

第 12 章 振動의 評價基準 (Evaluation Criteria of Vibration)

측정된 변수에 적용되는 제한치는 기계적인 상태를 판정하는 기준을 제공하고 상태의 변화에 대하여 주의를 환기시키게 한다. 제한치는 절충안으로써 상태 변화를 즉각 알 수 있게 하여 적절한 조치가 가능하도록, 정상 운전치에 충분히 가깝게 설정되어야 한다. 동시에, 제한치는 상태-감시 시스템 또는 프로그램을 불신하게 만드는 거짓 경보가 발생되지 않도록 정상적인 운전상태 변화에 대한 여유도 있어야 한다.

제한치에는 두 가지 형태가 있다. 절대 제한치는 고장을 유발할 수 있는 상태를 경고하기 위하여 설정되는 것이며, 가변 제한치는 절대 제한치의 초과에 훨씬 앞서 비정상적인 변화를 조기에 경고하기 위해 설정되는 것이다. 상태 감시에서는 두 가지 형태의 제한치 모두가 요구된다.

또한 제한치는 두 개의 일반적인 범주로 나뉘어 질 수 있다. 하나는 접촉이 일어나기 전 축방향의 최대 허용 변화와 같은 물리적인 제한치로써 기계 제작사에 의해 제공된다. 또 하나는 진동과 같은 변수에 관한 정성적인 제한치로써 일반적으로 물리적인 제한을 나타내지 않고, 흔히 경험으로부터 결정된다. 기계 진동 제한치는 기계의 형식, 측정 장소와 방법, 그리고 몇가지 다른 인자들에 의해 달라진다. 이에 관한 각종 표준들이 미국 석유 기구(API), 미국 기어 제작사 협회(AGMA), 국제 전기 제작사 협회(NEMA)와 같은 산업체들에 의해 출판되었다. 또한, 다수의 국제 및 세계 표준들도 미국 국가 표준 기구(ANSI)와 국제 표준 기구(ISO)같은 기구들에 의해 출판되었다.

최종 분석시 작동중인 기계의 분석가를 위한 가장 좋은 지침은 특정 설비에 대한 경험에서 얻어진다. 이것은 시간이 걸리기 때문에 전형적인 상태-감시 프로그램은 일반적으로 권고된 제한치를 가지고 시작하지만 점진적으로 시간과 경험을 가지고 기계 제원의 제한치를 개선해 나아간다.

상태-진단 프로그램을 시작하는데 적절한 지침은 계기와 기계류 제작사에 의해 출판된 도표들로부터 얻어질 수 있다. 이것은, 특정 기계에서 측정된 전형적인 값과 문제 발생시 관찰된 값에 대해 기술한 논문이나 기사에 포함된 정보와도 조합된다.

제한치가 초과될 때, 실제 상태를 알기 위해 여러 가지 상태를 분석한다. 어떤 경우에는, 상태 분석 결과 상태를 계속해서 경보해 주지 못한다는 결론을 내리게 된다. 이러한 여건하에서는, 규정치를 벗어난 것을 해제하고, 그 이후의 변화에 대해서는 경보

기능을 회복하도록 제한치를 조절해야 할 것이다. 다른 경우에는 결함을 수정하기 위해 정비가 필요할 수도 있다.

상태-감시 프로그램이 점점 발전함에 따라, 변화에 대해 민감한 감도를 추가함으로써, 몇몇 제한치를 감소시키는 것이 바람직하다. 만약 그들이 변화에 대해 불필요할 만큼 민감하다면 다른 것들을 증가시켜야 한다.

이와 같이, 상태 감시는 연속적으로 상태를 분석하는 과정이며 정상 상태에서부터의 이탈에 대한 조기 경보 제한치를 개선해 나가는 것이다.

1. 傾向 監視 (Trend Monitoring)

상태 판단에 관련된 요소들이 있는데 이들의 측정치가 시간에 따라 안정한가? 또는 시간에 따라 변화하는가? 그리고 변화한다면 얼마나 급격한가? 안정되고 변하지 않는 어떤 변수의 값은 안정된 기계 상태를 의미하고, 반면에 증가 경향은 그 상황이 해소되지 않은 상태로 계속된다면 결국 문제점으로 발전하는 상태의 변화를 의미한다.

때때로, 조기 발견이 문제를 피하는 열쇠가 된다는 것을 상기하는 것이 중요하다. 예를 들면, 발전소 분해 점검을 위하여 정지 예정인 기계의 진동이 측정되었다고 가정하자. 모든 진동 수준은 제한치 이내여서, 기계에 대해 어떠한 작업도 하지 않을 것을 결정하였다. 이것은 올바른 결정일까? 하나 이상의 변수들이 어떤 비율로 상향 추세였고 다음 계획 정지 전에 제한치를 초과하는 상황이라면 그것은 옳지 않은 결정이다. 이와 같이, 측정치 하나로서는 기계 상태를 정의하기에 충분하지 못하다. 측정치가 시간에 따라 어떻게 변화하는가는 유용한 결론을 도출하기 위해 알아야 한다.

일반적으로, 높지만 안정된 (예를 들면 변화하지 않는) 측정치는 급격하게 증가하는 낮은 값보다 덜 문제시된다.

소수의 매우 경험 있는 기계 분석가들은, 진동은 예측할 수 있는 미래의 경향을 보여 주지 않고 급격하게 변화한다고 주장할 것이다. 이것도 의심할 바 없는 사실이지만, 경향 분석이 결정적인 조기 경고를 제공하는 수많은 예들이 있다. 진동 및 다른 기계류의 변수값 대 시간 경향은 문제를 해결하는 최초 경고를 이해하기 위한 방법으로서 많이 추천되며, 문제를 피하기 위하여 상태 감시를 성공적으로 이용하는 바로 그 기초로서 많은 사람들에게 의해 신뢰를 받고 있다.

직관적으로, 장기 경향은 마멸이나 진전되는 열화를 나타내며, 반면에 갑작스런 증가는 심각하고 즉각적인 주의 경고를 요하는 상태의 변화를 의미한다. 구름 베어링들을 사용하는 한 예가 이것을 설명할 것이다.

구름 베어링의 결함은 Severity와 문제의 정도를 특정 짓는 명백한 증상을 가진 전형적인 점진적으로 진전되는 고장이다. 경험 있는 분석가들은 제시간에 교체하여 완전한 고장을 예방할 수 있도록, 최대 사용 가능 수명을 알기 위해 구름 베어링에서 진동 경향을 이용하는 많은 예들을 가지고 있다.

그러나, 구름 베어링들은 경고가 없는 상태에서도 역시 고장이 발생한다. 윤활유 공급 중단이나 오염된 윤활유 사용 또는 운전 조건에 기인한 갑작스런 과부하는, 통상적으로 주기적인 상태 감시 프로그램에서 측정 사이의 간격보다 짧은 시간에 고장이 발생할 수 있는 두 가지 예이다. 따라서 일상 점검에서 우수한 상태를 나타낸 후 예기치 않게 베어링이 고장나는 경우들이 존재한다. 이것은 측정이나 경향 과정의 잘못이 아니고, 상태 감시 단독으로는 모든 고장들을 경고할 수 없음을 설명한 것이다. 상태감시의 유효성을 최대화시키기 위해서는 설계, 설치, 운전, 정비 모두가 고려되어야 한다.

기본적인 고려 사항은 누구든지 눈에 띄는 상태의 변화를 인지해야 한다는 것이다. 절대치의 위협적인 변화나 과거치 보다는 증가는 즉시 확인되고 필요하다면 더욱 상세한 분석이 이루어져야 한다.

2. 統計的 制限値 (Statistical Limits)

널리 알려진 전체 진동 판단 기준표는 오랜 기간 시험되어 왔고 대부분의 기계에 적용된다. 그러나 기계의 종류, 구조, 설치, 운전과 같은 요인 때문에 많은 기계들은 특별한 제한치가 필요하게 된다. 대부분이 일반적인 지침보다 낮고 어떤 것은 높을 것이다. 경험이 최선의 지침이다. 대부분의 경험 있는 기계 분석가들은 어떤 형식의 기계(종종 특수 기계까지도)가 주어지더라도 그 기계에 대한 대략적인 전체 진동의 안전 수준을 안다. 이러한 지식은 유사한 많은 기계의 측정값을 기억하여 그 값을 평균함으로써 얻어진 것이다. 같은 과정을 통계학을 사용하여 수학적으로 확립할 수 있다. 따라서 통계적 분석은 경험을 정량화하는 방법이라고 생각할 수 있다.

정상 진동 수준은 기계마다 다르며 같은 기계라도 설치 위치와 방향(수평, 수직)에 의해 그 기계에서의 측정점에 따라 통상 변하게 된다. 가장 정확한 통계적 방법은 각각의 측정점별로 특별한 제한치를 산출하는 것이다. 이것은 엄청난 일로 보이지만, 모든 계산이 자동적으로 수행되는 컴퓨터 프로그램에서는 쉽게 수행된다.

통계적 분석의 개념은 매우 간단하다. 특정점에서 기록된 일련의 네개 또는 다섯 개의 측정값은 통계적으로 조합되어 정상값과의 편차를 의미하는 표준 편차값에 정상값을 더하여 평균값을 산출해 낸다.

통계 이론은 전체 측정값의 68.3%가 평균치의 1 표준편차 이내이고, 95.9%는 2 표준편차 이내이며, 99.7%는 3 표준편차 이내임을 말한다. 중간값으로부터 약 2.5 표준편차 이내에서 경보나 경고값을 설정하는 것이 거짓 경보를 최대한 방지하면서 작은 변화에 대해 적정 감도를 유지한다는 것이 경험적으로 증명되었다. 만약 2.5 표준 편차(즉, 약 42개의 측정에서 1개의 이탈)로 설정하였을 때 잘못된 경보가 너무 많이 발생되면, 설정치를 2.8과 3.0(1/90 및 1/330) 사이 값으로 증가시킨다. 통계에 바탕을 둔 제한치 설정의 또 다른 이점은 그것이 실제 상황에 기초를 두고 있고, 정상 변화를 수용하며 변화에 민감하다는 것이다. 경보치 이내에서 생기는 과도한 변화를 허용하는 절대 제한치와는 달리 통계적인 제한치는 비정상적인 변화가 경보되도록 한다. 그러나, 한가지 주의할 점은 상대적인 제한치를 설정하는 시스템은 운전시 진동치가 매우 낮은 기계에 대해서는 너무 엄격하고, 높은 기계에 대해서는 엄격하지 않다는 것이다. 그러므로 상대적인 제한 기준을 설정하는 모든 시스템은 절대 제한치를 함께 사용하여야 한다. 절대 제한치를 적절하게 설정하면 변화 기준치를 벗어나기 전이라도 안전 제한치 이상으로 높게 상승하는 것을 방지할 것이다.

예로서, 동일한 방법으로 감시되는 두 개의 기계를 생각해 보자. 기계 1은 안전 운전에 대한 최대 제한치에 거의 근접한 진동 수준으로 운전되고 있다. 기계 2는 분해정비를 한지 얼마 안되어 진동값이 기계 1의 10~20% 정도로 낮다. 주어진 기간동안에 기계 2에서의 진동이 3배의 수준으로 서서히 증가되고, 기계 1에서의 진동은 1.5배의 수준으로 증가된다면 어느 변화가 더 심각하게 고려되어야 하는가? 변화는 더 적지만 절대값이 크기 때문에 기계 1이 더욱 심각한 상태라는 것이 그 대답이 된다.

어떤 사람은 통계적인 품질/공정 관리 방법을 기계류의 측정에 적용할 것을 제안해 왔다. 이러한 방법들은 제조 공정에서 매우 효과적인 것으로 판명되었다. 그들은 정상치 주위에서 변화를 감시하고, 절대 제한치에 도달되기 전이라도 변화가 비정상적인 경우 조기에 선행 경보를 해 준다.

3. 特定 基準의 設定 (Establishing Specific Criteria)

지금까지 논의된 전체적인 제한치들은 무엇이 문제를 일으키고 있는가에 대해서는 어떤 정보도 제공하지 않는다. 또한, 특히 복잡한 설비에서 상태의 작은 변화를 조기에 인식할 수 있을 정도로 상세하지 않다. 필수 불가결한 다음 단계를 수행하기 위해서, 진폭 대 주파수 스펙트럼과 같이 복잡한 진동 특성들을 성분 요소별로 분리하는 보다 더 이산적인 방법이 사용되어야 한다. 그 다음 정보를 평가하기 위한 지침들이 개

발되어야 한다.

문제가 되고 있는 신호가 기계의 회전 주파수에서 탁월하다고 가정해 보자. 각각 특정 주파수에 대한 최대 허용 진폭에 근접하는 일련의 성분들로 구성된 하나의 신호가 Severity 제한치를 넘어서지 않았더라도 명백히 비정상이다. 그러므로 문제는 수많은 개별적인 성분들을 포함하고 있는 한 개의 복잡한 성분을 어떻게 정확하게 평가하느냐 하는 것으로 집약된다.

두 개의 기본적인 방법이 사용되고 있다. 한 스펙트럼을 한정된 대역으로 나누고, 각 대역에서의 전체 에너지나 최대 진폭을 수치값으로 변환할 수 있다. 그 다음 각 수치값을 제한치와 비교하고 전체적인 값에 대하여 설명되었던 바와 같이 경향 감시한다. 협대역 Spectrum Envelope을 감시하는 것이 두 번째 방법이다. 두 방법 모두 각각 장점을 가지고 있으며, 특히 통계적인 방법이 비교적인 제한치를 얻어내는데 적용되면 작은 변화에도 매우 민감할 것이다.

3.1 限定된 帶域監視 또는 分割監視 (Limited Band or Segmented Monitoring)

한정된 대역 감시는 뚜렷한 특징이나 특성을 이산 감시하기 위하여 복잡한 스펙트럼을 몇 개 부분으로 나눈다. 보통 작은 상태의 변화에도 민감하도록 대부분의 복잡한 기계들을 10~12개 정도의 부분 또는 대역으로 나눌 필요가 있다.

각 대역에서의 전체 에너지 또는 최고 진폭의 크기를 제한치들과 비교하고, 전체 값에 대하여 앞서 설명된 것처럼 경향 감시한다. 이 방법은 매우 복잡한 기계의 스펙트럼에서 작은 성분의 초기 변화를 쉽게 인식하게 해준다.

절대 제한치와 가변 제한치를 이 단원의 뒷부분에서 설명되는 임의의 기준을 사용하는 각각의 대역에 대해 처음으로 만들었다. 프로그램이 점점 더 개량되면서 제한치는 잘못된 경보와 불필요한 경보들을 최소화하면서 감도를 최대화하기 위해 계속적으로 개량되었다.

작은 변화에 대한 최대 감도는 구름 베어링 결함 주파수 같은 특별한 특성을 분리하는 개별적인 부분으로 대역폭을 선택함으로써 얻어진다. 이것은 중대한 특성을 가지는 작은 변화가 더 큰 성분들에 의해 감추어지지 않도록 보장한다.

전형적인 분할 스펙트럼을 그림 12-1에서 보여주고 있다. 이것은 구름 베어링이 장착된 기계에 대해 분할시킨 예이다. 첫 부분은 비정상적인 구조적 가진력을 제거하기 위하여 회전 주파수의 약 20%에서 시작하여 약 120%까지를 포함한다. 첫 번째 부분은 주로 불평형의 징후를 나타낸다. 그 다음 부분은 회전 주파수의 2배를 포함한다.

세 번째의 대역은 회전 주파수의 약 5배까지를 포함한다. 제 5, 6 대역들은 기본적인 베어링 결함 주파수 및 고조파를 포함하고 있으며, 베어링 외륜 결함 주파수를 나타내는 약 10배까지 확장된 고조파들을 포함한다.

만일 이 첫 예에서의 기계가 펌프라면, 베인 통과 주파수와 구름 베어링의 기본결함 주파수를 별개의 부분으로 위치시키는 것이 매우 바람직하다. 이것은 베인 통과 주파수에서 훨씬 높은 진폭을 수용하도록 제한치들을 설정해야 하는 하나의 대역 내에서 베어링 결함 주파수에서의 초기 징후를 조기 인식하지 못하는 문제를 해소시킨다.

전동기에서는 한 반경 방향의 면을 위의 예에서와 같이 설정할 수 있다. 2배의 전력 계통 주파수에서 더욱 많은 분해능을 얻기 위해서 다른 대역의 주파수 범위를 감소시키거나, Rotor-Bar Passing Frequency를 포함시키기 위해 확장시킬 수도 있다.

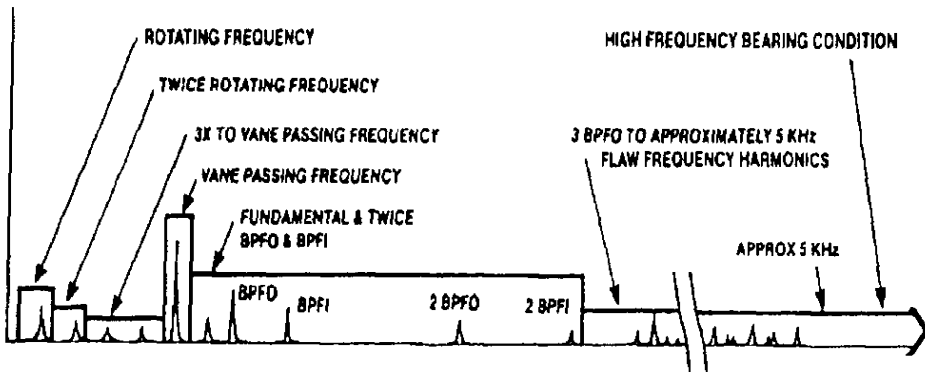


그림 12-1 구름 베어링의 특성 등의 상세한 경향 감시를 위해 몇 개 부분들로 나누어진 스펙트럼

스펙트럼의 분해능(선의 수)을 증가시키는 것은 넓은 주파수의 범위에 걸쳐 밀집하게 배열된 성분들을 구별할 수 있도록 하는 대안적인 방법이다. 하나의 예로써, 유도 전동기에서 60 Hz의 동기 속도 성분과 3,585 rpm의 회전 주파수를 구별하기 위해서는 최소한 1,600 Line의 스펙트럼 분해능이 필요하다.

유막 베어링이 설치된 기계에 대한 전형적인 스펙트럼 분할이 그림 12-2에 나타나 있다. 이 경우에서, 차동기 부분이 회전 주파수를 포함하는 부분 앞에 있다. 한 개의 고조파수 부분이 회전 주파수의 약 15~20배까지를 포함하고 있다.

기어는 가장 복잡하다(그림 12-3 참조). 회전 주파수들은 서로 다른 대역에 위치되어야 한다. 고속 축 회전 주파수의 약 4 또는 5배까지의 고차 고조파 성분들은 세 번째 부분에 포함된다. 네 번째 대역은 Gear Mesh 주파수 바로 아래인 중간 주파수들

을 포함한다. 더 이상 사용할 수 있는 대역이 없을 경우, 다섯째 대역에 Gear Mesh 주파수를, 6번째 대역에 고조파 성분들을 포함하게 하는 것이 합리적인 범위의 설정이 될 것이다.

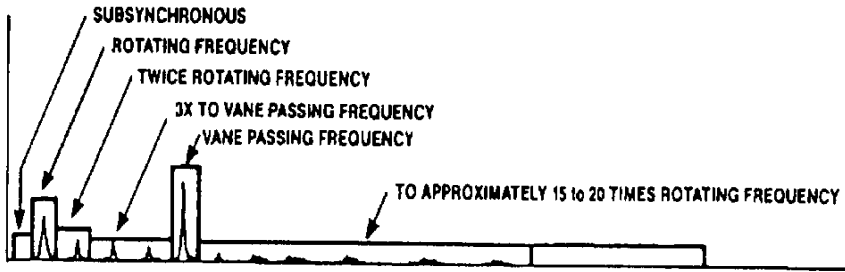


그림 12-2 상세 경향감시를 위해 몇 개 부분들로 나누어진 유막 베어링을 가진 기계의 스펙트럼

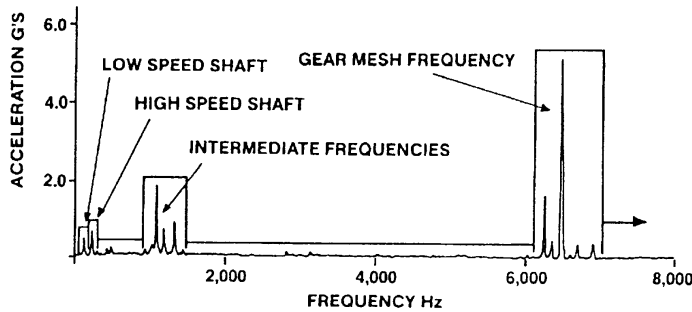


그림 12-3 경향 분석을 위해 부분들로 나누어지는 전형적인 기어 스펙트럼

회전 주파수 부분에서의 초기 진폭 제한치는 다음에 설명될 Severity Chart 기준과 대체적으로 일치되게 설정된다. 경보치는 통상적으로 약 $0.25 \text{ in/sec rms} \times 1.414 (4.5 \text{ mm/sec rms})$ 이고, 위험치는 약 $0.5 \text{ in/sec rms} \times 1.414 (9 \text{ mm/sec rms})$ 로 정해진다. 2배의 회전 주파수 부분에서의 초기 진폭 경보 제한치는 회전 주파수 부분에서의 진폭 설정치의 약 30%의 크기로 설정된다. Vane Passing과 Gear Mesh 주파수를 포함하는 대역들을 제외하고 다른 대역에서의 진폭 경보 제한치는 회전 주파수 대역의 진폭의 약 20%로 설정되어야 한다.

이 장의 앞부분에 언급되었듯이, 통계적인 가변 제한치는 5개 정도의 측정치로부터 계산된 각 대역의 평균값에서 약 ± 2.5 의 표준편차로 설정된다. Vane Passing과 Gear Mesh 주파수들과 같은 특정 주파수에 대한 경보 제한치는 초기 측정치에 따라 각 기

계별로 설정되어야 할 것이다. 시작점으로서, 최대 약 0.3 in/sec rms×1.414(5.0 mm/sec rms)의 초기 측정치의 약 130%로 설정된 경보 제한치는 비정상적인 변화의 인지를 보장하게 한다.

앞의 설명에서, 동일한 분할과 절대 경보 제한치는 그 기계의 모든 측정점과 각각의 직각 방향(수평·수직 및 축방향)에 적용된다. 사실상, 대부분의 기계들은 각각의 위치와 방향에 따라 설정된 개별적 제한치로 적절히 감시된다.

전술한 바와 같이, 강성의 변화에 따라 각 면에서의 진폭이 달라진다. 따라서 허위 경보의 가능성을 최소화하면서 변화에 대한 최대 감도를 최대로 유지하기 위하여, 진폭 제한치는 각 면에 따라 다르게 설정되어야 한다. 만약 앞에서 계산된 제한치들이 최대 진폭(일반적으로 수평 방향)의 평면에 적용되었다면, 다른 반경 및 축방향 면의 회전 주파수 대역에서의 제한치의 시작점은 최대값을 가지는 면의 제한치의 약 80%이다. 나머지 부분들은 앞서 설명한 회전 주파수 진폭의 백분율로 정해진다.

한가지 주의할 점은, 속도 변화가 큰 제지 기계 등에서 대역의 구분을 계속 유지하고 감도를 최대로 하기 위해서는 둘 또는 그 이상의 속도로 대역 기준을 분리할 필요가 있다는 것이다.

3.2 狹帶域 스펙트럼 Envelope 監視 (Narrow-Band Spectrum Envelope Monitoring)

협대역 스펙트럼 Envelope 감시는 기준 스펙트럼을 기준으로 하여 만들어진 Envelope을 벗어나는지의 여부를 검출한다 (그림 12-4).

그림 12-4는 각각의 Envelope내에서 Envelope와 감시되는 성분사이의 주파수 차 또는 편차(Offset)가 저주파수 및 고주파수에서 동일한 수의 Line(분해능)을 가지는 일정 대역폭 Envelope이다. 일정 대역폭 Envelope는 정속 기계에서만 사용될 수 있다.

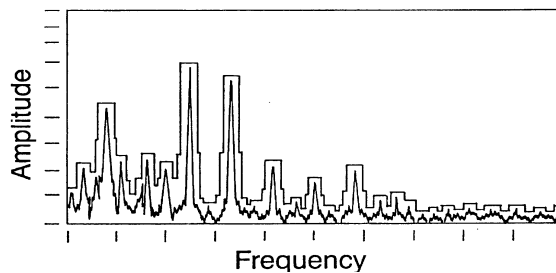


그림 12-4 좁은 일정 대역폭의 허용 Envelope를 사용한 전형적인 복잡한 스펙트럼

일정 백분율 대역폭 Envelope를 그림 12-5에 나타내었다. 일정 백분율 대역폭 Envelope는 주파수의 증가에 비례하여 Envelope와 감시되는 성분 사이의 주파수 차(Offset)를 넓게 증가시킨다. 이 방법은 속도가 약간 변하더라도 모든 고조파 성분들이 같은 주파수 대역에 남아 있게 되는 장점을 가지고 있다(그림 12-5).

진폭 제한치에도 또한 2가지 형태가 있다. 일정 백분율 편차(그림 12-5)는 계산하기에 가장 간단하고 단 하나의 기준 스펙트럼만이 필요하기 때문에 가장 일반적으로 사용된다.

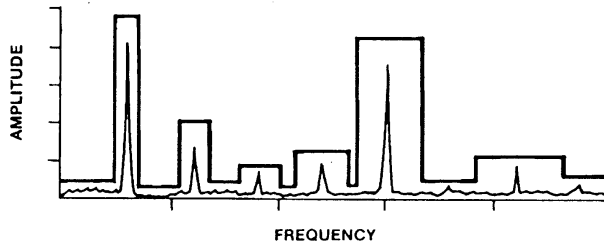


그림 12-5 일정 백분율 대역폭의 허용 Envelope를 사용한 복잡한 스펙트럼

더 대표적인 방법은 Envelope의 각 부분에서 통계적 평균을 계산하여 경보 제한치를 평균값 이상으로 2.5~2.8 표준 편차로 설정하는 것이다. 이러한 방법으로 정상치와 경보 제한치사이의 차이(즉 상부의 남아있는 여분)가 비정상적인 변화에 대한 적절한 감도를 가지도록 자동적으로 조정된다.

통계적인 계산은 넷 또는 다섯 개의 고해상도의 스펙트럼들이 필요하며, 기계의 스펙트럼들에서 일반적으로 관측되는 진폭 변화의 정상적인 차이를 자동적으로 계산한다. Vane Passing과 Gear Mesh 주파수의 진폭들은 회전 주파수의 진폭보다 상당히 크게 변할 것이다. 평형상태에서의 작은 변화를 감지해 내도록 하는 일정 진폭 경보 편차(Offset)가 Vane Passing 또는 Gear Mesh 주파수 성분에 적용되면 수많은 허위 경보를 제공하게 될 것이다.

3.3 基準 스펙트럼의 設定 (Establishing a Spectrum Reference)

기준 스펙트럼을 정하는 데는 3가지 기본적인 방법이 있다.

첫 번째로, 유사한 기계들 가운데에서 양호한 상태라고 판정되는 어느 한 기계의 일련의 스펙트럼들은 전체를 위한 기준으로 사용될 수 있다.

두 번째로, 기준이 되는 합성 스펙트럼을 만들어내기 위해, 유사한 기계들의 각 측정 위치로부터 측정된 스펙트럼들을 통계적으로 조합할 수 있다.

마지막으로, 표본 그룹을 사용할 수 없는 경우 어느 한 기계의 각각의 위치로부터 측정된 하나의 스펙트럼을 기준으로 선정하고, 나중의 스펙트럼을 이 기준치와 비교함으로써 같은 결과가 얻어질 수 있다. 이 방법은 넷 또는 다섯 개의 표본들이 측정되자마자 통계적인 기준을 계산함으로써 개선될 수 있다.

두 개의 통계적 방법에서, 계산에 사용되는 모든 측정치들이 정상 상태이고 등가 운전상태의 것이 되도록 주의를 기울이는 것이 반드시 필요하다.

첫 번째 방법(그림 12-6)은 비교적 설명이 따로 필요 없다. 제일 위에 있는 그림은 11대의 비행기 제트엔진에서의 측정치중 가장 정상적인 상태라고 생각되는 것을 선택하였다. 가운데 그림에서 정상치를 초과한 Fan 불평형 가능성을 나타내는 Fan 회전 주파수에서의 성분이 상당히 큰 것에 주목하라. 재미있는 것은 가운데 그림에서 가스-발전기 회전 주파수의 성분이 기준이 되는 위 그림에서의 동일 성분보다 그 크기가 더 작다는 것이다. 아마도 평형이 더 잘 되어 있는 듯 하다. 제일 아래의 그림은 Fan이 손상된 엔진으로부터 측정되었다. Fan 회전 주파수 성분의 크기가 기준 그림에서의 동일 성분보다 훨씬 크고, 기준 그림에는 없는 일련의 탁월한 고조파가 뒤따른다.

그림 12-6의 신호들은 비행기가 순항 고도로 비행중 조종실 내부에 설치된 마이크로폰을 이용하여 수집되었다. 신호들은 5대의 항공기에 설치된 많은 다른 엔진으로부터 여러 가지 음향 처리에 의해 얻어졌지만, 엔진의 특성 자체는 매우 일관성이 있고 반복적이었다. 이렇게 하여, 복잡함을 최소화하면서 유사한 환경에서 작동되는 다른 동일형 기계와 비교될 수 있는 표준이 개발되었다. 동일한 과정이 펌프, 전동기, 터빈, 공작 기계, 제지 기계 베어링 등의 같은 종류의 기계에서 측정된 진동 스펙트럼들을 비교하기 위해 사용될 수 있다.

그림 12-7은 발전소의 개방형 터빈을 구동하는 비행기에서 유래된 2축 가스 터빈용으로 만들어진 통계적 기준과 전형적인 신호들을 보여주고 있다. 아래의 기준 신호는 바로 위에 나타난 것과 같은 약 11개의 신호로부터 만들어졌다. 제일 아래 그림에서 각 사각형의 면적은 표본 그룹에서 측정된 최대, 최소 진폭을 나타내며, 각 사각형의 중간에 있는 수평선은 각 대역에서 산출된 중간 진폭을 나타낸다. 저주파수 신호만을 예로 들었지만, 이 방법은 더 많은 성분들이 있고, 개별 성분의 변화가 더 커서 작업이 훨씬 더 어려운 고주파 신호에서도 마찬가지로 사용될 수 있다. 속도의 변화를 반드시 고려해야 하며, 동일한 성분을 보장하기 위해 일정 백분율 대역폭으로 설정하던가 대역을 넓히는 것 등이 통계적 계산을 할 때 항상 대등한 조건으로 하여야 된다.

그림 12-7의 위에서 세 번째 스펙트럼에서, 동력용 터빈 회전 주파수의 2배인 작은

주파수 성분 바로 왼쪽에 나타난 매우 강한 성분에 주목하라. 보조 구동 축 회전 주파수인 이 성분은 보조 축의 불평형이나 베어링 고장, 또는 두 개 모두의 1차적 증상일 수 있으며 이것은 적절하게 설정된 협대역 스펙트럼 Envelope에 의해 즉시 인지될 수 있을 것이다.

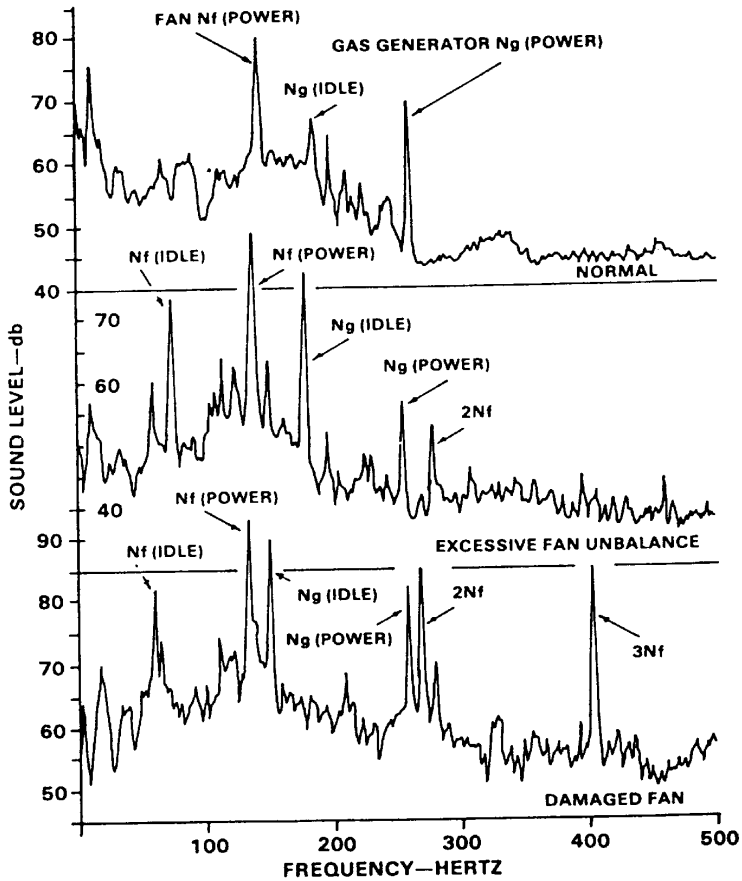


그림 12-6 표본 집단으로부터 정상 또는 기준이 되는 기계의 선정

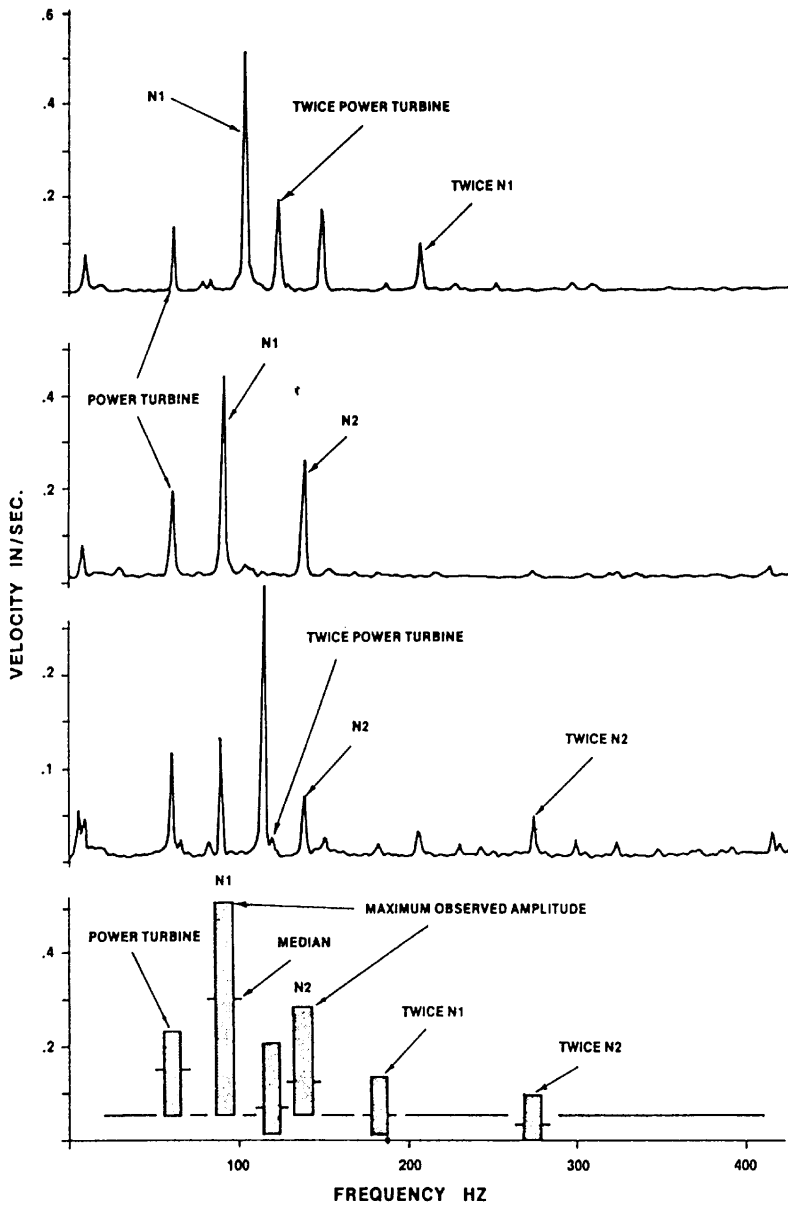


그림 12-7 통계적 기준선 스펙트럼 구축

통계적 기준 신호가 어떤 단일 기계를 대표하지는 않을지라도, 유사한 기계류의 성능을 비교하는데 사용되는 이상적이고 상세하며 정량적인 모델을 제공한다. 이 방법은 통계적 모델을 확립하고, 특정 기계에 대하여 맞을 수도 있고 또 맞지 않을 수도 있는 일반적 기준에 의존하지 않고 성능 목표치와 경계 구역을 제공한다. 또한 이 방법은

일련의 전달 함수를 알아내기 위한 긴 시험 프로그램을 필요치 않고 실제적인 운전 값들을 제공한다. 통계적 방법은, 비교적 정밀한 허용 공차내에 있는 동일한 기계는 유사한 양상으로 응답한다는 가정하에 전달율의 변화의 영향은 적다고 간주한다. 그러나 통계적인 방법을 효과적으로 사용하기 위해서는 표본 그룹이 공통적으로 숨겨져 있는 결함을 갖지 않아야 한다. 또한 통계적으로 조합된 모든 자료는 동일한 운전 조건 아래에서 측정되도록 극도의 주의가 기울여져야 한다. 이것은 밀도, 압력, 유량, 특히 앞서 언급된 것과 같은 속도 변화에 대한 응답(특히 고주파수 성분)에서 진폭 크기의 변화를 최소화하기 위한 것이다.

4. 傾向 監視를 위한 最小 限界値, 廣帶域과 狹帶域 比較

(Minimum Threshold Values for Trends, Broad and Narrow Band Comparisons)

통계적 기준은 비교를 하는데 가장 효과적이다. 이 방법으로 신속한 비교를 하므로써 특정 기계가 중간치보다 더 좋은가 나쁜가를 결정할 것이다. 특정 기계가 더 나쁜 경우에는, 경계구역은 이 기계가 과거 경험의 제한치에 얼마나 가까운가를 알려줄 것이다. 이 방법은 기계적 상태에 대해 가장 양호하고 명확한 판단을 제공한다.

기준 범위에 대한 설명을 마치기 전에 언급되어야 할 또 하나의 중요한 것이 있다. 이미 언급한 바와 같이, 진동 성분들(특히 고주파수)은 운전 조건의 변화로 인해 진폭이 크게 변화하는 일이 종종 있다. 따라서, 많은 경우에 있어서, 이전에 설명된 것처럼 만들어진 기준 신호들은 동일한 운전 조건들에 대해서만 유효한 것이다. 변화가 크고 자주 일어나는 경우, 각각의 주어진 운전조건의 변화에 따라 몇 개의 기준이 필요하다. 변화가 작거나 간혹 일어날 때에는, 단일 기준으로 충분할 것이다.

지금까지의 허용 제한치들에 대한 논의는 측정치들이 정상 상태에서의 최대 허용치를 초과했을 때 조기 경보를 제공하기 위해 설정되는 수치에 관한 것이었다. 이와 반대의 관점에서, 수치의 변화는 매우 작지만 비율적으로 변화가 크기 때문에 경보가 발생하는 것을 방지하기 위해 최소 한계치가 필요하다.

간단한 예로, 일련의 전체 케이싱 진동 수준 측정시 전체 진동값의 수치가 클 때보다 수치가 작을 때 수치의 백분율 변화가 더 크다는 것을 경험으로 알 수 있다. 이러한 것을 수용하기 위해 두 개의 연속적인 측정치간의 백분율 변화에 의한 경보를 설정할 때는 수치가 작을수록 백분율 변화를 크게 하여야 한다.

이것은 스펙트럼 측정에도 유효하다. 백분율로 보면, 저 수준 스펙트럼 성분들은 통

612 — 제1편 진동의 기본 기술

상적으로 고 수준 성분들보다 진폭이 더욱 많이 변화한다. 여기에는 예외가 있는데, 이미 언급된 Impeller Vane Passing과 Gear Mesh Frequency에서의 진폭들이 바로 그것이다.

스펙트럼 성분 또는 측정치의 변화가 비정상적이라고 판단하기에 앞서 초과되어야 하는 최소 한계치를 설정하는 것이 비교 과정을 단순화시키고 허위 경보 횟수를 감소시킨다. 전체 및 스펙트럼 측정치 모두에 대한 최소 한계치의 적용을 그림 12-8과 12-9에 나타내었다.

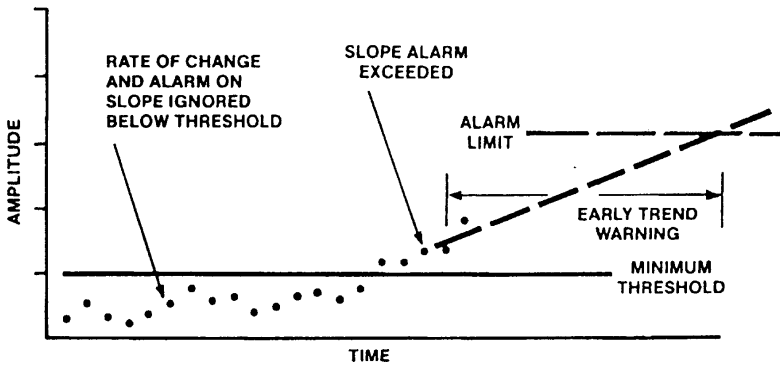


그림 12-8 전체값 경향감시에서 최소 한계치들의 적용

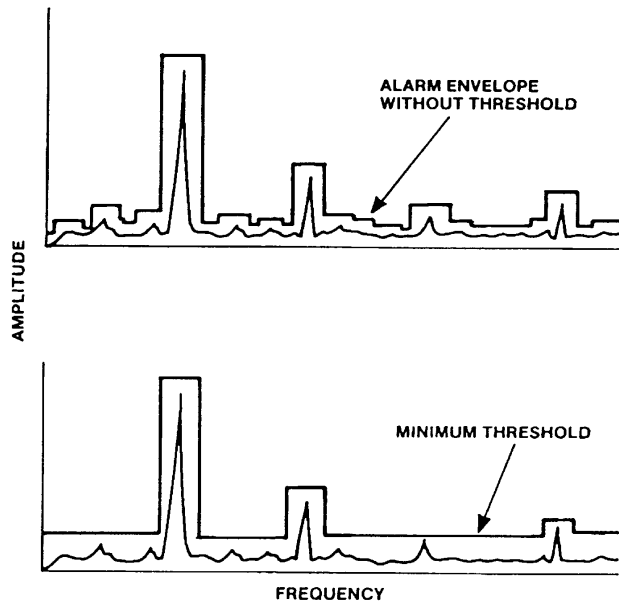


그림 12-9 협대역 스펙트럼 Envelope에서의 최소 한계치의 적용

5. 回轉機械 振動의 評價 (Evaluation of Rotating Machinery Vibration)

5.1 振動 評價의 目的 (Objective of Vibration Evaluation)

진동평가를 위한 한계치(Vibration Limits), 허용치 또는 등급(Level)을 정하는 주된 목적은

- ① 기계상태의 동적인 원활함을 대표하고, 평가를 용이하게 한다.
- ② 제품의 진동품질을 평가하는 승인시험을 공통의 기준으로 수행할 수 있다. 공장 시운전시와 현장설치 후, 사용회전속도에서의 진동치에 대한 한계치와 등급을 표시하고, 제작자가 사용자에게 제품 인도시 유용하다.
- ③ 운전중인 기계의 운전감시 수단으로 유용하다.
 - 양호한 운전상태로부터의 이탈정도를 표시
 - 기계의 연속운전에 대한 가부판단을 용이
 - 향후 운전지침 표시 및 판단의 지표
 - 기계의 분해점검시기를 결정하는 지표

5.2 振動 評價規格의 最近傾向

(Recent Trend of Standards on Vibration Evaluation)

진동의 크기는 기계 제원, 종류, 형식, 목적에 따라 각각 다르며, 또한 진동크기는 동일도면, 동일 가공기계로 제작하여도 각각 상이하게 된다. 따라서 개개의 기계(예로, 증기터빈, 압축기, 펌프 등)에 따라 별도의 진동 한계치가 필요하게 된다. 그러나 예로, 동일한 펌프에서도 형식이나 구조에 따라 각각 한계치가 다르므로 일괄적으로 규정하기에는 어려움이 따른다. 그러므로 규격의 진동 한계치 또는 기준치를 참조하여, 각 기계에 대한 정상, 이상의 판별기준을 설정할 필요가 있다. 최근 경험에 의해 사고의 조기발견, 판단의 질적 향상 및 2차 피해의 방지에는 축진동의 계측이 베어링진동보다 유리함이 입증되고 있고, 또한 축진동에 대한 계측신뢰성의 향상으로 광범위한 기계 진동 평가에 이용이 가능하게 되었다. 축진동에 의한 평가경험은 유럽에 비해 미국이 풍부하고, API 규격에 널리 채용되고 있다. 이러한 배경으로 ISO에서 처음으로 체계적인 축진동 평가규격 ISO 7919를 제정하고, 이 규격의 체계에 맞추어 베어링 진동도 대폭 개정하여 ISO 10816규격을 제정하게 되었다. 아울러 현재 각국의 국가규격을 국제규격에 통합하려는 노력이 계속되고 있고, 선진국에서는 ISO, IEC 등의 국제규격을 번안하여 국가규격으로 제정 되어 가는 추세이다.

5.3 振動測定 및 評價基準

(Vibration Measurements and Evaluation Criteria)

현재로는 베어링에서 측정된 베어링진동과 베어링이나 그 부근에서 측정된 축진동이 판정을 위한 신뢰할 수 있는 진동자료이며, 따라서 기계 진동을 대표하여 측정하는 것이 일반적이다. 이 외에 측정 가능한 부분도 있으나, 기계 구조에 의해 제약을 받고 일반성이 결여된다. 베어링 부분의 진동으로 기계의 모든 부분의 진동상태를 파악할 수 있는 것은 아니지만, 많은 부분에서의 측정을 의무화하거나 한정된 부분의 측정으로 이외의 다른 부분에 대한 상태를 추정하는 방법까지 규정하는 것은 규격의 내용을 복잡하게 하고, 그 결과 실용상 부적절한 것으로 되기 쉽다.

규격의 목적은 공통된 일반성이 있는 평가를 가능하게 하는 것이다. 그러므로 대부분의 경우, 적절한 판단이 가능하다면 규격은 가능한 한 단순한 형으로 그리고 측정도 용이한 것이 좋다.

표 12-1은 베어링 진동과 축진동의 장단점을 비교한 내용이다.

표 12-1 베어링 진동과 축 진동 측정의 비교

	베어링 진동	축 진동
장점	<ol style="list-style-type: none"> 1. 측정 데이터가 풍부하고 한계치가 널리 알려져 있다. 2. 측정기기의 신뢰성이 높다. 3. 검출기의 부착과 이탈, 수리가 용이하다. 4. 진동측정이 쉽고, 계측기의 가격이 저렴하다. 5. 진동 측정점을 결정하기 쉽고, 장소의 영향이 적다. 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 베어링 진동보다 측정 감도가 높다. 2. 진동 응답이 빠르다(베어링 진동의 변화에 앞서 변화하는 것이 많다). 3. 한계치를 설정하기 위한 기본값 (예로 불평형)에 대해 직접적이다.
단점	<ol style="list-style-type: none"> 1. 진동 측정 감도가 낮다. 2. 축이 유연하고, 케이싱이 강한 경우, 과도적인 진동변화나 이상진동의 검출감도가 둔감하다. 3. 기본값에 대해 간접적이다(베어링 강성에 영향을 받는다). 	<ol style="list-style-type: none"> 1. 평가기준이 일반화되어 있지 않다. 2. 측정기기(특히 검출기)의 신뢰성이 낮다. 3. 부착방법에 제약이 있다. 4. 측정장소에 따라 측정치의 차가 크다. 5. 계측장비가 비교적 고가이다.

5.3.1 베어링 振動 (Bearing Vibration)

베어링은 회전체를 지지하고, 반력을 직접 받고 있으므로 고장율이 비교적 높은 부분이다. 그리고 그 구조는 대부분의 경우 매우 유사하다. 이러한 베어링 부분에서의 진동측정은 평가의 목적에 적합하고 측정이 용이한 면도 있어서 오래 전부터 베어링진동에 기초한 많은 규격이 제안되어 왔고, 또한 많은 측정자료가 축적되어 있어 폭넓게 세계적으로 이용되어 왔다. 이 기준의 특징은 진동의 척도로서 진동속도의 RMS 값(실효값)인 진동 시베리티가 사용된다. 이는 진동의 평가가 보다 쉽고 정확하게 이루어질 수 있기 때문이다.

한편 베어링 진동에 관련된 국제 규격의 제정흐름은 그림 12-10과 같다.

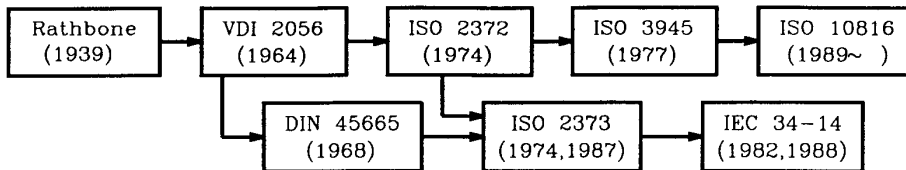


그림 12-10 베어링 진동 관련규격의 제정흐름

(1) 측정위치

베어링 진동측정은 그림 12-11~12-14에 나타내듯이 축의 회전중심을 통과하는 3방향, 즉 축방향, 수직방향 및 수평방향에서 측정하는 것이 원칙이다. 기계는 부하, 회전수 등의 운전조건과 설치상태에 따라 진동 상태가 다르게 된다. 그러나 이들을 고려한 각각의 허용치를 정하는 것은 어려움으로 규격에서는 일반적으로 정격 회전수에서의 정상운전 상태의 허용치(한계치)만을 규정하고 있다. 또한 제작 공장내에서 승인 시험시 설치 조건을 정하는 것은 어려운 문제로서 일반적으로 실제 사용상태에 가능한 맞추도록 하고 있다.

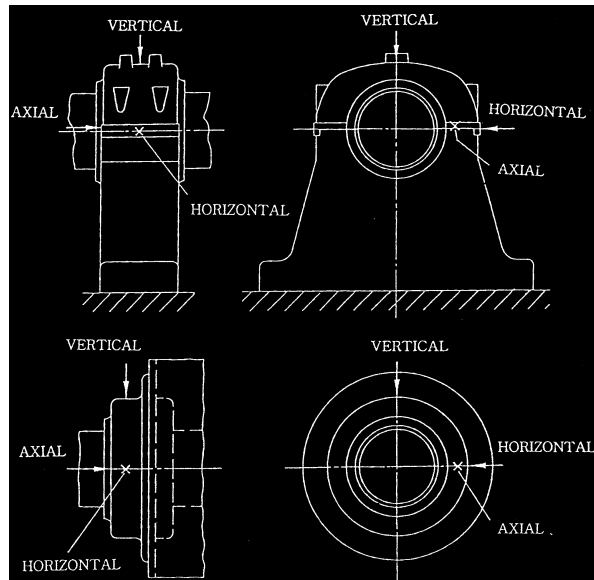


그림 12-11 주 베어링에서의 측정점

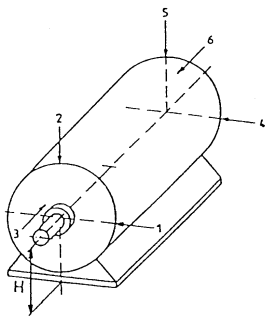


그림 12-12 소형 전기 기계에서의 측정점

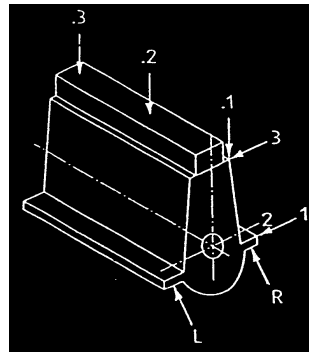


그림 12-13 왕복동 엔진에서의 측정점

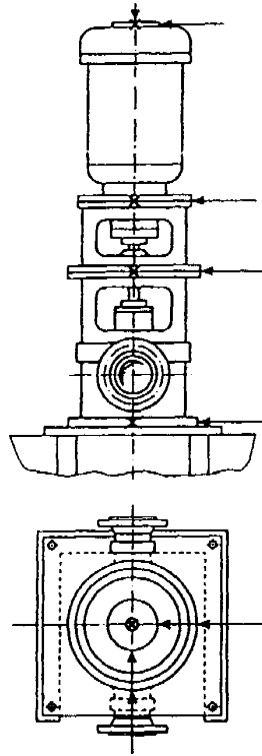


그림 12-14 수직형 기계류에서의 측정점

(2) 평가척도

진동의 크기를 나타내는 척도로써 진동변위(μm , Peak-Peak), 진동속도(mm/s , rms) 및 진동가속도(m/s^2 , rms)가 있으나 경험에 기초하여 이 규격에서는 베어링 위에서 측정된 진동속도의 실효치(Root Mean Square)인 v_{rms} 를 채용하고 있다. 이는 이 값이 진동에너지에 관련되기 때문이다. 물론 진동변위나 가속도 그리고 RMS 값 대신에 피크값이 사용될 수 있으나 이들 경우는 대체 기준이 필요로 된다. 특히 베어링 진동의 경우는 진동속도의 실효치(Vibration Severity라고도 함)를 일반적으로 이용하고 있으며, 다음과 같은 특징이 있다.

- ① 진동변위로 나타낸 규격의 한계치들은 진동수에 거의 반비례하고 있고, 이는 진동속도에 대해서는 거의 일정하게 된다. 그러므로 진동속도를 척도로서 한계치를 설정할 경우는 도표가 필요 없고, 몇 개의 진동수 성분이 혼합된 진동의 평가시에는 진동수마다의 진동크기를 측정하거나 그 합성을 위한 계산을 하는 번잡함이 필요 없다.

618 — 제1편 진동의 기본 기술

- ② 진동에 의한 동적인 응력에 주의해야할 부분은 베어링이다. 베어링 등 진동에 의한 부재의 파손은 진동속도에 일반적으로 비례한다.
- ③ 피크치보다도 실효치의 평가가 정확하다. 특히 고조파나 비동기 성분을 포함하는 경우에는 실효치의 경우가 올바른 평가가 가능하다.

진동속도의 RMS치는 진동속도의 시간기록 $v(t)$ 로부터 다음 식에 의해 구해진다.

$$v_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T v^2(t) dt} \quad (1)$$

스펙트럼 분석으로 진동가속도, 속도 및 변위의 크기가 각각 a_j (m/s²), v_j (mm/s), s_j (μm, Peak - Peak)로 되고, 이들이 진동주파수 f_j (Hz) ($j = 1, 2, \dots, n$)의 함수로서 얻어졌을 때는 이에 대응하는 RMS 속도는 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} v_{rms} &= \sqrt{v_1^2 + v_2^2 + \dots + v_n^2} \\ &= \pi \times 10^{-3} \sqrt{\frac{1}{2} [(f_1 s_1)^2 + (f_2 s_2)^2 + \dots + (f_n s_n)^2]} \\ &= \frac{10^3}{2\pi} \sqrt{(a_{1/f_1})^2 + (a_{2/f_2})^2 + \dots + (a_n/f_n)^2} \end{aligned} \quad (2)$$

진동이 단지 두 개의 주요한 주파수 성분으로 주어지는 경우, 이들 RMS값을 v_{min} , v_{max} 라 하면, v_{rms} 는 근사적으로 다음 식으로 결정된다.

$$v_{rms} = \sqrt{\frac{1}{2} (v_{max}^2 + v_{min}^2)} \quad (3)$$

어느 하나의 특정 진동 성분이 탁월할 때는 다음 식과 같이 간단히 표현할 수 있다.

$$v_{rms} = \frac{1}{\sqrt{2}} v = \frac{\sqrt{2}}{2} \times 10^{-3} \cdot s \cdot \pi f = 2.22 \times 10^{-3} s f \quad (4)$$

여기서, v : 진동속도의 Peak 진폭(mm/s), s : 진동변위의 Peak-peak 진폭(μm), f : 탁월 진동주파수(Hz)이다.

진동 가속도, 속도 또는 변위값 사이의 환산은 단지 단일 주파수의 조화성분의 경우에 한해 수행될 수 있고, 이들 사이에 관계를 그림 12-15에 나타내고 있다. 예로 단일 주파수 성분의 진동속도가 알려져 있으면 양진폭(Peak-Peak) 변위는 다음 식으로 평가된다.

$$s_i = \frac{450 v_i}{f_i} \quad (\mu\text{m}, \text{Peak} - \text{Peak}) \quad (5)$$

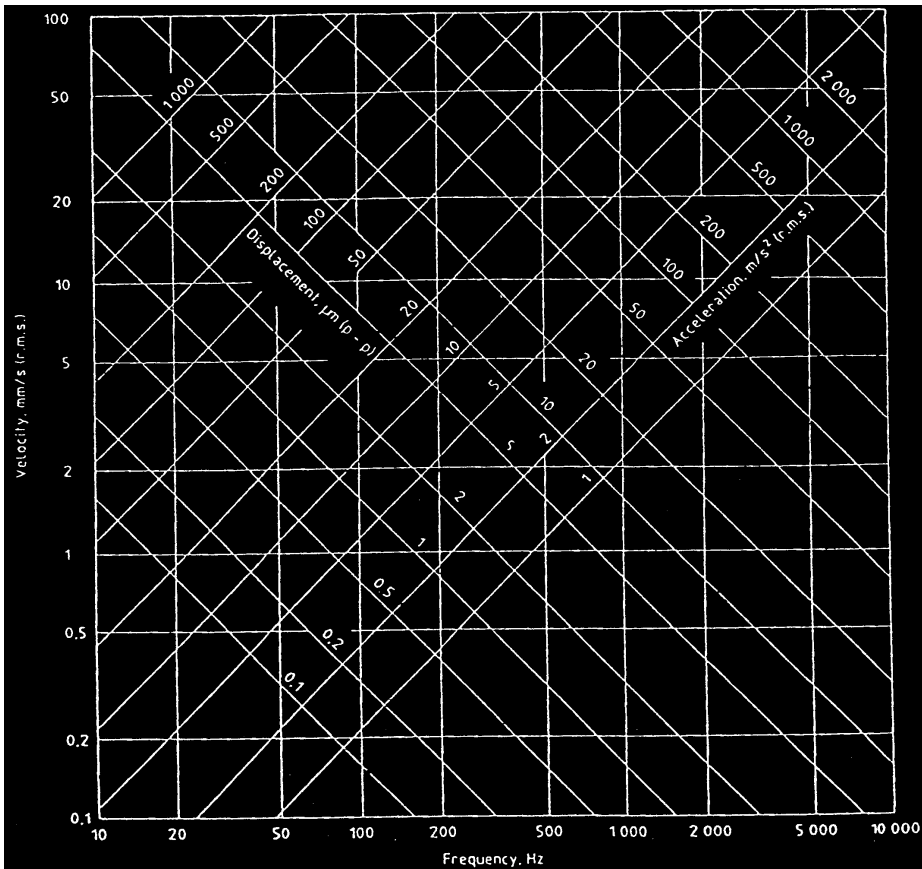


그림 12-15 단일주파수 조화성분에 대한 가속도, 속도와 변위사이의 관계

(3) 평가기준

평가기준은 운전상태감시 (Operational Monitoring)와 승인시험 (Acceptance Test) 모두에 관계되며, 단지 기계자체에 의해 발생하는 진동에만 적용되며, 외부에서 전달되는 진동은 포함하지 않는다.

두 개의 평가기준이 다양한 종류의 기계에 대한 진동 시베리티를 평가하는데 사용된다. 즉 하나는 측정된 광대역 진동의 크기를 고려하는 것이고 또 하나는 진동크기의 변화를 고려하는 것이다. 부가적으로 운전한계(Operational Limits)가 제공되고 있다.

(가) 진동크기 (기준 I)

베어링 하우징 또는 지지대에서 측정된 최대 진동크기는 경험에 의해 확립된 4개의 평가영역으로 나뉘어져 있다.

620 — 제1편 진동의 기본 기술

영역 A : 새로 설비된 기계의 진동은 보통 이 영역에 속한다.

영역 B : 이 영역내에서 진동을 하는 기계는 보통 제한 없이 장시간 운전이 허용될 수 있는 것으로 간주한다.

영역 C : 이 영역내에서 진동을 하는 기계는 보통 장기간 연속운전은 만족스럽지 않는 것으로 간주된다. 일반적으로, 기계는 이 조건에서 정비 조치를 위한 적절한 기회가 생길 때까지 제한된 기간동안 운전할 수 있다.

영역 D : 이 영역내의 진동값은 보통 기계에 손상을 입힐 정도로 충분히 심각한 것으로 간주된다.

이들 영역의 경계에 대한 추천값은 대상기계에 따라 다르게 설정되어 있다.

(나) 진동크기의 변화(기준 II)

이 기준은 이전에 확립된 참고값으로부터 진동크기의 변화에 대한 평가를 제공한다. 광대역 진동크기에서 중대한 변화가 발생할 수 있고, 이것이 기준 I의 영역 C에 도달하지 않았다 하더라도 어떤 조치가 필요하다. 이런 변화는 실제로 시간에 대해서 순간적이거나 점진적일 수도 있으며, 초기 손상이나 다른 어떤 비정상(Irregularity)을 나타낼 수 있다. 기준 II는 정상상태의 운전조건하에서 발생하는 광대역 진동크기의 변화에 기초하여 제정되었다. 이들 조건은 정상 운전속도에서 발전기 출력에 대한 미소 변화의 경우에 허용된다.

진동 크기의 증가나 감소가 영역 B의 상한값의 25%를 초과하면, 이 변화는 신중하게 고려되어야 한다. 그리고 진단조사를 통하여 변화에 대한 원인을 확인하고, 앞으로 어떤 조치가 적절한 지를 결정해야 한다.

(다) 운전 한계

장기간 운전의 경우, 운전 진동한계를 설정하는 것이 일반적인 관례이다. 이들 한계는 경보(Alarm)와 비상정지(Trip)의 형태를 가진다.

① 경보(Alarm)

정해진 진동 레벨에 도달했거나, 중요한 변화가 발생하였을 때에 경고를 제공하기 위한 것으로, 이때에는 정비조치가 필요하다. 일반적으로 경보 상황이 발생하면, 진동 변화에 대한 이유를 알아내고 어떠한 필요한 정비 조치를 규정하기 위해 수행되는 조사 기간동안 운전을 계속할 수 있다.

② 비상정지(Trip)

더 이상 운전을 하면 기계에 손상을 일으킬 수 있는 진동크기를 정한 것으로, 이 비상정지레벨을 넘어서면 진동을 줄이기 위해서 즉시 조치를 취하거나, 기계

를 정지 시켜야 한다. 정상상태이지만 점진적으로 진동 비상정지 레벨로 진행하고 있는 기계에 대한 조사를 수행하기 위해서는 그 레벨을 일정하게 하거나 또는 더 낮은 값으로 안정화시키기 위해 하중이나 속도의 감소와 같은 조치를 취해야 한다.

③ 경보의 설정

영역 B의 상한의 25%의 값으로 설정되도록 권고.

④ 비상정지의 설정

영역 C의 상한값의 1.25배를 초과하지 않도록 권고.

5.3.2 軸振動 (Shaft Vibration)

회전기계 진동의 원인은 대부분 회전축에 관계된다. 따라서 축의 거동을 직접 측정하고, 이를 판정하는 것은 ① 판정의 정도 향상, ② 이상상태의 조기발견, ③ 2차 피해의 회피 등을 위해 바람직한 방법이라 할 수 있다. 특히 다음과 같은 진동현상에 대한 위험 판별에 매우 유리하다.

- 케이싱과 회전축의 접촉
- 베어링부의 부품의 파손 등에 의한 불평형의 급격한 변화
- 베어링의 변위, 침식, 마멸, 회전체의 굽힘 등에 의한 불평형의 완만한 변화
- 회전축의 자려진동

(1) 측정방법

축진동은 회전체와 정지부의 접촉을 예방하기 위해서는 베어링의 거의 중간위치나 최소간극부분에서 측정하는 것이 좋다. 또한 베어링에 대한 과대한 응력을 예측하는데는 베어링 또는 그 부근에서 측정하면 좋다. 그러나 회전체의 중앙부근에서 측정하는 것은 일반적으로 불가능하므로 주로 베어링이나 그 부근에서 측정하도록 하고 있다. 이 경우 베어링으로부터의 거리 또는 진동모드에 의해 측정치에 차가 발생하게 되지만, 일반적으로는 동일한 한계치를 채용하고 있다. 측정방향은 수평 기계에서는 축단면의 수평과 수직방향 또는 이와 45°이내 경사진 두 방향에서 측정한다.

(2) 상대진동과 절대진동

진동에는 두 가지의 표현방법, 즉 절대진동과 상대진동이 있다. 따라서 축진동의 측정과 평가시에는 이중 어느 것인가를 명확히 하여야 한다. 절대 축진동은 정지공간에 대한 축의 진동으로, 그 측정은 지진계식 변환기에 의해서 가능하고, 구조상으로 접촉형 진동계가 된다.

상대 축진동은 축과 베어링 또는 케이싱과 같은 진동변환기의 부착부분과의 상대적

622 — 제1편 진동의 기본 기술

인 진동으로 비접촉형 진동계가 주로 이용되고 있다. 비접촉 진동계로 절대진동을 측정하기 위해서는 변환기를 지진계식 진동계 내에 조합하거나, 변환기 부착부분의 절대진동을 별도의 지진계식 절대 진동계에서 검출하여 벡터가산을 하는 방법이 필요하다.

일반적으로 베어링파손의 원인이 되는 진동에 의한 과도한 하중이나 응력, 회전부와 정지부사이의 접촉에 의한 중대한 사고를 방지하기 위한 반경방향 간극의 감시등에는 상대진동이 유리하다. 한편 이상상태의 조기발견을 위하여 정상적인 운전상태의 진동으로부터의 변화를 평가하는데는 변환기 부착부분의 진동의 영향이 없는 절대진동이 유리하다. 따라서 어느 진동을 채택하여 평가할 것인가는 대상기계와 각각의 특징을 고려하여 결정한다. 표 12-2는 축 접촉형 변환기와 비접촉형 변환기의 특징을 비교한 것이다.

표 12-2 축 접촉형과 비접촉형 변환기의 비교

	축 접촉형 변환기	비접촉형 변환기
장점	1. 절대 진동을 측정할 수 있다. (부착부분 진동의 영향이 있다.)	1. 회전하는 축과 접촉하지 않으므로 안정된 데이터가 얻어진다. 2. 고속 회전축에 적합하다. 3. 저속 터닝중에도 측정이 가능하다.
단점	1. 원주속도가 큰 고속회전축에서는 큰 진동으로 접촉부에 Chattering을 일으키기 쉽다. 2. 접촉부의 마멸 발생. 3. 저속터닝중의 축 굽힘 측정이 곤란.	1. 부착부분 진동의 영향을 받으며, 대형터빈과 같이 부착부의 진동이 큰 경우에는 올바른 축 진동치를 나타내지 않는다. 2. 축표면의 잔류응력, 자화등의 영향을 받는다.

(3) 평가척도

축진동 평가의 척도로는 진동변위의 진폭(최대치)이 적절하고, 대부분 이를 채용하고 있다. 회전체 각각의 단면에서의 축중심 궤적(Orbit)은 일반적으로 원형이 아니고 타원형이 되므로, 그 장축의 방향이 수직이나 수평으로 되지 않는다. 따라서 장축이 수평축과 이루는 각도는 각각의 단면에서 다른 각도로 되는 경우가 있다. 또한 운전주파수 이외의 고조파성분이 포함되면 더욱 복잡한 형으로 된다. 종래의 규격에서

는 수직 또는 수평방향 중 어느 방향의 축진동을 측정하여도 되었지만, 이와 같은 측제적의 형상을 고려하여 최근의 규격에서는 직교하는 두 방향의 축진동을 측정하도록 되었다.

축진동 변위를 나타내는 방법으로는 그림 12-16의 정의에 의해 다음의 3가지 근사적인 방법이 이용된다.

방법 1 : 두 직교방향에서 측정된 양진폭 변위 값의 합성치

$$S_{(p-p)\max} \doteq \sqrt{S_{A(p-p)}^2 + S_{B(p-p)}^2}$$

이 방법은 원형계적일 때 최대 40%의 오차로 과대 추정되며, 직선계적일 때 오차가 최소(0%)로 된다.

방법 2 : 두 직교방향의 양진폭 변위값중 큰 값

$$S_{(p-p)\max} \doteq [S_{A(p-p)}, S_{B(p-p)}]_{\max}$$

이 방법은 미국, 석유화학 산업에서 주로 사용되며, ISO 7919에 채용되고 있다. 직선계적일 때 최대 30%의 오차로 과대 추정되며, 원형계적일 때 최소(0%)로 된다.

방법 3 : 측제적의 최대치

$$S_{\max} = [S_1(t)]_{\max} = [\sqrt{S_A^2(t) + S_B^2(t)}]_{\max}$$

이 방법은 유럽에서 주로 사용되며, VDI 2059에 채용되고 있다. 근사적으로 $S_{(p-p)\max} \doteq 2 S_{\max}$ 로 된다.

여기서 S_{\max} 는 다음과 같이 구한다 (그림 12-16참조). 먼저 직교 2방향(A, B방향)에서 진폭과형의 평균치로부터의 편차 $S_A(t)$ 와 $S_B(t)$ 를 구한다.

$$S_A = X(t) - \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} X(t) dt$$

$$S_B = Y(t) - \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} Y(t) dt$$

그 출력을 시시각각 합성하여 합성치의 최대치 S_{\max} 를 다음과 같이 구한다.

$$S_{\max} = [S_1(t)]_{\max} = [\sqrt{S_A^2(t) + S_B^2(t)}]_{\max}$$

위의 어떤 근사방법도 측제적의 형상에 따라서 오차를 발생하고, 실용적으로는 방법 2와 1이 많이 사용된다고 생각된다.

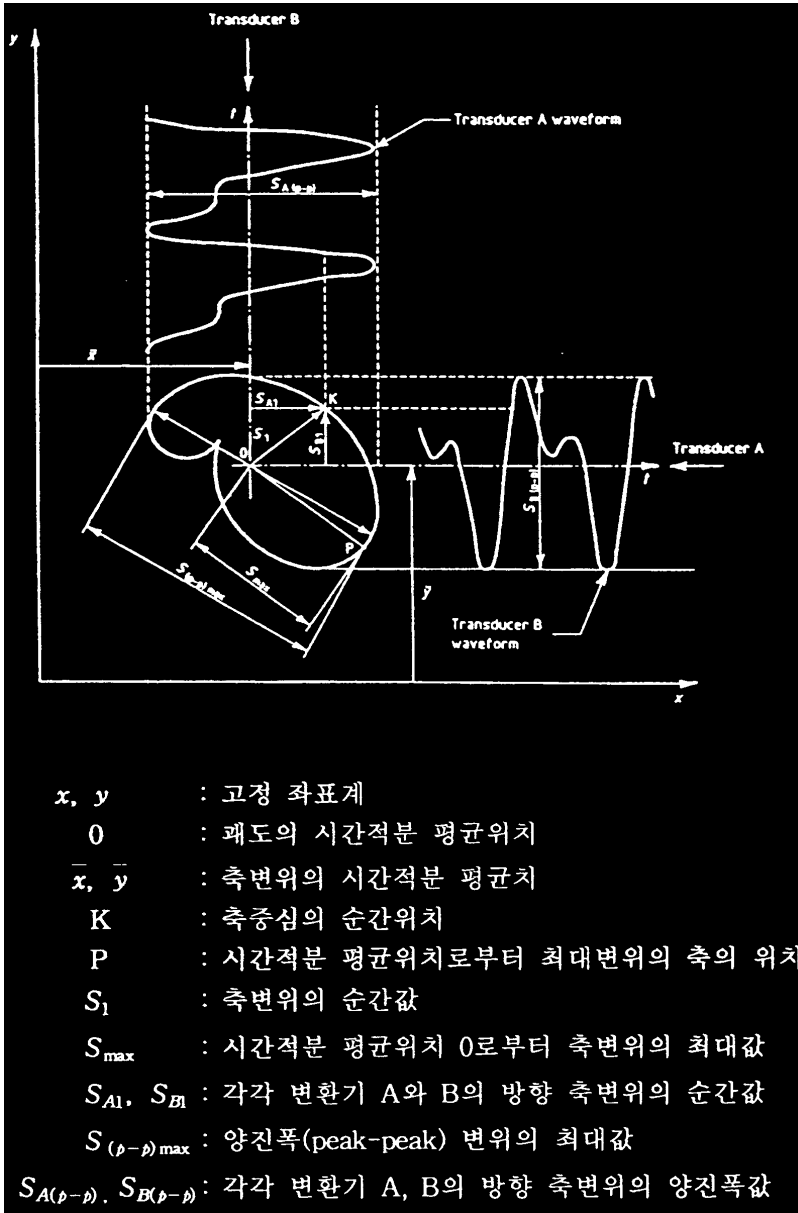


그림 12-16 축의 궤적-축 변위의 정의 (ISO 7919-1)

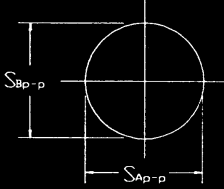
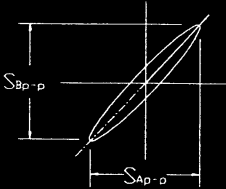
측패적			
	방법 1	최대 +41%	0 %
방법 2	0 %	최대 -29%	
방법 3	0 %	0 %	
	단 고조파가 혼입되면 $2S_{\max} > S_{p-p \max}$		

그림 12-17 축진동의 근사에 의한 차

(4) 평가기준

평가기준(Evaluation Criteria)으로는 진동크기(Magnitude), 진동크기의 변화 그리고 운전한계(Operational Limits)가 있다.

(가) 진동크기

이는 두 개의 직교하는 선택된 측정방향에서 측정된 양진폭(Peak-Peak) 변위 중에서 높은 값으로 한다. 이 기준값은 정격속도와 정격부하범위에서 지정된 정상상태 운전조건하에서 적용된다.

최대축진동의 크기는 경험에 의해 확립된 4개의 평가영역으로 나누어져 있다.

영역 A : 새로 설비된 기계의 진동은 보통 이 영역에 속한다.

영역 B : 이 영역내에서 진동을 하는 기계는 보통 제한 없이 장기간 운전이 허용 가능한 것으로 간주한다.

영역 C : 이 영역내에서 진동을 하는 기계는 보통 장기간 연속운전은 만족스럽지 않는 것으로 간주된다. 일반적으로, 기계는 정비조치를 위한 적당한 기회가 생길 때까지 이 조건에서 제한된 기간동안 운전할 수 있다.

영역 D : 이 영역내의 진동값은 보통 기계에 손상을 입힐 정도로 충분히 심각한 것으로 간주된다.

이들 평가영역의 경계에 대한 추천값은 지금까지 축적된 경험에 근거하여 설정되었으며 기계에 따라 다르게 정해져 있다.

(나) 진동크기의 변화

이 기준은 정상상태의 운전조건하에서 발생하는 축진동크기의 변화에 기초하여 제정되었다. 축진동크기의 중대한 증가나 감소가 발생할 수 있고, 이것이 진동크기의 기준이 영역 C에 도달하지 않았더라도 상당한 양이 변하고 영역 B의 상위 한계치의 25%를 초과하면 진동크기가 증가하거나 감소하는 것에 상관없이 이 변화에 대한 원인을 밝히기 위한 어떤 조치가 필요하다.

(다) 운전한계

연속적인 진동상태 감시를 하는 기계에서는 운전시의 진동한계로 경보(Alarm)와 비상정지(Trip)를 설정하는 것이 관례이다.

경보는 정해진 진동값에 도달했거나, 중요한 변화가 발생하였을 때에 경고를 제공하기 위한 것으로 이때에는 정비조치가 필요하다. 경보가 발생하면 변화원인과 필요한 정비조치를 규명하기 위한 조사기간동안은 운전을 계속할 수 있다. 경보치는 기준선보다 높고 영역 B의 상위한계의 25%로 설정할 것을 권고하고 있다.

비상정지는 더 이상 운전을 계속하면 기계에 손상을 일으킬 수 있는 진동의 크기를 나타내고, 이 값을 초과하면 진동을 줄이기 위한 조치가 즉시 이루어지거나 기계를 정지시켜야 한다. 비상정지의 설정값은 설계사양에 의존하고 기계에 따라 차이가 있으므로 정확한 지침은 제공되지 않고, 일반적으로 영역 C와 D에 속할 것이다.

6. 回轉機械別 振動 評價基準에 관한 規格 (Standards on Vibration Evaluation Criteria of Specific Rotating Machinery)

6.1 一般 回轉機械 (General Rotating Machinery)

(1) T.C. Rathbone Chart(1939年) [베어링 진동규격]

허용 진동치에 관한 최초작품중의 하나가 1939년판 발전소 Engineering이라는 출판물에 게재된 T. C. Rathbone의 “Vibration Tolerance”이다.

Rathbone은 그 당시 New York에서 터빈 및 기계를 제작하는 회사의 선임기술자였는데 그림 12-18과 같은 Chart를 만들었다.

이 차트는 6,000 cpm이하의 저주파 진동을 평가하는데 아직도 사용되고 있다.

이 차트의 제한치는 축진동과 베어링 하우징 진동이 2:1 또는 3:1 비율을 가진 무겁고 저속인 기계의 베어링이나 구조물로부터 측정된 진동에 대해 적용되며 축진동을 이 차트에 적용해서는 안된다. 더욱이 μm 로 나타낸 진동진폭과 cpm으로 표시된 진동주파

수를 알아야 이 차트를 이용할 수 있으므로 오직 Filter를 통하여 측정된 진동값만을 이 차트에 적용해야 한다.

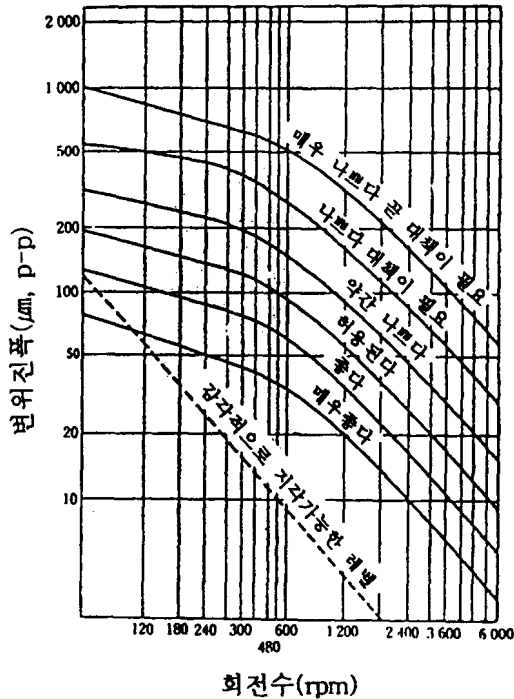


그림 12-18 Rathbone의 진동 허용곡선

Rathbone Chart를 살펴보면 600 cpm 이상에서 허용 진동폭이 감소함을 알 수 있다. 실제로 600 cpm 이상에서 허용운전구역(Severity Region)을 나누는 사선은 거의 직선이며 속도치와 거의 같다. 이것은 흥미있는 사실인데 왜냐하면 허용 진동치를 알기 위해 지금은 전체 진동 속도값(Overall Velocity Measurement)을 이용하고 있는 것과 일맥상통하기 때문이다. 이 차트를 발표할 때엔 물론 진동 진폭만을 측정할 수 있는 장비만 사용됐다.

이 차트는 경험을 정리한 지침으로서 제안한 것으로, 많은 회전기계를 대상으로 현장의 기계 기술자나 기능자의 손끝감각에 의한 판단을 기초로 작성한 것이다. 사람의 감각을 기본으로 하고 있으므로 현장기술자의 감각과 잘 일치하고 현재에도 사용되고 있다. 이 곡선은 그 후 제정된 많은 규격의 기초가 되었다. 즉 독일 기술자협회(VDI)가 1964년 제정 완료한 VDI 2056 규격의 그룹 G(높은 고유진동수를 갖는 견고한 기초상의 대형기계)는 이 진동 허용곡선을 그대로 Copy한 것으로 알려져 있다.

이 규격은 주로 대형기계에 있어서 운전시의 진동에 대한 평가를 「매우 좋다(조용하다)」에서 「매우 나쁘다」까지 6종류의 레벨로 나누어 나타내고 있다. 진동의 평가 척도는 변위진폭(μm , peak-peak)이다. 허용 곡선은 10 Hz(600 rpm)이상에서는 진동수(회전수) $n(\text{rpm})$ 에 거의 반비례($1/n$)하고 있고, 이것이 이후에 제정된 규격들에서 진동속도를 평가척도로서 채용하는 근거가 되었다. 또한 그는 베어링의 수평방향 강성이 수직방향의 강성에 비해 낮으므로, 진동 평가에 대해서도 강성을 고려하여 판단해야 할 것이라고 주장하였다. 이 규격은 이후 제정된 규격들의 기본이 되어 왔고, 설득력이 있는 것으로 오랜 기간동안 이용되어 왔다.

(2) Yates 규격(1949년) [베어링 진동규격]

H.G. Yates는 1949년에 사람의 감각을 기초로 작성한 Rathbone의 진동허용곡선을 진동속도가 일정한 방법으로 수정하여 평가기준을 발표하였다(그림 12-19). 현재 ISO, JIS 등의 각종 규격 및 각 제작사의 권장치 등은 모두 이 Yates의 규격을 본보기로 한 수정판이다. 이는 진동 시베리타가 진동속도에 비례한다는 가정에 기초한 것으로, 오랫동안 현장에서 실용되어 왔으나 본질적인 면에서 몇 가지 문제점을 가지고 있다. 즉

- ① 운전속도 1,200 rpm 이하의 저속회전 기계에 대해서는 허용기준이 너무 커서 매우 느슨하다.
- ② 운전속도 7,000 rpm 이상의 고속회전 기계에 대해서는 허용기준이 너무 작고 매우 엄하다.

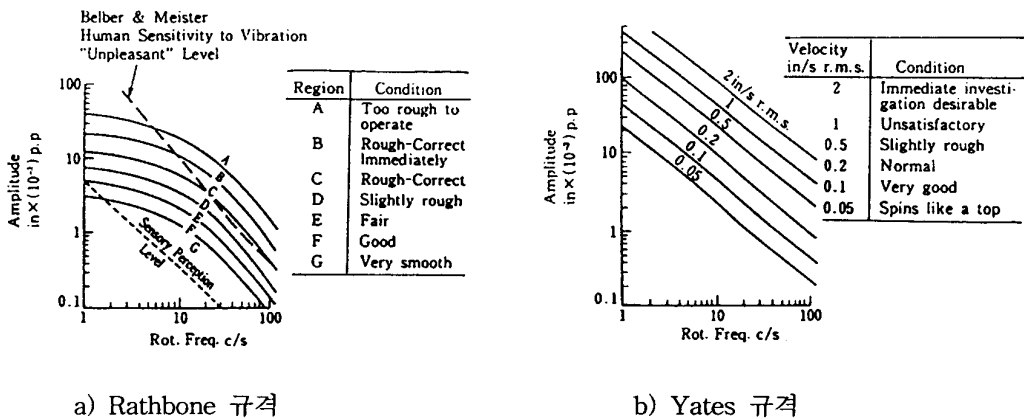


그림 12-19 Rathbone과 Yates 규격의 비교

(3) IRD Mechanalysis Chart [베어링 진동규격]

그림 12-20(일반 수평 회전기계에 대한 진동속도 및 가속도 시베리티 차트)와 그림 12-21(일반 수평 회전기계에 대한 진동 변위 및 속도 시베리티 차트)을 사용할 때 다음 사항을 고려해야 한다.

- 변위값을 사용할 때는 Filtering된 값만 사용해야 하지만, 시베리티 영역을 나누는 선은 일정한 속도선이므로 Filter되지 않은 즉, 총진동 속도값은 그대로 적용할 수 있다.
- 이 Chart는 기계의 구조물이나 베어링에서 취한 측정치에만 적용하며, 축진동 측정에는 적용하지 않는다.
- 이 Chart는 강성기초에 볼트로 견고하게 체결한 경우에 적용한다. Coil Spring이나 Rubber Pad와 같은 탄성 진동절연체에 얹힌 기계는 강성 기초 위에 설치된 기계보다 2배의 진동을 허용한다. 그러나 이 규칙은 기어와 결합이 있는 구름베어링과 같은 고주파진동에는 적용해서는 안된다.

그림 12-22는 기계별 진동 평가 기준을 나타낸 것으로 다음 사항을 고려해야 한다.

- Rigid Foundation(Vibration Isolator 설치시는 30~50% 추가 허용)
- 진동기의 Alarm치는 특별한 언급이 없는 한 해당 기계의 값에 준용
- External 기어 박스의 Alarm치는 해당 기계의 값에 25% 추가로 설정
- Alarm 1값 이상인 경우는 문제점이 확인되고 교정되지 않으면 조기 고장이 예상되는 경우
- Alarm 2값 이상인 경우 긴급조치를 하지 않으면 중대사고가 예상되는 경우

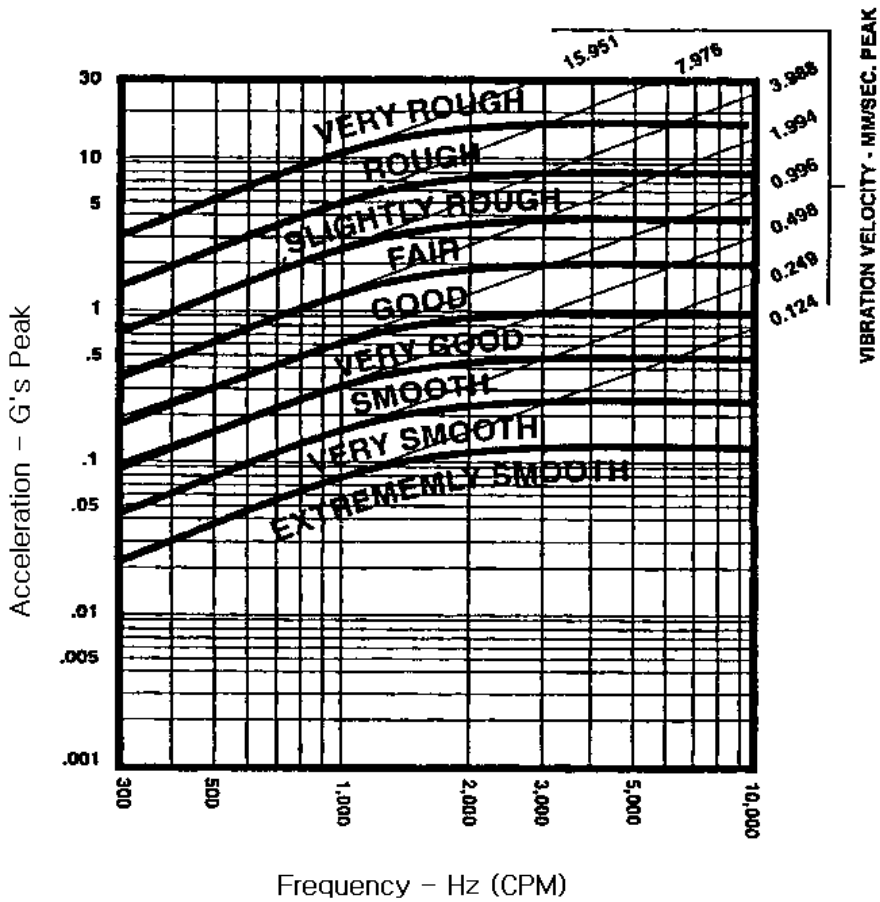


그림 12-20 일반 수평 회전기계에 대한 진동속도 및 가속도 시베리티 차트

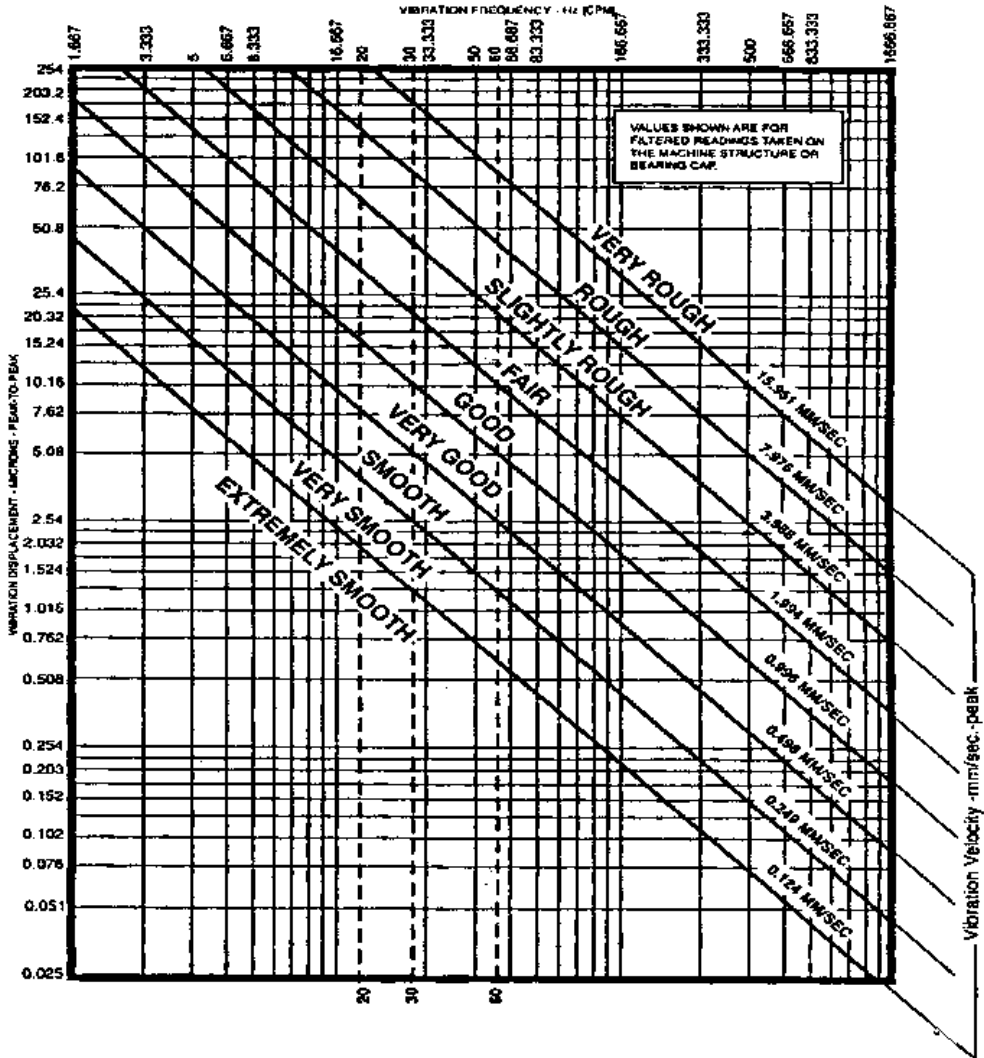


그림 12-21 일반 수평 회전기계에 대한 진동변위 및 속도 시베리티 차트

1. Assuming Machine Speed - 600 to 60,000 RPM.
 2. Assuming Measurements by Accelerometer or Velocity Pickup as Close as Possible to Bearing Housing.
 3. Assuming Machine Not Mounted on Vibration Isolators (for Isolated Machinery - Set Alarm 30% - 50% Higher).
 4. Set Motor Alarm Same as that for the Particular Machine Type unless Otherwise Noted.
 5. Set Alarms on Individual External Gearbox 25% Higher than that for a particular Machine Type.

MACHINE TYPE	GOOD	FAIR	ALARM 1	ALARM 2
COOLING TOWER DRIVES				
Long Hollow Drive Shaft	0 - .375	.375 - .600	.600	.900
Close Coupled Belt Drive	0 - .275	.275 - .425	.425	.650
Close Coupled Direct Drive	0 - .200	.200 - .300	.300	.450
COMPRESSORS				
Reciprocating	0 - .325	.325 - .500	.500	.750
Rotary Screw	0 - .275	.275 - .425	.425	.650
Centrifugal With or W/O External Gearbox	0 - .200	.200 - .300	.300	.450
Centrifugal - Integral Gear (Axial Meas.)	0 - .200	.200 - .300	.300	.450
Centrifugal - Integral Gear (Radial Meas.)	0 - .150	.150 - .250	.250	.375
BLOWERS (FANS)				
Lobe-Type Rotary	0 - .300	.300 - .450	.450	.675
Belt-Driven Blowers	0 - .275	.275 - .425	.425	.650
General Direct Drive Fans (with Coupling)	0 - .250	.250 - .375	.375	.550
Primary Air Fans	0 - .250	.250 - .375	.375	.550
Large Forced Draft Fans	0 - .200	.200 - .300	.300	.450
Large Induced Draft Fans	0 - .175	.175 - .275	.275	.400
Shaft-Mounted Integral Fan (Extended Motor Shaft)	0 - .175	.175 - .275	.275	.400
Vane-Axial Fans	0 - .150	.150 - .250	.250	.375
MOTOR/GENERATOR SETS				
Belt-Driven	0 - .275	.275 - .425	.425	.675
Direct Coupled	0 - .200	.200 - .300	.300	.450
CHILLERS				
Reciprocating	0 - .250	.250 - .400	.400	.600
Centrifugal (Open-Air) - Motor & Comp. Separate	0 - .200	.200 - .300	.300	.450
Centrifugal (Hematrix) - Motor & Impellers Inside	0 - .150	.150 - .225	.225	.350
LARGE TURBINE/GENERATORS				
3600 RPM Turbine/Generators	0 - .175	.175 - .275	.275	.400
1800 RPM Turbine/Generators	0 - .150	.150 - .225	.225	.350
CENTRIFUGAL PUMPS				
Vertical Pumps (12' - 20' Height)	0 - .375	.375 - .600	.600	.900
Vertical Pumps (8' - 12' Height)	0 - .325	.325 - .500	.500	.750
Vertical Pumps (5' x 8' Height)	0 - .250	.250 - .400	.400	.600
Vertical Pumps (0' x 5' Height)	0 - .200	.200 - .300	.300	.450
General Purpose Horizontal Pump Direct Coupled	0 - .200	.200 - .300	.300	.450
Boiler Feed Pumps	0 - .200	.200 - .300	.300	.450
Hydraulic Pumps	0 - .125	.125 - .200	.200	.300
MACHINE TOOLS				
Motor	0 - .100	.100 - .175	.175	.250
Gearbox Input	0 - .150	.150 - .225	.225	.350
Gearbox Output	0 - .100	.100 - .175	.175	.250
Spindles: a. Roughing Operations	0 - .075	.075 - .125	.125	.175
b. Machine Finishing	0 - .050	.050 - .075	.075	.115
c. Critical Finishing	0 - .030	.030 - .050	.050	.075

그림 12-22 기계별 총진동의 평가 기준(Peak Overall Velocity, in/sec)

(4) VDI 2056(1964년) [베어링 진동규격]

독일기술자 협회(VDI)가 1955년에 조사를 시작하여 1964년 제 2편으로서 완성한 베어링 진동의 규격이다 (표 12-3). 이 협회에서는 Rathbone 이후의 각종 규격을 조사함과 동시에 독자적으로 계측 자료를 수집하여 넓은 분야의 기계에 적용 가능하도록

록 규격을 제정하였고, 이후 여러 나라에서 채용되어 왔다. 평가척도로서는 진동속도의 실효치(rms치, mm/s)를 이용한다. 이 규격의 특징은

- ① 진동 시베리티를 평가척도로서 채용하였다.
- ② 기계의 크기와 종류에 따라 6개의 그룹으로 나누고, 그중 4개 그룹(K, M, G, T)에 대한 한계치를 제공하고 있다 (표 12-3).

그룹 K : 약 15 kW까지의 전동기 및 이에 상당하는 소형기계

그룹 M : 15~75 kW의 전동기 및 특별한(견고한) 기초상의 약 300 kW까지의 중형 기계

그룹 G : 높은 고유진동수를 가지는 강성 기초상의 대형기계

그룹 T : 낮은 고유진동수를 가지는 경량구조 기초상의 대형기계(예로, 터보기계)

그룹 D : 발란싱이 이루어지지 않는 질량을 갖는 강성 기초상의 기계(예로, 왕복동 기계)

그룹 S : 그룹 D와 같은 종류의 기계로 탄성기초(예로, 방진지지)상의 기계

- ③ 그룹 G/T는 기계의 크기(출력)가 같아도 기초나 베어링 강성의 차이에 맞추어 그룹을 나누고 한계치를 달리하였다. 주의할 것은 같은 기계라도 측정방향에 따라 평가의 그룹이 달라질 수 있다는 것이다. 예로, 수직방향의 진동은 그룹 G의 기계로 평가하고, 수평방향의 진동은 그룹 T의 기계로 평가하는 일이 있을 수 있다.

- ④ 진동레벨은 진동속도(mm/s)를 0.18에서 45 mm/s까지의 범위에 대해 양호(Good), 허용(Allowable), 견딤(Just Tolerable) 및 허용불가(Not Permissible)의 4종류로 규정하고 있다.

표 12-3 VDI 2056의 Vibration Criterion Chart

진동속도 (mm/s)	45	Not permissible	Not permissible	Not permissible	Not permissible
	28			Just tolerable	Just tolerable
	18	Just tolerable	Allowable	Allowable	Allowable
	11.2				
	7.1	Allowable	Good	Good	Good
	4.5				
	2.8	Good	Good	Good	Good
	1.8				
1.12	Group K	Group M	Group G	Group T	
0.71					
0.45	Group K	Group M	Group G	Group T	
0.28					
0.18	Group K	Group M	Group G	Group T	
0.18					

(5) ISO 2372(1974년)와 KS B 0142(1991년) [베어링 진동 규격]

독일 기술자협회(VDI)가 1964년 제정 완료한 VDI 2056규격을 기초로 측정방법, 평가척도, 기계의 그룹(Class)별 분할, 평가등급을 정하고 있다. 회전속도가 600~12,000 rpm 범위에서 회전되는 기계의 진동평가 기준이다. 10~1000 Hz 진동수 범위에서 진동속도의 RMS값이 같으면, 경험적으로 진동 시베리티는 같은 정도라 볼 수 있고, 그 시베리티의 레벨을 1 : 1.6의 비(4 dB)로 구획지어 0.28~71 mm/s 범위내의 단계를 정하고 있다. 지지조건에 따라 기계 전체의 1차 고유진동수가 회전속도보다 아래 있을 때를 탄성지지(Flexible Support) 또는 탄성기초(Flexible Foundation)라 하고, 위에 있을 때를 강성지지(Rigid Support) 또는 강성기초라고 한다. 평가는 단지 A, B, C, D의 4등급을 나타낼 뿐 구체적인 판정의 표현은 이후로 미루고 있다. 참고로 이를 국가 규격으로한 일본규격(JIS B 0906)에서는 A : 양호, B : 약간 나쁨, C : 나쁨, D : 아주 나쁨으로 표현하고 있다. 이 규격은 독일뿐만 아니라, 영국, 프랑스, 일본, 한국 등이 국내규격화 하였으며, 최근 ISO 10816에 흡수되었다. 표 12-4는 이 규격의 진동 기준표 이다.

표 12-4 ISO 2373의 기계 진동 시베리티

진동 시베리티의 범위		평가영역				
범위	$v_{rms}(mm/s)$	Class I (소형기계)	Class II (중형기계)	Class III (대형기계)	Class IV (터보기계)	
0.28	0.28 0.45 0.71 1.12 1.8 2.8 4.5 7.1 11.2 18 28 45 71	A	A	A	A	
0.45						
0.71						
1.12		B	B	B	B	
1.8						
2.8		C	C	C	B	
4.5						
7.1		D	D	D	C	
11.2						
18				D	D	D
28						
45						
71		D	D	D	D	

Class I : (15 kW 이하의 일반전동기)

Class II : 15~75 kW의 전동기, 300 kW 이하의 중형기계

Class III : 강성기초 또는 진동측정 방향으로 높은 강성을 갖는 무거운 기초 위에 설치된 대형기계

Class IV : 비교적 탄성기초에 설치된 대형기계(터보발전기 세트)

(6) ISO 3945(1977년) [베어링 진동규격]

베어링 진동의 규격으로 평가척도는 진동 시베리티를 이용하고 있고, 지지조건에 따라 기초의 고유진동수가 회전속도보다 높은 강하고 무거운 기초(Heavy Foundation)를 갖는 대형기계와, 기초의 고유진동수가 회전속도보다 낮은 탄성기초를 갖는 터보기계 등의 대형기계로 구분하고 있다. 그리고 양호(Good), 허용(Permissible), 아직 허용(Still Permissible) 및 허용 불가(Not Permissible)의 4등급으로 구분하고 있다. 이 규격은 VDI 2056의 그룹 G(높은 고유진동수를 갖는 견고한 기초상의 대형기계)와 그룹 T(낮은 고유진동수를 갖는 경량구조의 기초상의 대형기계)와 완전히 동일하다. 이 규격도 최근 ISO 10816에 흡수되었다. 표 12-5는 이 규격을 나타낸다.

표 12-5 대형 회전기계의 진동 기준(ISO 3945)

진동 시베리티의 범위		기계기초의 형태	
v_{rms} [mm/s]	v_{rms} [in/s]	강성, 중량 기초	탄성, 경량 기초
0.46	0.018	양호	양호
0.71	0.028		
1.12	0.044		
1.8	0.071	허용	허용
2.8	0.11		
4.6	0.18	아직 허용	아직 허용
7.1	0.28		
11.2	0.44	허용 불가	허용 불가
18.0	0.71		
28.0	1.10		
71.0	2.80		

(7) ISO 10816-3(1996년) [베어링 진동규격]

ISO 10816 시리즈는 기존 베어링 진동의 평가규격으로 널리 사용되던 ISO

636 — 제1편 진동의 기본 기술

2372(1974년)와 ISO 3945(1985년)를 대체하여 제정되었다. 이 국제규격은 다음과 같이 6편(Part)으로 구성되어 있다.

제 1편 : 일반적인 지침

제 2편 : 50 MW를 초과하는 대형육상 증기터빈 발전기세트

제 3편 : 현장 측정시 15 kW이상의 정격출력과 120 rpm에서 15,000 rpm 사이의 정격 속도를 가지는 산업용 기계

제 4편 : 항공기 추진을 제외한 가스터빈 구동세트

제 5편 : 수력발전 및 양수플랜트의 기계세트

제 6편 : 100 kW 이상의 정격출력을 가지는 왕복동기계

이 중에서 제 1편인 ISO10816-1은 베어링 하우징과 같은 비회전부에서 측정된 기계 진동의 측정과 평가를 위한 일반적인 지침을 제공하고, 제 2편부터 6편까지는 각종 기계들에 대한 평가기준과 평가방법을 규정하고 있다. 제 5편과 6편은 현재 위원회에서 규격안을 심의 중에 있고, 향후 제정, 공표될 예정이다.

이 규격(10816-3)은 출력 15 kW이상, 운전속도 120~15,000 rpm 사이의 산업용 기계 장치의 진동평가에 적용된다. 구체적으로 이 규격에 적용되는 기계들은 다음과 같다.

- 50 MW까지의 출력을 가지는 증기 터빈
- 1500 rpm 이하나 또는 3600 rpm 이상의 속도와 50 MW 이상의 출력을 가지는 고속 증기 터빈장치
- 원심식 압축기
- 3 MW까지의 출력을 가지는 산업용 가스터빈
- 원심식, 혼류식 또는 축류식 펌프
- 발전기
- 모든 형태의 전동기
- 경량 박판 구조가 아닌 송풍기(Blower)나 Fan

이 국제 규격에서 제외되는 기계들은 다음과 같다.

- 50 MW 이상의 출력을 가지고 1500 rpm, 1800 rpm, 3000 rpm, 3600 rpm의 속도를 가지는 육상용 증기 터빈 발전기 장치 (ISO 10816-2를 참조)
- 3 MW 이상의 출력을 가지는 가스 터빈 (ISO 10816-4를 참조)
- 수력 발전과 양수 플랜트에 쓰이는 기계장치 (ISO 10816-5를 참조)
- 왕복동 기계와 연결된 기계 (ISO 10816-6을 참조)

- 왕복동 펌프
- 왕복동 압축기
- 풍력 터빈

이 기준은 공칭 운전속도 범위 내에서 정상상태 운전조건하에 기계의 베어링, 베어링 지지부 또는 하우징에서 현장 광대역(Broad-Band) 진동 측정을 할 때 적용된다.

표 12-6 산업용 기계 진동 Severity (ISO 10816-3)

지지분류	영역경계	진동변위(μm , rms)				진동속도(mm/s, rms)			
		그룹 1	그룹 2	그룹 3	그룹 4	그룹 1	그룹 2	그룹 3	그룹 4
강성지지	A/B	29	22	18	11	2.3	1.4	2.3	1.4
	B/C	57	45	36	22	4.5	2.8	4.5	2.8
	C/D	90	71	57	36	7.1	4.5	7.1	4.5
탄성지지	A/B	45	37	28	18	3.5	2.3	3.5	2.3
	B/C	90	71	57	36	7.1	4.5	7.1	4.5
	C/D	140	113	90	56	11.0	7.1	11.0	7.1

그룹 1 : 대형기계(300 kW ~ 50 MW), 전기기계(축높이 H = 315 mm 이상)

그룹 2 : 중형기계(15 ~ 300 kW), 전기기계(160 ≤ H ≤ 315 mm)

그룹 3 : 원심, 혼류 또는 축류펌프(15 kW 이상, 다익 임펠라와 분리된 구동장치)

그룹 4 : 원심, 혼류 또는 축류펌프(15 kW 이상, 다익 임펠라와 연결된 구동장치)

<주의>

- ① 이들 값은 정격속도 또는 특정속도 영역내의 정상상태 운전 조건하에서 모든 베어링, 베어링 지지대 또는 기계의 하우징 부에서의 반경방향 진동과, 스러스트 베어링 상에서 축방향 진동의 측정에 적용한다. 기계가 과도상태(즉, 속도 또는 하중이 변할 때)에 있을 때에는 이들 값을 적용할 수 없다.
- ② 다른 값 그리고 높은 값이 특수한 기계 또는 특별한 지지나 운전조건에 대해 허용할 수 있을지 모른다. 이런 모든 경우들은 제작자와 고객사이의 합의에 맡겨진다.
- ③ 현재 이들 기계의 가속도치를 감시하는 것은 일반적으로 실행되지 않고 있다. 가속도치에 대한 정보는 환영되고 있고, ISO/TC 108/SC2 사무국(Secretariat)으로의 진송을 위해 발원지의 국가표준기구에서 논의되어야 한다.
- ④ 막힘 방지(Clogless)를 위한 특수한 임펠러를 가지거나 또는 유사한 운전을 하는 펌프의 경우, 일반적으로 높은 진폭이 예상될 수 있다 (예를 들어 단일 깃 임펠러 경우는 3 mm/s까지).

(8) ISO 7919-3(1996년) [축진동 규격]

적용 대상은 유막베어링으로 지지되는 운전속도 1,000~30,000 rpm의 산업용 기계로서, 크기와 동력의 제한이 없이 증기터빈(50 MW 이하), 터보압축기, 터보펌프, 터보발전기, 터보 Fan 및 기타 전기구동장치 및 부속기어에 사용될 수 있다. 이는 축의 최대 상대 변위가 축회전속도 n(rpm)의 제곱근에 반비례하는 형태로 영역경계의 값 S(p-p)이 추천된다.

표 12-7 산업용 기계와 가스터빈(ISO 7913-3/4)

영역 경계	축의 최대상대변위(Peak-Peak, μm)
A/B	$4,800/\sqrt{n}$
B/C	$9,000/\sqrt{n}$
C/D	$13,200/\sqrt{n}$

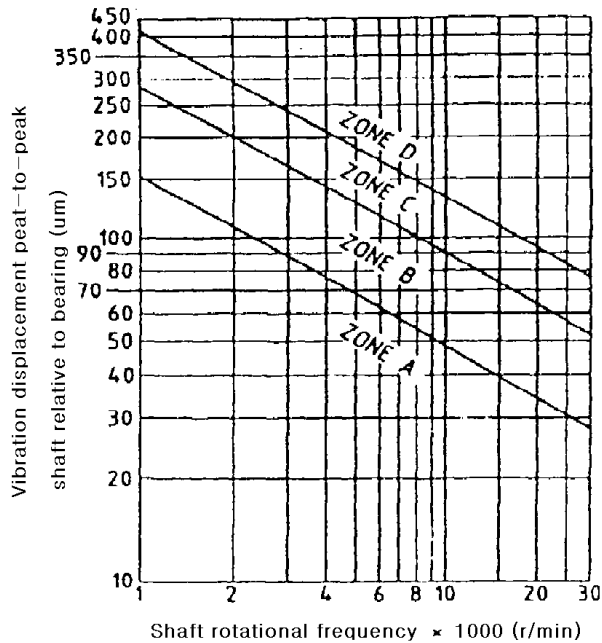


그림 12-23 표 12-7을 작도한 산업용기계에 대한 최대 상대 축진동 변위 (ISO 7919-3/4)

(9) API 611(1997년) [상대 축진동 규격]

API 612(1987년) [상대 축진동 규격]

API 611은 석유, 화학 및 가스 산업용 범용 증기터빈에 관한 규격이고, API

612는 석유 정제용 특수 증기 터빈에 관한 규격으로 진동 허용치는 모두 같으며, 베어링 부근의 상대 축진동을 비접촉 변위계로 계측하고, 이 값이 아래 식에 의한 값 또는 2.0 mil(= 50.8 μm , Peak-Peak) 중 어느 것을 초과해서는 안되도록 규정하고 있다.

$$\text{변위진폭} = 25.4 \sqrt{\frac{12,000}{n}} (\mu\text{m, Peak-Peak, Unfiltered Value})$$

여기서 n은 최대연속 회전속도(rpm) 이다. 상기 변위 진폭값은 편심량(Runout)을 포함한 값이다.

6.2 大型 陸上 蒸氣터빈 · 發電機 세트

(Large Land-Based Steam Turbine Generator Sets)

(1) ISO 10816-2(1996년) [베어링 진동규격]

이 규격에서 제공되는 기준은 1500, 1800, 3000 또는 3600 rpm의 정격운전 속도를 가지는 50 MW 이상의 증기터빈 발전기에 적용된다. 이 기준은 정격운전 속도에서 정상상태 운전조건과 베어링 하우징 또는 베어링지지대의 반경방향에서 얻어진 현장의 광대역 진동측정에 적용한다. 50 MW 이하는 산업용 기계에 대한 규격(ISO 10816-3)의 적용을 받는다.

표 12-8 베어링 진동속도로 나타낸 평가 영역 경계(ISO 10816-2)

영역 경계	축 회전속도(rpm)	
	1,500 또는 1,800	3,000 또는 3,600
	진동속도 mm/s(rms)	
A/B	2.8	3.8
B/C	5.3	7.5
C/D	8.5	11.8

(2) ISO 7919-2(1996년) [축진동 규격]

기계의 베어링 진동을 측정, 평가하는 ISO 10816에 대해, ISO 7919 시리즈 규격은 축 위에서 진동변위를 직접 측정하는 축진동에 대한 규격으로, 축의 휘둘림 궤적, 최대진폭을 측정하는 조건과 방법, 측정치의 표시방법 그리고 평가방법과 기준을 정하고 있다. 이 규격은 다음과 같이 5편(Part)으로 구성되어 있다.

제 1편 : 일반적인 지침

제 2편 : 대형 육상 증기터빈 발전기세트

제 3편 : 산업용기계

640 — 제1편 진동의 기본 기술

제 4편 : 가스터빈 세트

제 5편 : 수력발전과 양수플랜트의 기계세트

ISO 7919 규격은 정상적인 운전조건하에서 각종 회전기계의 베어링이나 또는 이에 가까운 부분에서 측정된 축진동의 평가기준을 적용하기 위한 지침으로, 기동 및 정지 또는 공진영역의 통과 등과 같은 과도상태 조건에는 적용할 수 없다. 축진동 측정장비인 변환기는 축에 직접 접촉시키는 축접촉 변환기와 비접촉 변환기가 있는데 어느 것이든 이용될 수 있다. 축진동 평가의 척도로는 진동변위를 채용하고 있고, ISO 7919-1에서 축궤적의 최대치 $S_{(p-p)max}$ 를 평가의 기본으로 하고 있으나, 이를 쉽게 측정하는 측정 계기가 없으므로 앞에서 설명한 3가지 근사방법중 하나를 대신 사용한다.

평가 기준은 ISO 10816과 같이 진동크기, 진동크기의 변화 그리고 운전한계가 있으며, 진동크기를 영역 A~D로 구분하는 것과 운전 한계치 설정 등은 ISO 10816과 동일하다.

이 규격은 1500~3600 rpm의 운전범위내에서 정격운전 속도를 가지며, 50 MW이상의 발전출력을 가지는 발전소용 증기터빈 발전기 세트에 적용된다. 규격에서 주어지는 최대 변위값은 두 개의 직교하는 선택된 측정방향에서 측정된 양진폭 변위중 큰 값을 의미한다. 이는 상대 축진동과 절대 축진동에 대해 다른 추천값을 제공하고 있고, 틸팅 패드 베어링이나 타원베어링으로 지지된 경우는 대체 진동값을 지정할 필요가 있다.

표 12-9 영역 경계에서 대형 증기 터빈 발전기 세트에 대한 최대 상대 및 절대 축진동 변위(ISO 7919-2)

영역경계	축회전 속도(rpm)			
	1,500	1,800	3,000	3,600
	최대 상대 축진동 변위(μm , p-p)			
A/B	100	90	80	75
B/C	200	185	165	150
C/D	320	290	260	240

영역경계	축회전 속도(rpm)			
	1,500	1,800	3,000	3,600
	최대 절대 축진동 변위(μm , p-p)			
A/B	120	110	100	90
B/C	240	220	200	180
C/D	385	350	320	290

(3) 축진동 규격의 비교

규격화의 역사가 짧기 때문에 규격의 종류는 많지 않으나 내용은 충실하다. 대표적인 것으로 ISO 7919, API 612와 617, VDI 2059 일본 전기협회 기술기준 JEAC 3717 및 미국전기 제작자 협회규격 NEMA SM21등이 있다. 이들 규격의 공통된 특징은 평가척도로서 진동변위(μm)를 이용하고 있고, 허용치가 기계 회전속도 $n(\text{rpm})$ 의 제곱근에 반비례($1/\sqrt{n}$)하는 것이다. 베어링 진동의 허용치에서는 진동속도가 일정, 즉 변위진폭으로 환산하면 회전속도에 반비례($1/n$)하는 것이 일반적인 것과 대조적이다. 표 12-10은 축진동 규격을 비교한 것이다.

표 12-10 축진동 평가에 관한 규격비교 (단위 : μm)

규격명		ISO 7919	VDI 2059	API 612,617 NEMA SM 21	JEAC 3717	
평가척도		$S_{(p-p)\text{max}}$	$2 \times S_{\text{max}}$	S_{p-p}	S_{p-p}	
대형 발전용 증기터빈세트 ($n=3600 \text{ rpm}$ 의 경우)	절대 진동	A/B	90		75	
		B/C	180		125	
		C/D	290	432	250	
	상대 진동	A/B	75		$2782/\sqrt{n}$ (NEMA)	75
		B/C	150			125
		C/D	240			250
산업용 기계, 가스터빈세트	상대 진동	A/B	$4800/\sqrt{n}$	$4800/\sqrt{n}$	$2782/\sqrt{n}$ (API)	
		B/C	$9000/\sqrt{n}$	$9000/\sqrt{n}$		
		C/D	$13200/\sqrt{n}$	$13200/\sqrt{n}$		

단, 표중의 수치는 $n=3600 \text{ rpm}$ 의 경우의 허용치이다.

- A : 시운전시
- B : 통상 운전시
- C : 경보치
- D : 정지치

(4) ABB사 규격 [베어링 및 축진동 규격]

표 12-11 증기터빈의 베어링진동, 상대 축진동 및 절대 축진동에 관한 ABB사의 규격

영역	축회전 속도(rpm)			
	1,500	1,800	3,000	3,600
	최대 베어링 진동 변위(μm , o-p)			
A	25	21	12.5	10.5
B	50	42	25	21
C	100	84	50	42

영역	축회전 속도(rpm)			
	1,500	1,800	3,000	3,600
	최대 상대 축진동 변위(μm , o-p)			
A	50	45	40	38
B	100	93	83	75
C	160	145	130	120

영역	축회전 속도(rpm)			
	1,500	1,800	3,000	3,600
	최대 절대 축진동 변위(μm , o-p)			
A	60	55	50	45
B	120	110	100	90
C	190	175	160	145

(5) GEC사 규격 [베어링 및 축진동 규격]

표 12-12 GEC사의 증기터빈 진동허용 진동치 (μm p-p)

1500 rpm 기계. 1×RPM Vibration P-P, μm	베어링진동	상대 축진동	절대 축진동
Good	50	148	212
Alarm	128	202	-
Satisfactory		260	372
Advise Trip	202	-	-
Operator Trip	324	324	-
Unsatisfactory		540	540

1800 rpm 기계. 1×RPM Vibration	베어링진동	상대 축진동	절대 축진동
Good	42	135	194
Alarm	107	168	-
Satisfactory		237	340
Advise Trip	168	-	-
Operator Trip	270	270	-
Unsatisfactory		347	493

3000 rpm 기계. 1×RPM Vibration	베어링진동	상대 축진동	절대 축진동
Good	25	105	150
Alarm	64	101	-
Satisfactory		184	263
Advise Trip	101	-	-
Operator Trip	162	162	-
Unsatisfactory		269	382

3600 rpm 기계. 1×RPM Vibration	베어링진동	상대 축진동	절대 축진동
Good	21	96	137
Alarm	53	84	-
Satisfactory		168	240
Advise Trip	84	-	-
Operator Trip	135	135	-
Unsatisfactory		245	349

6.3 가스터빈 세트 (Gas Turbine Sets)

(1) ISO 10816-4(1996년) [베어링 진동규격]

이 규격은 출력 3 MW 이상이고, 부하상태에서 속도범위가 3,000~20,000 rpm 사이에서 구동되는 대용량 가스터빈과 피동장치에 모두 적용된다. 항공기용 가스터빈은 이 규격에서 제외되고, 3 MW 이하의 가스터빈은 ISO 10816-3의 적용을 받는다.

이들 값은 정격운전속도에서 정상 운전조건하에서 모든 베어링하우징 또는 지지대의 반경방향의 진동측정에 사용해야 한다. 또한 스러스트 베어링이 설치된 하우징의 축중심선에서 축방향 진동에 적용한다. 측정값은 현장에서 정상상태 운전하에서 수집된 광대역 값을 가정한다.

표 12-13 가스터빈(ISO 10816-4)

축 회전속도 rpm	영역 경계		
	A/B	B/C	C/D
3,000~20,000	4.5 mm/s, rms	9.3 mm/s, rms	14.7 mm/s, rms

표 12-14 가스터빈 구동의 50 MW이상의 발전기(ISO 10816-2)

영역 경계	축 회전속도	
	1500/1800 rpm	3000/3600 rpm
A/B	2.8 mm/s, rms	3.8 mm/s, rms
B/C	5.3 mm/s, rms	7.5 mm/s, rms
C/D	8.5 mm/s, rms	11.8 mm/s, rms

표 12-15 가스터빈 구동의 50 MW이하의 압축기와 발전기(ISO 10816-3)

지지 종류	영역 경계	진동변위 (μm , rms)	진동속도 (mm/s, rms)
강성지지	A/B	23	2.3
	B/C	57	4.5
	C/D	90	7.1
탄성지지	A/B	36	3.5
	B/C	90	7.1
	C/D	140	11.0

(2) ISO 7919-4(1996년) [축진동 규격]

이 규격은 유막베어링으로 지지된 3 MW이상의 출력과 3,000~30,000 rpm의 회전속도를 가지는 모든 가스터빈세트(기어 포함)에 적용된다. 단 구름요소 베어링으로 지지되는 항공기용 가스터빈은 제외한다. 평가영역의 경계값은 축회전속도 $n(\text{rpm})$ 의 제곱근에 반비례하는 형태이며 산업용 기계(ISO 7919-3)와 동일하다.

표 12-16 영역경계의 최대 상대 축진동 변위(ISO 7919-4)

영역 경계	최대 상대 축진동 변위(Peak-Peak, μm)
A/B	$4,800/\sqrt{n}$
B/C	$9,000/\sqrt{n}$
C/D	$13,200/\sqrt{n}$

6.4 水力 및 揚水發電所의 機械 (Machine Sets in Hydraulic Power Generating and Pumping Plants)

(1) ISO 7919-5(1997년) [축진동 규격]

이 규격은 60~1,800 rpm의 운전속도와 Shell 또는 Shoe 형태의 슬리브 베어링으로 지지되는 출력 1 MW이상의 수력기계에 적용된다. 구체적인 적용 대상 기계로는 수차, 발전기, 펌프-수차, 진동기-발전기, 구동용 터빈, 여자기 등의 수력 및 양수발전 플랜트에 사용되는 기계이다. 그림 12-24, 25는 각각 상대 축진동 변위를 축회전속도의 함수로 나타낸 것이다. 이들 값은 정상운전 조건하에 정격속도에서 저널베어링이 지지하는 주부하(Main Load) 또는 이에 가까운 곳에서 반경방향으로 측정된 것이다.

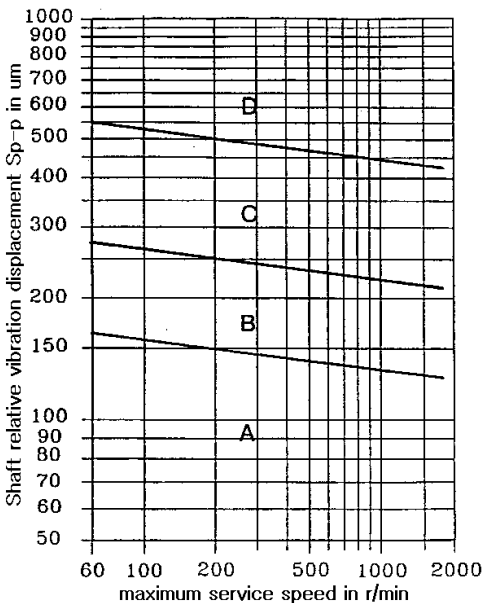


그림 12-24 최대 축 상대진동 변위(S_{p-p})의 권장 평가영역

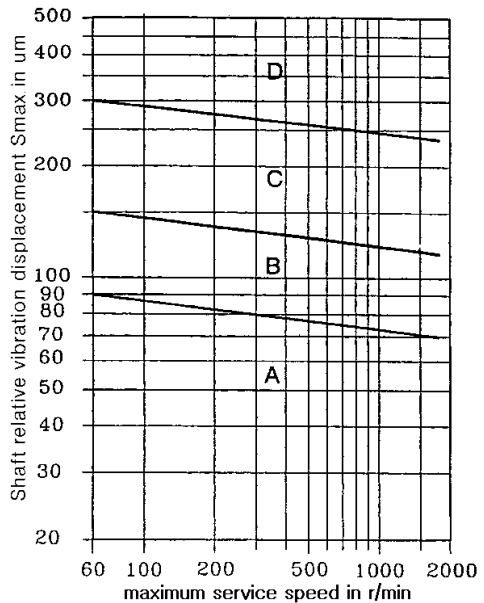


그림 12-25 최대 축 상대진동 변위 (S_{max})의 권장 평가영역

6.5 遠心, 斜流 및 軸流 펌프

(Centrifugal, Mixed Flow and Axial Flow Pumps)

(1) KS B 6301(1991년) [베어링 진동규격]

이 규격은 원심펌프, 사류펌프 및 축류펌프에 대한 진동평가를 위한 허용치를

646 — 제1편 진동의 기본 기술

규정한 것이다. 보일러 급수용 원심펌프(KS B 6304)에 대한 기준치도 이 규격을 따르도록 하고 있으며, 복수펌프, 자흡 원심펌프, 기름용 원심펌프(KS B 6305~6306)에 대해서는 진동 허용치에 대한 언급이 없다.

계측은 횡축 펌프는 베어링 중심에서, 그리고 수직펌프는 전동기의 상부 베어링중심에서의 진동을 계측하며, 가능한 실제 부착상태에서 계측할 것을 권장하고 있다. 이 규격은 일본표준협회(JIS)의 규격(JIS B 8301)을 변안한 것으로 베어링진동의 변위진폭(양진폭, Peak-Peak치)을 회전수의 함수로 나타내고 있다 (그림 12-26).

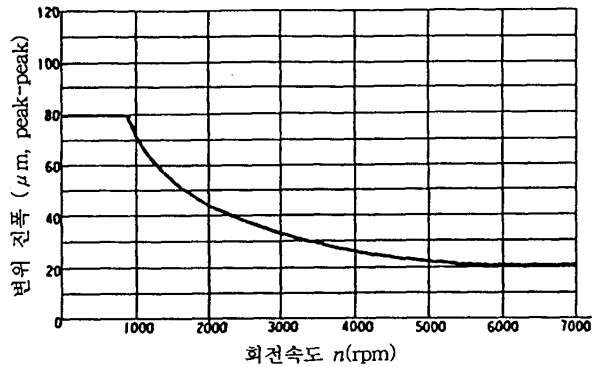


그림 12-26 원심, 사류 및 축류펌프의 진동허용치 (KS B 6301)

(2) Hydraulic Institute사 규격(1969년) [베어링 진동규격]

미국 Hydraulic Institute가 원심펌프의 진동허용치로 규정한 규격으로 현재의 거의 모든 규격이 HI규격을 인용하고 있을 정도로 널리 이용되고 있다. 이 규격은 현저하게 높은 진동치를 허용하고 있고, 또 단지 축 회전수의 동기성분 주파수와 펌프 설계유량(Best Efficiency Point)에서 진동진폭을 규정하고 있는 것이 특징이다. 그러나, 부분유량 상태나 비동기 성분의 진동이 문제로 될 때는 이용할 수 없다. 이 규격에서는 펌프 지지물을 강체 구조물과 비강체(탄성)구조물인 경우로 구분하여 허용진동 제한치를 규정하고 있다. 특히 탄성 구조물인 경우 운전속도는 구조물의 고유 진동수의 상하 25% 범위 내에 있어서는 안된다. 또한 진동변위(D), 진동속도(V) 및 진동가속도(A) 사이에 아래의 변환공식을 제공하고 있다.

$$D = 1.910 \times 10^4 V / \text{cpm} (\text{mils, Peak-Peak})$$

$$V = 3.696 \times 10^3 A / \text{cpm} (\text{in/sec, Peak})$$

$$A = 2.704 \times 10^{-4} V \cdot \text{cpm} (\text{G, Peak})$$

여기서 cpm은 진동수(Cycle Per Minute)이다.

그림 12-27은 작동유체가 청정유체이고, 강체 구조물로 지지된 수평형 펌프의 경우의 현장 허용진동 한계치를 나타낸다. 베어링 하우스에서 측정된 변위진폭(mils, Peak-Peak)을 진동주파수(cpm)에 대해 주어지고, 참고로 진동속도와 가속도가 주어져 있다. 그림에서 굵은 실선이 허용 진동 한계치 이다. 그림 12-28은 강체구조물로 지지된 수평형 Non-Clog 펌프에 대한 현장 허용 진동 한계치를 나타낸다. 그림 12-29는 Piggyback 형식으로 설치된 진동기를 갖는 수평형 및 수직형 펌프에 대한 것으로, 수직형은 최상부 진동기 베어링에서 측정한다. 그림 12-30은 비강체 구조물로 지지된 수직형 Non-Clog 펌프의 현장 허용 진동 한계치를 나타낸다. 측정은 최상부 진동기 베어링 또는 진동기가 펌프와 완전하게 설치되지 않았으면 최상부 펌프 베어링에서 측정한다. 그림 12-29, 30의 규격은 펌프 Base로부터 측정점까지의 거리에 따라 허용진동 한계치를 따로 정하고 있는 것이 특징이다.

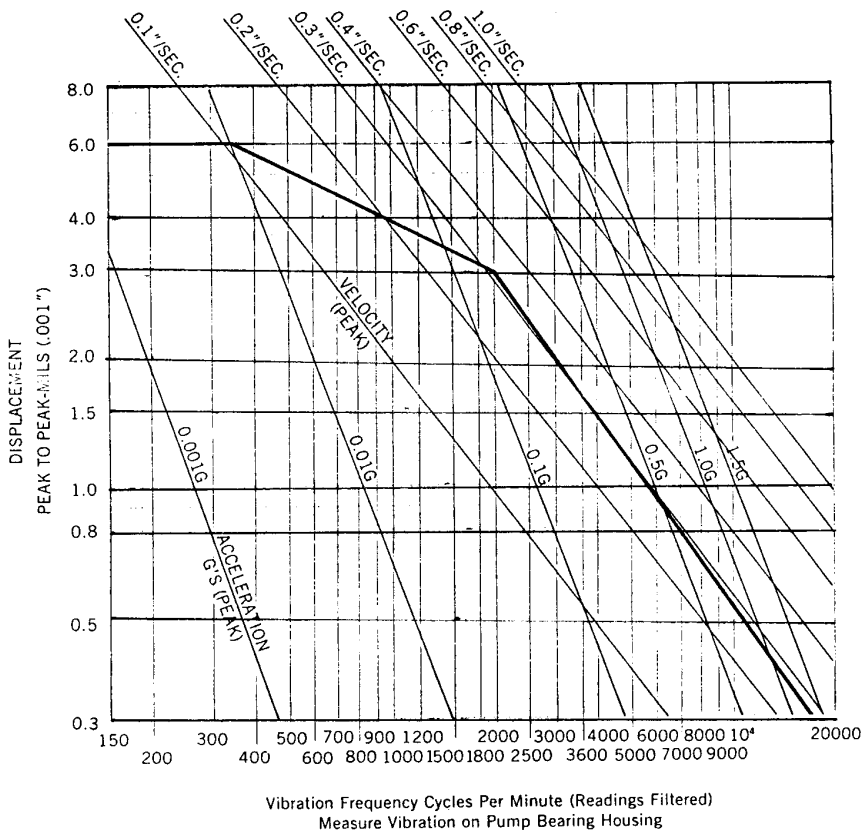


그림 12-27 수평형 펌프의 허용 현장 진동 한계치 (청정유체, 강성구조물)

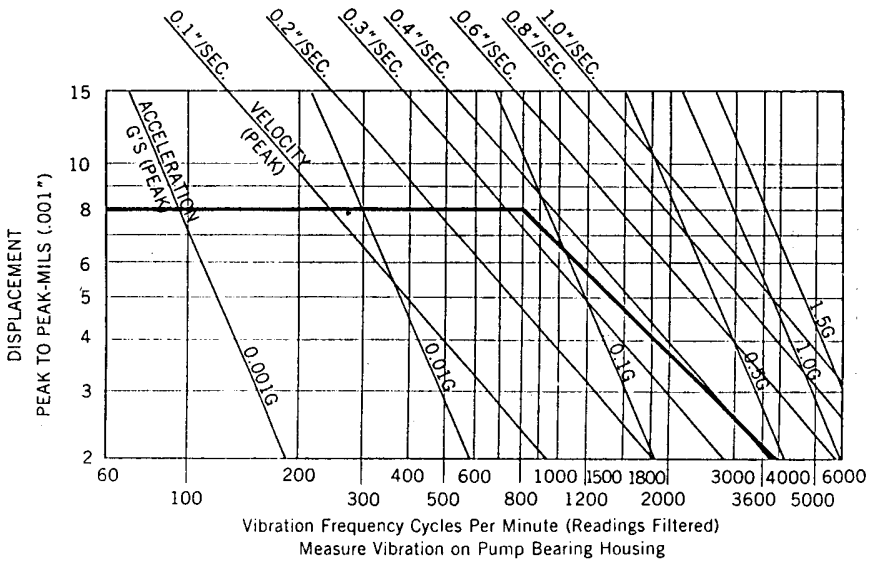
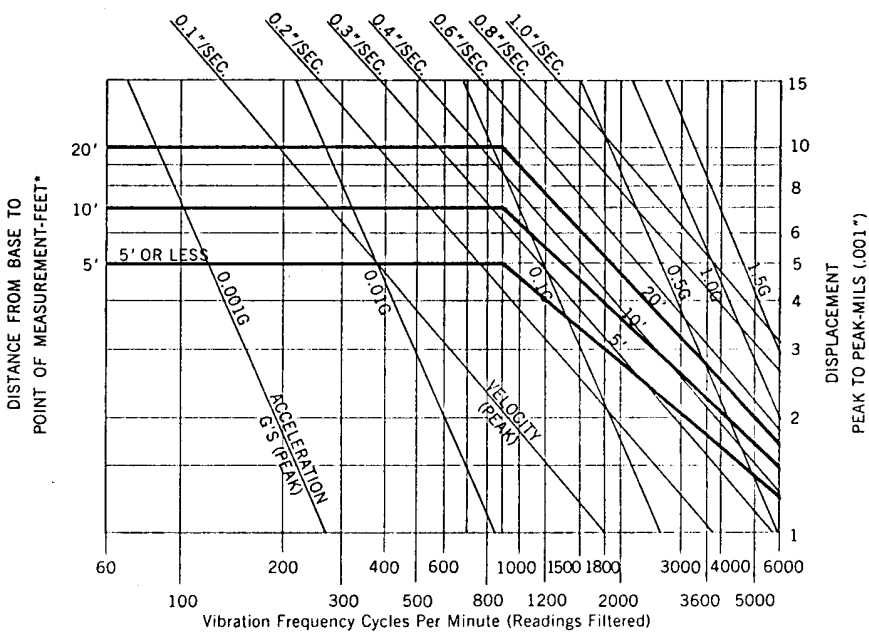
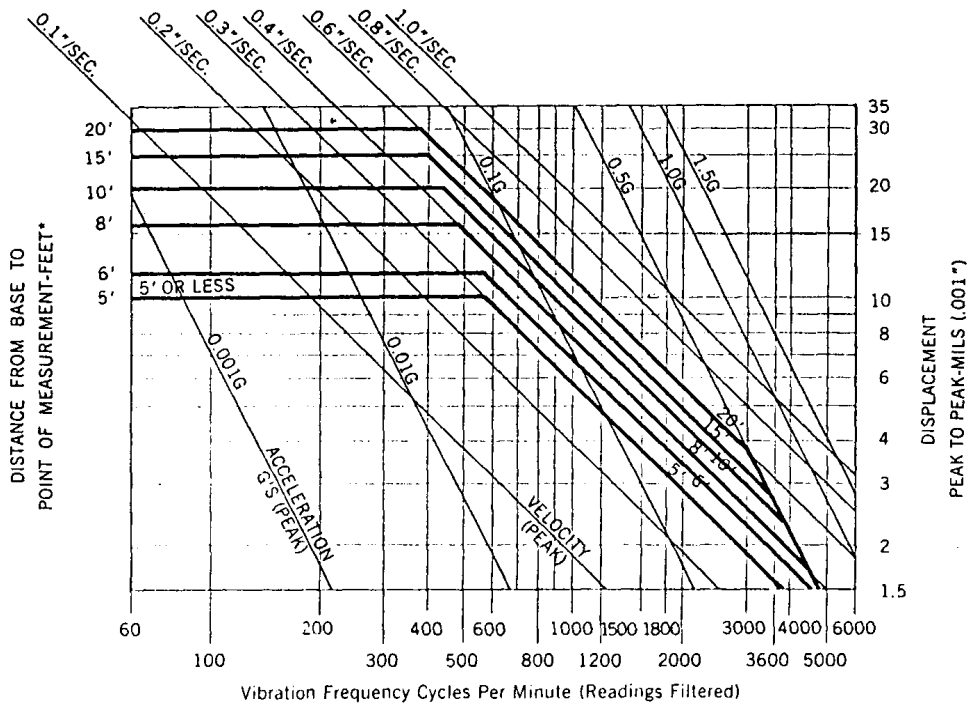


그림 12-28 수평형 Non-Clog 펌프의 허용 현장 진동 한계치 (강체 구조물)



Measure Vibration at top motor bearing

그림 12-29 Piggyback 형식으로 설치된 전동기를 갖는 수직형 및 수평형 펌프의 허용 현장 진동 한계치 (비강체 구조물)



Measure vibration at top motor bearing or at top pump bearing if motor is not integrally mounted to pump.

그림 12-30 수직형 Non-Clog 펌프의 허용 현장 진동 한계치 (비강체 구조물)

(3) API 610(1989년) [베어링 및 축진동 규격]

API 610(일반 석유정제용 원심펌프)은 공장 및 현지에서의 승인 시험에 적용 되도록 제정된 것이다. 따라서 운전시의 감시용으로 이들 규격의 허용치를 사용하는 경우에는 충분한 배려가 필요하다.

모든 구름베어링을 가지는 펌프와 증속 기어를 가지는 펌프에 대해 정격속도와 용량의 ±10%에서 성능 시험중에 축에 직각 방향으로 베어링 하우징에서 측정된 Unfiltered 및 Filtered Vibration은 그림 12-31A에서 보여준 속도나 변위값중 보다 엄격한 값을 초과해서는 안된다. Filtered Vibration은 운전속도 주파수, 베인 통과 주파수 및 구매자가 선정한 주파수에서 측정된 것이다.

모든 슬리브 베어링을 가지는 펌프에 대해 정격 속도와 용량의 ±10%에서 성능 시험 중에 축상에서 측정된 Unfiltered 및 Filtered Vibration은 그림 12-31B에서 보여준 속도나 변위값중 보다 엄격한 값을 초과해서는 안된다. Filtered Vibration은 운전속도 주파수, 베인 통과 주파수 및 구매자가 선정한 주파수에서 측정된 것이다.

650 — 제1편 진동의 기본 기술

진동값은 강체 커플링을 가지는 수직형 펌프에서는 전동기의 상부 베어링 하우징에서 취하고, 탄성 커플링을 가지는 수직형 펌프에서는 상부 펌프 베어링 하우징에서 취한다.

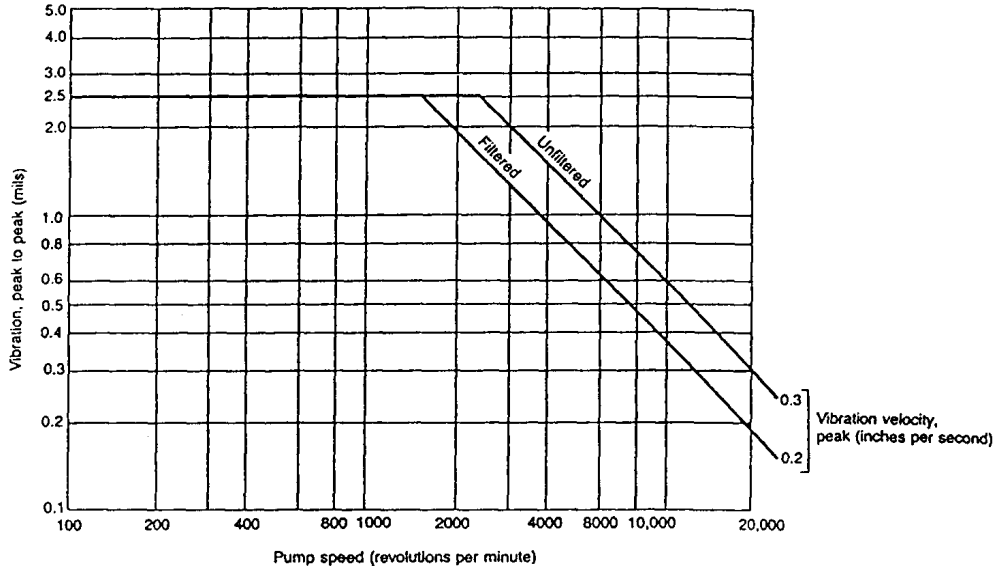


그림 12-31A 베어링 하우징 진동 허용치(구름베어링) [API 610]

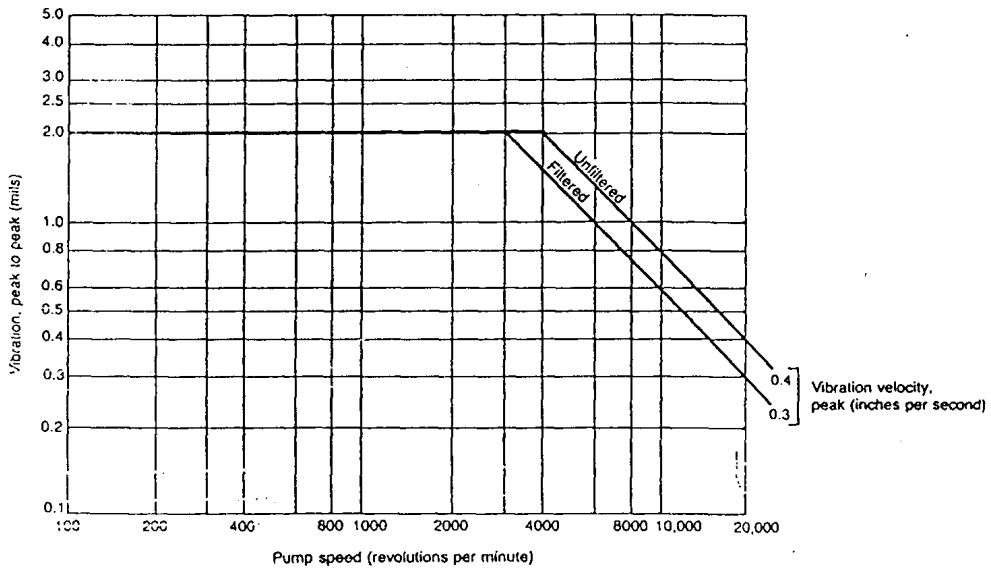


그림 12-31B 축진동 허용치(슬리브 베어링) [API 610]

6.6 往復動 펌프 (Reciprocating Pumps)

(1) KS B 6308(1985년) [베어링 진동규격]

이 규격은 유압펌프를 제외한 크랭크식과 증기직동식 왕복동펌프에 대한 규정 운전 상태에서의 진동 허용치를 규정한 것으로, 펌프 크랭크 베어링에서의 진동변위(양진폭, Peak-Peak치)를 크랭크축 회전수에 대해 나타내고 있다 (그림 12-32). 진동평가는 우수, 양호, 허용, 허용불가의 4종류의 레벨로 나누어 나타낸다.

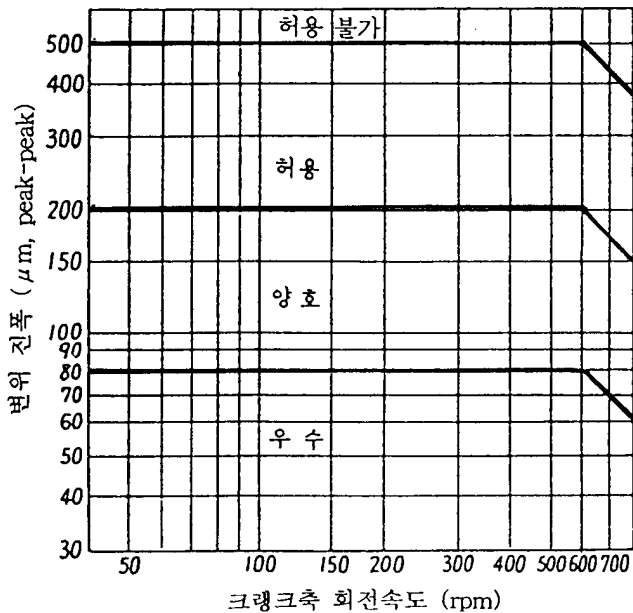


그림 12-32 크랭크식 왕복동 펌프의 진동 허용치(KS B 6308)

(2) ISO 10816-6(1995년) [베어링 진동규격]

이 규격은 출력 100 kW 이상의 왕복동기계에 대한 진동 평가를 위한 허용치를 규정한 것이다. 전형적인 대상 기계로는 선박 추진 엔진, 선박 보조 엔진, 디젤 발전기용 엔진, 가스 압축기 및 디젤 기관차 엔진 등이 있고, 차량용 기계에는 이 규격을 적용하지 않는다.

왕복동 기계는 형식, 적용대상, 크기, 형상, 탄성 또는 강성 지반 및 속도에 따라 분류되며, 예를 들면 많은 산업용 및 선박용 디젤엔진은 분류번호 5, 6 또는 7정도로 분류된다.

표 12-17 왕복동 기계의 분류번호와 진동치

진동 시베리티 등급	기계 구조물에서 측정된 총진동의 최대치			왕복동 기계의 분류번호						
	변위 μm(rms)	속도 mm/s (rms)	가속도 m/s ² (rms)	1	2	3	4	5	6	7
				평가 영역						
1.1				A/B	A/B	A/B	A/B	A/B	A/B	A/B
1.8	17.8	1.12	1.76							
2.8	28.3	1.78	2.79							
4.5	44.8	2.82	4.42							
7.1	71.0	4.46	7.01	C	C	C	C	C	C	
11	113	7.07	11.1							
18	178	11.2	17.6							
28	283	17.8	27.9							
45	448	28.2	44.2	D	D	D	D	D	D	
71	710	44.6	70.1							
112	1125	70.7	111							
180	1784	112	176							

6.7 送風機 (Turbo-Fans and Blowers)

(1) KS B 6311(1992년) [베어링 진동규격]

이 규격은 압력비 약 1.1 미만의 원심, 축류 및 사류 송풍기(Fan, Blower)에 대한 진동허용치를 규정한 것이다. 압축비가 1.1이상을 초과하는 것은 KS B 6350(터보형 블로워·압축기시험 및 검사방법)에 따른다. 계측은 규정회전수에 대해 베어링 상자 위에서 실시하고, 진동변위(양진폭, Peak-Peak치)를 축회전수에 대해 나타내고 있다 (그림 12-33). 참고로 변위진폭 $s(\mu\text{m})$ 와 진동속도 $v(\text{mm/s})$ 의 관계식은

$$v = \frac{s\omega}{2 \times 10^3} = \frac{\pi n s}{6 \times 10^4}$$

으로 주어지고 있고, 여기서 ω 는 회전각속도(rad/s), n 은 회전속도(rpm) 이다.

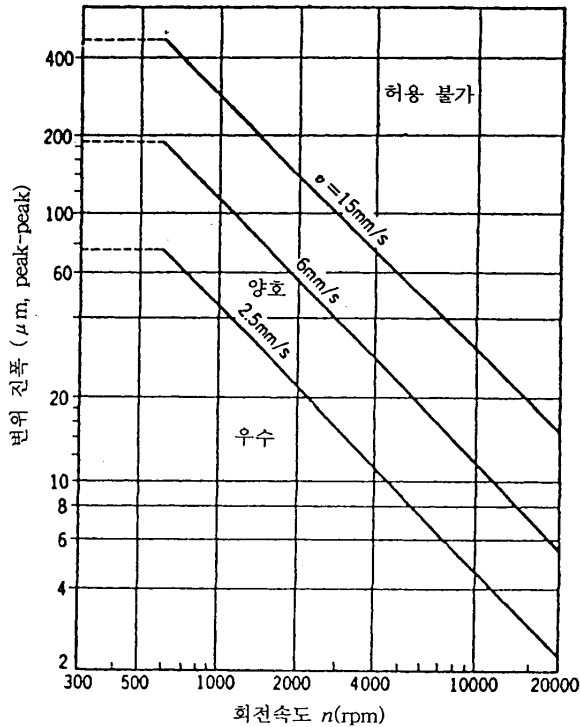


그림 12-33 송풍기의 진동 허용치(KS B 6311)

6.8 壓縮機 (Compressors)

(1) KS B 6350(1991년) [베어링 진동규격]

이 규격은 압력비 약 1.1 이상의 터보형 송풍기(Blower)와 압축기(Compressor)를 상온, 상압의 공기를 이용하여 공장에서 시험할 때의 진동허용치를 규정하고 있다. 터보형의 경우 원심, 사류 및 축류 송풍기를 포함한다. 진동은 규정회전수에서 베어링 또는 그 부근에서 측정하고 진동허용치는 KS B 6311과 동일하다.

(2) KS B 6351(1991년) [베어링 진동규격]

이 규격은 총 압력비가 약 2이상의 용적형인 왕복 및 회전압축기를 상온, 상압의 공기를 사용하여 공장에서 시험할 때의 진동허용치를 규정하고 있다. 회전 압축기의 진동허용치는 터보형 압축기(KS B 6350)와 동일하고, 왕복압축기에 대해서만 별도의 허용치를 규정하고 있다 (표 12-18). 진동측정은 베어링 또는 그 부근의 3방향(수평, 수직 및 축방향)에서 측정하는 것을 원칙으로 한다.

표 12-18에서 단열형은 연결봉이 하나인 것으로 텐덤형을 포함하고, 다열형은 연결

654 — 제1편 진동의 기본 기술

봉이 복수로 별(星)형을 포함한다. 단, 내연기관 구동 또는 공기탱크위에 설치된 소형 압축기는 제외한다.

표 12-18 왕복 압축기의 진동 허용치(KS B 6351)

형 식	양진폭(μm , Peak-Peak치)
단열형	150이하
다열형	80이하
대향 평형형	50이하

(3) API 617(1988) [상대 축진동]

API 617은 일반 석유 정제용 원심 압축기에 관한 규격으로 베어링 부근의 상대 축진동을 비접촉 변위계로 계측하고, 이 값이 아래 식에 의한 값 또는 2.0 mil(50 μm , P-P)중 어느 것을 초과해서는 안되도록 규정하고 있다.

$$\text{변위진폭} = 25.4 \sqrt{\frac{12,000}{n}} \quad (\mu\text{m}, \text{P-P, Unfiltered Value})$$

여기서 n은 최대연속 회전속도(rpm)이다. 상기 변위 진폭값은 편심량(Runout)을 포함한 값이다.

6.9 電動機 (Motors)

(1) IEC 34-14(1996년) [베어링 및 축진동 규격]

① 베어링 하우징 진동 허용치

축 높이가 56 mm 이상되는 직류 및 3상 교류기에서, 두 가지 기초 형태(전동기를 스프링이나 고무 같은 탄성 기초 위에 설치 혹은 육중한 기초 위에 단단히 고정 설치)에 대한, 3가지 진동 등급에서의 진동 허용치는 표 12-19와 같다. 여기서 N은 Normal, R은 Reduced 그리고 S는 Special을 뜻한다.

2극 교류기의 경우, 전력 계통 2배 주파수에서 상당한 진동이 발생할 수 있으며, 이 진동 성분을 정확하게 측정하기 위해서는, 기기 Foot 부위에서 측정할, 수평 및 수직방향 최대 진동 속도값이, 인접 베어링에서 측정할, 각 수평 혹은 수직 방향 최대 진동 속도값의 25%를 초과하지 않을 만큼, 기기를 기초에 견고히 고정시킨 다음 측정해야 한다. 축높이가 $H > 225$ mm이고, 2배 전력계통 주파수 진동이 있는 기기의 경우, 견고한 기초에 고정시켜 시험을 실시하되, 진동치가 표 12-19의 $H > 400$ mm인 기기의 강성 기초에서의 진동치를 초과해서는 안된다.

축방향 베어링 진동 평가는 베어링의 기능과 구조에 따라 다르다. 추력 베어링의 경우, 축방향 진동값은, 슬리브 베어링의 Metal Liner나, 혹은 구름베어링의 부위에 손상을 줄 수 있는 Thrust Pulsation과 관련이 있다. 이 베어링의 축방향 진동 평가는 횡진동 측정시와 같으며, 표 12-19의 허용치가 적용된다.

표 12-19 축높이 H(mm)에 따른 진동 허용치(mm/s rms)

		탄 성 기 초				강성 기초
진동 등급	정격속도 rev/min	56 <H≤132	132 <H≤225	225 <H≤400	H> 400	H> 400
N	600 to 3600	1.8	2.8	3.5	3.5	2.8
R	600 to 1800	0.71	1.12	1.8	2.8	1.8
	> 1800 to 3600	1.12	1.8	2.8	2.8	1.8
S	600 to 1800	0.45	0.71	1.12		
	> 1800 to 3600	0.71	1.12	1.8		

주의

1. 진동 등급이 명시되어 있지 않으면, 진동 등급은 N으로 간주.
2. 공작 기계용으로는 때때로 진동 등급이 R이 요구됨. S등급용 기기는 극소의 진동이 요구되는 특수 기기 구동용에 사용되며, 축높이가 400 mm 이하인 기기에만 S 등급을 적용할 수 있음.
3. 표 12-19의 진동치보다 더 낮은 진동치를 필요로 하는 기기의 경우, 0.45; 0.71; 1.12; 1.8 그리고 2.8 mm/s 값 중에서 선택토록 권함.
4. H> 400 mm인 기기의 경우는, 두 가지 기초 형태에 모두 적용하여 진동을 측정할 수 있으나, 사전 협의된 것이 없으면, 제작사 측에 의해 결정됨.
5. 측정 장비의 측정 오차가 ±10% 정도 될 수 있다는 것을 고려해야 함.
6. 기기 자체 Balance가 잘 되어 있고, 진동 등급도 위 기준표에 부합되어도, 현장에 설치되었을 경우, 적절하지 못한 기초, 피구동기의 반작용 등 여러 원인에 의해, 높은 진동이 나타날 수 있음. 또한, 기기 회전체의 조그만 잔류 불평형에 의해 발생한 구동 장치의 고유 진동 주파수가 가진 주파수와 거의 일치하면, 진동 발생 근원이 될 수 있음. 이럴 경우, 기기뿐만 아니라, 장치 각 구성부위에 대해서도 점검을 실시해야 함.
7. Feet 부위가 없거나, 혹은 Feet 부위를 높여 놓은 경우나, 또는 수직 장착형 기기일 경우, 이 기기의 축 높이는, 동일 기초 프레임 상태에서의 Foot-mounting형, 수평축 기기의 축높이로 간주해야 함.

② 상대 축진동 허용치

상대 축진동 측정은 슬리브 베어링이 설치된, 정격 1000 kW 이상인 2극 및 4극기에 대해서만 실시토록 권장함.

축진동 측정용 변환기 설치가 가능토록 특별한 장치가 되어 있는, 슬리브 베어링을 가지는 기기의 상대 축진동 변위 허용치는 표 12-20과 같다. 이 허용치는 앞 ①항의 요구 조건 이외 추가로 요구되는 사항이 있다

표 12-20 최대 축진동(S_{p-p})과 최대 Runout의 허용치 (μm)

진동 등급	극 수	최대 상대 축 변위값	최대 run-out
N	2	70	18
	4	90	23
R	2	50	12.5
	4	70	18

주의 : 1. 중요 기기인, 고속 구동기에 대해서 때때로 진동등급 R이 적용됨.
 2. 위의 모든 제한치는 50 Hz 및 60 Hz 둘 다 적용됨.
 3. 최대 상대 축변위 허용치는 Run-out 값을 포함.

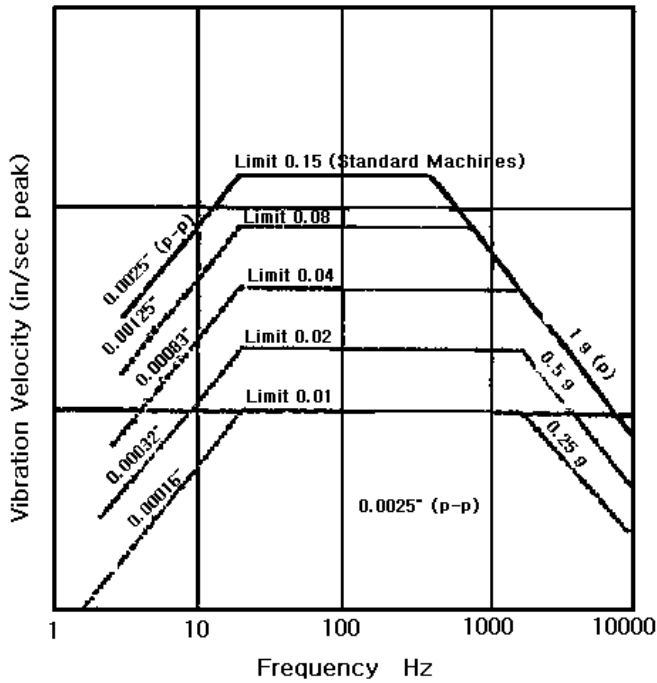
(2) NEMA MG1(1993년) [베어링 및 축진동 규격]

① 베어링 하우징 진동 허용치

그림 12-34는 진동기의 진동 허용치를 나타낸 것으로 무부하, 커플링이 연결 안된, 스프링이나 고무 같은 탄성 기초 위에 설치된 기기에 대한 것이며, 강성 기초 위에 설치된 경우의 진동 허용치는 이 값에 0.8배를 곱한 것으로 한다.

탄성 기초에 장착된 표준 기기의 경우, 그림 12-34 최상부 곡선의 속도치를 초과해서는 안된다. 예를 들어, 회전주파수에서의 허용치는 표 12-21과 같다.

그림 12-34에 있는 제한값 0.15(표준 기기)보다 더 낮은 진동값이 요구되는 특수 기기의 경우, 진동값은 그림 12-34의 여러 곡선에 나타난 허용치를 초과하지 않아야 한다. 이 낮은 진동값(즉 0.08, 0.04, 0.02 혹은 0.01)이 적용되는 기기는 제작자와 구매자 간의 동의에 따른다.



[주] 일정한 변위선과 일정한 속도선의 교차점은 약 20 Hz이며, 일정한 속도선과 일정한 가속도선의 교차점은 진동허용치 0.15, 0.08 및 기타에 대하여 각기 400, 700 및 1500 Hz이다.

진동 제한값	기 기 형 태 (일반적인 예)
0.15	표준 산업용 전동기류(상업 및 주택용)
0.08	공작기계용 전동기류(특수 사양의 중·대형 전동기)
0.04	그라인더용 전동기류(특수 사양의 소형 전동기)
0.02	정밀 스핀들 및 그라인더용 전동기류
0.01	특수 사양의 정밀 전동기류

그림 12-34 탄성 기초 위에 설치된 전동기의 진동 허용치

표 12-21 필터링하지 않은 진동 허용치

Speed rpm	회전주파수 Hz	속도, in/peak (mm/s)
3600	60	0.15(3.8)
1800	30	0.15(3.8)
1200	20	0.15(3.8)
900	15	0.12(3.0)
720	12	0.09(2.3)
600	10	0.08(2.0)

② 상대 축진동의 허용치

견고한 기초에 고정된 상태에서의 슬리브 베어링이 장착된 표준 기기의 상대 축진동 허용치는 전기적 및 기계적인 Runout값을 포함하여, 표 12-22의 값을 초과하지 말아야 한다. 또한 표 12-22에 있는 상대 축진동 값보다 더 낮은 값이 요구되는 특수 기기의 진동값은, 전기적 및 기계적 Runout값을 포함하여 표 12-23의 값을 초과하지 말아야 한다.

표 12-22 표준 기기의 필터링 되지 않은 최대 상대 축변위(S_{p-p}) 제한치

속도 rpm	최대 상대 축변위 (Peak-to-Peak)
3600	0.0020 inch(50 μ m)
1800	0.0028 inch(70 μ m)
≤ 1200	0.0030 inch(76 μ m)

표 12-23 특수 기기의 필터링 되지 않은 최대 상대 축변위(S_{p-p}) 제한치

속도 rpm	최대 상대 축변위 (Peak-to-Peak)
3600	0.0020 inch(50 μ m)
1800	0.0028 inch(70 μ m)
≤ 1200	0.0030 inch(76 μ m)

(3) API 541(1987년) [베어링 및 축진동 규격]

API 541은 250마력 이상의 농형 유도전동기에 관한 규격으로 기기가 강성 기초 위에 견고하게 설치된 경우의 진동 허용치이다.

그림 12-35는 슬리브 베어링을 가지는 전동기의 베어링 하우스에서 측정된 진동 허용치이고, 그림 12-36은 슬리브 베어링을 가지는 전동기의 축에서 측정된 진동 허용치이며, 그림 12-37은 구름베어링을 가지는 전동기의 베어링 하우스에서 측정된 진동 허용치이다.

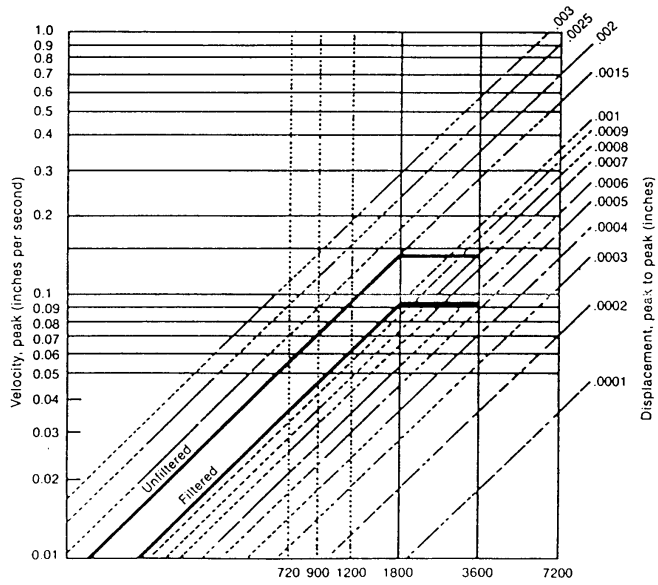


그림 12-35 슬리브 베어링을 가지는 전동기의 베어링 하우스에서의 진동 허용치
 [축방향 진동허용치는 그림에 있는 값인 반경 방향의 값의 0.8배로 한다].

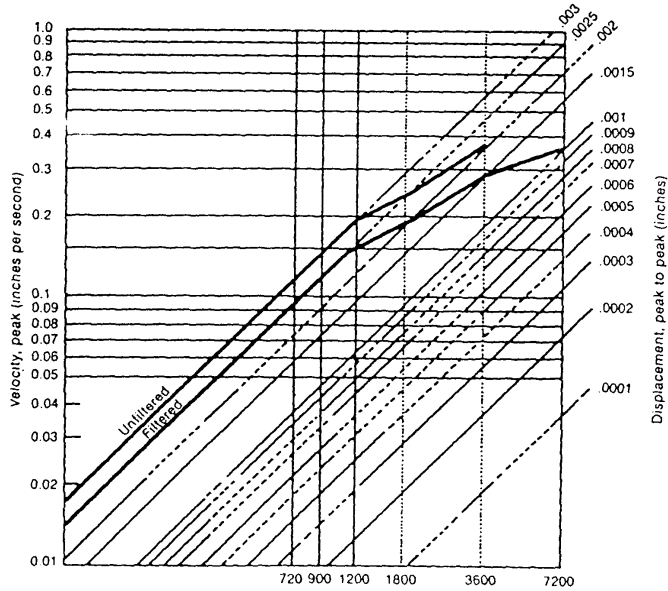


그림 12-36 슬리브 베어링을 가지는 전동기의 축진동 허용치
 [Runout 값이 포함된 것임]

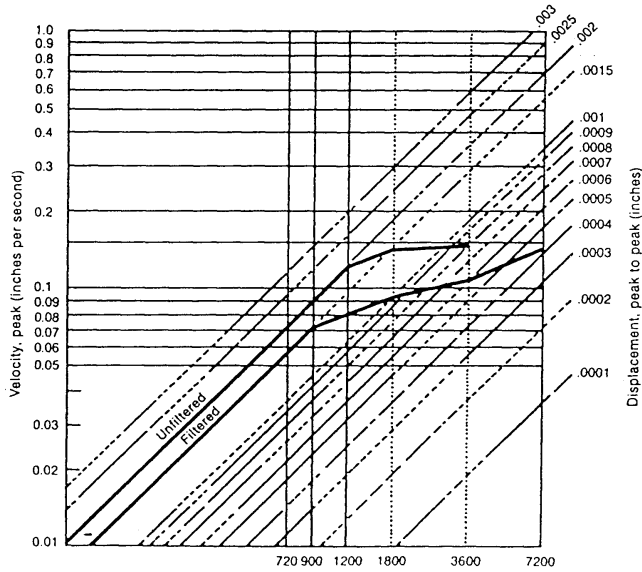


그림 12-37 구름베어링을 가지는 전동기의 베어링 하우스에서의 진동허용치[축방향 진동 허용치는 그림에 있는 값인 반경방향의 값의 0.8배로 한다].

6.10 工作機械 (Machine Tools)

그림 12-38은 완성 제품의 질에 영향을 미칠 수 있는 그라인더와 공작기계의 진동 허용치를 구하는 지침으로, 이것은 경험에 의한 값이며 제품의 크기와 요구되는 허용공차에 따라 다를 수 있다. 이 허용치는 기계 구조물이나 베어링에서 취한 Filterd Vibration 이다.

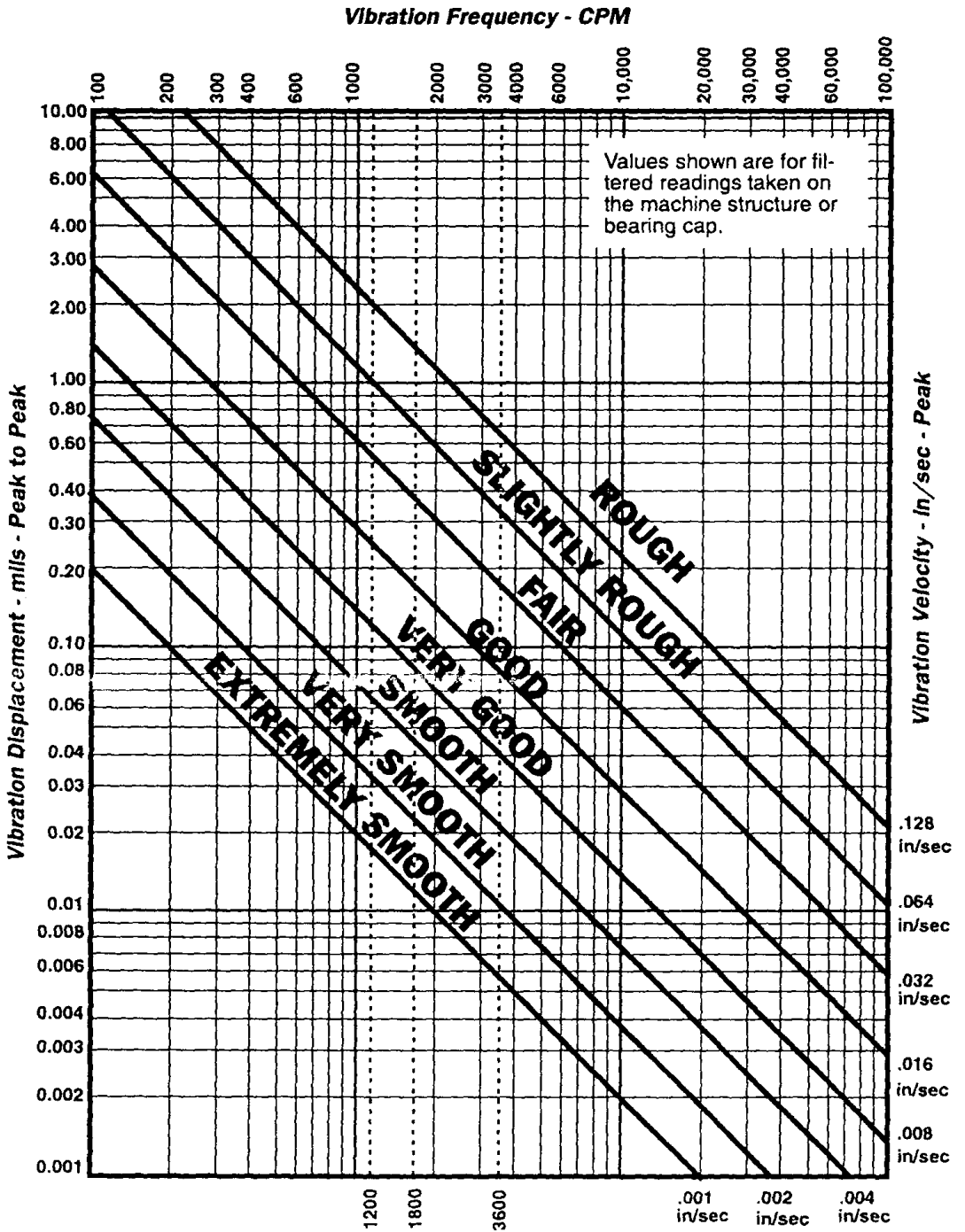


그림 12-38 공구/공작기계의 진동 허용치