

# 터빈블레이드 및 수직형 펌프의 공진에 의한 진동

손 영 수  
한전기술연구원 실험실부장



● 1949년생  
● 발전설비진동관련 업무에 종사하였으며 진동모드 해석에 관심이 있음.

## 1. 머리말

기계를 구성하고 있는 부품은 각각 고유진동수를 가지고 있으며 고유진동수란 진동을 하고 싶어하는 주파수를 의미한다고 볼 수 있다.

고유진동수와 회전수 또는 가진 주파수가 일치될 때를 공진이라 하며 감쇄가 없는 경우 진동·진폭은 무한대로 될 수 있으나 실제계에서는 감쇄계수에 따라서 진동진폭이 결정된다. 현장에서의 진동문제 중 구성부품 또는 시스템 전체의 고유진동수와 가진주파수가 일치되거나 근접되어 발생하는 진동문제가 의외로 많으나 고유진동수를 쉽게 예측할 수 없으므로 인하여 원인을 효과적으로 찾아내지 못하는 경우가 있으며, 때로는 불평형 힘에 의한 현상(unbalance)으로 착각하여 바란싱(balancing)으로 진동문제를 해결하려는 경향이 있다.

공진에 의한 진동문제를 얼라인먼트(alignment)나 바란싱으로 해결할 수도 있으나 이것은 대책의 일부 즉 가진력을 제어하는 방법에 해당하며 이것 외에 여러 가지 다른 대책이 있을 수 있다. 즉 공진문제의 대책으로는 상기와 같이 가진력(unbalance, misalignment 등으로 발생하는 힘)을 줄이는 방법과 고유진동수를 변화시키는 방법이 있으며 어떤 방법이 효과적인가에 대해서는 진동상황과 시스템 특성에 따

라 다르므로 케이스 바이 케이스로 대처할 필요가 있다.

발전설비는 많은 회전체와 이를 연결하는 배관계로 구성되어 있으므로 여러 종류의 진동문제가 발생되고 있으나 여기서 소개하고자 하는 것은 구성부품 또는 시스템의 고유진동수로 인해 발생되었던 진동문제에 대해서 정리요약한 것으로서, 우선 진동문제 발생시 조사 진행과정에 대한 고찰을 하고, 현장에서 일반적으로 이용하고 있는 고유진동수 예측방법에 대해서 알아본 후, 터빈 블레이드와 수직형 펌프의 진동문제에 대해서 조사한 내용을 기술하고자 한다.

## 2. 진동 원인규명 접근방법

이상 진동 발생시 원인규명을 위한 조사진행 과정은 그림 1과 같다.

주파수 분석과 진동 거동 등을 조사하여 공진가능성이 있는가를 검토해 볼 필요가 있으며 공진가능성이 있을 경우 고유진동수를 예측하여 회전수 또는 다른 가진주파수와 여유율이 어느 정도 되는지를 계산해 볼 필요가 있다.

공진문제 여부가 명확하지 않을 경우 시스템의 질량을 변화(전동기 상부에 중량물설치 등)시켜보거나 케이싱 체결 볼트의 체결력을 변경시켰을 때 진동상태의 변화를 조사함으로써 보

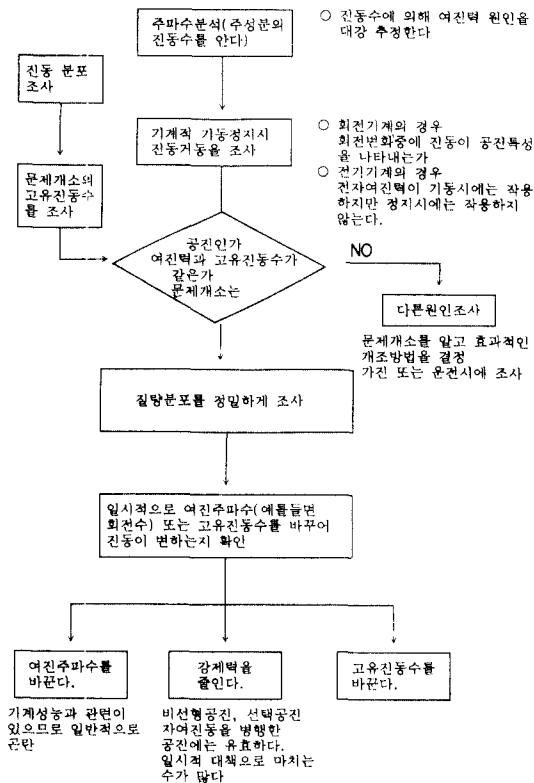


그림 1 공진문제 조사 진행과정

다 명확하게 알 수 있다.

공진 문제일 경우 강제력을 줄이는 방법과 고유진동수 변경 방법이 있을 수 있다.

### 3. 고유진동수 계측 방법

현장에서 일반적으로 이용할 수 있는 고유진동수 지측방법은 그림 2와 같은 것이 있다.

그림 2에서 알 수 있듯이 고유진동수 계측방법에는 자유진동여진, 자기불평형여진과 외부진동여진법이 있으며 현장에서는 주로 자유진동 여진법 중의 햄머가격법을 많이 사용하며 때로는 자기불평형여진법을 사용한다.

자기불평형 여진법은 전동기의 기동정지시의 진동상태를 분석하는 것으로서 고유진동수가 회전수보다 아래쪽에 있을 경우 특히 효과적이

다. 외부진동여진법은 장치가 복잡하여 일반적으로 쉽게 이용할 수 없는 문제점이 있으나 고유진동수의 정밀계측 또는 진동모드를 조사하고자 할 경우 필요하며 분석기는 2채널 이상의 주파수 분석기를 사용할 필요가 있다.

## 4. 발전설비에서의 사례 소개

### 4.1 회전체의 공진

중소형 전동기는 일반적으로 강성축을 사용하나 고속기(2극기)에서 중형 이상이 되면 탄성축을 사용하게 되며 이 경우 회전속도는 2차 위험속도보다 높게 된다.

공진을 피하기 위해 위험속도는 사용속도(회전속도)보다 가능한 한 떨어지게 설계된다. 축 위험속도는 로터 질량분포와 강성분포뿐만 아니라 로터를 지지하는 베어링의 스프링 특성에 따라서도 바뀐다. 따라서 로터를 단순히(즉 로터를 강성적으로) 지지한 경우의 위험속도와 실제 사용 상태에서의 위험속도는 다르게 되므로 종종 이상진동의 원인이 된다. 위험속도 통과시 진동크기는 그 통과속도에도 영향을 받지만 주로 로터 고유모드의 바란스 양부에 영향을 받는다.

다음은 발전용 터빈 로터에 있어서 블레이드 손상원인 분석의 일환으로 진동특성 규명을 통한 공진가능성을 검토한 내용이다.

#### (1) 계측기 구성과 계측방법

##### (가) 계측기 구성

터빈 로터의 경우 구조가 복잡하고 길이가 각각 다른 블레이드를 단(stage)으로 하여 많은 단이 있으며 이 단에는 수십 개 이상의 블레이드가 단독 또는 그룹으로 구성되어 있다. 소개하고자 하는 것은 유효부 길이 183mm, 총 길이 266mm의 12 Cr stainless강으로서 163개의 블레이드가 원주로 심어져 있고, 4~5개의 블레이드를 shroud band로 묶은 그룹으로 되어 있었으며, 노즐수가 108개인 터빈 로터에서 고유진동수 계측을 통해 진동설계적인 검토를 한 내용이며 계측기 구성은 그룹진동을 계측할

	방 법	기록방법과 결과	'비 고
간	<p>○ 햄머로가격 ○ 추를낙하 ○ 로프인장 이완</p>	<p>진동계 전자오실 로스코프</p> <p>T : 고유주기 여러개과의 평균</p>	<p>○ 일반적으로 일차 고유진동수만 측정 가능 ○ 최초의 1~3파형은 정도가 나쁘다 ○ 강성이 높고 감쇄가 큰 물체의 고유 진동수는 측정할 수 없다.</p>
이	<p>필요하면 unbalance를 붙인다.</p> <p>필스 P.U 진동계 공진점 1/2 공진점 회전수</p>	<p>진동계 기록계 p.u 증폭기</p>	<p>○ 기동정지가 느리면 피크시의 축회전수를 읽어도 좋다. ○ 공진점을 통과하지 않을 때에는 판단이 곤란하나 2배 고주파에 의한 1/2 회전수에서의 공진곡선에 주목하면 좋다. (참고 1)</p>
법	<p>1. 기계식 (unbalance) 가진기 2. 동전가진기 3. 전기유압형</p>	<p>진동계 AC/DC 변환 X-Y 회전수 P.U 오시레이터 주파수/전압</p>	<p>○ data가 가장 정확 ○ mode 측정이 가능 ○ 고차수까지 측정 가능 ○ 가격이 비싸다. ○ 회전기계에서는 운전시와 정지시 조건이 다르므로 주의(참고 2)</p>

참고 : 1. 일반적으로 기계는 고차의 여진력을 어느 정도 가질 수 있으므로 공진점의 정수분의 1의 회전수에도 공진 피크를 나타낼 수 있다.

이 피크 때의 진동수와 회전수의 관계로부터 고유진동수를 구할 수 있다.

2. 예를 들면 축 및 베어링의 고유진동수는 약간 다르다.

그림 2 고유진동수 계측방법

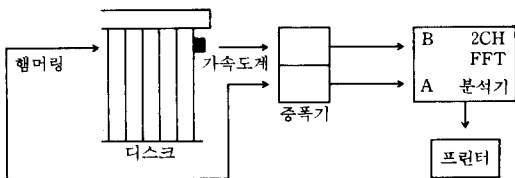


그림 3 계측기 구성도

수 있도록 그림 3과 같게 하였으며 계측기 제원은 표 1과 같다.

(나) 계측방법

터빈로터의 고유진동수는 브레이드와 디스크를 일체로하여 움직이는 wheel vibration과 브

표 1 계측기 제원

장 비 명	제 원	수 량	비 고
분 석 장 치	SD-375	1	2CH FFT analyzer
가 진 장 치	dytran M-375	1	force transducer를 가진 hammer
신 호 감 지 및 증 폭	PCB-307A, 480B	2	진동가속도계 및 신호증폭
기 록 장 치	SD-422	1	analyzer의 CRT hard copy

레이드 개체가 움직이는 brade vibration으로 나누어 계측할 수 있으며 디스크의 두께, 그룹의 수 등에 따라서 나눌 수 있다.

소개하고자 하는 것은 디스크가 두꺼운 구조물로 되어 있으므로 wheel vibration보다는 blade vibration에 의한 공진가능성이 크므로 group을 일체로 하는 blade vibration을 계측하였으며 2채널 FFT Analyzer를 이용하여 A 채널에는 impulse hammer의 신호를 입력하고 B 채널에는 진동신호를 입력하여 전달함수를 구하는 방법을 이용하였다.

(2) 계측결과 및 자료검토

계측은 발전기측과 터빈측의 같은 단에 대해서 같은 방식으로 계측하였으며 결과는 표 2와 같다.

계측결과는 정지시(상온상태)의 고유진동수이나 로터의 경우 고온상태에서 운전되므로 운전시의 공진가능성을 검토하기 위해서는 고유진동수의 보정이 필요하다.

이것을 보정하기 위해서는 제작사에서 일반적으로 시행하는 wheel box test나 전자계산을 하여 만드는 campbell diagram이 있어야 가능하다. 그러나 제작사에서는 이에 대한 자료를 제공하지 않으므로 재질특성 시험을 하여 보정

자료를 만들어야만 하였다.

로터 공진의 경우 회전수와 공진과 NPF (nozzle passing frequency)와의 공진이 있을 수 있으나 계측값이 회전수에 비해 매우 높으므로 NPF와의 공진에 대해서 검토하였으며 NPF는 노즐수 X는 회전수로서 상기의 경우 6480Hz가 되었다.

NPF는 재질의 종탄성계수에 따라 변하며 계산식은 다음과 같다.

$$NPF_c = NPF \times \sqrt{\frac{E_0}{E_t}} \quad (1)$$

여기서,

$NPF_c$ 는 운전중의 NPF,

$E_0$ 는 상온에서의 종탄성계수, 그리고  $E_t$ 는 운전온도에서의 종탄성 계수이다.

종탄성계수는 응력과 변형률의 함수이므로 고온인장시험을 통해 변형률(strain)을 측정하여 구할 수 있었으며 운전온도(180°C)에서의 고유진동수는 6644Hz가 되었다.

위의 결과를 이용하여 운전중 공진가능성 여부를 계산해 본 결과 브레이드의 고유진동수가 NPF에 매우 근접되어 있음을 알 수 있었다.

(3) 분석결과 의견

터빈 브레이드의 경우 회전에 따른 원심력 외에 노즐후류의 충격에 의한 반복 응력, 노즐 표면의 불균일과 추기 또는 배기공의 영향으로 인한 증기의 불균일 흐름 등으로 발생하는 여진력으로 진동응력을 받고 있으며 이러한 진동응력을 경감시키기 위해서는 공진을 피하고 댐핑을 크게 하며 강제외력을 작게 할 필요가 있다.

표 2 계측결과 값

Mode Freq	GE Side			T E Side		Remarks
	1X	2X	3X	1X	2X	
최 소 치	4875	6150	6600	5400	7125	
최 대 치	5075	6250	6700	5475	7150	

여기서 특히 중요한 것은 공진을 피하는 것이나 이에 대한 검토는 계측의 어려움과 설계 자료의 부족 등으로 사용자 측에서는 접근하기 어려운 분야였으며 브레이드 손상이 발생 되어도 대부분의 경우 제작사에서는 설계적으로 충분한 여유율을 가지고 있기 때문에 이에 대한 열려는 없는 것으로 주장하므로 그대로 받아들일 수 밖에 없는 실정이었다.

우리 연구원에서는 현장에서 고유진동수 정밀계측과 분석을 통해 공진발생 가능성 여부를 검토할 수 있는 토대를 마련하였으며 제작사에서 인정하는 좋은 성과를 거둘 수 있었다.

상기와 같은 성과에도 불구하고 터빈 블레이드 또는 디스크의 공진문제 검토는 계측 및 분석에 있어서 어려운 점이 많으므로 지속적인 관심과 연구가 필요한 분야라 생각된다.

#### 4.2 정지부분의 공진(수직형 펌프)

설계시 정지부분의 고유진동수는 비교적 용이하게 예측할 수 있지만 펌프의 기초나 베드가 고유진동수에 큰 영향을 미치므로 예측은 의외로 어렵다.

이 경우 고유진동수를 결정하는 인자로서 결정적인 것은 펌프대와 베이스 고정부이며 다음이 전동기의 고정부분이다.

정지부분의 공진은 특히 수직형 펌프의 경우 많이 발생되고 있으며 그 이유는 아래와 같이 사료된다.

○높이가 높으므로 기초에서의 고정부분 강성이 진동특성을 결정하는 주요인으로 작용되나 이를 포함한 시스템 전체의 고유진동수를 예측하기 어렵다.

○전동기와 펌프 또는 지지대를 일체로 하여 진동 특성이 검토되어야 하나 전동기와 펌프 또는 전동기를 지지하는 베이스 등의 제작사가 다른 경우가 많다.

이상과 같은 이유 외에도 중량물인 전동기가 최상부에 설치되어 있는 등 여러 가지 복합적인 이유로 인하여 수직형 펌프의 이상진동 현

상은 종종 발생되고 있다.

이중에도 특히 고유진동수가 회전수에 근접되어 발생하는 경우가 의외로 많으나 건설시가 아닌 운전일 경우 대책이 쉽지 않음을 경험하게 된다.

고유진동수가 회전수에 근접되어 있을 경우 조그마한 여진력의 변화(운전에 따른 불평형힘이나 얼라인먼트 등의 변화)나 설치 또는 보수 상태 등의 변화에도 진동특성이 민감하게 변하므로 자칫 다른 진동요인으로 오인할 수 있으므로 정밀 계측과 분석이 필요하다.

다음은 현장에서 경험했던 수직형 펌프에서의 이상진동 현상에 대해서 소개하고자 한다.

##### (1) 펌프구성과 계측방법

##### (가) 전동기 및 펌프구성

전동기 회전수는 1200rpm이며 전동기와 펌프축의 연결은 잇수가 56개인 기어커플링으로 되어 있으며 펌프의 경우 각 단의 임펠러 수가 6개인 5단으로 구성되어 있다.

또한 펌프축 최상부에는 대형 플라이 휠이 설치되어 비상시 축동력을 담당하게 되어 있으며 구체적인 것은 그림 4와 같다.

##### (나) 계측방법

수직형 펌프의 정지부분 고유진동수 계측방법으로는 일반적으로 외부가진법과 자체 가진법을 많이 이용한다.

외부가진법으로는 동전형 또는 전기 유압식 가진기를 이용하거나 일반 대형 망치를 이용하는 방법이 있으나 우리 연구원에서는 일반 망

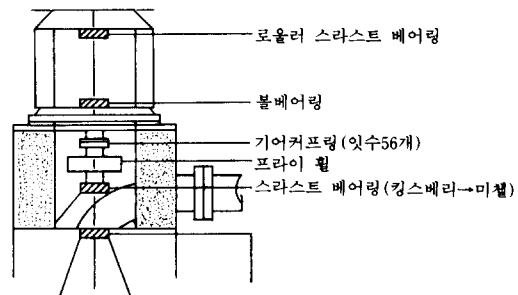


그림 4 전동기 및 펌프 구성도

표 3 고유진동수 값

상 태	Flow 방향(Hz)	Flow직각방향(Hz)	비 고
전 동 기 단 독	14.25, 57.25	15.25, 57.25	전동기케이싱 상부에서 측정
펌 프 연 결	14.25, 57.25, 64	15.25, 57.25, 64	"

치를 이용하여 측정하고 있다. 이 경우 저주파 수대까지 충분히 가진시킬 수 있도록 나무나 고무 등을 이용하여 가진 시킨다.

자체 가진법으로는 전동기 기동정지에 따른 여진력을 이용하거나 기동 또는 정지시 회전수 변동에 따른 진동 진폭을 추적하는 방법이 있다.

소개하고자하는 것은 정지시 회전수 변동에 따른 진동·진폭의 변화 상태를 추적하여 고유진동수를 측정한 것이며 이 경우 회전수가 급속히 변하므로 *date recorder*를 이용하여 진동 신호를 기록할 필요가 있다.

(2) 측정결과 및 자료검토

표 3의 측정결과는 기동시 출구측 유체 흐름 방향과 직각방향에 대해 전동기 단독상태(펌프 커플링 분해)와 펌프 연결상태에서 전동기 상부케이싱에서의 진동상태를 측정하여 고유진동수를 찾아낸 것이다.

측정결과는 아래와 같다.

○전동기 단독상태와 펌프측 연결상태에서 전동기 케이싱의 고유진동수를 측정한 결과 flow 방향이 14.25Hz, flow 직각방향이 15.25 Hz로 변화가 없었으며 기타 57.25 및 64Hz 등이 나타났다.

○여기서 특히 운전시 진동 발생에 큰 영향을 미칠 수 있는 고유진동수는 flow 방향의 14.25Hz와 flow 직각방향이 15.25Hz로 볼 수 있었으며 이것은 회전수에서 각각 30% 및 25% 떨어져 있는 상태로 설계치인 50%에는 미치지 못하나 다른 펌프에 비해서는 여유율이 다소 큰 상태였다.

○따라서 정상 운전상태에 들어 갔으며 계속 운전결과 진동은 양호한 상태로 유지되었다.

(3) 분석결과 의견

측정결과를 분석하여 다음과 같은 내용을 얻었다.

○상기 전동기의 경우 보수 전에는 전동기 단독 운전상태에서도 기동후 약 2시간 정도 지나면 진동이 급상승하는 이상진동 현상이 발생되던 것으로서 베어링의 간격 조정과 전동기 베이스의 수평 조정 등의 보수를 시행한 상태였다.

○상기 전동기의 경우 건설 당시 고유진동수를 변경하였으나 강성을 증가시켜 고유진동수를 올리는 방법 대신 전동기 지지대 체결 볼트를 대폭 감소시켜 고유진동수를 회전수보다 아래쪽에 있도록 해 놓은 상태였다.

이 결과 기동정지시 공진범위를 지나게 됨에 따라 체결상태나 베어링 조립상태 등에 영향을 미쳤을 것으로 생각되었으며 이 결과 고유진동수가 변화되어 이상진동의 원인이 된것으로 판단되었다.

○고유진동수의 변화와 진동 진폭의 상관 관계는 그림 5와 같다.

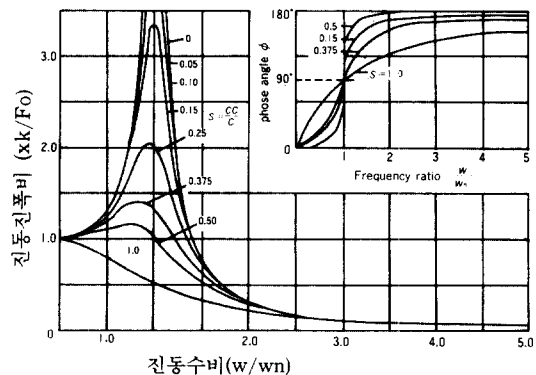
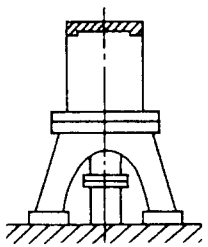
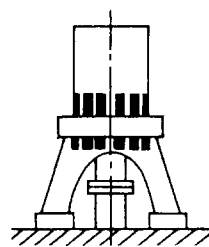
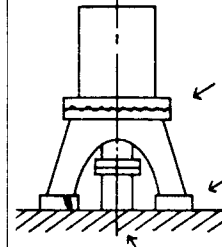
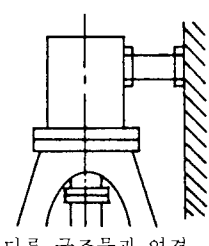
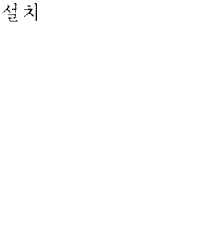


그림 5 진동응답-진동수 선도

		질 량 변 경		강 성 변 경	
		<i>m</i> 증가 고유진동수증가	<i>m</i> 감소 고유진동수감소	<i>k</i> 증가 고유진동수증가	<i>k</i> 감소 고유진동수감소
수직형 펌프	 <p>Motor 상부에 중량물 설치</p>	<p>경량화 설계가 일반 추세이므로 효과는 적다.</p>	 <p>강도보강</p>	 <p>타녕계를 넣는다.</p>	
	 <p>다른 구조물과 연결</p>		 <p>개조 비용이 적다</p>	<p>일반적으로 잘 시행되지 않는다</p>	<p>강성증가에 따라서 진동감소가 가장 좋은 방법이나 비용, 시간이 걸린다.</p>

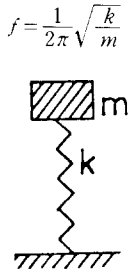


그림 6 고유진동수 변경방법

시스템의 고유진동수가 회전수에서 20% 떨어진 16Hz라 하면 진동수비(W/Wn)는 1.25가 되며 감쇄비를 0.15로 가정할 경우 상기 선도에서 진동진폭비(X/(F0/K))는 대략 1.5가 된다.

만약 고유진동수가 회전수에서 30% 떨어진 14Hz라고 가정하면 진동수비는 1.43이 되며 진동진폭비는 대략 1.0이 된다. 이것은 현재의 고유진동수가 회전수에서 20% 떨어진 16Hz일 때 진동진폭이 50μm이라고 한다면 30% 떨어진 14Hz일 경우 진동진폭은 33μm가 된다는 의미이다. 이상과 같이 미소한 고유진동수의 변화라도 진동진폭에는 큰 영향을 미칠 수 있음을 알 수 있다.

현장에 설치되어 있는 펌프의 경우 고유진동수의 변경은 쉬운 일이 아니나 필요시 그림 6

과 같은 방법이 있다.

그림에서도 알 수 있듯이 체결 볼트의 상태에 따라 고유진동수가 변동될 수 있으므로 보수 작업 후 이상진동 현상이 일어날 경우 체결 상태 등에도 관심을 가져보아야 할 사항이다.

### 5. 맺음말

이상에서와 같이 회전체 및 정지부분의 고유진동수가 회전수 또는 가진주파수에 근접되어 발생하는 진동문제에 있어서 현장에서 경험했던 사례를 토대로 정리 요약해 보았다.

어떠한 진동문제에 있어서도 공진을 피하거나, 댐핑을 크게 하거나 또는 가진력을 줄이면 진동 문제는 피할 수 있다.

그러나 효율과 제작비 문제 등으로 인해 가

장 경제적인 설계를 하게 되므로 상기의 세 가지들을 동시에 만족시키기란 매우 어렵다. 따라서 이상진동은 종종 발생된다.

대부분의 이상진동 문제에 있어서는 바란싱이나 얼라이먼트 등 가진력을 제어함으로써 해결할 수 있으나 완벽한 제어는 기대하기 어려우므로 정확한 진동 원인을 구명하여 대책을

세우는 것이 가장 지름길 이라고 말할 수 있다.

이를 위해서는 정확한 진동계측과 분석기술 그리고 경험을 토대로 하여야 하며 자료의 정리를 통해 유사현상 발생시 이용할 수 있도록 관련업무 종사자 상호간의 정보교류가 더욱 활발해야 하리라 생각된다. 