

回轉機械의 不平衡에 대한 感受性和 敏感度 (I)

양 보 석

부산수산대학 박용기계공학과 교수



- 1954년생
- 회전기계의 진동을 전공하였으며, 불안정유체력에 의한 자력진동문제, 최적설계 등에 관심이 있다.

임 우 섭

효성중공업 기술연구소 대리



- 1960년생
- 기계설계를 전공하였으며, 기계진동 특히 펄프진동에 있어서 감도해석 및 최적설계에 관심이 있다.

종래에는 불평형에 의한 강제진동의 경우, 계의 불평형을 평형잡이를 통하여 가능한 적게 한 후 기계의 사용속도가 위험속도에서 가능한 멀리 떨어지도록 설계를 하여 왔다. 미국석유협회(API)의 규격에서도 위험속도가 기계의 운전속도의 120% 이상 또는 85%이하가 되도록 위험속도 회피기준을 정하고 있으나, 이는 계의 감쇠가 없는 응답곡선으로부터 구한 것이다. 그러므로 이 규격에 합당하지 않으나 전혀 진동이 문제로 되지않는 기계가 있는 반면 반대로 규격에 합당함에도 불구하고 진동문제가 자주 발생하는 경우도 있음을 알게 되었다. 이는 회전축의 진동이 베어링의 감쇠특성에 크게 의존한다는 것으로 그 이유가 밝혀짐으로써 공진점에서의 응답배율, 즉 공진배율을 Q인자(factor)로 하여 설계하고자 하는 기운이 나타나고 있다. 따라서 API에서는 1979년 개정된 규정에서 공진배율을 8이하(5이하가 바람직하다)로 정하고 있으나 이 값 자체가 많은 실적치를 기준으로 하고 있지 않으므로 여러 종류의 회전기계에 사용하기에는 많은 제한이 있어 왔다. 이를 해결하기 위해 국제표준화기구

(ISO)의 기술전문위원회(TC 108)에서는 이사국을 중심으로 여러차례의 토의를 거쳐 Gaithersburg회의에서의 WG 2N 72 안을 토대로 API 612와 미쓰비시중공업(주)의 실적치를 중심으로 한 많은 기계의 실제적 경험에 기준하여 WG 2N 74안을 상정하고 있으며, 이를 작년 9월 5~16일 중국의 광둥에서 개최된 회의에서 검토하였다. 이 안은 거의 마무리가 되어 보다 많은 실적치를 보완하는 단계에 있으며, 곧 ISO 규격으로 채택될 예정으로 있다. 본 글에서는 지난 광둥회의에서 검토된 ISO 기술 보고서⁽¹⁾를 중심으로 회전기계의 불평형에 대한 감수성과 민감도에 대해 기술한다. 이는 우리나라도 회원국으로 특히 수출에 의존하는 상황에서 이 규격에 맞추지 않으면 안될 입장에 있으므로 빨리 숙지하여 이에 대응하여야 할 것이다.

1. 머리말

기계의 조립전에 평형잡이 기계에 의해 제조도중 회전체를 평형잡이(balancing)하는 것은

산업분야에서 잘 확립되어 실행되고 있다. 단지 몇가지의 예외적인 경우에 있어서는 이러한 과정이 생략되며, 대신에 현장, 즉 회전체(rotor)가 하우징내에 조립된 후에 평형잡이된다.

평형잡이의 목적은 기계의 불평형(unbalance)에 의한 진동을 허용치 이내에 들도록 하는 것이다. 보통 제작자는 새로운 기계의 운전조건에 대하여 몇몇 규격에 일치시켜 왔다. 허용 진동수준의 한계는, 일반적으로 적당한 규격, 예를 들면 VDI 2056, ISO 2372, VDI 2059 또는 API 612 등에 제정되어 있거나 또는 이들 규격으로부터 유추할 수 있다.

대부분의 경우 평형잡이 품질등급은 기계 제작자에 의해 선정된다. 품질등급이 현장에서의 진동요구수준을 충족할 것인가를 예측하기 위해, 기계제작자는 단지 특정기계에 관한 경험을 통해 유추할 수 있다. 만일 그런 경험이 없다면, 평형잡이허용치는 인정된 규격(예를 들면, 강체회전체(rigid rotor)에 대한 ISO 1940과 탄성회전체(flexible rotor)에 대한 ISO 5343)으로부터 일반적으로 취해진다.

정상적인 경우, 제작도중에 평형잡이를 하면 현장에서 허용진동수준에 충분히 도달할 수 있다. 그러나 그렇지 못한 경우도 있는데, 예를 들면, 새로운 기종의 기계는 진동수준을 개선하기 위해 시운전동안 부가적인 측정을 필요로 한다. 이러한 개선은 현장평형잡이(field balancing)를 하는 것이 오히려 더 좋다.

현장평형잡이가 필요한 경우의 실례는 다음과 같다.

(1) 제작중 부품은 평형잡이가 가능하나 하나의 완전한 조립된 장치(unit)로서의 회전체는 평형잡이가 불가능한 경우

(2) 저속에서는 평형잡이가 가능하나 사용속도에서는 회전체의 평형잡이가 불가능한 경우

(3) 회전체 자체는 평형잡이 되더라도 회전체가 다른기계와 결합되어 고려할 수 없는 불평형이 야기되는 경우

(4) 평형잡이 설비에서 평형잡이를 할 경우

고려하기 힘든 조건(예를들면 온도변화에 의한 조건)에서 사용될 때

위에서 언급한 예는 회전체의 불평형 상태에 대한 불완전성에 관한 것이다. 만족스럽지 못한 운전조건에 있어서 다른 중요한 원인에 대해서는 아래에 보다 상세히 취급된다.

· 기계가 정상평형잡이의 허용치 이내에 있더라도 상대적으로 작은 잔류불평형(residual unbalance)에 대해 대단히 민감한 반응을 보일지도 모른다. 이것은 정상적으로 허용할 수 있는 잔류 불평형이 너무 커서 현장에서 허용진동수준을 얻을 수 없음을 의미한다.

이러한 환경하에서 첫번째 단계로 현장평형잡이에 의해 진동수준의 개선을 시도해야 한다. 만일 불평형에 대해 높은 민감도를 갖는 경우는 작은 양의 수정 질량이 이러한 경우에 필요할 것이다. 운전중에 이러한 새로운 어떤 운전조건의 영향하에서 규정시간 이상으로 충분히 지속된다면 트림평형잡이(trim balancing)에 의해 영구 치유할 수 있을 것이다.

블레이드(blade)의 침식, 열영향에 의한 축의 굽힘, 그리고 다른 유사한 영향에 의해 불평형 상태가 변화하므로 이러한 전제조건이 때때로 성립되지 않는 경우가 있다.

불평형에 대한 민감도가 높은 경우에는 원인이 분석되어야 하며, 계의 민감도를 줄이기 위한 방법이 장기간의 치유책을 찾기 위해 조사되어야 한다. 운전속도범위내에서 공진(resonance)을 피하거나, 만일 이것이 불가능할 경우 Q인자(즉, 공진진폭에 대한 편심의 비)를 어떤 한계 이하로 유지할 수 있는 범위까지 진동을 감소시키는 것이 통상의 설계 원칙이다. 최근의 많은 기계들에 있어서 이러한 설계기준은, 경제성이나 성능의 이유로 만족되지 않으며 운전속도에 대한 공진속도의 정상적으로 바람직한 여유가 유지되지 않는다. 이 경우에 있어서 기계 거동에 미치는 불평형의 영향은 이를 개선하기 위해 평가되어야 한다. 회전 기계에 대해 불평형에 대한 허용 민감도를 규정한 API 규격에서는 Q인자가 5~8이하로 되도록

규정하고 있다.

때때로 기계의 기초나 설치조건을 바꿈으로써 운전속도범위 밖으로 공진을 이동시킬 수 있다. 대부분의 경우 정도높게 미리 계산할 수 있는 회전체의 굽힘위험속도가 아닌 계의 공진이 나타난다. 단순히 기초나 지지대(pedestal)의 어떤 요소의 질량 또는 강성의 증가만으로도 계의 공진을 충분히 피할 수 있는 경우도 있다.

이론적 수단에 의해 운전조건하에서 불평형 변화의 확률과 빈도를 예측할 수는 없다. 그럼에도 불구하고, 잔류불평형의 변화에 대한 감수성(susceptibility)에 관해 기계그룹을 분류할 수 있다. 더러운 환경속에서 운전되는 발전소 굴뚝용 송풍기(blower)는 확실히 깨끗하고 매우 가벼운 매질(media)속에서 운전되는 고진공 펌프보다 훨씬 빈번하게 새로운 불평형이 생겨날 것이다. 따라서 매우 작은 범위까지 송풍기의 회전체를 평형잡이 하는 것은 현명한 것 같지 않다. 대신에, 기계의 설계와 설치가 큰 불평형에 견디기에 적합해야 한다.

불평형 변화의 근사적인 크기와 분포는 심중 팔구 이론적 고려에 의해서는 예측할 수 없으며, 다만 경험에 의해 알 수 있을 뿐이다. 반면에, 기계와 그 기초의 복잡한 계에 대해 적합한 이론적 모델을 세울 수 있다면, 최종 환경내에서 진동에 미치는, 어떤 크기와 방향(angular orientation)을 가지는 회전체 불평형의 영향을 계산할 수 있다.

본 내용에서는 공진속도 근처의 기계 거동에 대해 특히 관심있게 다루어질 것이다. 본 글에서 결과는 감쇠계수의 가정에 분명히 의존한다. 따라서, 이것으로부터, 특히 많은 경우에 감쇠가 규정시간 이상으로 일정하지 않다는 사실을 고려하면, 예측이 매우 불명확하게 된다. 그러므로 대부분의 경우, 운전속도 범위에서 공진속도를 피하도록 하는 시도가 이루어진다.

유연한 기초로 지지된 큰 계(예를 들면 터보 기계)에는 특별한 문제가 있다. 여기서, 심지어 대단히 정교한 수학적 모델이 사용된다 하

더라도 각각의 진동수에 관한 계의 파라메타 계산에 의해 신뢰할 수 있는 결과를 얻을 수 없을 정도로 매우 많은 수의 공진 진동수가 존재할 수 있다⁽²⁾.

보다 단순한 계에 있어서는 불평형에 의해 야기된 진동의 이와 같은 계산을 통해, 특히 감쇠파라메타를 실험적으로 입증할 수 있으면, 가치있는 힌트를 얻을 수 있다⁽³⁾.

위에서 언급한 내용으로 부터 다음과 같은 실제적인 필요성이 있음을 결론지을 수 있다.

- ① 불평형에 대한 기계의 민감도 측정
- ② 실험 데이터의 수집
- ③ 양자의 계통적 평가

이들 작업은 타당한 시간 이내에 ISO 권장안이 제정될 수 있다는 희망속에서 ISO/TC108에 의해 현재 진행되고 있다.

일본의 제안은 이미 이용되고 있으며, 그림 1에 나타낸다⁽⁴⁾. 이는 대형터빈에 있어서 현장

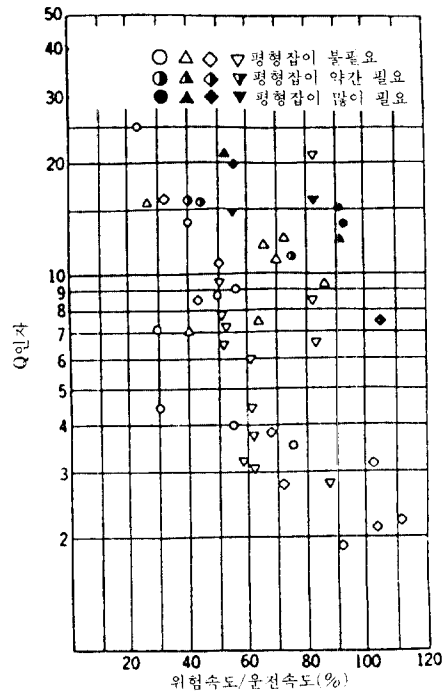
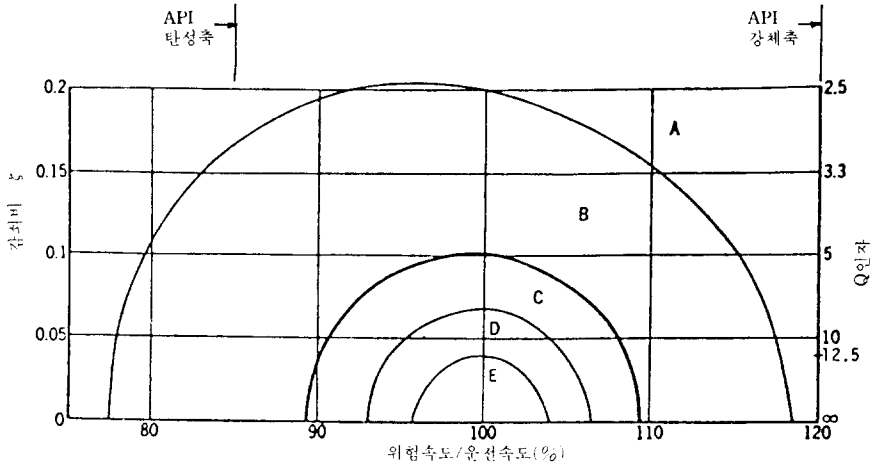


그림 1 대형터빈의 Q인자 경험치



- A : 위험속도를 찾을 수 없다.
- B : 민감도가 낮다.
- C : 민감도가 보통이다.
- D : 민감도가 높다.
(현장평형잡이가 필요하다.)
- E : 민감도가 매우 높다.
(회피해야만 한다.)

그림 2 감쇠를 고려한 위험속도 회피기준

재평형잡이(rebalancing)의 빈도수를, 공진부근에서 사용속도에 대한 공진진동수의 비와 Q인자로서 도시했다.

그림 1은 무엇이 과도한 진동을 야기시키는가는 나타내고 있지 않다. 그 진동원인은 회전체 불평형 상태의 많은 변화 또는 계의 동특성의 변화일 수 있다. 그러나 본 차트는 유사한 기계에 대해서도 유효하기 때문에, 그러한 기계의 유사한 거동을 포함한다고 가정할 수 있다. 현장평형잡이를 위한 요구 주파수에 대한 공진부근의 주파수와 Q인자의 관계를 명확히 알 수 있다.

그림 2는 그림 1과 유사한 내용을 나타내고 있다. 그림 2는 특히 석유정제등에 사용되는 터빈과 압축기에 대해 API 규격에 따라 제작되어야 하는 회전체에 적용할 수 있다.

본 제안에서는 새로운 불평형의 발생 가능성

은 물론 고려하지 않고 있다. 그러나 범위 A에서 E까지는 회전체에 대한 실제 경험에 기초를 두고 있다.

결과적으로 어떤 경우에 있어서는 기계의 불평형에 대한 민감도는 기계의 중요한 특성으로, 특히 다음과 같은 경우에 더욱더 그러하다.

- 회전체불평형 상태가 크게 변화할 확률이 높은 경우
- 공진속도가 사용속도 부근에 있거나, 공진속도가 바람직하지 못한 조건하에서 운전되는 동안 변화하는 경우
- 감쇠가 거의 없는 계에서 운전할 때 공진이 심한 경우
- 긴 내달이(overhanging) 회전체부와 같이 상대적으로 작은 질량을 포함하는 그러한 모드에서 공진의 경우

2. 정 의

문제의 이해를 돕기 위해 해당기계의 파라메타를 설명할 때 이용될 수 있는 두가지 기본적인 용어를 정의한다.

(1) 불평형에 대한 감수성(susceptibility)은 다음의 지표(indication)이다.

즉

(가) 기계가 어떤 운전주기에 걸쳐 불평형이 변화할 가능성

(나) 불평형 변화의 크기

(다) 불평형 변화에 대한 기계응답의 민감도

(2) 불평형에 대한 민감도는 불평형의 변화에 대한 기계응답의 척도(measure)이다. 민감도는 불평형 변화에 대한 진동벡터 변화의 비의 크기로서 수치적으로 표현된다.

따라서 두번째 용어인 민감도는 첫번째 용어, 즉 감수성에 포함된다.

불평형에 대한 감수성은 어떤 환경하에서 시간에 따라 변화하는 기계특성이다. 만족스럽게 운전되고 있는 기계가 불평형 상태가 변하지 않는데도 불구하고 베어링 특성변화에 의해 진동이 크게 증가하는 경우가 있다.

실제 응용에서는 다음과 같은 정의로부터 유도할 수 있다.

2.1 불평형에 대한 비민감도(specific sensitivity), S

이는 시험불평형량(test unbalances)을 회전체에 부착하기 전과 부착한 후의 진동을 측정함으로써 즉시 구할 수 있다.

$$S = \frac{\text{진동변위 또는 속도 벡터의 변화}}{\text{불평형 벡터의 변화}}$$

여기서, 진동은 변위 또는 속도로서 측정할 수 있다.

이 양은 소형기계에 대해 미리 측정할 수 있는 장점이 있다. 반면에, 그 방법은 단지 특수한 응용에만 의미가 있다는 단점이 있다.

이 S를 다른 곳에 응용하는 것은 매우 힘든 것 같고 또한 폭넓게 적용할 품질등급을 제정하는 것은 불가능한 것 같다.

위의 정의로부터 불평형이 삽입된 면과 진동이 측정된 면의 함수식을 유도할 수 있다.

기계가 공진속도 부근에서 운전될 때, 기계의 공진은 1 자유도를 가지는 것과 유사하고, 다음 식이 근사적으로 성립한다.

$$S_{k,n} = \left| \frac{\Delta S_k(z_k)}{\Delta U_n(z_n)} \right| = \left| \frac{\eta_i^2}{\sqrt{(1-\eta_i^2)^2 + 4D_i^2\eta_i^2}} \cdot \frac{\phi_i(z_k)\phi_i(z_n)}{m_i} \right| \quad (1)$$

이 식과 아래 식들은 부록에 상세히 유도되어 있다. 본 해석에서 축방향(longitudinal) 좌표는 불평형 면 z_n 과 측정면 z_k 에 의해 설명되고, i 는 고유치의 차수이다.

여기서, $\Delta U_n(z_n)$ 은 불평형의 변화(예를 들면, 회전체에 불평형양을 삽입하므로써 생긴 변화), $\Delta S_k(z_k)$ 는 측정면에서의 진동변화, $\eta_i = \omega/\omega_i$, ω_i 는 공진주파수, D_i 는 i 차 모드에 대한 계의 모드감쇠(modal damping), $\phi_i(z)$ 는 회전체 축방향 좌표 z 의 함수(모드함수)로서 i 차 모드, m_i 는 i 차 모드의 모드질량(modal mass)이다.

2.2 모드민감도(modal sensitivity), S*

만일 진동을 모드변위 벡터로서, 그리고 불평형을 모드 편심으로서 구할 수 있다면, 그때 민감도는 모드의 정규(norm)와는 독립인 무차원양이다. 그리고 이는 “모드민감도” S*로서 정의된다.

$$S^* = \frac{\text{모드변위 벡터의 변화}}{\text{모드편심의 변화}}$$

다시 공진속도 부근에서의 운동을 가정하면, 측정면에서의 모드함수 $\phi_i(z_k)$ 에 대해 (1)식으로부터 진동응답 $\Delta S(z_k)$ 를 구할 수 있으며, 따라서 측정면과는 독립인 모드변위 벡터를 유도할 수 있다.

$$\Delta r_i = \frac{\Delta S_k(z_k)}{\phi_i(z_k)} \quad (2)$$

더구나, 삽입면에서의 불평형 $\Delta U_n(z_n)$ 을 고려하지 않고 모드편심 ϵ_i 에서 고려하면,

$$\Delta \epsilon_i = \frac{\phi_i(z_n) U_n(z_n)}{m_i} \quad (3)$$

(1) 식으로 부터

$$\frac{\Delta S_k(z_k)}{\phi_i(z_k)} = \frac{\eta_i^2}{\sqrt{(1-\eta_i^2)^2 + 4D_i^2\eta_i^2}} \cdot \frac{\phi_i(z_n) \Delta U_n(z_n)}{m_i} \quad (4)$$

$$m_i = \int_0^l \phi_i^2(z) \mu(z) dz \quad (5)$$

여기서, $\mu(z)$ 는 점(z)에서 단위길이당의 질량이다.

위의 정의와 언제나 공진속도 부근이라 가정하고 또한 선택된 속도에서의 진동은 하나의 모드내에 대부분 있다고 가정하면 다음과 같이 쓸수 있다.

$$S^* = \frac{|\Delta r_i|}{|\Delta \epsilon_i|} = \frac{\eta_i^2}{\sqrt{(1-\eta_i^2)^2 + 4D_i^2\eta_i^2}} = V_i \quad (6)$$

이 정의에 의해, 확대율(amplification)함수 V_i 는 모드민감도 S^* 가 된다. 이것은 정해진 속도에 대해 그림 2의 예에서 그룹 A~E와 유사한 그룹을 제정할 수 있도록 해준다. V_i 의 수치값은 계산되거나 실험적으로 구할 수 있다.

S^* 는 다음과 같은 장점을 가진다.

(1) 매우 다른 크기와 설계를 가지는 기계들을 비교할 수 있다.

(2) 단지 하나의 S^* 값이 측정면과 시도(trial)질량면에 독립으로 존재할 수 있다.

(3) S^* 를 다음과 같이 실험적으로 구할 수 있다.

(가) 공진속도를 통과하여 운전하는 동안 행해진 측정의 평가에 의해, 이것은 시도질량의 삽입 없이도 행할 수 있다. 또는

(나) 만일 공진속도를 통과하여 운전하는 것

이 불가능하거나 공진속도 범위내에서 측정이 불가능하면 시도질량을 삽입하여 행한다.

S^* 에서는, 불평형면에 대한 민감도의 의존성은 알아볼 수 없다. 시험질량(test masses)를 삽입하여 S^* 의 값을 찾기위해서는(이 경우는 단지 공진속도 범위에서 측정할 수 없을 때 필요하다.) 모드함수 $\phi_i(z)$ 와 모드질량을 알아야 하거나 또는 적어도 평가할 수 있어야 한다.

2.3 비민감도의 모드 민감도로 변환과 그 역변환

식 (1)과 식(4)를 비교하면 다음식이 유도된다.

$$S^* = S_{k,n} \cdot \frac{m_i}{\phi_i(z_k) \phi_i(z_n)} \quad (7)$$

만일 모드함수와 모드질량을 알고 있거나 평가할 수 있다면, 두민감도의 상호변환이 가능하다.

비민감도는 $\phi_i(z_n)=1$ (2.1절 참조)에 대해 구해진다. $\phi_i(z_k)$ 는 측정면에서의 모드함수이다.

$$S_{k,n}^{max} = S^* \cdot \frac{\phi_i(z_k)}{m_i} \quad (8)$$

3. 비민감도 S의 실험적 결정

3.1 일반적 설명

S의 실험적 결정은 아래의 가정하에서 설명된다.

- (1) 회전체는 시도질량을 부착할 수 있다.
- (2) 기계가 계에 위험을 초래하지 않고 운전되는 범위내에서 시도질량이 취해진다.
- (3) 시도질량의 부착면(z_n), 측정면(z_k), 측정형식 및 측정속도가 정의되고 측정중의 속도는 요구하는 정확도 이내로 충분히 오랜시간 일정하게 유지된다.

현재의 기술수준으로는 대용량 발전기에 대

해 위에서 말한 해석을 적용하기는 어려움이 있다. 이는 특히 다수의 베어링으로 지지되는 터보기계에 있어서 그러하다. 따라서 적용은 단순계로 제한된다.

위의 정의에 따라, 실제기계는 이론적으로 불평형 민감도에 대해 무한 수의 값을 가진다. 따라서 처음부터 관심이 있는 부분까지 파라메타를 축소하는 것이 실질적일 것 같다. 그러므로 우리의 관심은 "최대"비민감도로 제한한다. 이것은 모드의 최대치 부근에 시험질량을 붙일 수 있는 경우와 정상 측정면에서 측정치가 취해지는 경우에 구할 수 있다.

또한 사용속도 범위에 인접한 공진속도를 선택해야만 한다. 만일 사용속도 범위내에 공진속도가 존재하지 않는다면 가장 높은 사용속도를 선택해야 한다.

적절한 국제규격은 측정면의 선정 및 측정량의 선정에 도움을 주도록 이용되어야 한다. 만일 축진동이 측정된다면, 측정면은 베어링에서 또는 베어링 부근에서 또는 해석에 있어서 중요한 위치에서 택해져야 한다. 일반적으로 규격에서 주어진 권장치는 실제적으로 받아들일 수 있는 결과를 이끌어 내야 한다. 예외적인 경우, 예를 들면 측정면이 절점에 인접해 있거나 또는 진동이 극단적으로 강체지지된 베어링에서 측정된 경우, 적절한 측정면과 적용할 수 있는 측정방법을 찾기 위해서는 계의 보다 상세한 해석이 필요하다. 이때 이와 같은 것들은 제정된 규격의 권장치에 어긋날 수도 있다.

강체 회전체의 기계에 있어서는 통상적으로 베어링면에 인접하여 존재하는 두개의 평형잡이면으로 충분하다. 사용속도 범위내에 하나의 공진속도를 가지는 탄성회전체에서는, 시도질량면은 불평형민감도가 최대인 점에 가능한 가까이 선택되어야 한다(예를 들면, 대칭회전체에서는 1차 모드에서 회전체의 중앙점 부근). 사용속도범위내에 두개의 공진주파수가 발행할 때에는, 2차 모드에 대해 최대 불평형 민감도를 얻기 위해서는 부가적인 면을 필요로 한다. 하나의 시도질량 세트(예를 들면, 같은 혹은

반대방향의 각위치(angular position)에서 같은 크기의 두개의 불평형량)를 사용하면 다른 것과 독립인 어떤 모드를 여기시킬 수 있다.

오늘날의 기술수준으로서는, 탄성축과 강결합된(rigidly coupled)계로 이루어진 복잡한 기계에 관한 실험에서의 평가는 통상 실제 경제적인 측면에서 문제가 될 것이다. 예를 들면, 다평면(多平面)기계에서 불평형 질량의 효과를 평가하기 위해서는 엄청난 시간과 경비를 필요로 한다. 더구나 그러한 경우에는 불평형민감도의 해석적 조사를 통해서도 좀체로 필요한 정도(accuracy)를 얻을 수 없을 것이다.

만일 일반화된 질량을 알고 있거나 평가할 수 있다면, 비민감도는 모드민감도로부터 쉽게 계산될 수 있다.

3.2 절 차

- (1) 정상적으로 운전되는 기계를 준비한다.
 - (2) 측정속도 ω_m 까지 기계를 운전한다. 진동이 정상상태로 될 때까지 기다렸다가 측정면(z_k)에서 진동을 측정한다. 측정하는 동안, 부하와 기계의 다른 파라메타가 진동상태에 영향을 미치는 한 이들은 변하지 않아야 한다.
 - (3) 하나의 시도질량 ΔU_n 또는 시도질량의 결합을 수정면(z_n)내에서 회전체에 부착한다. 이 시도질량은 (2)에 따라 진동상태의 변화를 명확히 측정할 수 있을 정도로 충분히 커야 한다. 물론, 특히 공진속도 부근에서 위험한 진동이 생길 정도로 너무 커서도 안된다. 가능하다면, 시도질량은 기계에서 예상되는 불평형변동의 크기를 가져야만 한다.
 - (4) (2)와 같은 조건하에서 진동을 측정한다.
- 주) 설명한 바와 같이 $S_{k,n}$ 을 찾기 위해 측정된 값은, 만일 (2)에 의해 진동이 허용치를 초과한다면 회전체를 평형잡이 하는 데에도 사용될 수 있다. 역으로 말하면, 평형잡이시에 측정된 값 또한 민감도의 평가에 자주 이용된다.
- 만일 최대효과를 주는 시도질량면을 선택할 수 있다면(2.1참조), "최대"비민감도를 유도할 수 있다.

(5) 측정된 면에 대해 (2)와 (4)에서 측정된 값의 벡터차(vectorial difference)를 계산한다.

이것이 ΔS_k 이다. 이 값의 크기를 사용된 불평형량 ΔU_n 의 크기로 나눈 것이 불평형 민감도이다.

$$S_{k,n} = \frac{|\Delta S_k|}{|\Delta U_n|} = \frac{|\Delta(z_k)|}{|\Delta(z_n)|} \quad (9)$$

4. 모드 민감도 S^* 의 실험적 평가

4.1 시도질량을 사용하지 않는 방법

(1) 나이퀴스트(Nyquist) 선도법

공진속도에서 불평형에 대한 민감도는 오로지 감쇠와 감쇠의 분포에 의존된다.

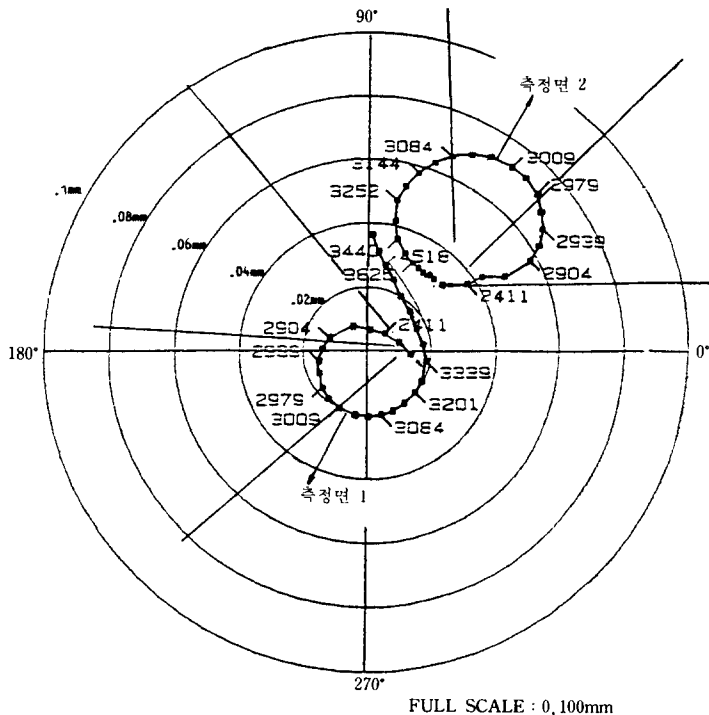
많은 경우에 있어서 공진주파수 근처의 계의 응답은, 거동이 1 질점계에 의해 모델링 될 수 있도록 관련 모드에서 근사적으로 나타난다. 이러한 환경에서 감쇠와 공진주파수는 회전수를 증가 또는 감소시키며 측정하므로써 알 수 있다.

i 차 모드를 나타내는 이러한 1 자유도계에 대해서는 잘 알려져 있는 아래의 위상 관계식이 있다.

$$\tan \varphi = \frac{2D_i \eta_i}{1 - \eta_i^2} \quad (10)$$

만일 각도 45° 또는 135° 이면, 그때 $\tan \varphi = 1$ 이다.

이 경우에 있어서 다음의 관계식이 성립한



	n_1	n_{45}	D_1	V_1
측정면 1	3009	2910	0.034	14.7
측정면 2	3084	2975	0.036	13.9

그림 3 축진동 측정에

다.

$$D_i = 0.5 \left(\frac{\omega_i}{\omega_{45}} - \frac{\omega_{45}}{\omega_i} \right) \quad (11)$$

이 방법은 그림 3에, 1차 모드에 관한 것을 표에 예로서 나타내었다. 면 1에 대한 제적의 해석으로부터 1차 위함속도는 3009rpm이며, 위상각이 45°인 속도는 2910rpm인 것을 알 수 있다. 이때 D_1 값은 식(11)로부터 계산되며, 확대율 계수 V_1 은 $\eta_1=1$ 에 대해 결과식(5)로부터 구할 수 있다.

면 2에 대해서도 같은 방법이 반복되며, 그 결과 또한 표에 나타내었다. 속도의 평가에 오차가 있다하더라도 이들 결과로부터 D_1 과 V_1 의 값에 미치는 영향은 그다지 중요하지 않다는 것을 알 수 있다.

위상 시프트(shift)가 90도 및 45도인 곳의 속도는 공진속도에서 충분히 멀리 떨어져 있는 속도에 관해 찾아져야 한다는 점에 주목해야 한다(본 예에서는 2400 rpm).

만일 공진속도가 서로 인접해 있거나 부차적인 공진이 중첩되어 있다면, 관심을 갖는 범위 내에서 곡선을 어떻게 피팅(fitting)시킬 수 있는가를 평가해야 한다.

어떤 환경하에서는 여러 공진이 중첩되므로 나이퀴스트 선도에서 기준점(reference point)을 찾는 것은 중요하다. 그러한 경우에는 만일 관심있는 모드를 우선적으로 가진시키는 시도 질량이 회전체에 삽입된다면, 감쇠를 평가할

수 있게 된다. 그 방법은 시도질량에 대한 응답을 나타내는 벡터차(difference vectors)에 적용된다.

(2) 보드(bode)선도법

때때로 변위진폭대 속도의 선도가 사용되는 데, 이것으로도 D_i 와 ω_i 를 찾을 수 있다. 다시한번 단지 하나의 모드가 공진속도 부근에서 가진된다고 가정한다. 이 방법은 그림 4에 예로서 나타내었다.

만일 n_i 가 최대진폭에서의 회전체의 속도이고, n_o 와 n_u 는 최대진폭의 0.707 배의 변위점에 대응하는 속도라 하면, 그때 Q 인자는 다음과 같다.

$$\frac{n_i}{n_o - n_u} = V_i \quad (12)$$

$\eta_i=1$ 일때 식(5)로부터

$$D_i = \frac{1}{2V_i} \quad (13)$$

다른 방법은 문헌(예를 들면 문헌 5)에 설명되어 있다.

D_i 와 ω_i 를 찾고나면, 식(5)에서 공진속도에 인접한 운전속도에 대한 민감도를 계산할 수 있다.

(1) $S_{k,n}$ 의 값을 구한다. 이 값은, z_n 면내의 시도질량이 지정속도 ω_m 에서의 측정면 z_k 내의 진동에 미치는 효과를 측정하므로써 구할 수 있다(두평면은 모두 절점에서 멀리 떨어져

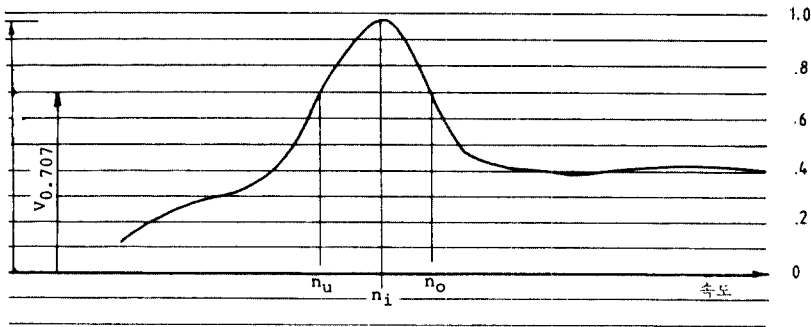
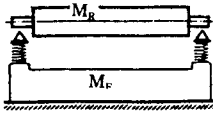
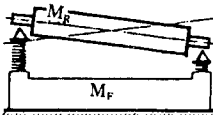
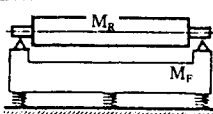
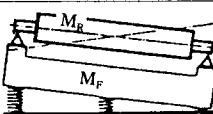
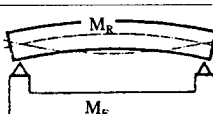
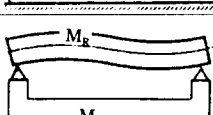
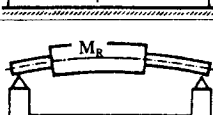
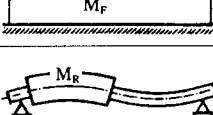
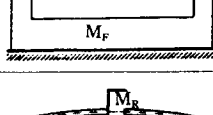
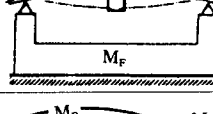
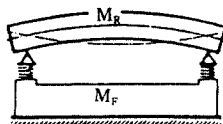
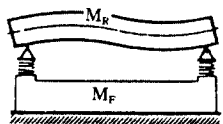
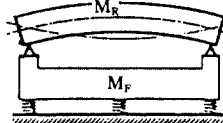
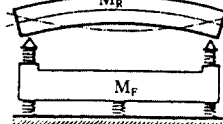


그림 4 응답곡선

표 1 모드질량
 모드질량의 근사값: M_R =회전체의 총질량, M_F =기초의 총질량

순번	회전체	베어링	기초	개략도	모드질량, m_i
1	강체	탄성체	강체		$m_1 = M_R$
2	강체	탄성체	강체		$m_2 \approx \frac{M_R}{3}$
3	강체	강체	탄성지지		$m_1 = M_R + M_F$
4	강체	강체	탄성지지		$m_2 = \frac{M_R + M_F}{3}$
5	탄성체 (일정강성)	강체	강체		$m_1 = \frac{M_R}{2}$
6	탄성체 (일정강성)	강체	강체		$m_2 = \frac{M_R}{2}$
7	탄성체 (계단형강성)	강체	강체		$\frac{M_R}{2} < m_1 < M_R$
8	탄성체 (계단형강성)	강체	강체		$\frac{M_R}{2} < m_2 < M_R$
9	Laval형 회전체	강체	강체		$m_1 = M_R$
10	내다지형 탄성회전체	강체	강체		$m_3 \ll M_R \approx M_k$

11	탄성체 (일정강성)	탄성체	강체		$\frac{M_R}{2} < m_1 < M_R$
12	탄성체 (일정강성)	탄성체	강체		$\frac{M_R}{3} < m_2 < \frac{M_R}{2}$
13	탄성체 (일정강성)	강체	탄성체		$m_1 = \frac{M_R}{2} + XM_F$
14	탄성체 (일정강성)	탄성체	탄성체		$m_1 = \frac{M_R}{2} + XM_F$

脚註(footnote) : X는 진동하고 있는 기초질량의 몫(portion)과 기초변위의 크기에 대한 회전체 상대변위의 크기에 의존한다.

주) 기초에 대하여, 질량 M_F 의 분포는 연속적이며, 기초의 길이는 베어링 거리와 근사적으로 같다고 가정한다. 회전체 진동에 비해 기초의 진동이 미소하다면, m_1 은 $M_R/2$ 로 취해질 수 있다. 고정자(stator)의 질량은 기초의 질량에 더해져야 한다. 만일 상대축진동(예를 들면 무거운 고정자를 가지는 기계)이 베어링 진동보다 상당히 더 크거나 베어링지지대(support)가 상대적으로 유연하다면(베어링진동 ≫ 기초진동), 베어링은 탄성베어링으로 분류 된다.

만일 기초의 진동진폭이 축이나 베어링의 진동진폭과 같거나 더 크다면, 기초는 탄성기초로 고려되어야 한다. 이 경우에 있어서 부가량(additional amount)이 m_i 에 더해져야 한다. 이 부가량을 평가하기 위해서는 통상 보다 정교한 계산이나 전체 계에 대한 실험적 해석이 필요하다.

있어야 한다). 3.2절에서 설명한 비민감도를 계산한다.

$$S_{k,n} = \frac{|\Delta S_k|}{|\Delta U_n|}$$

(2) 이제 다음의 방법에 의해 확대율 계수를 계산할 수 있다.

$$V_i = S_{k,n} \frac{m_i}{\phi_i(z_k) \phi_i(z_n)} \quad (14)$$

여기서 모드 함수 $\phi_i(z)$ 와 모드질량은 알고 있는 것으로 한다.

(3) 어떤 경우에 있어서는 이들 값을 찾기가 어려운 경우가 있다. 그러나 모드형(그림 5 참

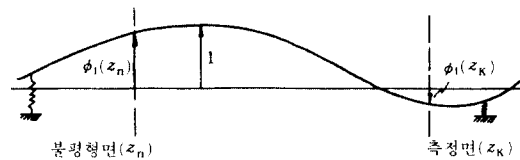


그림 5 진동모드

조)을 평가할 수 있다면, 근사법을 사용할 수 있다. 값 1이 최대변위에 할당되면 $\phi_i(z_k)$ 와 $\phi_i(z_n)$ 에 대한 값을 구할 수 있다. 양자는 모두 1보다 작거나 같은 값이다.

정의가 잘 되어 있고 이해하기 쉬운 경우에는, 모드질량 m_i 의 값은 표 1에서 구할 수 있다.