

불평형 회전체의 정적평형 방법에 대한 실험적 연구

Experimental Study on the Static Balancing Method of an Unbalanced Rigid Rotor

장 호 경*, 김 성 규**, 김 예 현*

(Ho Gyeong Chang, Sung Kyu Kim, Ye Hyun Kim)

요 약

회전체를 내포하는 회전기계에서 진동의 근원은 불평형 질량이다.

본 연구에서는 정적평형 방법을 이용하여 돌출 회전축에 설치된 회전체의 평형을 바로 잡았으며, phase angle method 와 four run method로 부터 보정 질량을 산정하였다. 또한, 평형잡이 전후의 진동의 감쇠를 조사하였다.

실험결과 불평형 질량에 의해 발생하는 진동은 불평형의 효과를 제거함으로써 감쇠됨을 확인하였다. 특히 불평형 질량이 작을 때, 진동의 감쇠력에서 four run method가 phase angle method 보다 더욱 더 유효함을 입증하였다.

ABSTRACT

The presence of an unbalanced mass is originated the common source of vibration in machines with rotating rotor. In this study, the unbalanced rigid rotor mounted on an overhang shaft is balanced using the static balancing procedure, and the compensating mass is estimated by the phase angle method and four run method. Also, the reduction of vibration level before and after balancing is examined.

In the experimental results, it is shown that the vibration due to the unbalanced mass is decreased by eliminating the effect of the unbalance. Above all, the four run method is proved more effective on the ability of vibration reduction, in small unbalanced mass, than the phase angle method.

I. 서 론

모터이 회전축, 펌프 압축기, 연삭기, 팬(fan) 등 기 같은 회전체를 포함하는 여러가지 회전기계와 선

박, 항공기의 프로펠러 축등에 이용되는 회전체는 불평형에 의해 진동이 일어난다. 회전체의 불평형은 진동의 발생원 일뿐 아니라 소음을 쉽게 발생시킬 수 있는 기계의 다른 부위 특히 판재(panel), 설치 대등으로 전달되어 궁극적으로 소음 발생원이 되며, 회전체의 불평형은 기계의 안전가동 측면에서 뿐만 아니라 소음, 진동의 방지 측면에서도 신중히

*영남대학교 이과대학 물리학과

**영남대학교 의과대학 치료방사선과학교실

고려되어야 한다. 회전체의 불평형은 크게 재료의 불균일과 기하학적 치수의 불균형으로 기인하며, 이들 불균형은 궁극적으로 회전체의 무게 중심이 회전축 선상에 있지 않게 되어, 원심력과 편심에 의한 교대적 반작용에 의해 회전속도에 비례하는 주파수의 강제 진동을 발생한다. 불평형한 질량에 의해 생기는 진동이 크다면 불평형한 영향을 없애는 위치에서의 편심된 질량을 없애거나 동일 질량을 첨가하여 제거할 수 있다⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾

회전축과 회전체는 재질 특성에 따라 강체(rigid)와 유연한(flexible) 회전체로 분류되며⁽⁴⁾⁽⁵⁾⁽⁶⁾, 회전체의 폭이 직경에 1/7~1/10배 이하일 때는 회전체를 얇은 원판의 형태로 간주하고 평면에 질량이 집중되는 것으로 가정하여 정적평형 방법으로 보정 질량을 산출하여 평형을 바로 잡는 방법이 알려져 있으며, 폭이 직경에 비해 1/7~1/10배 이상일 때에는 원통형 회전체의 길이를 따라서 질량이 분포되어 있는 것으로 가정하여 두 평면에서 동적평형 방법을 이용하여 평형을 바로잡는 것이 일반적이다⁽¹⁾⁽⁴⁾⁽⁸⁾ 불평형 회전체의 평형을 바로잡기 위한 정적평형 방법의 평형절차로는 진동의 속도 진폭의 크기와 위상각을 측정하는 phase angle method와 단지 진동의 속도 진폭만을 측정하는 four run method 등이 있다⁽⁷⁾⁽⁸⁾⁽⁹⁾, 동적평형 방법의 경우 영향계수법 (influence coefficient method)으로 두 평면에서 불평형 질량의 영향을 조사하여 보정 질량을 산출하고, 그 위치에 교정을 행하여야 한다⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾⁽¹²⁾⁽¹³⁾.

본 연구에서는 연삭기, 공기 압축기등을 모델화하여 회전체와 축이 일체가 되어, 정적평형 방법을 적용할 수 있도록 회전체를 설계 제작하고, 강체에 가깝도록 표면을 고주파 열처리하였다. 회전체에 첨가하는 불평형 질량의 크기를 변화시키며, 회전체를 직류모터로 구동시켜 불평형 질량에 의해 발생하는 진동을 측정하였으며, phase angle method의 four run method를 적용시켜 벡터 도형으로 보정 질량의 크기와 위치를 산출하여 평형을 바로잡았으며, 1차 평형과 2차 평형을 바로잡아 불평형 질량이 크게 존재 할 때와 평형을 삼은 이후의 진동 변위 진폭감쇠를 연구하였다.

II. 불평형 회전체의 운동해석

회전체(rotor)의 질량 중심이 회전축과 일치하지 않는다면 불평형이 존재하며, Fig.1에서 불평형 질량(m)에 의해 발생하는 원심력은 $m r \omega^2$ 이 되고, 회전하는 축으로부터 회전체 질량중심의 편심 e에 의해 발생하는 계의 전체질량(m_t)에 의한 구동력은 $m_t e \omega^2$ 이 된다. 그 결과 원심력과 구동력의 상대적 교번 작용에 의해 구조물 계는 조화 강제진동을 일으킨다. 편심 e는 $m r / m_t$ 이며, mr은 회전체의 불평형(unbalance)이 된다.

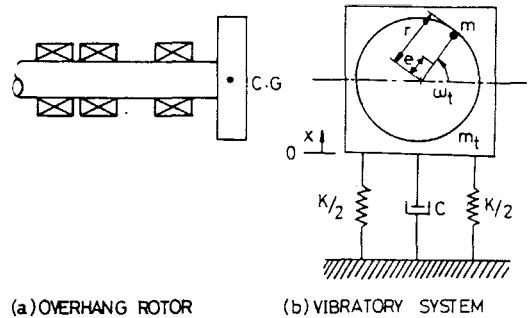


Fig. 1. Vibratory system with an unbalance.

회전체와 지지계의 베어링 조립체등을 일 자유도 계로 모델화 할 수 있으며, 그 계의 운동방정식은 다음과 같다⁽¹⁴⁾.

$$m_t \ddot{x} + c \dot{x} + kx = m r \omega^2 \sin \omega t \tag{1}$$

(1) 식으로부터 계의 조화응답 진폭의 크기와 위상은 다음과 같다.

$$X = \frac{m r \omega^2}{k} \frac{1}{\sqrt{(1 - (\omega / \omega_0)^2)^2 + (2D \omega / \omega_0)^2}} \tag{2}$$

$$\frac{m_t X}{m r} = (\omega / \omega_0)^2 R$$

$$= (\omega / \omega_0)^2 \frac{1}{\sqrt{(1 - (\omega / \omega_0)^2)^2 + (2D \omega / \omega_0)^2}}$$

$$\Phi = \tan^{-1} \frac{2D(\omega / \omega_0)}{1 - (\omega / \omega_0)^2} \quad (4)$$

(2), (3), (4)식에서 D는 감쇠율 이고, R은 증폭율이며, $\omega_0^2 = K / m_1$ 로 계의 고유진동수이다.

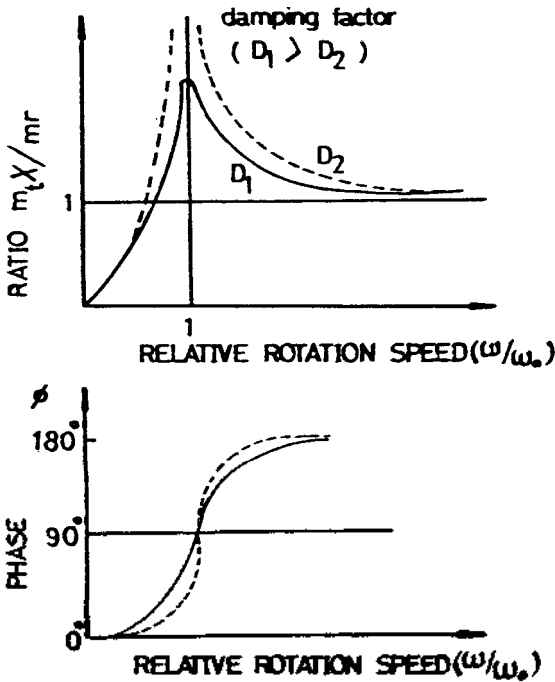


Fig. 2. Harmonic response of systems with inertial excitation.

Fig. 2는 구동속도에 대한 계의 응답특성을 나타낸 것으로 파선은 실선보다 감쇠율이 작을 때이다. 구동속도가 아주 낮을 때 ($\omega / \omega_0 \ll 1$), 기진력 (excitation force) $m\omega^2$ 이 아주 작기 때문에 진동의 진폭과 위상은 ()에 구식힘으로 ($m_1 - m$)의 질량과 불평형 질량 m 은 같은 위치에 있게 된다. 그러므로 진동의 세이요는 단상상수 K 에 의해 좌우된다. 공진($\omega = \omega_0 = 1$)에서 증폭율이 1/2가이므로 질량 ($m_1 - m$)의 진폭은 $m/2Dm_1$ 가 된다. 이차 $\Phi = 90^\circ$ 이므로 불평형 질량 m 의 중심 ($m_1 - m$)에 있다. 구동속도가 아주 높을 때 ($\omega / \omega_0 \gg 1$)는 질량 ($m_1 - m$)이 정적변위 (static equilibrium position)에 있을 때 m 은 회전체의 중심 바로 위에 있다. 진동 진폭의 제어요소는 감쇠율에 의해 또는 불평형에 의해 좌우됨으로 회전체의 진동

진폭을 줄이기 위해 감쇠율 D 를 크게 하거나 불평형 mr 을 작게 하여야 한다. 아주 높은 속도($\omega / \omega_0 \gg 1$)에서 질량 ($m_1 - m$)의 진폭은 mr / m_1 가 됨으로 진폭은 구동 진동수 또는 계의 감쇠에 관계없이 일정하게 된다. 그러므로 불평형 질량 mr 을 작게 하여 진동의 진폭을 줄일 수 있으며, 위상은 180° 이므로 ($m_1 - m$)가 가장자리(북대기)에 있을 때, m 은 회전체의 중심 바로 아래 있게 된다.

그러므로 공진영역이나 고속 회전의 영역에서 불평형(unbalance) mr 을 작게 함으로 진동의 진폭을 감쇠시킬 수 있다⁽¹⁴⁾⁽¹⁵⁾⁽¹⁶⁾.

III. 정적평형 처리방법 (static balancing procedure)

불평형에 의해 발생하는 회전체의 진동을 없애기 위해서는 불평형 질량의 크기와 위치를 조사하여 불평형을 제거 하여야 하며, 정적평형 처리방법에는 진동의 속도 진폭의 크기와 위상각을 측정하는 phase angle method와 단지 진동의 속도 진폭만을 측정하는 four run method가 있다⁽¹⁷⁾⁽¹⁸⁾.

1) Phase angle method

먼저 불평형 회전체를 회전시켜 불평형 질량(M_0)으로 인해 발생하는 진동의 속도 진폭의 크기 V_0 와 위상각 α_0 을 측정한다. 다음은 시험질량 (trial mass) M_T 을 붙인 후, 회전체를 다시 회전시켜 불평형 질량과 시험질량의 둘 다의 영향으로 나타나는

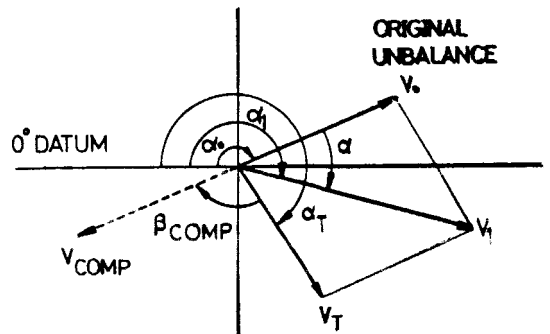
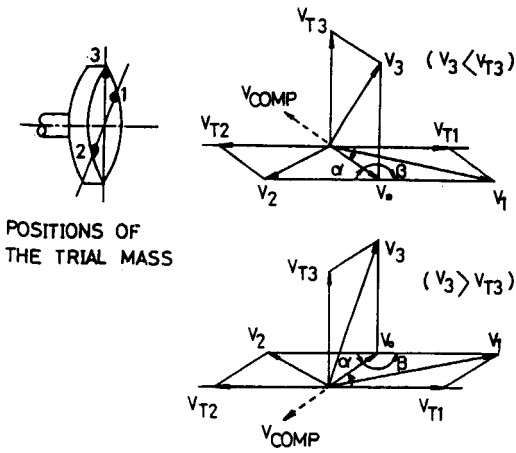


Fig. 3. Vector diagram of the phase angle method for static balancing.



POSITIONS OF THE TRIAL MASS

Fig. 4. Vector diagram of the four run method for static balancing.

진동의 속도 진폭의 크기 V_1 과 위상 α_1 을 측정한다. Fig 3에서 코사인 법칙을 적용시켜 계산하면 다음과 같다.

$$V_T^2 = V_0^2 + V_1^2 - 2V_0V_1 \cos \alpha \quad (5)$$

$$M_{comp} = M_0 = \frac{V_0}{V_T} \times M_T \quad (6)$$

$$\beta_{comp} = \alpha_0 + 180^\circ - \alpha_T \quad (7)$$

(5), (6), (7)식에서와 같이 시험 질량만에 의한 진동의 속도 진폭의 크기 V_T 를 계산할 수 있고, 비례식을 이용하여 보정 질량 M_{comp} 의 크기와 위치를 알 수 있다. 그러므로 보정 질량의 위치 β_{comp} 에 M_{comp} 와 같은 크기의 질량을 첨가해 주거나, 보정 질량의 위치로부터 180° 위치에 같은 질량을 제거해 줌으로써 불평형을 없앨 수 있다.

2) Four run method

불평형 회전체를 회전시켜 불평형 질량으로 인해 발생하는 진동의 속도 진폭의 크기 V_0 를 측정한다 후, 다음은 위치 1지점에 시험 질량을 붙이고 회전체를 회전시켜 원래의 불평형 질량과 시험 질량과의 합성으로 나타나는 진동의 속도 진폭 V_1 의 크기를 측정한다. 위치 1지점의 시험 질량을 제거하여 위치

2지점으로 옮기고 회전체를 다시 회전시켜, 원래의 불평형 질량과 위치 2지점의 시험 질량의 합성으로 나타나는 V_2 진동의 속도 진폭의 크기를 측정한다. 같은 방법으로 위치 2 지점의 시험 질량을 제거하여 위치 3 지점으로 이동하고, 원래의 불평형 질량과 위치 3 지점에 있는 시험 질량의 합성으로 나타나는 V_3 진동의 속도 진폭의 크기를 측정한다.

Fig. 4에서 코사인 법칙을 적용하여 (8), (9)식을 유도한다.

$$V_1^2 = V_0^2 + V_{T1}^2 - 2V_0V_{T1} \cos \beta \quad (8)$$

$$V_2^2 = V_0^2 + V_{T2}^2 - 2V_0V_{T2} \cos \alpha \quad (9)$$

$$V_T = \sqrt{\frac{V_1^2 + V_2^2 - 2V_0^2}{2}} \quad (10)$$

$$M_{comp} = M_0 = \frac{V_0}{V_T} \times M_T \quad (11)$$

$$\alpha = \cos^{-1} \frac{V_1^2 - V_2^2}{4V_TV_0} \quad (12)$$

초기의 원래 불평형 질량에 의해 발생하는 속도 진폭의 크기 V_0 로 측정된 값과 (8)식, (9)식에서의 유도된 V_1, V_2 등을 이용해 시험 질량만에 의해 발생하는 속도 진폭의 크기 V_T 를 계산하고, 비례식을 이용하여 보정 질량의 크기 M_{comp} 를 (11)식과 같이 산정할 수 있다. 초기의 원래 불평형 질량의 위치 α 를 (12)식과 같이 계산할 수 있으며, 보정 질량의 위치는 진동의 속도 진폭 V_0 과 V_{T3} 보다 크면 기준지점 (위치1)으로 부터 $\alpha + 180^\circ$ 이고, V_0 가 V_{T3} 보다 작으면 기준지점(위치 1)으로 부터 $-\alpha + 180^\circ$ 지점에 보정질량을 첨가해야 한다.

phase angle method와 four run method의 장단점은 four run method는 (11)식의 보정 질량의 계산에서 진동의 속도 진폭만을 측정하기 때문에 정확하게 측정할 수 있으나, 다평면 평형의 경우 시험회전을 아주 많이 하여야 한다. phase angle method는 적은 회전수로도 보정 질량의 위치와 크기를 결정지을 수 있으나, (6)식의 보정 질량의 계산에서 진동의

속도 진폭과 위상을 측정해야 한다. 진동의 위상은 속도 변화에 민감함으로 평형처리시 구동속도를 일정하게 유지하는 것이 어려우며, 공진영역에서 위상의 정확한 측정은 더욱 어려워 정밀도가 떨어진다.⁽¹²⁾⁽¹³⁾

IV. 실험장치 및 방법

Fig. 5는 실험 장치도로서, 연삭기, 공기 압축기등을 모델로 하여 제작하였으며, 실험 회전체 - 축계는 회전축의 길이가 480mm, 직경이 20mm이고, 회전체의 폭이 15mm, 직경이 100mm이다. 회전체 - 축계의 재질은 탄소강으로 강도를 높여 탄성처짐이 없는 강체에 가압도록 만들기 위해 표면을 2~3mm 고주파 열처리하였다. 지지축대 내부에 베어링 공차(clearance)가 20/1000mm인 볼 베어링(FAG 62 04 2ZR)을 사용하였으며, 모터는 정격출력 400W (1/2HP), 회전속도 1750 r.p.m인 직류모터를 이용하였다. 왕관형 키형 커플링을 사용하여 모터로부터 그 동력을 회전체에 직접 전달되도록 하였다.

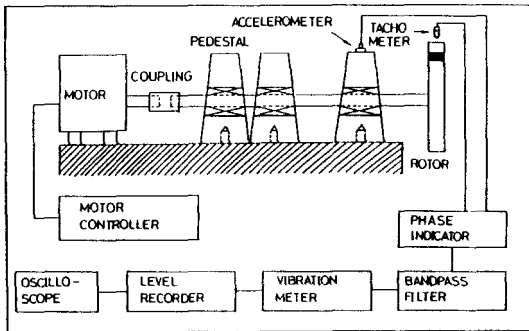


Fig. 5. Experimental apparatus

회전체를 포함하는 회전기계에서 진동의 주원인이 불평형 질량에 의한 것 인지를 검증하기 위해, 제작된 회전체에 불평형 질량을 첨가하지 않았을 때와 10g의 불평형 질량을 회전축의 중심으로부터 40mm 위치에 첨가하였을 때 불평형 질량의 존재 유무에 따른 진동의 속도진폭의 증가를 조사하였다.

강 회전체의 평형특성 (balance quality)은 ISO-1940의 규정에 따라 최대 잉여질량 (maximum

residual mass) $Mmr(g)$ 을 계산하고, 20g을 시험 질량으로 사용하였으며, 회전체에 요구되는 전형적인 특성등급 (Quality grade)은 G 6.3을 취하였다⁽¹⁷⁾. 실험에 사용한 회전체에서 정적평형 처리를 이용하여 처리할 수 있는 최대 잉여질량이 2.2g이므로, 회전체에 불평형 질량으로 각각 10g, 5g, 2g을 첨가하였다. 그리고 정적평형 방법인 phase angle method 와 four run method 두 방법으로 보정 질량을 계산하여 1차 평형, 2차 평형잡이를 한 후, 불평형 질량이 존재할 때와 불평형 질량이 제거된 이후 구동속도에 따른 진동감쇠를 조사하였으며, 두 방법 사이의 진동감쇠 효과를 비교하였다.

진동의 변위와 속도진폭의 크기는 delta shear형 압전 가속도계 (Piezoelectric Accelerometer, B & K Type 4370)을 지지축대 (pedestal)에 부착하여 진동신호를 측정하고, 동조식 대역통과 필터 (Tunable Bandpass Filter, B & K Type 1621), 진동계 (Vibration Meter, B & K Type 2511), 레벨 기록기 (Level Recorder, B & K Type 2307)등으로 분석하였다. 위상 측정은 광전형 탐침자 (Photoelectric Probe, B & K MM0012)로 회전체 면에 부착한 가로 10mm, 세로 10mm의 반사광 테이프로 부터 반사 빛을 검출하여 회전수와 위상을 측정하고, 위상 지시계 (Phase Indicator, B & K Type 2976)로 위상을 검출하였다.

V. 실험결과 및 고찰

Fig. 6은 불평형 질량을 가지는 회전체와 불평형 질량을 첨가하지 않았을 때의 구동 속도에 대한 진동의 속도 진폭 크기를 조사한 것으로 실선은 10g의 불평형 질량을 첨가하였을 때이며, 파선은 회전체에 불평형 질량을 첨가하지 않았을 때이다. 회전속도를 각각 1000, 1500, 1700 r.p.m으로 변화시켰을 때, 지지축대 (pedestal)에서 일어난 진동을 저주파에서 고주파 범위까지 조사한 것으로 25Hz 부근에서 속도 진폭의 크기가 최대이므로 25Hz가 회전체의 고유 진동수임을 알 수 있었다. 63Hz~125Hz 부근에서 진동의 속도 진폭의 크기가 크게 나온 것은 볼 베어링에서 볼의 마찰에 의한 진동으

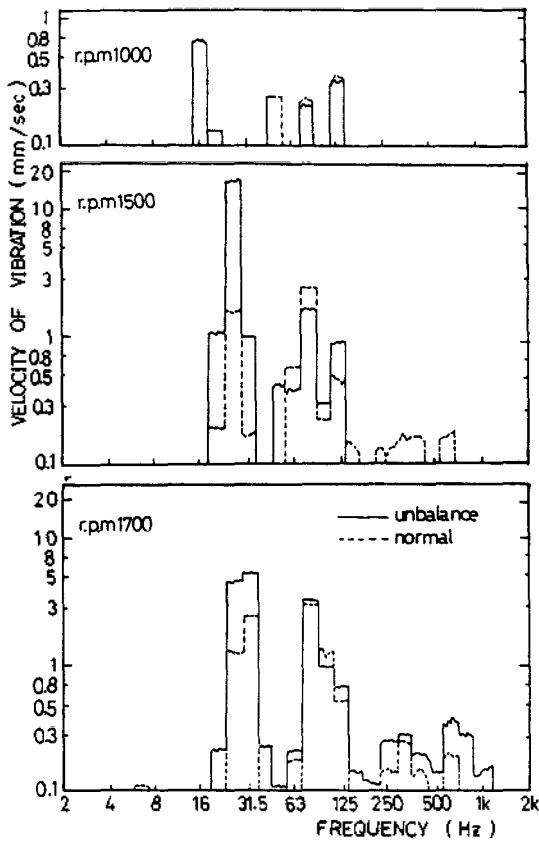


Fig. 6. Velocity of vibration versus operating speed of rotor.

로 보고된 바 있다⁽⁴⁾. 불평형 질량을 첨가하지 않았을 때 보다 10g의 불평형 질량을 첨가하였을 때의 속도 진폭의 크기가 현저히 증가됨으로써 불평형 질량의 존재가 회전체에서 진동의 주 원인임을 알 수 있었으며, (2)식과 (3)식에서 구동속도 (ω)가 고유진동수 (ω_0) 보다 크면 조화응답의 진폭이 공진 영역 보다 감소한다. 실험결과에서도 1700 r.p.m에서 최대 속도 진폭의 크기가 1500 r.p.m에서 보다 감소하였다.

Fig. 7과 Fig. 8에서는 10g의 불평형 질량을 회전체의 임의의 지점에 첨가하고 불평형이 있을 때와, 시험질량 20g을 회전체의 중심으로부터 40mm에 부착하여 1차평형(1st balancing), 2차평형(2nd balancing)한 이후 범위 진폭의 감퇴를 조사하였다. 전기 모터를 300 r.p.m에서 1750 r.p.m 까지 변화시켰을 때 1510 r.p.m(158 ω) 부근에서 공진(resonance)

이 일어났으며, 62 ω , 83 ω 에서 범위의 진폭을 크게 보이는 것은 base plate의 진동을 측정해 본 결과 base plate의 공진현상 때문이었다. phase angle method 에서 불평형 응답의 최대는 83um에서, 1차평형에서 46um, 2차평형에서 26um로 최대치 진동

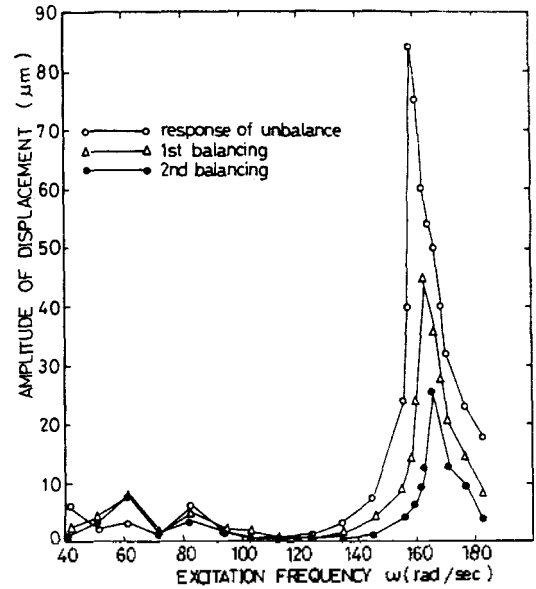


Fig. 7. Result of experiment for phase angle method (unbalance mass 10g)

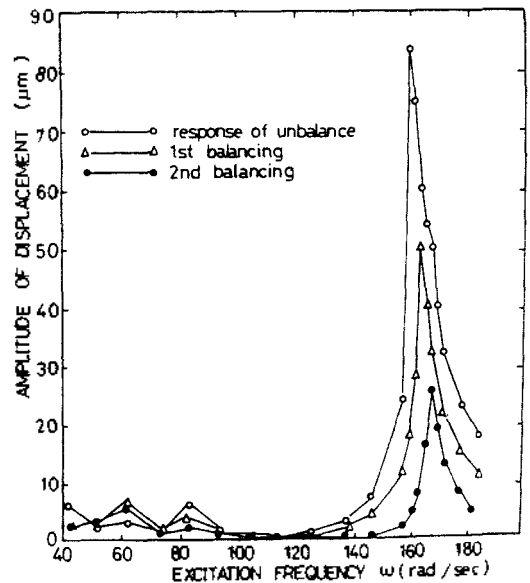


Fig. 8. Result of experiment for four run method (unbalance mass 10g)

의 진폭 감쇠이득은 68.7%였으며, Four run method 를 이용한 평형 수정에서는 불평형 질량에 의한 응답이 최대 84 μ m에서 1차평형에서 48 μ m, 2차평형에서 23 μ m로 최대치 진동의 진폭 감쇠이득은 72.6%였다.

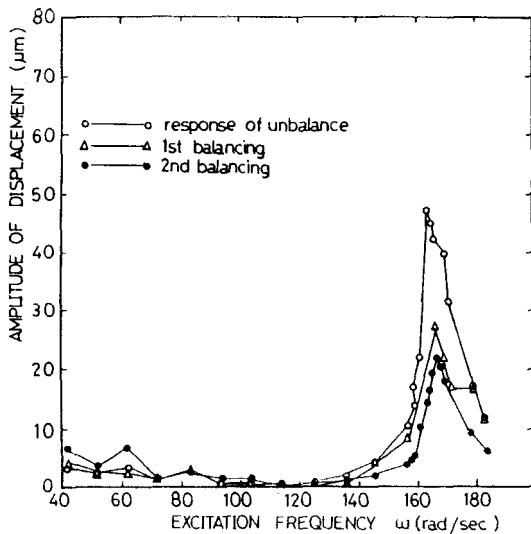


Fig. 9. Result of experiment for phase angle method (unbalance mass 5g)

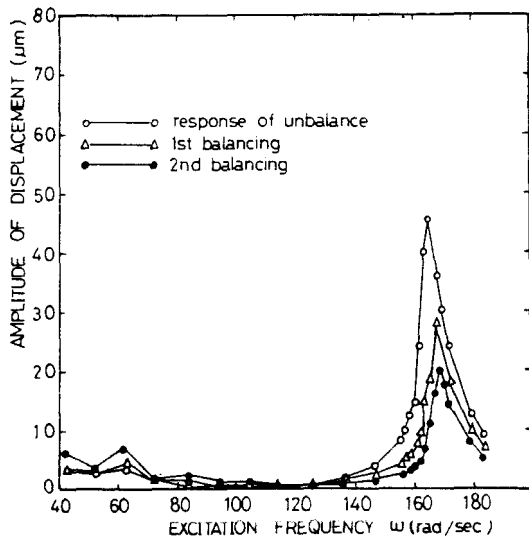


Fig. 10. Result of experiment for four run method (unbalance mass 5g)

Fig.9와 Fig.10에서 불평형 질량을 5g 회전체의 감쇠의 차이를 확인할 수 있고, 불평형이 있을 때의 1차평형, 2차평형 시의 변화 진폭의 감쇠를 조사하였다.

1538 r.p.m(161 ω)에서 공진이 일어났으며, phase angle method에서는 불평형 응답의 최대는 49 μ m, 1차평형에서 30 μ m, 2차평형에서는 23 μ m로 최대치 진동의 진폭 감쇠이득은 53.1%였으며, four run method 에 의한 평형 수정에서는 불평형 질량에 의한 응답의 최대 46 μ m에서 1차평형 28 μ m, 2차 평형에서 20 μ m로 최대치 진동의 진폭 감쇠이득은 56.5%를 얻었다.

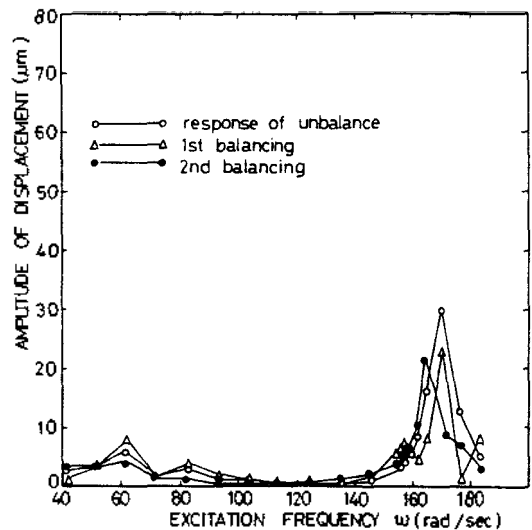


Fig. 11. Result of experiment for phase angle method (unbalance mass 2g)

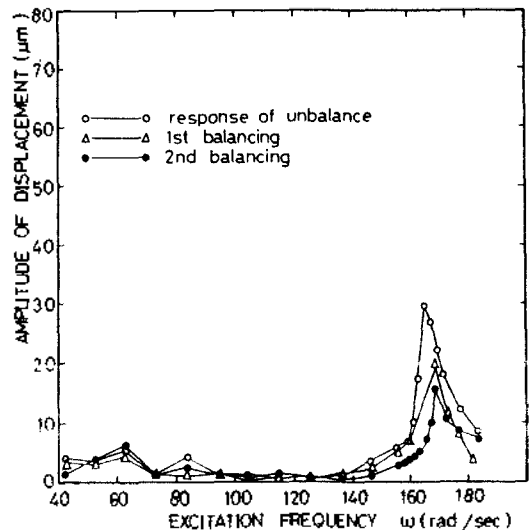


Fig. 12. Result of experiment for four run method (unbalance mass 2g)

Fig.11과 Fig.12에서는 불평형 질량 2g을 회전체의 임의의 지점에 첨가하고 불평형이 있을 때와 1차평형, 2차평형이후 변위 진폭의 감쇠를 조사하였다. phase angle method에서는 불평형 질량에 의한 최대 진폭이 30 μ m에서 1차평형시 23 μ m, 2차평형시 21 μ m로 최대치 진동의 진폭 감쇠이득은 30%였으며, four run method에서 불평형 질량에 의한 응답이 최대 30 μ m에서 1차평형시 22 μ m, 2차평형시 17 μ m로 최대치 진동의 진폭 감쇠이득은 43.3%이었다. four run method는 1차평형, 2차평형잡이틀 합에 따라 진동의 변위 진폭이 일정하게 줄어드나, phase angle method는 최대 진동 변위의 공진지점이 일정하지 않게 변하였다. 불평형 질량이 작은 부분에서는 four run method가 phase angle method 보다 진동을 감쇠시키는데 더 효과적임을 알 수 있었다. 그 이유는 four run method를 이용한 보정 질량의 계산에서는 이론 (11)식에서 처럼 진동의 속도 진폭만을 측정하기 때문에 정확하게 측정할 수 있으나, phase angle method를 이용한 보정 질량의 계산에는 (6)식에서 처럼 진동의 속도 진폭의 크기와 위상을 측정해야 하기 때문이다. 진동의 위상은 구동속도 변화에 민감하게 변하므로 평형처리시 구동속도를 일정하게 유지하는 것이 어려우며, 특히 공진영역에서 정확한 위상 측정이 어렵다. 그 결과 phase angle method를 이용하여 보정 질량의 크기를 산정하는 방법이 four run method 보다 정확도가 떨어지기 때문에 phase angle method 보다 four run method가 진동을 감쇠시키는데 더욱 더 효과적으로 나타났다.

Fig.13, Fig.14와 Fig.15는 불평형 질량이 각각 10g, 5g, 2g일 때 phase angle method와 four run method의 두 방법에 의한 진동의 변위 감쇠효과를 비교한 것으로 62 ω , 83 ω 영역에서 감쇠 값이 0으로 가지않고 “-”쪽으로 나타난 것은 base plate의 공진현상의 결과이다. 불평형 질량이 큰 10g, 5g일 때 보다 불평형 질량이 작은 2g일 때 phase angle method와 four run method 사이의 변위 진폭의 감쇠는 현저하게 차이가 나타났으며, 또한 four run method에서는 불평형 질량이 각각 10g, 5g, 2g일 때 같은 형태로 진동의 감쇠를 보이나, phase angle

method에서는 불평형 질량이 2g일 때 많이 변화하는 형태로 감쇠를 보였다. 이것은 불평형 량이 작아서 위상의 측정시 trigger가 약하여 위상의 정확한 측정이 곤란하였기 때문이다¹⁰⁾.

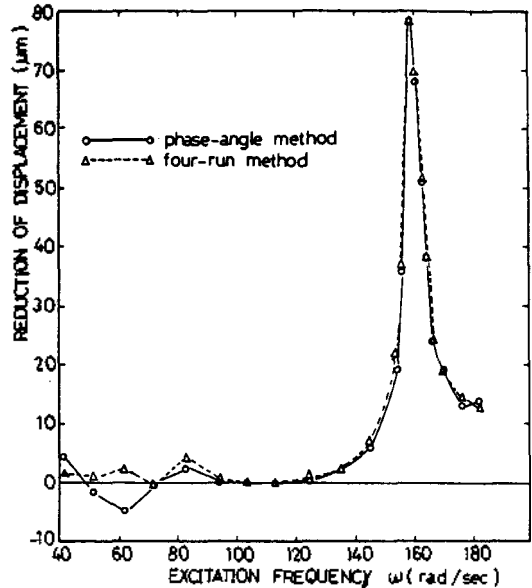


Fig. 13. Comparison of reduction value between phase angle method and four run method(unbalance mass 10g)

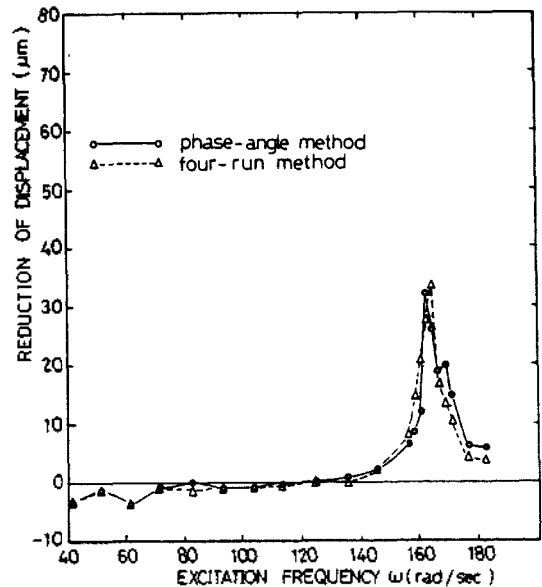


Fig. 14. Comparison of reduction value between phase angle method and four run method(unbalance mass 5g)

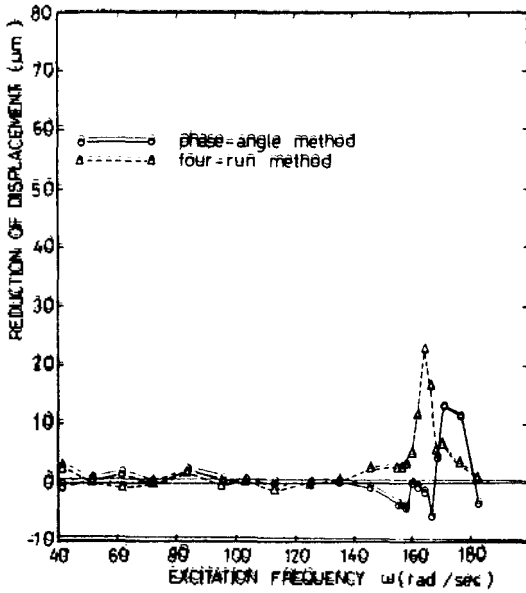


Fig. 15. Comparison of reduction value between phase-angle method and four run method(unbalance mass 2g)

진동의 속도와 변위의 측정시 사용한 압전 가속도계, 진동계동의 측정 시스템에는 $\pm 5\%$ 의 시스템 오차가 존재하며, 위상측정에 사용한 광전형 탐침자, 위상 지시계등에는 $\pm 1\%$ 오차가 존재한다¹⁰⁾. 진동의 감쇠효과를 높이기 위해서는 보정 질량의 크기와 위치를 정확하게 산정하여야 하며, 시스템의 오차와 측정오차로 인해 보정 질량의 계산시 발생하는 오차에 관해서도 더욱 더 연구하여야 한다¹¹⁾. 이에 관한 연구는 앞으로 수행할 것이며, 뿐만 아니라 본 실험에서는 지지축대에 전달되는 불평형 질량에 의한 진동을 측정하였지만, 좀 더 정밀한 측정을 위해서는 회전체 표면에 비 접촉식으로 진동을 측정해야 하며, 볼 베어링 유막에 의한 감쇠 영향도 조사해야 한다.

VI. 결 론

회전체의 불평형 질량에 의해 발생하는 진동을 감쇠시키기 위해 불평형 회전체를 모델화하고, 정적평형 방법으로 phase angle method와 four run method를 적용시켜 평형을 바로잡고 다음과 같은

몇가지 결론을 얻었다.

1) 진동의 속도 진폭의 크기와 위상을 측정하는 phase angle method와 진동의 속도 진폭만을 이용하는 four run method에서 불평형 질량이 클 때에는 진동 감쇠효과가 거의 일치하였으나, 불평형 질량이 작을 때에는 four run method가 더욱 더 효과적이었다.

2) 모델화된 회전체에 불평형 양으로 10g, 5g, 2g을 첨가하고 정적평형 방법으로 1차, 2차 평형잡이 후 한 이후 ISO-1940 이하로 불평형을 감쇠시킬 수 있었다.

3) 좀 더 정밀한 측정을 위해서는 공기의 동력학적 원인과 고려되어야 하며, 시험 질량의 고정에서도 외부에서 부착하는 것 보다는 드릴등에 의한 boring이나, 용접등을 이용하는 편이 공기에 의한 영향을 줄일 수 있다.

4) 실제 산업기계에 적용시키기 위해서는 동적평형(dynamic balancing)과 힙 회전체-축계(flexible shaft-rotor)등에 관하여 더욱 더 연구하여야 하며, 회전축과 회전체의 기계적 소음과 진동의 큰 발생 영향요인인, 축 어긋남(misalignment)과 격렬한 설치 방법등에 관하여도 연구하여야 한다.

參 考 文 獻

1. S.S. Rao "Mechanical Vibration", Addison-Wesley, pp. 418~421, 1986.
2. R. Holmes and J.E.H. Sykes, "Large-Amplitude Vibrations in Rotor Assemblies", Journal of Sound and Vibration, Vol. 133, No. 2, pp. 337~351, 1989.
3. "진동원리와 측정기술", 한국표준연구소 KSRI-ET-55, pp. 41~84, 1985.
4. J.W. Lund and F.K. Orcutt "Calculations and Experiments on the Unbalance Response of a Flexible Rotor" Trans. ASME, Journal of Engineering for Industry, pp. 785~796, 1967.
5. J.W. Lund and I. Tonnesen, "Analysis and Experiments on Multi-Plane Balancing of a Flexible Rotor" Trans. ASME, Journal of Engineering for Industry, pp. 233~242, 1972.
6. J. Van de Vogte "Balancing of Flexible Rotors during Operation", Journal Mechanical Engineering Science.

Vol. 23, No. 5, pp. 257~261, 1981.

7. Thomas P. Goodman "A Least-Squares Method for Computing Balance Corrections", Trans. ASME, Journal of Engineering for Industry, Vol. 86, No. 3, pp. 273~279, 1964.
8. J.N. Macduff "A Procedure for Field Balancing Rotating Machinery", Sound and Vibration, Vol. 1, July, pp. 16~21, 1967.
9. A. Craggs, "A Procedure for Balancing Large Turbo-Generator Sets via a Finite Element Model", Journal of Sound and Vibration, Vol. 108, No. 2, pp. 349~352, 1986.
10. J.F.G. Wort "The Rationale of Dynamic Balancing by Vibration Measurement", B & K Technical Review, No. 3~1979, 1979.
11. Richard L. Baxter "Dynamic Balancing", Sound and Vibration, Vol. 6, April, pp. 30~32, 1972.
12. Louis J. Everett "Two-Plane Balancing of a Rotor System without Phase Response Measurement", Tran. ASME, Journal of Vibration, Acoustics Stress,

and Reliability in Design, Vol. 109, pp. 162~167, 1987.

13. V. Rannamurti and K.V. Anantaraman "Two Plane in-situ Balancing", Journal of Sound and Vibration, Vol. 131, No. 2, pp. 343~352, 1989.
14. J.F.G. Wort "Industrial Balancing Machines", Sound and Vibration, Vol. 13, October, pp. 11~19, 1979.
15. Francis S.Tse and Rolland T.Hinkle "Mechanical Vibrations Theory and Applications", Allyn and Bacon, 2nd edition, pp. 86~89, 1978.
16. H. Yu and M.L.Adams "The Linear Model for Roto-Dynamic Properties of Journal Bearings and Seals with Combined Radial and Misalignment Motions", Journal of Sound and Vibration, Vol. 131, No. 3, pp. 367~378, 1989.
17. ISO-1940 "Balancing Quality of Rotating Rigid Bodies", 1973.
18. John Vaughan "Static and Dynamic Balancing", B & K, Application Note, 18-079, Denmark.

▲장 호 경(정회원)1961년 12월 6일생



1984년 2월 : 영남대학교 물리학과 졸업(이학사)

1986년 2월 : 영남대학교 대학원 물리학과 졸업(이학석사)

1988년 8월~현재 : 영남대학교 대학원 물리학과 박사과정

▲김 성 규(정회원)1955년 3월 19일생



1979년 2월 : 영남대학교 물리학과 졸업(이학사)

1981년 2월 : 영남대학교 대학원 물리학과 졸업(이학석사)

1987년 2월 : 영남대학교 대학원 물리학과 졸업(이학석사)

1987년 9월~현재 : 영남대학교 의과대학 치교방사선과학교실 겸임교사

▲김 에 현(정회원)1933년 8월 12일생



1956년 9월 : 서울대학교 물리학과 졸업(이학사)

1975년 2월 : 영남대학교 대학원 전자공학과 졸업(공학석사)

1980년 9월 : 영남대학교 대학원 전자공학과 졸업(공학박사)

1980년~1981년 : 영국 University of Southampton Institute of Sound and vibration 석좌 선임 연구원

1983년~1985년 : 한국음향학회 이사

1966년3월~현재 : 영남대학교 물리학과 교수