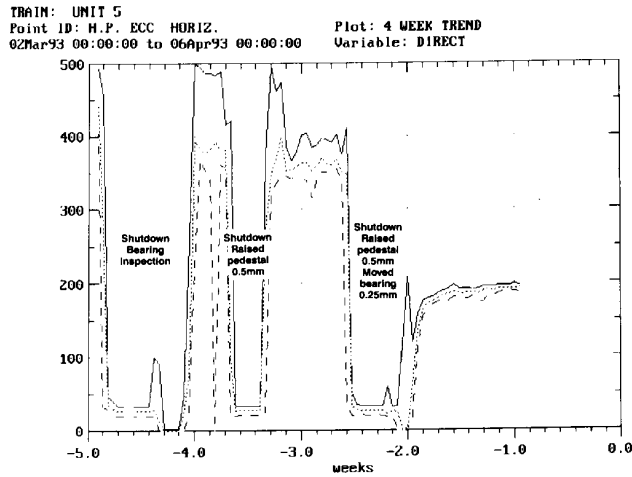


그림 5-23 페데스탈 이동이후 낮은 진동치를 보여주는 전체 진동 경향도

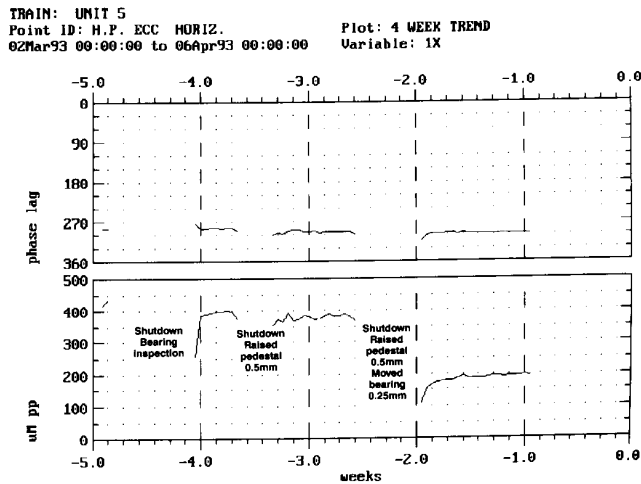


그림 5-24 페데스탈 이동이후 낮은 진동치를 보여주는 1× 진동 경향도

이 새로운 자료로 인해 초기의 결론이 변경되지는 않았다. 발전소 기술자와 더 의논한 후 터빈을 정지하여 다음 조치를 취했다.

- 베어링 부하를 더 주기 위해 고압터빈 페데스탈을 0.5 mm 더 올렸다.
- #1 베어링 끝에 있는 고압터빈 Casing Gland 상반부를 취외한 결과, Unfiltered Orbit에서 예측했던 대로 9시 방향에서 Rub 흔적이 보였다.
- 축과 케이싱의 왼쪽면 사이의 간극을 증가시키기 위해 #1 베어링을 오른쪽으로 0.25 mm 옮겼다.

## 결론

이동한 이후 터빈은 전체 진동 및 1× 진동값은 200  $\mu\text{m}$ 로 운전되었다 (그림 5-23, 5-24). 고압터빈 페데스탈 수평방향 진동값은 25  $\mu\text{m}$ 이었다. 차동기 진동은 발생하지 않았고, 큰 진동의 변화 없이 부하는 필요한 만큼 변화될 수 있었다. 수직 Alignment의 변화로 높은 1× 진동이 감소되었고 베어링의 수평 방향 이동으로 0.5× 성분이 제거되었다. 문제는 진동전문가를 발전소로 보내지 않고서도 해결되었다. TDM 시스템에 의해 수집하고 그려진 Online Data가 MDS Engineer들로 하여금 원거리에서 문제를 해결할 수 있도록 하였다.

## 3. 化學 反應槽에서 심한 Rub 問題의 診斷과 矯正 (Diagnosis and Correction of a Serious Rub Problem on a Chemical Product Reactor)

### 3.1 背景 (Background)

두 대의 화학 반응조에서 고진동과 비정상적인 소음이 발생하고 있었다. 심한 경우는 실제로 건물구조물이 흔들리고 이 유니트의 매 회전마다 상당한 충격 소음이 발생하였다. Vessel을 검사한 결과 내부 간극 문제가 없었기 때문에 주요 문제점은 베어링과 구동기에 있다고 결론지었다.

### 3.2 分析結果 (Analysis Results)

그림 5-25는 대략 8 inch 직경의 축을 가지는 수력 구동기(교반기 구동기)이고 그림 5-26은 수력장치에 의해 구동되는 2개의 Helix Blading(교반기) 이다. 수직으로 회전하는 반응조 날개와 축을 2개의 베어링이 담당하고 있고 이 베어링 밑으로는 아무런 지지부가 없는 Overhung Type이다.

5~60 rpm으로 회전하는 반응조에 대한 일련의 진동측정이 이루어졌다. 일부 측정 시험은 반응조 내에 아무런 액체 없이 시행하였다. 후반부 시험때는 처음으로 실내온도에서 물을 넣고 측정하였고 차차 온도를 높여 측정하였다. 처음에는 아무 것도 없는 상태에서 9 rpm으로 교반기를 회전시켜 실내온도에서 측정하였다. 9 rpm에서의 스펙트럼을 보면 조화진동 성분이 많았다. 전체 시험중의 내용을 보면 300 cpm 부근의 조화 성분 진동이 증폭되는 경향이 있다. 그림 5-29는 이것이 공진 증폭의 징조임을 분명히 보여준다.

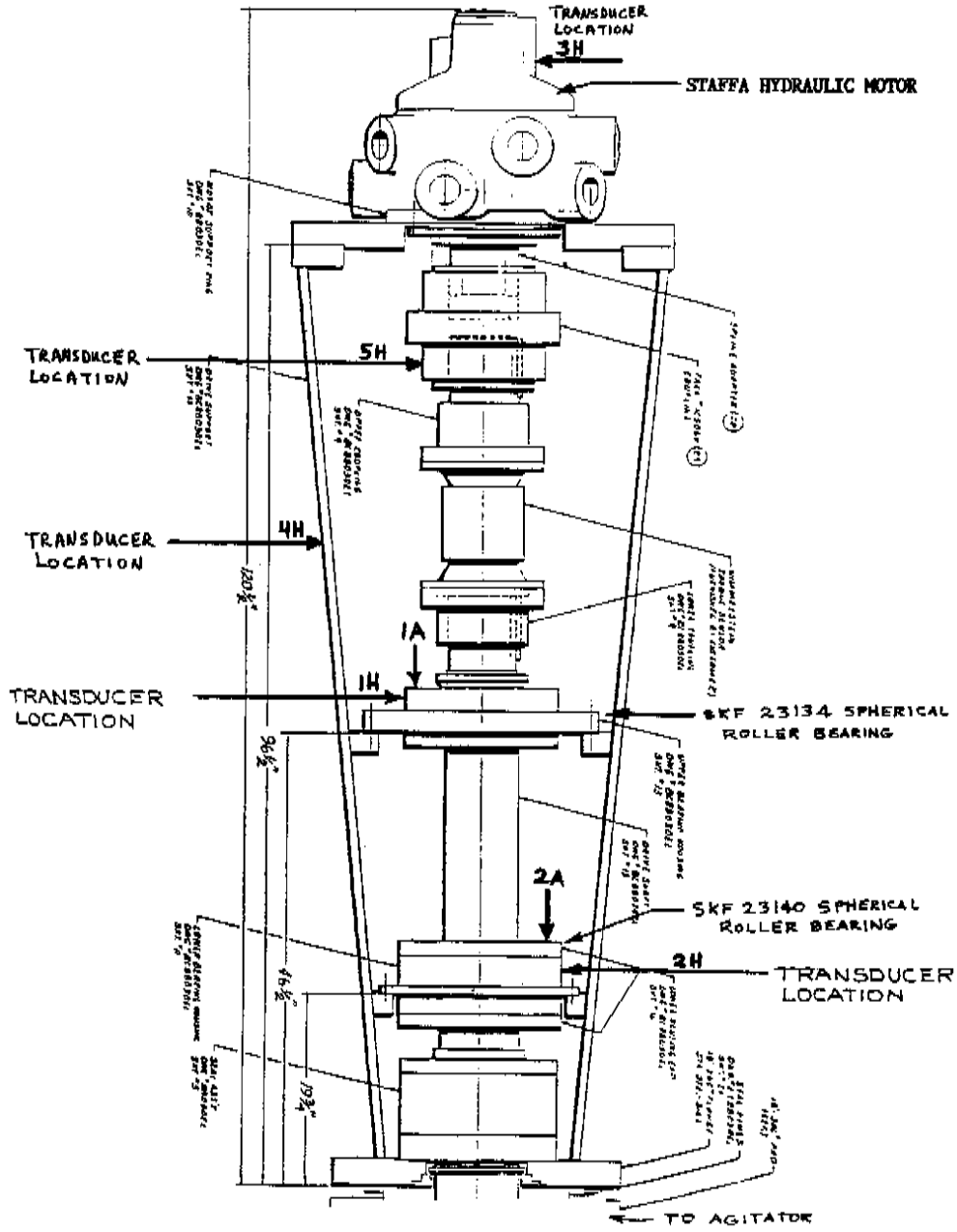


그림 5-25 교반기 구동장치

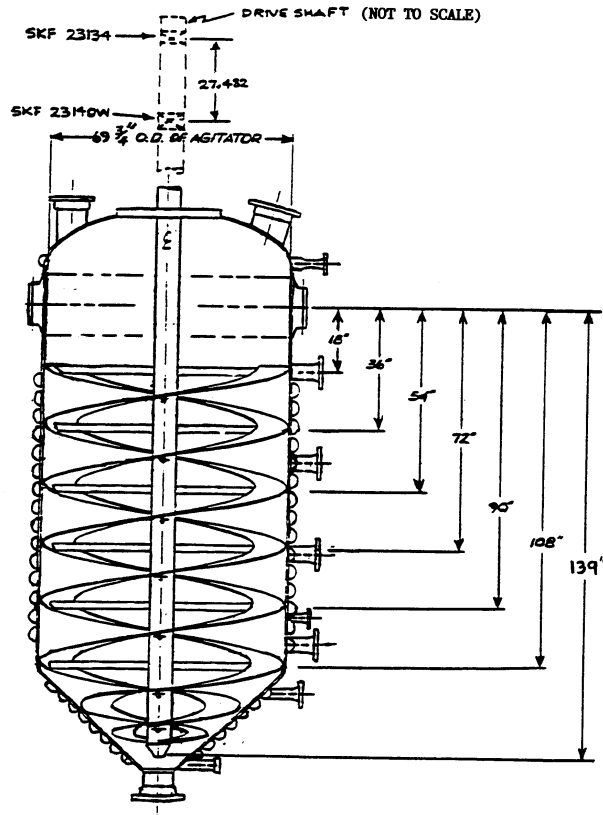


그림 5-26 교반기(Agitator)

처음 측정시험 중에는 문제점이 기계적인 이완인지 Rub 인지를 진단하기 어려웠다. 그림 5-28과 5-29에는 많은 조화 성분이 있어 어느 것도 이들 문제점을 나타내고 있다. 그러나 오후 늦게 시험을 하였는데 기계적인 이완 문제라기 보다는 Rub 문제임을 나타내는 분명한 징조가 있었다. 그림 5-30은 이런 내용을 보여주고 있다. 34.5 rpm 에서 스펙트럼을 보면 1×RPM 및 조화 성분뿐만 아니라 흑점으로 표시한 일련의 1/2×RPM들이 있다. 따라서 1×RPM 진동과 함께 1/2×RPM 조화성분들이 있고 공진 영역에서 증폭하는 것으로 보아 이것은 강력한 Rub의 징조였다. 9 rpm과 같은 낮은 속도에서 Rub상태를 들을 수 없었지만 스펙트럼 상에서는 분명히 나타났다. 이러한 이유로 Rub상태를 들을 수 없어 Rub가 존재하지 않는다고 가정해서는 안된다는 것을 지적하고자 한다.

반응조 정지시 취한 그림 5-31은 교반기의 고유진동수를 알기 위한 것이다. 이 경우 근처에 있는 왕복동 냉각기가 기동하여 충격 고유 진동수 시험의 가진압력으로 적

860 — 제2편 진동의 경험 사례

용되었다. 이때 탁월한 응답은 300 cpm에 있었고, 2개의 인접한 부품의 Rub시에 가진 되는 예상한 공진 영역이었다.

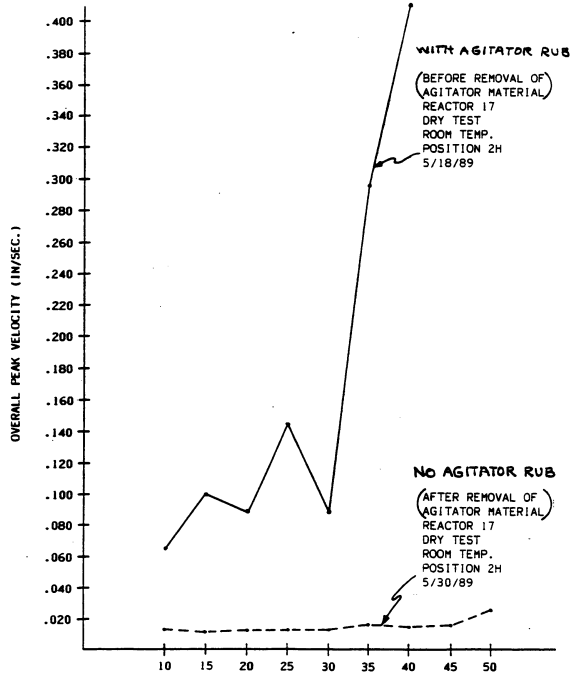


그림 5-27 교반기에서 0.25 inch 재료의 제거 전후에 반응조의 전체진동 (위치:2H)

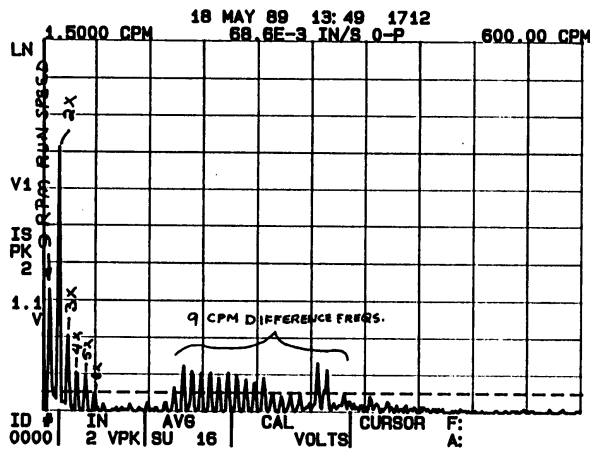


그림 5-28 9 rpm시 반응조의 진동 스펙트럼  
(위치: 1H, 실내온도, 반응조가 빈 상태, 0A=0.065 in/sec)

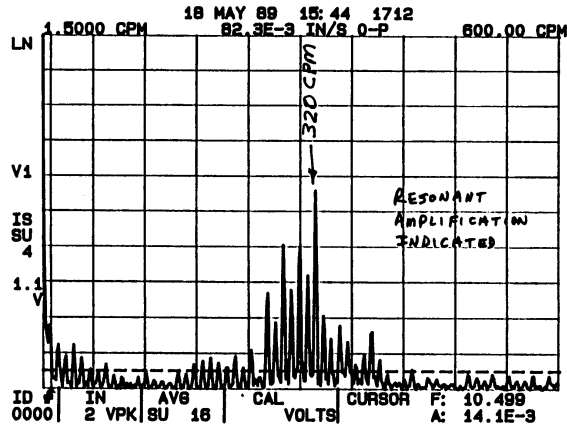


그림 5-29 9 rpm 이하에서의 반응조 진동 스펙트럼

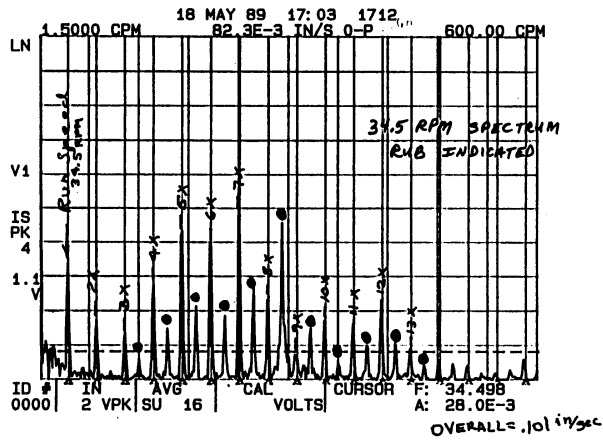


그림 5-30 Rub로 1/2× 조화주파수가 생성된 반응조 진동 스펙트럼

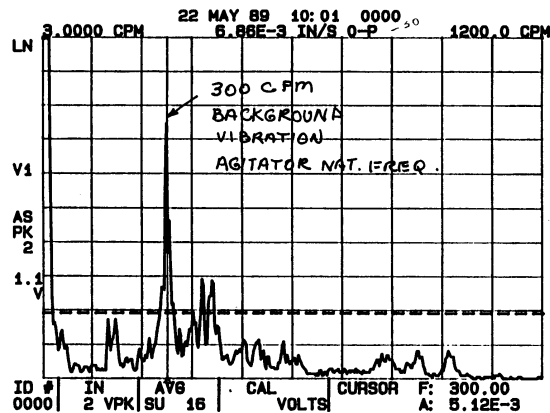


그림 5-31 교반기의 고유진동수를 나타내는 진동 스펙트럼



### 3.3 勸告事項 (Recommendations)

Rub의 가능성이 강하므로 반응조 내에 사람을 들여보내 탱크내벽 뿐만 아니라 Double Helix 날개 표면도 주의 깊게 점검할 것. Rub 위치를 확인할 수 있으면 필요한 만큼 재료를 제거해올 것.

### 3.4 措置事項 (Corrective Action Taken)

5월 19일 반응조를 다시 점검했을 때 교반기와 반응조 내벽간에 심한 Rub가 발생했음을 확인하였다. 가장 손상을 입은 부위는 그림 5-26의 원추형 부위의 오른쪽 하부이었다. 따라서 간극이 부적절했던 위치에서 날개와 벽간의 간극을 증가시키도록 결정을 내렸다. 화염절단 절차를 사용하여 교반기 날개로부터 재료를 제거하였고 Grinding으로 매끄럽게 끝처리를 하였다. 반응조의 2개의 Helix 날개를 약 0.25 inch 폭 만큼 제거하였다. 이렇게 하여 2개의 Helix 날개와 벽간의 간극이 0.625 inch로 증가하였다 (그림 5-27).

### 3.5 措置結果 (Results of Corrective Actions)

5월 30일 Grinding 효과를 확인하기 위하여 반응조에서 진동 측정을 하였다. 그 효과는 전후의 스펙트럼과 전체 진동치를 비교하므로써 극적으로 나타났다. 그림 5-32의 좌측 그림은 Grinding을 하기전 5월 18일에 취한 9 rpm으로 운전하는 반응조의 진동 스펙트럼이고, 우측 그림은 Grinding후 5월 30에 취한 것이다. 9 cpm에서 고조파를 갖지 않는 깨끗한 1회전당 한번의 진동신호가 보인다. 또한 전체 진동도 0.065 in/sec에서 0.023 in/sec로 떨어졌다.

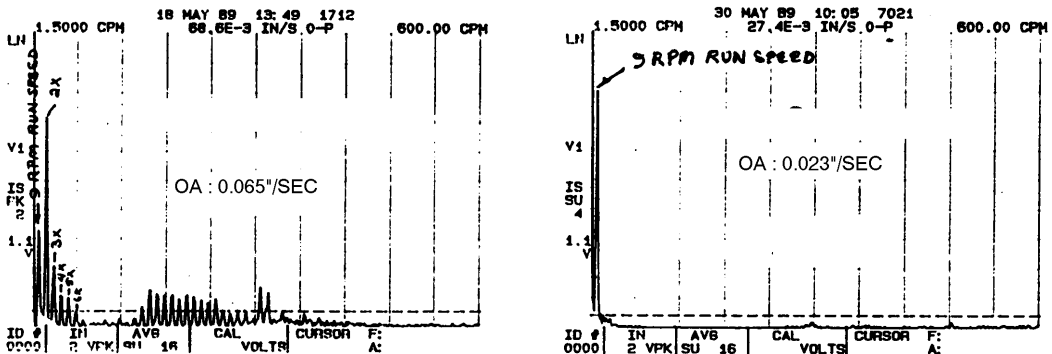


그림 5-32 Grinding 전(좌)과 후(우)의 반응조 진동 스펙트럼

속도를 올림에 따라 Rubbing은 더욱 심해졌고 이때 교반기의 고유진동수는 약 300 cpm에서 가진되었다. 그림 5-33의 스펙트럼은 같은 위치에서 취한 것이지만 속도는 45 rpm 이었다. 좌측 그림은 Grinding하기전의 진동을 보여주고 있으며, 교반기의 고유진동수에서 0.603 in/sec의 과도한 진동을 나타내었다. 우측 그림은 Grinding한 후의 스펙트럼으로써 공진 진폭이 0.0199 in/sec로 30배나 감소되었다. 우측 그림에서 Fullscale 진폭이 오직 0.041 in/sec임에 유의하라. 반응조의 진동 상태를 철저히 평가하기 위하여 5월 30일 일련의 모든 시험을 실시했다. 시험중에 심한 Rub가 발생한 적이 한번도 없었다. 대신에 날개와 벽간의 주기적인 접촉으로 재료의 조그만 부스러기가 생기는 증거는 있었다. 이런 일이 발생했을 때 Peak 진폭을 나타내는 그림 5-33의 우측 그림은 교반기 재료 제거 이전의 값의 3%뿐이었다. 마지막으로 그림 5-27은 날개 재료의 제거전후 전체 진동대 교반기 회전수를 비교한 것이며, 극적인 진동 감소가 이루어진 것을 보여주고 있다.

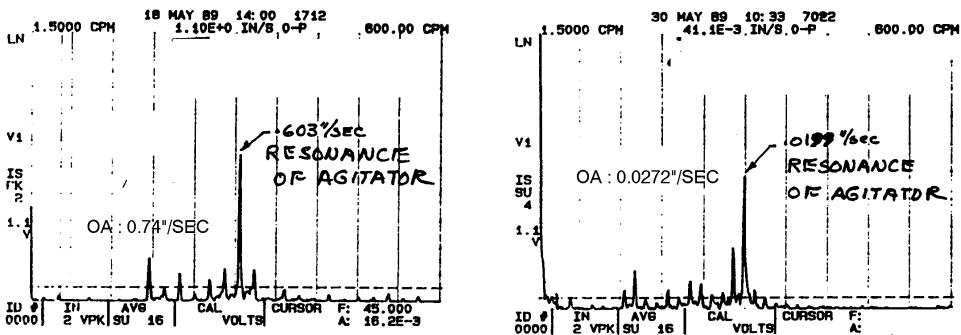


그림 5-33 45 rpm에서 Grinding 전(좌)과 후(우)의 반응조 진동 스펙트럼

#### 4. 스크루 壓縮機에서 로터 Rub 檢出 (Detection of Rotor Rub on a Screw Compressor)

##### 4.1 背景 (Background)

'90. 2. 7 진동 점검중에 냉동 스크루 압축기에서  $1/2 \times \text{RPM}$  조화성분들이 전동기 전반에 걸쳐 발생하였고 가장 높은 진동은 전동기의 축방향 진동이었다 (그림 5-34). 전동기의 정격속도는 3600 rpm이고 4 Lobe Male 로터와 6 Lobe Female 로터를 가지는 스크루 압축기와 직결되어 있다.  $1/2 \times \text{RPM}$ 에서 상당히 높은 진폭이 발생하여, 필요한 조치 사항뿐만 아니라 그 원인 및 가혹정도를 확인하기 위하여 모든 자료들을 면밀히 검토하여 줄 것을 기술지원팀에 의뢰하였다.

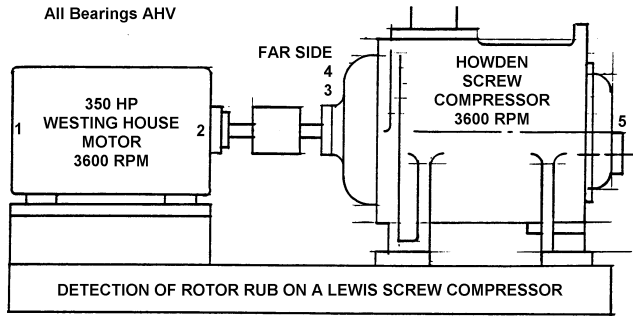


그림 5-34 압축기 배열도

### 4.2 診斷 結果 (Diagnostic Results)

전동기의 축방향위치 1A 및 2A에 대한 그림 5-35와 5-36의 스펙트럼을 보면 전동기에 존재하고 있는 많은  $1/2 \times \text{RPM}$  조화파들이 있음을 알 수 있다. 그림 5-35에서 많은  $1/2 \times \text{RPM}$  조화파들뿐만 아니라  $4.5 \times \text{RPM}$  부근에서 전체적으로 상승한 것에 주목하라. 또한 이 주파수(16,200 cpm)에서 진폭이 0.395 in/sec 이상으로써 이것은 있어서는 안될 주파수임에 주목하라.

전동기의 스펙트럼과는 달리 압축기 스펙트럼은  $1/2 \times \text{RPM}$  조화파들이 나타나지 않았다. 이러한 사실로 미루어 보아 원래 고정자와 전동기 로터의 Rubbing이 있어왔고 그 문제는 커플링에 있었던 것으로 판단되었다. “ $1/2 \times \text{RPM}$  조화파들이 전동기에서 검출된 것으로 보아 심한 Rub가 있었다. 이 원인은 End Ball에서 베어링 이완 또는 커플링과 관련된 문제점이 전동기로 전달된 것으로 판단됨” 이와 같은 보고서를 제출한 후 놀라운 일이 발생했다. 이 기계를 점검하는 중에 로터가 압축기의 Slide Valve와 접촉되고 있었음을 발견하였다. 그림 5-37은 위치 1A에서의 교정 후의 스펙트럼이다. 교정후의 스펙트럼에서는  $1/2 \times \text{RPM}$  조화파들을 볼 수 없다.

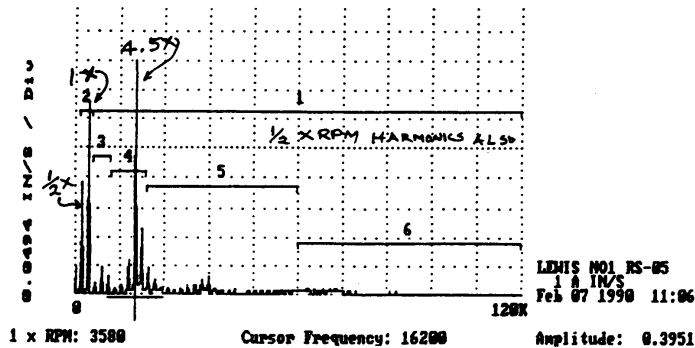


그림 5-35 위치 1A에서의  $1/2 \times \text{RPM}$  조화파

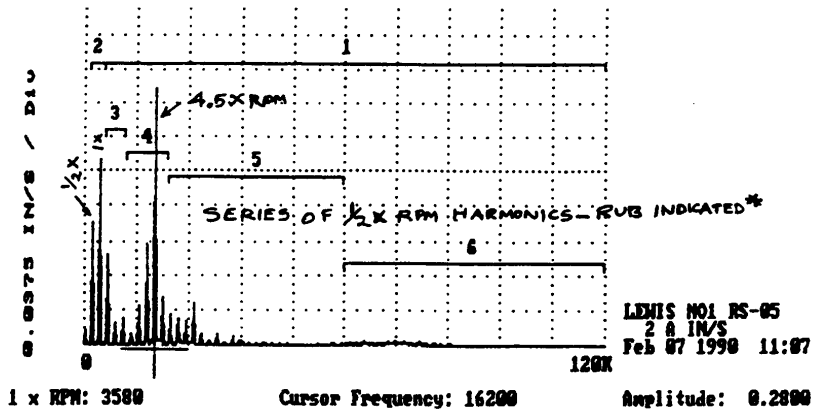


그림 5-36 위치 2A에서의 1/2×RPM 조화파

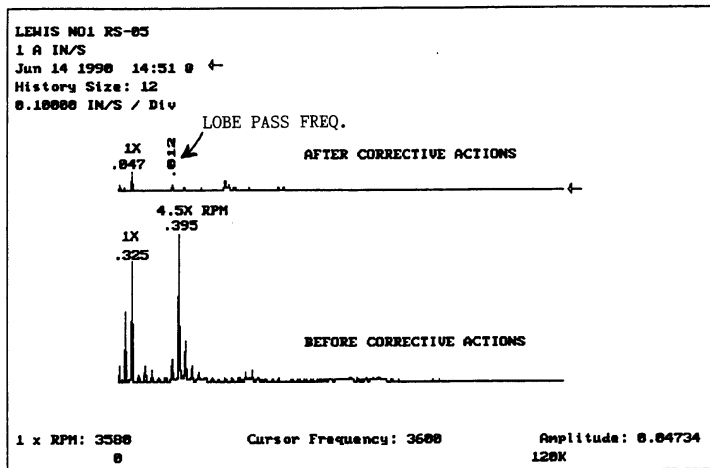


그림 5-37 Slide Valve 수리전후 스펙트럼

### 4.3 結論 (Conclusions)

압축기 로터와 Slide Valve의 접촉으로 인한 1/2×RPM 조화파가 발생했다.

### 4.4 勸告事項 (Recommendations)

주기적으로 진동 측정을 계속할 것. 앞으로도 1/2×RPM 조화파들이 다시 나타나는가를 관찰할 것.