

진동측정을 통한 설비 진단

공학박사 정 정 호 건재환경팀 연구원
 김 정 옥 건재환경팀 연구원

1. 설비진단

각종 생산설비, 건축설비 및 소화설비 등 기계류의 원활한 작동 및 수명연장을 위해서는 각종 기계설비의 모니터링 및 진단이 필수적이다. 특히 소화설비와 같은 설비는 장기간 작동되지 않는 상태로 유지되고 있어 유사시 정상적으로 작동될 수 있는지 여부를 반드시 점검하여야 한다.

대부분의 기계설비는 모터, 펌프, 팬 등의 회전기계로 구성된다. 회전기계를 진단하는 방법은 사람의 건강을 진단하는 방법과 매우 유사하다. 몸이 아파서 병원을 찾으면 일단 측정하는 청진기부터 시작해서 체온검사, 혈액검사, 방사선(X-ray)검사, 초음파검사, 심전도, 내시경 검사 등 이루 헤아릴 수 없는 검사를 하게 된다. 기계의 경우, 청진기는 설비진단의 '진동과 소음'으로, 혈액검사는 설비진단의 '윤활유검사'로 심전도검사는 모터전류분석, 열화상(Infrared)분석은 X-ray검사로 비유할 수 있다.

설비를 진단하는 사람은 '기계의 의사'라고 지칭하는 것도 무리가 아니다. 미국 및 유럽, 일본에서는 설비진단의 각 분야에 특별단계의 LEVEL코스(보통4단계)를 가지는 라이선스는 물론, 실무에 많은 Application을 다루는 conference가 있고, 컴퓨터를 이용한 자동진단 및 온라인모니터링시스템, 스마트센서, MEMS기술 및 인터넷기술적용이 접목되어 엄청난 기술적인 진전에 대한 결실을 맺

었으며, 이미 생산위주의 단계를 벗어난 시기는 1990년대에 이루어 졌다.

설비진단의 각 방법을 통해서 확인할 수 있는 내용은 <표 1>과 같다.

<표 1> 설비진단 방법

구 분	온도	압력	유량	윤활유	초음파	진동
불 평 형						√
축정렬불량	√					√
베어링결함	√	√	√	√	√	√
기어 손상				√	√	√
조립 불량					√	√
소 음					√	√
축의 Crack						√
공 진						√

<표 1>에서와 같이 진동은 다양한 기계의 결함을 조기에 알려주는 가장 민감하고 정확한 자료로 활용할 수 있다. 진동은 기계의 고장에 따라 증가하지만, 수리를 하지 않고서는 자연적으로 감소하는 법이 없기 때문에 설비 진단의 수단으로 유용하게 활용할 수 있다.

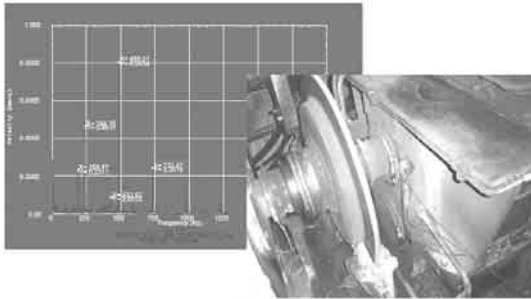
국내에도 1990년대, 전반적인 기술을 도입하여, 실무에 적용, 장비 및 센서 제조업체가 생기고 있으며, 다양한 설비 진단과 관련된 자격제도가 시행되고 있다. ISO/TC 108에서는 기계 상태 감시 및 진단 기술자에 관한 인증 제도의 골격인 ISO 18436의 1편이 2004년에, 그리고 진동 기술자의

인증에 관한 규격인 제2편이 2003년에 제정되었으며, 후속 규격을 계속 준비 중이다.

본고에서는 여러 가지 설비 진단 기술 중에서 진동 측정을 이용한 설비 진단에 관한 내용을 소개하고자 한다.

2. 진동 측정을 통한 설비 진단 개요

회전기계의 진동분석은 주로 기계 결함을 확인하는데 사용된다. 진동분석은 주로 FFT(Fast Fourier Transform)를 통한 주파수 분석을 기반으로 한다. [그림 1]은 회전기계의 진동 측정 및 주파수 분석 결과를 나타낸다.



[그림 1] 기계진동 측정 및 주파수 분석

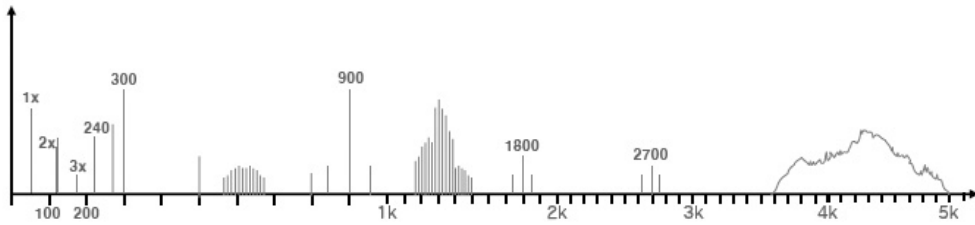
진동 측정을 통한 설비진단 기법으로는 스펙트럼 분석, 시간파형/궤적분석 및 위상분석 방법이 있다. 스펙트럼 분석 기법은 측정된 진동의 주파수를 분석하여 결함원인을 직접적으로 확인하는 기법이다. 시간파형/궤적분석 기법은 축과 케이싱의 물리적 움직임을 파악하여 결함원인을 확인하는 기법이며, 위상분석 기법은 상관되는 두 신호간의 시간관계를 표현하여 밸런싱을 확인하는 기법이다. 위의 세가지 기법에 대한 표현은 <표 2>와 같은 내용으로 한다.

<표 2> 결함 진단 기법

기법	목적	표현
스펙트럼 분석	측정된 진동의 주파수를 분석하여 결함 원인을 직접적으로 확인	수평축(주파수) - CPM, Hz, Order 수직축(진폭) - Dispp-p, vrms, vp, arms, ap
시간파형/궤적분석	축과 케이싱의 물리적 움직임을 파악하여 결함원인을 확인	수평축(시간) - msec 수직축(진폭) - peak
위상분석	상관되는 두 신호간의 시간관계를 표현 - Balancing	° degree 상대위상, 절대위상

이러한 기계 진동을 이용한 설비진단에는 기계의 베어링 하우징이나 축에서 측정된 진동의 주파수 성분들이 이용된다. 측정된 진동의 주파수는 진동을 일으키는 가진력의 주파수와 동일하기 때문에 설비진단에 활용할 수 있다. 설비에 가해지는 가진력은 기계의 손상, 설치, 설계 결함 등에 의해서 발생되고 측정 데이터로부터 결함 확인이 용이함의 정도는 기계의 구조와 작동 메카니즘에 대한 활용정보의 양에 비례한다. 일반적으로 기계의 운전속도는 진단기법에서 기준 주파수가 되며, 운전속도의 배수(차수, Order) 성분들의 진동이 결과로 발생된다.

스펙트럼 분석의 경우 [그림 2]와 같은 진동 측정 스펙트럼을 통해 각각의 진동성분을 추정할 수 있다. 운전주파수와 배수성분(1x, 2x 3x ...)의 진동을 통해서는 경우 질량불평형 및 측정렬불량을 확인할 수 있다. 동기 주파수 성분인 날개통과 주파수(BPF, Blade Pass Frequency), 기어 맞물림 주파수(GMF, Gear Meshing Frequency)를 통해서 기어 및 팬 등의 상태를 진단할 수 있다. 이후



[그림 2] 진동 측정 예(모터-감속기-펌프 : 3600rpm, 15:30, Blade 10)

측대역성분(Sideband) 확인을 통해 GMF와 전자 기력 진동을 확인할 수 있다. 또한 스펙트럼 분석을 통해 맥놀이 현상(Beat)등을 확인할 수 있다.

3. 진동과 설비 진단

회전기에서 발생하는 전형적인 진동 문제는 <표 3>에서와 같이 불평형 진동, 축정렬 불량, 공진, 베어링의 의한 것이 대부분을 차지한다. 특히 소화설비 등과 같이 장기간 정상운전이 이루어지지 않는 기기에서는 위의 문제들이 발생할 가능성이 있다.

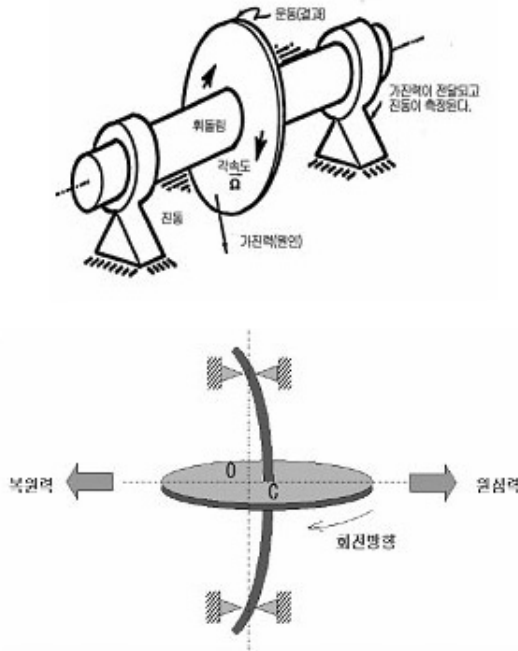
회전체진동의해석은 Rotor Dynamics에 기반을 두며 [그림 3]과 같이 자전(Rotating), 공전(Whirling), 처짐(Sagging), 비틀림(Torsional Vibration), 떨림(Local Vibration) 현상 등에 의한 진동이 나타난다.

회전체 진동의 특성은 간섭선도를 통해 알 수 있다. 간섭선도에서는 운전속도에 따른 회전기계 진동의 기본주파수 성분과 배수성분들이 고유진동수와 일치하는 공진영역을 확인할 수 있다. 일반적으로 회전기계의 운전속도와 고유진동수가 일치할 때 공진현상이 발생하며, 이를 위험속도(Critical Speed)라고 한다. 위험속도에서의 공진은 감쇠(Damping)특성이 낮은 회전계에서 잘 나타나며 감쇠특성을 증가시켜 진동의 크기를 낮출 수 있다.

<표 3> 회전기계의 진동문제

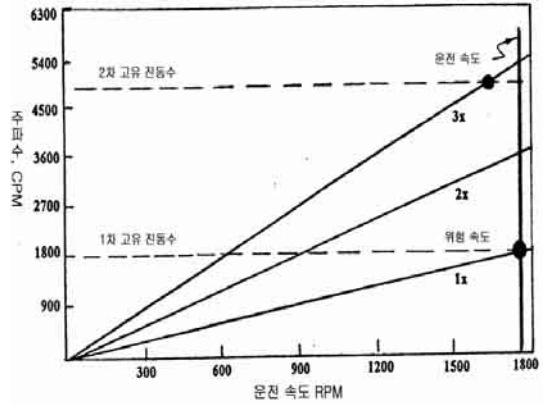
고장원인	발생빈도
불평형진동(Unbalance)	40 %
축정렬불량(Misalignment)	30 %
공진(Resonance)	20 %
벨트와풀리(Belt and Pully)	30 %
베어링(Bearings)	10 %
전동기진동(Motor Vibration : 120Hz)	8 %
캐비테이션(Cavitations in Pump)	2 %
송풍기와덕트진동(Fan and Duct Turbulence)	5 %
오일휠(Oil Whirl)	2 %
동조진동(Sympathetic Vibrations)	3 %
기어진동(Gears)	2 %
정지시베어링손상(False Brinnelling)	3 %
파이프진동(Pipe)	3 %
축의휨(Bent Shaft / Bowed rotors)	3 %
느슨한조임(Mechanical Looseness)	5 %
발침대불량(Soft Foot)	5 %
맥놀이현상(Beats)	2 %
비틀림진동(Torsional Vibrations)	2 %
회전날개진동(Vane Passing Frequencies)	3 %

질량 불평형(Unbalabce)의 원인은 회전자의 질량중심과 기하적인 중심이 일치하지 않기 때문이며, 소재내부의 기포 또는 불균일한 밀도, 가공공차 또는 회전체내의 유동물질, 대칭성을 고려하지 않은 설계(키홈), 가동중 부착되는 이물질/ 마모에 의한 질량손실, 베어링/ 볼트교체 등 유지보수에



[그림 3] 회전기계의 진동현상

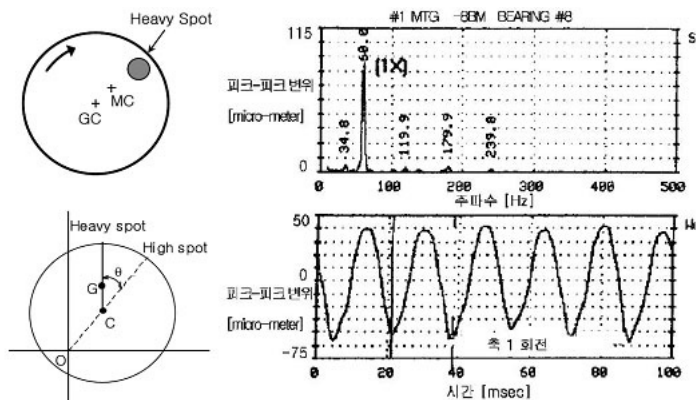
의한 질량변동, keys, couplings 등 부품에 의한 질량 불균일 등에 의해서 발생된다. 질량 불평형에 의해서 발생하는 진동의 특성은 반경방향의 1x 진동(수직/수평방향 진동이 비슷)이 발생하며, 고정된 위상각을 갖는 진동이 발생된다. 질량 불평형에 의한 진동은 가장 일반적인 진동현상으로 전체진



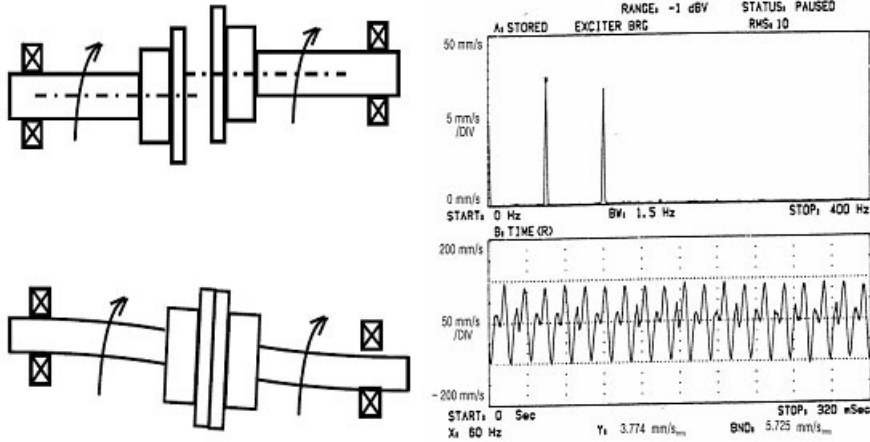
[그림 4] Fan의 간섭선도 예(운전속도 : 1800rpm)

동의 40% 이상을 차지하며, 회전속도에 비례하여 원심력이 증가하기 때문에 진동발생도 증가한다. [그림 5]는 전동기의 질량 불평형에 의해 발생하는 진동의 예를 나타낸다.

질량 불평형에 의한 진동 다음으로 발생빈도가 높은 것은 축 정렬불량에 의한 진동이다. 축 정렬 불량은 서로 다른 두종류 이상의 기계를 조립할 때 두기계의 높이가 서로 다르거나 커플링, 베어링, 기어의 가공 또는 조립상태가 불량할 경우 두기계의 축중심이 서로 일치하지 않아서 발생한다. 이러한 축 정렬불량은 베어링손상에 직접적인 영향을 미치며, 온도에 민감하며, 고온설비의 경우 Hot-



[그림 5] 전동기의 질량 불평형에 의한 감동



[그림 6] 축 정렬불량 진동 특성

Alignment를 실시한다. 축 정렬불량 진동의 원인은 원동기와 부하기 축들의 정렬 상태 불량, 베어링과 축의 정렬상태 불량에 의해 발생된다. 진동특성으로는 [그림 6]에서와 같이 1x, 2x, 3x 주파수 성분이 주요하며, 과도한 경우 2x 성분이 지배적으로 발생한다. [그림 6]은 터빈 발전기에서 축 정렬불량에 의해 발생하는 진동 특성을 나타낸 것이다.

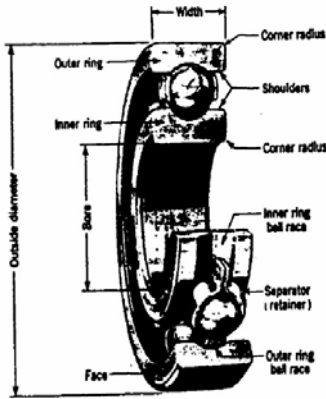
회전기계에서 가장 중요한 부분이 베어링이다. 베어링은 회전축이 적절한 위치에 있도록 지지해주는 기계부품으로 구름요소 베어링(Rolling Element Bearing), 미끄럼 베어링(Slide Bearing)이 있다. 베어링은 여러 가지 요인에 의해서 수명이 단축되며, 수명단축의 주요 원인은 부적절한 윤활(43%), 부적절한 설치(27%), 부적절한 베어링 선정(과도한 하중)과 과도한 진동(21%) 그리고 정상적인 마모(9%)가 있다. 소화설비의 경우 정상적으로 작동되지 않고 장기간 유지되기 때문에 베어링에 불평형적인 하중이 가해지므로 이에 대한 주기적인 결함 여부 확인이 필요하다고 판단된다.

구름 요소 베어링은 ball, roller, needle과 같은

구름요소, 케이지, 내륜(inner race), 외륜(outer race)으로 구성된다. 베어링의 결함과 관련된 진동의 주파수 특성으로는 부하영역에 하중이 집중되므로 마모에 의한 피로 파괴가 발생되며 구름 요소가 각 베어링 부에 발생된 결함 부분을 통과할 경우에 충격에 의한 맥동이 발생되고 이때 진동 주파수 성분이 나타난다. 베어링의 결함으로 발생하는 주파수 성분은 HFD, Spike Energy, High Frequency Acceleration, SPM의 경우 5000 ~ 120000 Hz의 초음파 성분이 나타난다. 베어링의 고유 진동수 성분은 주로 500 ~ 2000 Hz 대역에서 발생되며 베어링의 결함 주파수 성분은 운전 속도와 관련되어 합·차 주파수 성분에서 나타난다.

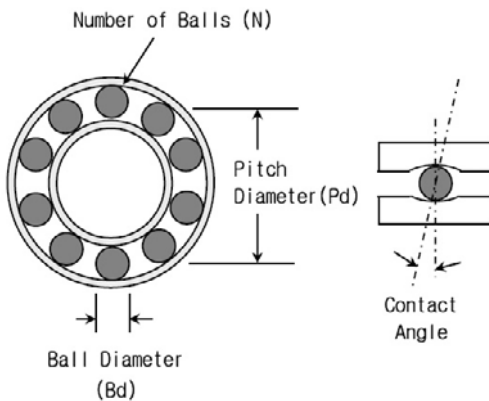
베어링의 결함은 [그림 7]에서와 같이 Load Zoned의 외륜에서 시작되어 볼과 내륜으로 전파되는 것이 일반적이다. 베어링의 결함을 초기에 잘 측정할 수 있는 지점은 부하를 가장 많이 받는 Load Zone 지역이며 방향은 수직방향이다. 수평방향 진동은 일반적으로 수직방향의 1.5 ~ 2.0배 정도이다.

볼 베어링에서 주로 발생하는 결함 주파수로는



[그림 7] 베어링 Load Zone

FTF(Fundamental Train Frequency), BPFO(Ball Pass Frequency of the Outer Race), BPF(Ball Pass Frequency of the Inner Race), BSF(Ball Spin Frequency)이 있다. FTF는 기본열이 파손되었을 때 발생하는 주파수이며, BPFO는 외륜이 파손되었을 때 발생하는 주파수이다. BPF는 내륜이 파손되었을 경우에 발생되며, BSF는 볼이 파손되었을 때 발생하는 주파수이다. 위의 결함 주파수는 그림 8을 참고로 아래 식으로 추정할 수 있다.



[그림 8] 베어링의 구조

$$FTF = \frac{f_i}{2} \left(1 - \frac{B}{P} \cos \phi\right) + \frac{f_o}{2} \left(1 + \frac{B}{P} \cos \phi\right)$$

$$BPFO = \frac{N}{2} f_o - f_i \left(1 + \frac{B}{P} \cos \phi\right)$$

$$BPF = \frac{N}{2} f_o - f_i \left(1 - \frac{B}{P} \cos \phi\right)$$

$$BSF = \frac{P}{2B} f_o - f_i \left[1 - \left(\frac{B}{P}\right)^2 \cos^2 \phi\right]$$

여기서, f_i : 내륜 회전 주파수

f_o : 외륜 회전 주파수

N : 볼의 개수

ϕ : 접촉각

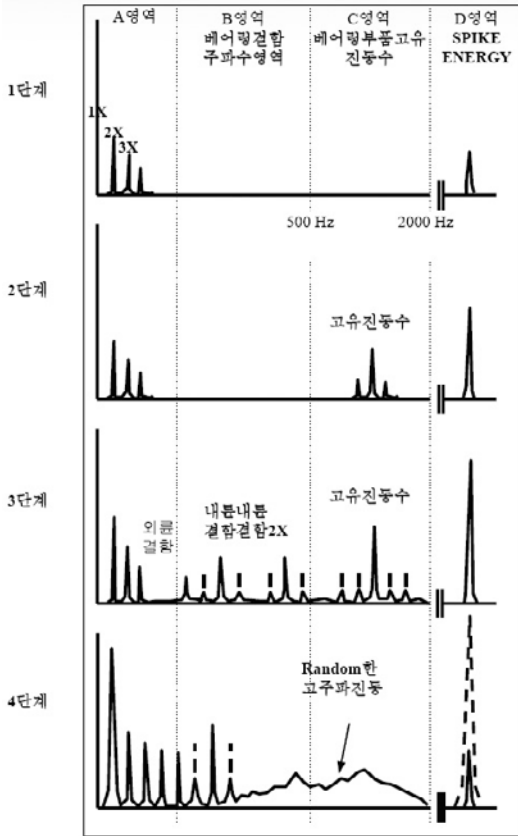
B : 볼의 직경

P : 기본열의 피치직경

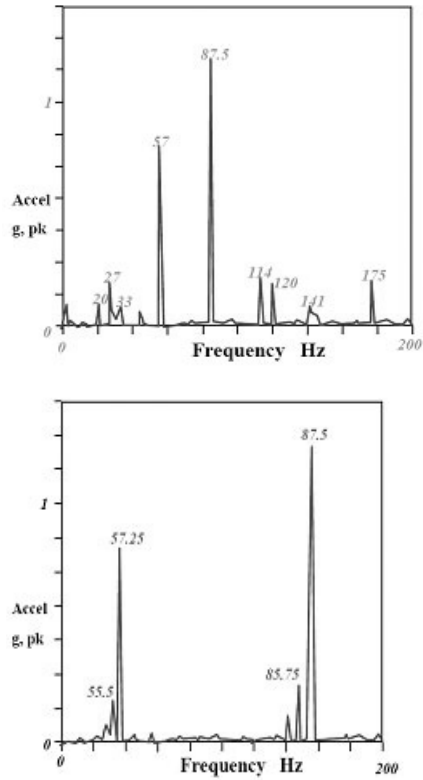
베어링에서 발생하는 결함 주파수 특성은 잔류수명에 따라 4단계로 구분할 수 있다. 정규 수명의 10 ~ 20 % 잔류수명을 갖는 경우 0.05 ~ 1 mm의 결함이 발생하고 그림 9의 1단계에서와 같이 사람의 감각(청각, 시각, 촉각)으로 확인할 수 없는 초음파로 20000 ~ 60000 Hz 대역에서 발생한다.

정규수명의 5 ~ 10 % 남아 있는 경우 결함이 성장되고 구름 요소가 지날 때 순간적인 충격파가 발생되고 그림 9의 2단계에서와 같이 500 ~ 2000 Hz 정도의 베어링 고유 진동수 성분이 나타나며 운전속도와는 무관하다. 베어링의 정규수명 중 1 ~ 5 %의 잔류수명이 남아 있는 경우 그림 9의 3단계에서와 같이 베어링 결함 주파수 성분이 발생되고 진전되면서 하모닉 성분들이 발생된다. 이때 운전 속도의 측대역과 성분이 발생된다.

베어링 정규수명 중 1시간 ~ 1 %의 잔류수명이 남아 있는 경우 1×rpm 성분과 고조파 성분이 발생된다. 이 단계에서는 결함이 더욱 성장하여 베어링 전체 원주로 퍼지면서, 고유 진동수 성분들을



[그림 9] 구름베어링의 결함 주파수 특성



[그림 10] 구름 베어링 결함 진동 예

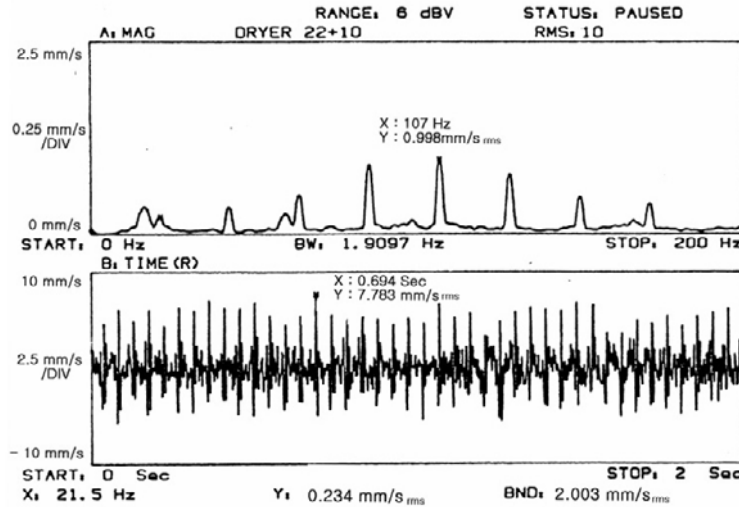
구분할 수가 없게 된다.

구름 베어링의 경우 잔류수명에 따라 위와 같은 진동 스펙트럼 특성이 발생되므로 진동 측정을 통해 베어링의 결함을 미연에 확인할 수 있어 설비 모니터링 및 결함 진단에 유용하게 확인할 수 있다.

[그림 10]은 구름 베어링이 장착된 기계에서 발생한 진동의 예를 나타낸 그림이다. 베어링의 기본 회전속도는 1715 rpm으로 28.58 Hz이다. 베어링의 기초 주파수를 분석하며 기본 주파수(FTF)는 10.92 Hz ($\text{rpm} \times 0.38$), 볼 회전 주파수(BSF)는 57.25 Hz ($\text{rpm} \times 2.0$), 외륜 통과 주파수(BPFO)는 87.37 Hz ($\text{rpm} \times 3.05$) 그리고 내륜 통과 주파

수는 141.27 Hz ($\text{rpm} \times 4.94$)로 계산할 수 있다.

[그림 10]의 진동 측정결과에서는 57 Hz와 87.5 Hz의 진동이 측정되어 베어링 주파수가 2×, 3× 성분과 결합되어 있는 것으로 분리해 볼 필요가 있다. 그림 10의 우측에 있는 그림은 스펙트럼을 확대한 결과로 57 Hz 성분은 55.5 Hz와 57.25 Hz로 구분된다. 57.25 Hz 성분은 2×와 볼 회전 주파수가 결합된 것으로 보인다. 그러나 두 주파수는 너무 가깝기 때문에 정확한 구분이 어렵다. 87.5 Hz도 87.75 Hz 성분으로 분리되었으며, 85.75 Hz는 명확히 3× 성분이므로 87.5 Hz 성분은 외륜 주파수인 것을 확인할 수 있다. 따라서 이와 같은 경우

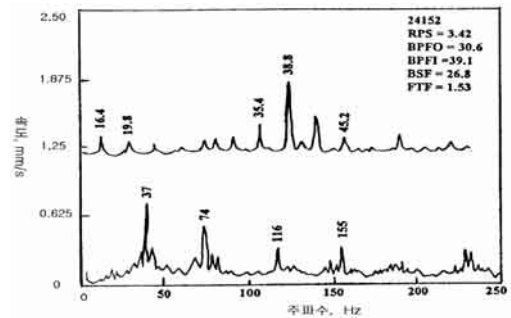


[그림 11] 외륜 결함 발생에 따른 진동특성 (운전속도 171rpm)

베어링 외륜의 손상에 의한 결함인 것을 알 수 있다.

[그림 11]은 외륜에 결함이 발생한 경우의 진동 특성을 나타낸 그림이다. 저속기계에서 Shallow Flaking이 발생한 이후 1년 뒤에 심각함이 증가하여 3단계로 발전한 경우이다. 총 진동값은 크지 않지만 운전속도(171 rpm, 2.85 Hz) 성분의 비동기 성분인 외륜 통과 주파수(BPFO)와 기본 주파수(FTF)과 외륜, 케이지의 손상에 따른 21.5 Hz의 배수 성분 진동이 발생하고 있어 외륜이 얇게 깨어진 것으로 추정할 수 있다.

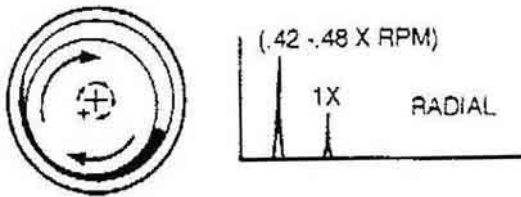
구름 베어링의 과도한 내륜 손상에 의한 진동 발생 특성은 [그림 12]와 같다. [그림 12]의 예는 베어링이 205 rpm으로 운전되는 경우로 베어링 결함주파수(BPFI)와 그 배수 성분들이 발생하고 있다. 베어링 결함주파수와 함께 그 배수 성분의 주위에 회전속도 간격의 측대역 성분이 발생하고 있어 내륜 손상에 의한 베어링 결함인 것을 확인할 수 있다.



[그림 12] 내륜 손상에 의한 진동특성 예

슬리브 베어링의 결함의 경우 베어링 설계 불량, 부적절한 하중, 부적절한 윤활, 과도한 공차등의 원인으로 인해 오일 휠(Oil Whirl)이 발생한다. 오일 휠은 $1 \times \text{rpm}$ 의 42 ~ 48 %, 불안정한 유체에서는 30 ~ 70 %의 속도 대역에서 발생된다. 이때 회전 방향과 동일한 방향으로 휘돌림이 발생한다. 오일 휩(Oil Whip)은 베어링 설계 불량, 부적절한 부하, 지나친 마모 등에 의해서 발생된다. 오일 휩에 의해 발생되는 진동 특성으로는 축의 $2 \times$ 위험

속도에서 운전되는 경우에 발생하는 특성으로 회전속도의 42 ~ 48 % 경부하 고속 기기에서 발생하는 자려진동이 있다



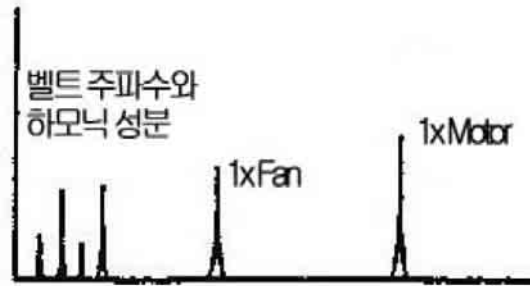
[그림 13] 오일 휠

벨트와 풀리도 회전기계에 많이 사용되고 있는 요소이다. 벨트는 풀리 주위를 돌면서 회전 속도를 주기로 반복적인 힘을 가한다. 풀리가 편심으로 되어 있을 경우는 벨트에 주기적인 인장력을 발생시키게 되며 인장된 벨트는 기타 줄과 마찬가지로 공진하게 된다. 이와 같이 벨트에 의해 발생하는 진동의 원인으로는 부적절한 초기장력의 설계, 풀리의 편심(벨트홈과 회전 중심의 어긋남), 풀리간의 Misalignment, 풀리의 과도한 불형형, 풀리홈 가공불량, Set 벨트간의 장력 불균일 등이 있다. 벨트와 풀리를 점검할 경우 벨트 구동 현상을 맨눈으로 자세히 관찰하고 스트로보스코프 등을 이용하여 벨트의 움직임을 관측하여야 한다. 기계를 정지하고 다이얼 게이지를 이용하여 풀리의 Rou-Out을 측정한다. 또한 진동측정을 통하여 벨트의 장력을 조절해 가면서 진동이 가장 적어지는 점을 찾는다. 위의 사항이 모두 정상적임을 확인한 후 Balancing을 수행해야 만족한 결과를 얻을 수 있다.

벨트에서 발생하는 진동의 특성은 반경 방향으로 2× Belt 주파수와 고조파가 발생한다. 벨트에서 발생하는 진동 주파수 추정은 아래 식을 통해한다. [그림 14]는 벨트 손상에 의해 발생하는 진동

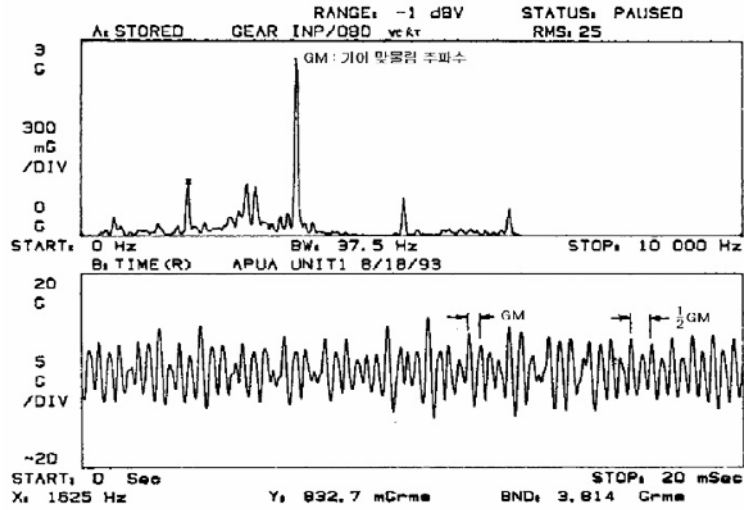
특성을 나타낸 것이다.

$$F_{Belt} = \frac{\pi \times \text{풀리의 회전속도(Hz)} \times \text{풀리의 직경}}{\text{벨트의 길이}}$$

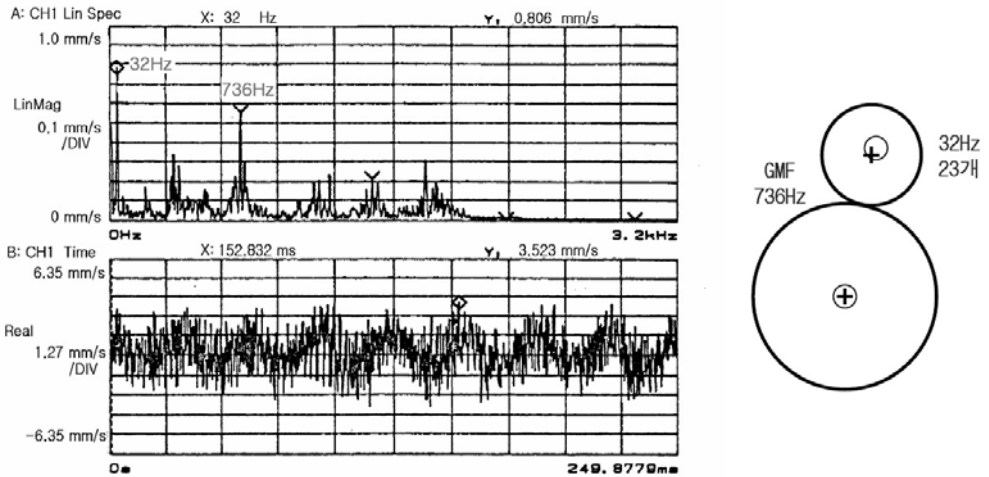


[그림 14] 벨트 손상에 의해 발생하는 진동 스펙트럼

기어의 경우 제작 상의 결함, 장기간 사용으로 인한 마모 또는 과도한 부하, 부적절한 조립 및 부적당한 윤활 등에 의해 진동이 발생된다. 기어의 마모에 의해 진동이 발생될 경우 그림 15에서와 같은 특성을 나타낸다. 손상된 기어의 GMF(기어 맞물림 주파수)와 배수성분과 운전속도 간격의 측대역 성분이 발생되고 기어와 피니언 기어이빨 사이에 공약수 2개가 존재할 경우 1/2 GMF 성분이 발생된다. 기어에 편심이 발생할 경우는 편심된 기어의 맞물림 주파수 성분과 측대역파 성분이 발생된다. [그림 16]은 편심된 피니언을 갖는 기어 상에서의 진동 측정 결과로 기어의 운전속도 성분(32 Hz), 기어 맞물림 주파수(736 Hz)와 측대역 성분(32 Hz)가 발생되고 있는 것을 확인할 수 있다. 피니언인 21.5 Hz로 운전되고 있고 기어의 고유진동수가 17.5 Hz인 조건에서 피니언 기어 상의 이빨이 하나가 절단되었을 경우 46.5 ms마다 한번씩 맥동이 발생된다. 고유진동수(107.5 Hz)의 주위에 운전속도(21.5 Hz) 간격의 측대역 성분 진동이 발생되며 동시에 손상된 이빨들이 맞물리지 않는다면.



[그림 15] 마모된 기어에서 발생하는 진동 특성

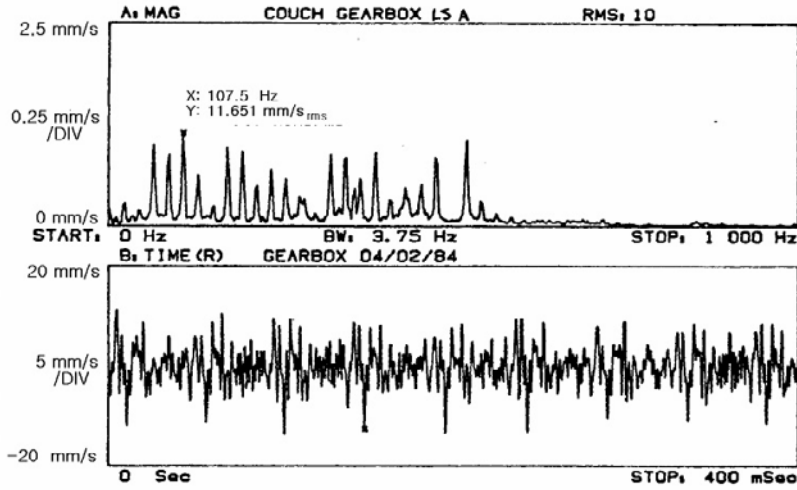


[그림 16] 편심 기어에서 발생하는 진동 특성

시간과형에서 손상된 이빨의 수에 축 속도를 곱한 주파수의 맥동이 발생한다.

전동기 결합 진단도 진동 측정을 통해서 할 수 있다. 전동기에서 발생하는 주파수 성분으로는 정격 전동기 속도(NMS), 실제 전동기 속도, 극 통과 주파수, 회전차 바 통과 주파수 등이 있다.

정격 전동기속도(NMS, Hz) = $2 \times FL / \text{극수}$
 실제전동기속도[Hz] = $NMS - F_s$ (Slip Frequency)
 극통과주파수 (Pole Pass Frequency)
 $= F_s \times \text{No. of Poles}$
 회전차바통과주파수 (Rotor Pass Frequency)
 $= \text{No. of Rotor} \times \text{RPM}$



[그림 17] 기어 이빨이 파손된 경우 진동 특성

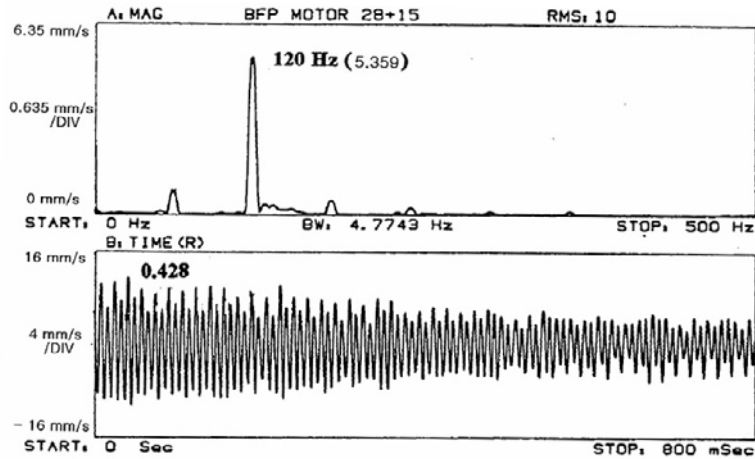
〈표 4〉 전기적 결함에 의한 모터의 진동

결함	주파수	스펙트럼	조치
공극변동	120 Hz	120 Hz 성분, 운전속도의 배수성분과 120 Hz와의 맥놀이	프레임의 변형 제거 아마추어와 고정자 중심 고정
고정자 단락	120 Hz, 조화성분	120 Hz와 배수성분	고정자 교체
연약한 고정자	120 Hz	2×, 120 Hz와의 맥놀이	고정자 강도를 키움
회전자 바 파손	1×	1× 측대역 성분, (슬립주파수×극수)	파손된 바를 교체
회전자 편심	1×	120 Hz와 FP의 측대역 성분, 1×, 2×와 120 Hz와의 맥놀이	편심 조치 후 공극 변동이 발생할 수 있음
자기중심 이탈	1×, 2×	축-방향으로 충격	베어링 추력과 커플링 등에 의한 축-방향 제약조건을 제거

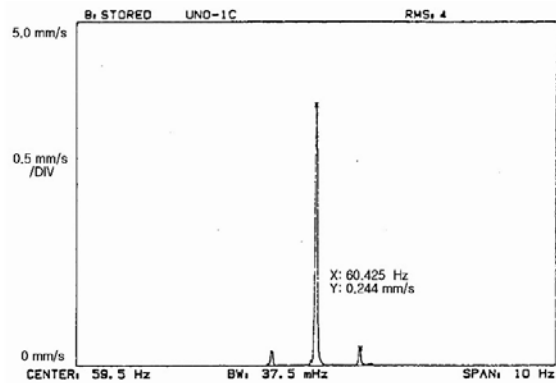
동기에서 발생하는 진동은 기계적 결함에 의한 것과 전기적 결함에 의한 것으로 구분할 수 있다. 기계적 결함과 관련된 내용으로는 운전 주파수 관련 진동과 질량 불평형, 정렬불량, 공진, 헐거움, 편심, 베어링 결함 및 설치 결함에 의한 것이다. 전기적 결함으로는 편심에 의한 것이 있으며 편심에는 정적편심(2×L), 동적편심(2×L, FP의 측대역 성분)이 있다. 고정자의 결함으로 발생하는 진동은 2×L의 배수성분이 나타나며 철심 적층 단락, 철

심의 헐거움이 원인이 된다. 회전자의 결함에 의한 진동은 1× 배수성분, FP 측대역 성분, RBPF 등이 발생하며 이는 철심 적층 단락, 회전자 바 파손, 단락링과 회전자 바의 접촉불량, 자기중심 이탈, 전원전압 불평형, 고정자 혹은 회전자 권선의 전압, 전류 상간 불평형에 의해 발생된다.

유도전동기의 경우 Rotor의 기하학적 중심이 일치하지 않는 경우 자력의 불균형으로 인해 120 Hz 성분의 진동이 발생한다. 〈표 4〉는 전기적 결함에



[그림 18] 정적편심이 발생한 전동기의 진동



[그림 19] 회전자 바가 손상된 전동기의 진동 특성

의한 진동의 특성을 정리한 것이다.

모터에 Frame의 변형으로 정적 편심이 발생한 경우 프레임 등의 고정자의 문제에 의한 공극의 변동으로 120 Hz 진동 성분이 발생한다. 또한 운전속도의 2×성분과 120 Hz와의 맥놀이로 인한 진폭이 변화되는 진동이 발생한다. [그림 18]은 공극 문제가 있는 4000 HP 전동기의 진동 데이터를 나타낸 것이다.

모터의 회전자 바가 손상된 경우의 진동 특성은 [그림 19]와 같다. [그림 19]는 2000 HP 전동기의

회전자 바가 부러진 경우로 운전속도 (60.425 Hz)의 주위에 극통과 주파수의 측대역 성분이 발생하고 있으며 회전자 바 손상에 의해 회전자에 국부적으로 온도가 상승되며 회전자가 휘어 1×성분의 진동이 발생한다.

4. 진동분석에 의한 설비진단 자격인증 제도

이상에서와 같이 소화설비 등 다양한 설비를 구성하는 회전기계의 결합을 진단하는데 진동측정이 광범위하게 적용될수 있음을 확인하였다. 진동 측정에 의한 설비 진단의 경우 비파괴 검사의 일종으로 다양한 설비의 결합 진단 및 교체 시기까지 추정할 수 있는 장점이 있어 앞으로 다양한 설비의 결합 진단 및 유지관리에 널리 적용될 것으로 판단된다.

진동분석에 의한 기계 상태 감시 및 진단의 체계적인 교육과 전문가 양성을 위해 ISO에서는 ISO 18436-2:2003 (Condition monitoring and diagnostics of machines : Requirement for training and certification of personnel - Part : 2 : Vibration condition monitoring and diagnostic)규격에서 기계의 상태감시 및 진단에 종사하는 진동분석 기술자에 관한 일반요구 사항을 규정하고 있다. 이 규격의 인증은 휴대용 및 상설 센서와 기기를 이용하여 기계진동의 측정과 해석을 수행하는 기술자의 자격과 능력의 승인을 제공하는 것이다. 이 기술에서는 <표 5>에서와 같이 최하위 영역인 영역 I 부터 최상위인 영역 IV까지 4단계의 영역을 규정하고 있다.

이와 같은 인증제도는 한국설비진단자격인증원

<표 5> 각 영역별 인증되는 자격 및 능력

영역	자격 및 능력
영역 I	1채널 진동 측정기기를 취급, 센서 선택, 분석 및 측정 결과에는 책임이 없음
영역 II	1채널 진동 측정기기를 사용하여 기계 진동의 기본적인 측정과 분석
영역 III	확립되고 일반화된 순선에 따른 기계 진동 측정과 분석의 실행 및 지시
영역 IV	모든 유형의 기계 진동측정과 분석의 실행 및 지시

에서 주관하고 있으며 인증자격 취득을 위한 교육 기관으로는 한전KPS(주), 스펙트리스 코리아(주), 나다 S&V(주), (주)우진, KTM Eng.(주)가 있다. 인증을 받기 위한 후보자는 기계진동 측정과 분석에 적용할 수 있는 원리와 절차들을 이해한다는 것을 보증하기 위해 정규교육, 훈련 및 경험을 사전에 겸비하여야 한다. 자격을 입증하기 위해 정규교육 증명을 위한 졸업증명서를 제출할 필요는 없으나, 영역 I 과 II의 후보자는 적어도 중등교육 졸업장이나 이에 상응하며, 영역 III과 IV는 공인된 대학 또는 공업학교에서 기계기술이나 기계공학의 2년 또는 그 이상을 수료할 것이 권고된다. 또한 후보자는 ISO 18436-2 부속서 A의 요구사항에 기초하여 인증기관에 의해 승인된 훈련기관에서 성공적으로 훈련과정을 수료하였다는 증거로 이수 증명서를 제출하여야 한다. 권장되는 훈련의 최소 훈련과정 및 훈련시간은 <표 6>과 같다.

인증신청을 위한 자격으로 현장에서의 기계 상

<표 6> 진동기술자에 대한 최소 훈련과정 및 시간

과 목	훈련 시간(시간)			
	영역 I	영역 II	영역 III	영역 IV
1. 진동의 원리	6	4	2	4
2. 데이터 취득	8	4	2	2
3. 신호처리	2	4	3	8
4. 상태감시	2	4	3	1
5. 결합분석(고장분석)	2	4	8	6
6. 수정조치(대책처리)	2	4	6	16
7. 설비(장비)지식	8	4	4	-
8. 승인시험(인수시험)	2	2	2	-
9. 장비시험과 진단	-	2	3	4
10. 참조규격	-	2	2	2
11. 보고서와 서류	-	2	2	4
12. 결합심각도 결정	-	2	3	3
13. 회전체-베어링 동역학	-	-	-	14
훈련시간 합계	32	38	40	64

태감시 및 진단 경험을 증거로 사업주가 발행하는 경력증명서를 제출해야 한다. 현장경험의 최소 요구조건으로는 실무경험 월수로 영역 I 은 6개월, 영역 II 는 18개월, 영역 III 은 36개월 그리고 영역 IV 는 60개월이 요구된다. 이러한 요구조건을 충족하는 후보자는 한국설비진단자격인증원 시험센터에서 실시하는 인증시험에 응시할 수 있으며, ISO 18436-2에 규정한 인증시험의 문제 수, 시험 기간 및 합격선은 <표 7>에 나타난 바와 같다. 영역 II 의 인증을 위해 사전에 영역 I 의 합격은 필수조건은 아니다. 그러나 영역 III 과 IV 는 하위 영역에서의 사전 인증이 요구된다. 기계 상태감시 및 진단 기술자 자격시험은 2007년 12월 제1회 시험이 시행되었으며, 연 2회 인증시험이 실시될 예정이다.

고, 일본은 일본기계학회(JSME)가 인증업무를 수행하고 있다. 우리나라의 한국설비진단자격인증원은 자격인증에 대한 상호인정규약(MRA, Mutual Recognition Agreement)를 일본과 체결하였으며 향후 영국과도 체결할 예정을 알려져 있다.

이상과 같은 진동을 이용한 설비 진단 및 감시 기술은 향후 다양한 설비에 적용되어 설비 수명연장은 물론 최적의 상태를 유지하는데 널리 사용될 것이다. 특히 소화설비의 경우 장기간 운전되지 않는 특성이 있어 진동측정을 통한 설비 진단을 통해 기계 결함 및 이상 징후 등을 주기적으로 점검하고 조기에 대처한다면 화재시 최적의 상태로 작동되어 국민의 생명과 재산을 지키는데 크게 일조할 것으로 판단된다. **FILK**

<표 7> 인증시험에 상세 예

분류	문제 수	수험 시간	합격선
영역 I	50	2시간	75%
영역 II	100	3시간	
영역 III	100	4시간	
영역 IV	60	5시간	

ISO 18436 시리즈는 미국 진동연구소(VI, Vibration Institute)가 실시하고 있던 자격시스템이 기본이 되었다. ISO 18436-2 발행 후 VI는 미국의 인증기관이 되어 지금까지 수행하던 자격시스템을 ISO 인증제도로 변경하였다. 영역 I ~ IV에 대한 합계로 현재 약 2000명의 기술자가 자격인증을 취득하였다. 또한 미국 내에 머무르지 않고 중남미, 동남아시아, 중근동에서도 동일한 인증 서비스를 실시하고 있다. 영국은 비파괴시험협회(British Institute of Non-Destructive Testing)가 인증기관으로 인증업무를 실시하고 있