

W형 및 V형 왕복동 공기압축기의 평형추 설계

⁰김 영 철*, 성 세 제**, 김 영 주*, 최 상 규*

Counter weight design for a W/V type reciprocating air compressor

Young-Cheol Kim*, Se-Je Sung**, Young-Joo Kim*, Sang-Kyu Choi*

ABSTRACT

For the purpose of high outlet pressure, compactness and low vibration and noise, modern reciprocating air compressors are tend to have a multi-stage W-type or V-type cylinder arrangement. An effective counter weight calculation method is presented for reducing the inertia forces of the compressor. This calculation method is using the complex representation and verified its validity. A design program for the counter weight of W-type or V-type air compressor was presented to the manufacturer. A designed counter weight was attached to the W-type or V-type air compressor. Vibration test results gave us improved performance.

1. 서 론

최근 선박용, 산업용, 호흡용 등에 이용되고 있는 왕복동 공기압축기(reciprocating air compressor)는 고압, 경량화, 저진동, 저소음, 고압축비를 종합적으로 실현하기 위해 실린더 배열을 W형이나 V형으로 하는 다단 압축기를 많이 채택하고 있다. 크랭크기구를 그 기본구조로 하는 왕복동 공기압축기는 항상 왕복질량(reciprocating mass)의 불평형력(unbalance force)이 진동문제를 일으키는 원인이 되므로, 이에 대한 적절한 대책으로서 왕복질량이 대칭되도록 배치하거나 적절한 평형추(counter weight)를 설치하며, 때로는 알루미늄합금과 같은 경량재료를 왕복질량으로 사용하기도 한다.

일반적으로 single-throw crank shaft를 사용하는 압축기의 경우에는 축간 거리가 짧으므로 compact해지며 축강성 및 비틀림강성이 커지나, 실린더수가 많아지면 밸런싱하기 어려워진다. 반면 double-throw crank shaft를 사용하는 경우에는 실린더수가 짝수일 때 보다 효율적으로 밸런싱할 수 있으며, 밸런싱 평면을 하나 더 늘릴 수 있다는 장점이 있다.

본 연구에서는 3개의 실린더가 single-throw crack 축에 연결된 W형 압축기(MSF750)와 4개의 실린더가 double-throw crank 축에 연결된 V형 압축기(MSF2000)의 불평형 진동을 저감하기 위한 효율적인 평형추 계산이론을 제시하고자 한다. 그리고 현장에서 쉽게 사용할 수 있도록 평형추 설계프로그램을 작성하여, 실제 현장에서 진동저감효과를 얻었음을 보이고자 한다. 본 연구에서 대상으로 삼은 왕복동 공기압축기의 제원은 Table 1과 같다.

* 한국기계연구원 회전체그룹

** 명수리제작사

Table 1 Specifications of the compressors

Model	MSF750	MSF2000
No. of stage	3	4
토출압력	300kg/cm ²	300kg/cm ²
회전속도	1200rpm	1000rpm
피스톤 행정	40mm	100mm
실린더 배치각	60°	45°
무게	140kg	1000kg

2. 1단 압축기 평형추 설계

2.1 1단 압축기 평형추 이론

Fig. 1은 1단 왕복동 압축기의 crank-shaft mechanism이다. ω 는 축의 회전속도, R 은 crank arm 길이, L 은 연결봉(connecting rod) 길이를 나타낸다. 그리고 M_o 는 연결봉 대단부를 포함하는 회전질량을 나타내며, M_p 는 피스톤과 연결봉 소단부를 포함하는 왕복질량을 나타낸다. Fig. 2는 crank arm 양단에 M_{b1} , M_{b2} 의 평형추(counter weight)가 부착되어진 1단 왕복동 압축기의 crank-shaft이다.

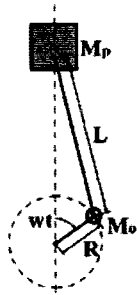


Fig. 1 Single stage crank shaft model

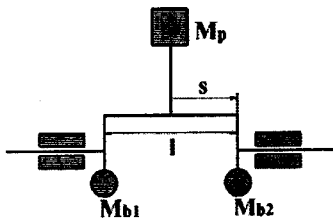


Fig. 2 Counter weight model for a single stage crank-shaft system

왕복질량 M_p 와 회전질량 M_o 에 의한 관성력은 다음과 같다.

$$F_p = Ae^{i\omega t} + Be^{-i\omega t} + Ce^{2\omega t} + De^{-i2\omega t} \quad (1)$$

$$F_o = Ee^{i\omega t} \quad (2)$$

여기서,

$$A = B = \frac{1}{2} M_p R \omega^2 \quad (3)$$

$$C = D = \frac{1}{2} \lambda M_p R \omega^2 \quad (4)$$

$$E = M_o R \omega^2 \quad (5)$$

이 때 연결봉비(ratio of crank arm to length of connecting rod) λ 는 다음과 같이 정의된다.

$$\lambda = \frac{R}{L} \quad (6)$$

만약 평형률(balancing rate)을 50%라고 하고, 힘 평형방정식만 고려한다면(즉, $s = \frac{l}{2}$ 인 경우에 해당) 다음과 같이 평형추가 설계된다.

$$M_{b1} = M_{b2} = \frac{1}{2} M_o + \frac{1}{4} M_p \quad (7)$$

그러나, 일반적으로는 $s \neq \frac{l}{2}$ 이므로 힘과 모멘트 평형방정식을 함께 고려해야 하며, 결국 다음과 같은 평형추 설계 식을 얻을 수 있다.

$$M_{b1} = \frac{s}{2l} (2M_o + M_p) \quad (8)$$

$$M_{b2} = \left(\frac{l-s}{2l} \right) (2M_o + M_p) \quad (9)$$

평형추 부착 후 잔류 불평형력은 다음과 같다.

$$F_r = Be^{-i\omega t} + Ce^{2\omega t} + De^{-i2\omega t} \quad (10)$$

만약 잔류 불평형력을 완전히 제거하기 위해서는 $-1X$, $2X$, $-2X$ 의 가진 메카니즘이 도입되어야 할 것이다.

2.2 1단 압축기 계산 검증

본 연구에서 제시된 설계이론을 현장에서 쉽게 적용하도록 하기 위하여 평형추 설계프로그램을 작성하였다. 1단 압축기와 같은 단순한 모델에 대해서는 여러 참고문헌에서 소개되고 있으며, 본 설계프로그램 결과의 타당성을 검증하기 위하여 Fig. 3의 압축기 입력 데이터에서 보는 바와 같은 한가지 예제에 적용하였다.

Fig. 3의 우측 화면에 밸런싱 전후의 관성력의 차이를 비교하여 보여주는데, 밸런싱 전 최

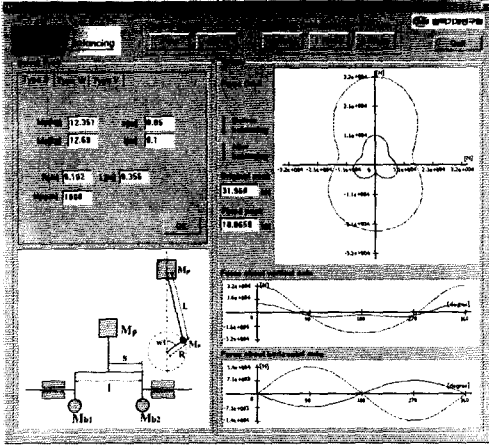


Fig. 3 A counter weight design program for a single stage compressor

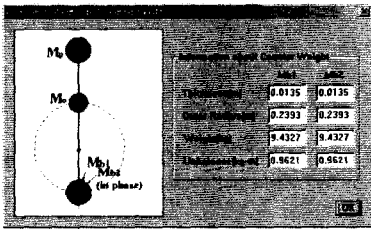


Fig. 4 An Example of counter weight design

대 관성력이 31.97kN이었는데 비해, counter weight 부착 이후 10.87kN으로 줄어들음을 볼 수 있다. Fig. 4는 반원 형상의 평형추에 대하여 상세 치수 설계한 예를 보여준다.

3. W형 3단 압축기 평형추 설계

3.1 W형 3단 압축기 평형추 이론

Fig. 5는 W형 3단 왕복동 압축기의 crank-shaft mechanism이다. M_o 는 회전질량을 나타내며, M_m, M_r, M_l 는 각각 가운데(1단), 우측(2단), 좌측(3단)의 왕복질량을 나타낸다. Fig. 6은 crank arm 양단에 M_{b1}, M_{b2} 의 평형추(counter weight)가 부착되어진 W형 3단 왕복동 압축기의 crank-shaft이다.

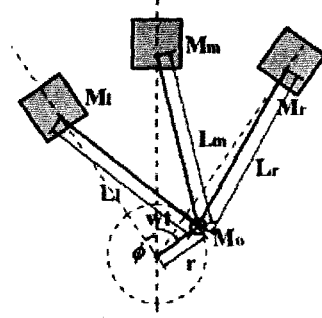


Fig. 5 W-type 3 stage crank-shaft model

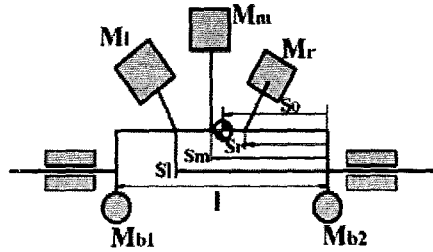


Fig. 6 Counter weight model for a W-type 3 stage crank-shaft system

왕복질량 M_m, M_r, M_l 과 회전질량 M_o 에 의한 관성력은 다음과 같다.

$$F_m = \frac{1}{2} M_m R \omega^2 \{ (e^{i\omega t} + e^{-i\omega t}) + \lambda_m (e^{2\omega t} + e^{-i2\omega t}) \} \quad (11)$$

$$F_r = \frac{1}{2} M_r R \omega^2 \{ (e^{i(\omega t - \phi)} + e^{-i(\omega t - \phi)}) + \lambda_r (e^{2(\omega t - \phi)} + e^{-i2(\omega t - \phi)}) \} \quad (12)$$

$$F_l = \frac{1}{2} M_l R \omega^2 \{ (e^{i(\omega t + \phi)} + e^{-i(\omega t + \phi)}) + \lambda_l (e^{2(\omega t + \phi)} + e^{-i2(\omega t + \phi)}) \} \quad (13)$$

관성력의 총 벡터 합은

$$F_b = F_r e^{i\phi} + F_m + F_l e^{-i\phi} \quad (14)$$

따라서 총 관성력은 다음과 같이 정리된다.

$$F_b = A e^{i\omega t} + B e^{-i\omega t} + C e^{2\omega t} + D e^{-i2\omega t} \quad (15)$$

$$F_o = E e^{i\omega t} \quad (16)$$

여기서,

$$A = \frac{1}{2} R \omega^2 (M_r + M_m + M_l) \quad (17)$$

$$B = \frac{1}{2} R \omega^2 (M_r e^{2\phi} + M_m + M_l e^{-2\phi}) \quad (18)$$

$$C = \frac{1}{2} R\omega^2 (\lambda_r M_r e^{-i\phi} + \lambda_m M_m + \lambda_l M_l e^{i\phi}) \quad (19)$$

$$D = \frac{1}{2} R\omega^2 (\lambda_r M_r e^{i3\phi} + \lambda_m M_m + \lambda_l M_l e^{-i3\phi}) \quad (20)$$

$$E = M_o R\omega^2 \quad (21)$$

이 때 연결봉비 $\lambda_m, \lambda_r, \lambda_l$ 는 다음과 같이 정의 된다.

$$\lambda_m = \frac{R}{L_m}, \quad \lambda_r = \frac{R}{L_r}, \quad \lambda_l = \frac{R}{L_l} \quad (22)$$

만약 평형률(balancing rate)을 50%라고 가정하고 힘과 모멘트 평형방정식을 고려하면

$$m_{b1} = \sqrt{m_{b1x}^2 + m_{b1y}^2}, \quad \theta_{b1} = \tan^{-1} \frac{m_{b1x}}{m_{b1y}} \quad (23)$$

$$m_{b2} = \sqrt{m_{b2x}^2 + m_{b2y}^2}, \quad \theta_{b2} = \tan^{-1} \frac{m_{b2x}}{m_{b2y}} \quad (24)$$

$$M_{b1x} = \frac{1}{2l} (s_l M_l - s_r M_r) \sin \phi \quad (25)$$

$$M_{b1y} = \frac{1}{2l} \{ 2s_o M_o + s_m M_m + (s_r M_r + s_l M_l) \cos \phi \} \quad (26)$$

$$M_{b2x} = \frac{1}{2l} \{ (l - s_r) M_r - (l - s_l) M_l \} \sin \phi \quad (27)$$

$$M_{b2y} = \frac{1}{2l} [2(l - s_o) M_o + (l - s_m) M_m + \{ (l - s_r) M_r + (l - s_l) M_l \} \cos \phi] \quad (28)$$

평형추 부착 후 잔류 불평형력은 다음과 같다.

$$F_p = B e^{-i\omega t} + C e^{i2\omega t} + D e^{-i2\omega t} \quad (29)$$

마찬가지로 만약 잔류 불평형력을 완전히 제거하기 위해서는 $-1X, 2X, -2X$ 의 가진 메카니즘이 도입되어야 할 것이다.

3.2 W형 3단 압축기 설계 적용

마찬가지로 3.1절의 설계이론을 현장에서 쉽게 적용하도록 하기 위하여 평형추 설계프로그램을 작성하였다. MSF750에 대한 입력데이터는 Fig. 7에서 보는 바와 같다. Fig. 7의 우측 화면에는 밸런싱 전후의 관성력의 차이를 비교하여 보여주고 있는데, 밸런싱 전 최대 관성력이 533N이었는데 비해, counter weight 부착 이후 98N으로 줄어듦을 볼 수 있다. single throw crank shaft를 가진 W형에서 counter weight는 관성 합력을 줄여주므로 그 효과가 Fig. 7에서 분명하게 나타난다.

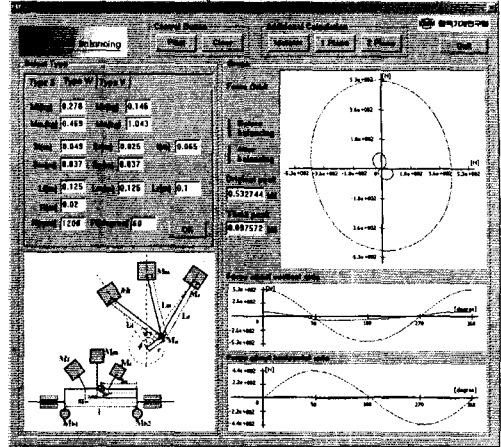


Fig. 7 A counter weight design program for a single stage compressor

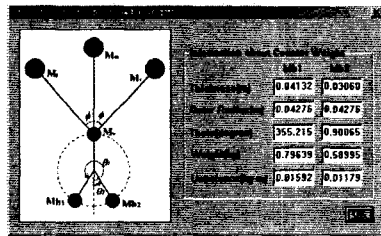


Fig. 8 An Example of counter weight design

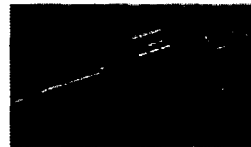


Fig. 9 A counter weight prototype of W-type compressor

Fig. 8은 반원 형상의 평형추에 대하여 상세치수 설계 데이터를 보여주고 있는데, 기존에 장착되어진 평형추와 유사한 결과를 얻었다. Fig. 9는 설계된 평형추를 제작하여 부착한 MSF750 crank 축 사진이며, 이 축을 Fig. 10과 같이 조립하여 진동시험을 수행하였다. 시험결과 기존에 사용하던 압축기에 비해 다소 진동이 저감되었음을 확인하였다.

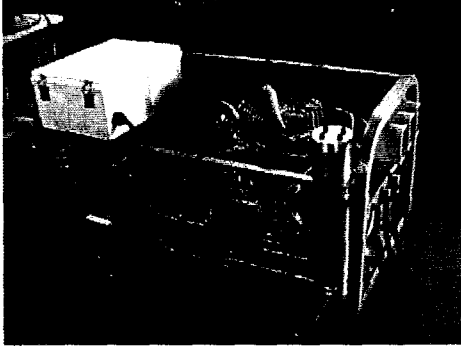


Fig. 10 A vibration test-rig for a W-type compressor with the counter weight

4. V형 4단 압축기 평형추 설계

4.1 V형 4단 압축기 평형추 이론

Fig. 11은 V형 4단 왕복동 압축기의 crank-shaft mechanism이다. M_o 는 회전질량을 나타내며, M_{r1}, M_{r2} 는 우측(각각 3단과 2단)의 왕복질량을, M_{l1}, M_{l2} 는 좌측(각각 1단과 4단)의 왕복질량을 나타낸다. Fig. 12는 crank arm 양단에 M_{b1}, M_{b2} 의 평형추(counter weight)가 부착되어진 V형 4단 왕복동 압축기의 crank-shaft이다.

왕복질량 M_m, M_r, M_l 과 회전질량 M_o 에 의한 관성력은 다음과 같다.

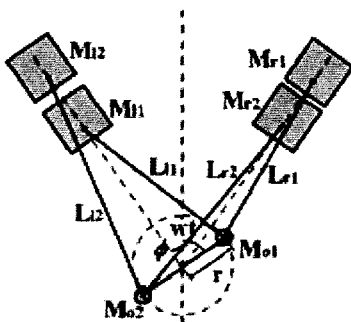


Fig. 11 V-type 4 stage crank shaft model

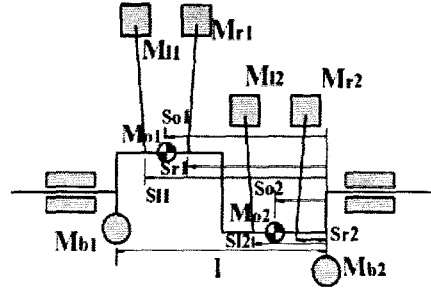


Fig. 12 Counter weight model for a V-type 4 stage crank-shaft system

$$F_{r1} = \frac{1}{2} M_{r1} R \omega^2 \{ (e^{i(\omega t - \phi)} + e^{-i(\omega t - \phi)}) + \lambda_{r1} (e^{2i(\omega t - \phi)} + e^{-2i(\omega t - \phi)}) \} \quad (30)$$

$$F_{r2} = \frac{1}{2} M_{r2} R \omega^2 \{ -(e^{i(\omega t - \phi)} + e^{-i(\omega t - \phi)}) + \lambda_{r2} (e^{2i(\omega t - \phi)} + e^{-2i(\omega t - \phi)}) \} \quad (31)$$

$$F_{l1} = \frac{1}{2} M_{l1} R \omega^2 \{ (e^{i(\omega t + \phi)} + e^{-i(\omega t + \phi)}) + \lambda_{l1} (e^{2i(\omega t + \phi)} + e^{-2i(\omega t + \phi)}) \} \quad (32)$$

$$F_{l2} = \frac{1}{2} M_{l2} R \omega^2 \{ -(e^{i(\omega t + \phi)} + e^{-i(\omega t + \phi)}) + \lambda_{l2} (e^{2i(\omega t + \phi)} + e^{-2i(\omega t + \phi)}) \} \quad (33)$$

관성력의 총 벡터 합은

$$F_p = (F_{r1} + F_{r2})e^{i\phi} + (F_{l1} + F_{l2})e^{-i\phi} \quad (34)$$

따라서 총 관성력은 다음과 같이 정리된다.

$$F_p = A e^{i\omega t} + B e^{-i\omega t} + C e^{2i\omega t} + D e^{-2i\omega t} \quad (35)$$

$$F_o = E e^{i\omega t} \quad (36)$$

여기서,

$$A = \frac{1}{2} R \omega^2 \{ (M_{r1} - M_{r2}) + (M_{l1} - M_{l2}) \} \quad (37)$$

$$B = \frac{1}{2} R \omega^2 \{ (M_{r1} - M_{r2})e^{2i\phi} + (M_{l1} - M_{l2})e^{-2i\phi} \} \quad (38)$$

$$C = \frac{1}{2} R \omega^2 \{ (\lambda_{r1} M_{r1} + \lambda_{r2} M_{r2})e^{-i\phi} + (\lambda_{l1} M_{l1} + \lambda_{l2} M_{l2})e^{i\phi} \} \quad (39)$$

$$D = \frac{1}{2} R \omega^2 \{ (\lambda_{r1} M_{r1} + \lambda_{r2} M_{r2})e^{3i\phi} + (\lambda_{l1} M_{l1} + \lambda_{l2} M_{l2})e^{-3i\phi} \} \quad (38)$$

$$E = (M_{o1} - M_{o2}) R \omega^2 \quad (40)$$

이 때, 연결봉비 $\lambda_{r1}, \lambda_{r2}, \lambda_{l1}, \lambda_{l2}$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$\begin{aligned} \lambda_{r1} &= \frac{R}{L_{r1}}, & \lambda_{r2} &= \frac{R}{L_{r2}} \\ \lambda_{l1} &= \frac{R}{L_{l1}}, & \lambda_{l2} &= \frac{R}{L_{l2}} \end{aligned} \quad (41)$$

만약 평형률(balancing rate)을 50%라고 가정하고 힘과 모멘트 평형방정식을 고려하면

$$m_{b1} = \sqrt{m_{b1x}^2 + m_{b1y}^2}, \quad \theta_{b1} = \tan^{-1} \frac{m_{b1x}}{m_{b1y}} \quad (42)$$

$$m_{b2} = \sqrt{m_{b2x}^2 + m_{b2y}^2}, \quad \theta_{b2} = \tan^{-1} \frac{m_{b2x}}{m_{b2y}} \quad (43)$$

여 기 서

$$M_{b1x} = \frac{1}{2l} (s_{l1}M_{l1} - s_{l2}M_{l2} - s_{r2}M_{r2} + s_{r1}M_{r1}) \sin \phi \quad (44)$$

$$M_{b1y} = \frac{1}{2l} \{ 2(s_{o1}M_{o1} - s_{o2}M_{o2}) + (s_{l1}M_{l1} - s_{l2}M_{l2} + s_{r1}M_{r1} - s_{r2}M_{r2}) \cos \phi \} \quad (45)$$

$$M_{b2x} = \frac{1}{2l} \{ (l - s_{r1})M_{r1} - (1 - s_{r2})M_{r2} - (l - s_{l1})M_{l1} + (l - s_{l2})M_{l2} \} \sin \phi \quad (46)$$

$$M_{b2y} = \frac{1}{2l} \{ 2\{ (l - s_{o1})M_{o1} - (l - s_{o2})M_{o2} \} + \{ (l - s_{l1})M_{l1} - (l - s_{l2})M_{l2} + (l - s_{r1})M_{r1} - (l - s_{r2})M_{r2} \} \cos \phi \} \quad (47)$$

평형추 부착 후 잔류 불평형력은 다음과 같다.

$$F_p = Be^{-iat} + Ce^{2at} + De^{-i2at} \quad (48)$$

마찬가지로 만약 잔류 불평형력을 완전히 제거하기 위해서는 -1X, 2X, -2X의 가진 메카니즘이 도입되어야 할 것이다.

4.2 V형 4단 압축기 설계 적용

마찬가지로 4.1절의 설계이론을 현장에서 쉽게 적용하도록 하기 위하여 평형추 설계프로그램을 작성하였다. MSF2000에 대한 입력데이터는 Fig. 13에서 보는 바와 같다. Fig. 13의 우측 화면에는 밸런싱 전후의 관성력의 차이를 비교하여 보여주고 있는데, 밸런싱 전 최대 관성력이 3.15kN이었는데 비해, counter weight 부착 이후 2.58kN으로 줄어들음을 볼 수 있다. Fig. 13에서는 단순히 관성합력만을 보여주므로 진동저감효과를 분명히 알 수 없다. 그러나 double throw crank shaft를 가진 V형에서 counter weight는 관성합력보다는 관성 모멘트를 현저

히 줄여주는 역할을 하므로 실제로는 상당한 진동저감효과를 얻게 된다.

Fig. 14는 반원 형상의 평형추에 대하여 상세치수 설계 데이터를 보여주고 있는데, 한 개의 평형추가 15° 이상 틀어지게 되는 결과를 얻었다. Fig. 15는 설계된 평형추를 제작하여 부착한 MSF2000 crank 축 사진이며, 이 축을 Fig. 16과 같이 조립하여 진동시험을 수행하였다. 시험결과 기존에 사용하던 압축기에 비해 현저히 진동이 저감되었음을 확인하였다.

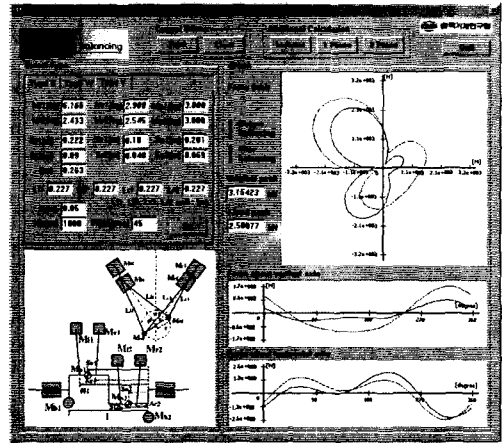


Fig. 13 A counter weight design program for a single stage compressor

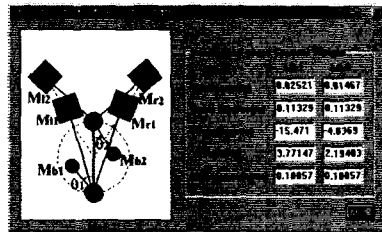


Fig. 14 An Example of counter weight design



Fig. 15 A counter weight prototype of V-type compressor

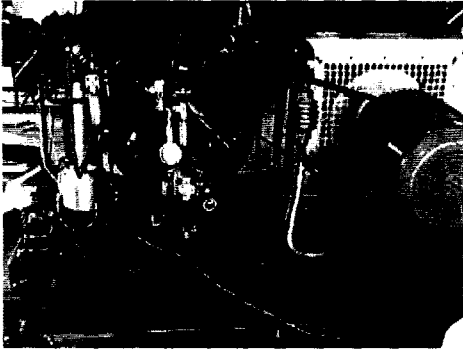


Fig. 16 A vibration test-rig for a W-type compressor with the counter weight

5. 결 론

본 연구에서는 W형 및 V형 압축기의 불평형 진동을 저감하기 위한 효율적인 평형추 계산이론을 제시하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- [1] 복소표현을 이용한 W형 및 V형 압축기 평형추 계산이론이 타당함을 확인하였다.
- [2] 평형추 설계프로그램을 작성하여 현장에서 쉽게 사용할 수 있도록 하였다.
- [3] 현장의 W형 및 V형 압축기에 적용하여 상당한 진동저감효과를 얻을 수 있었다.

참고문헌

- [1] 김영주의, '회전식 압축기의 진동분석 연구', 한국기계연구원 보고서, BS1734-1297·D, 1989.5
- [2] R. Clink, 'Balancing of High Speed Four Stroke Engines', Proc. Intern. Mech. Engrs(A.D.), N0.2, p73~108, 1958-1959
- [3] P.M. Heldt, 'An Evaluation of 90 Deg. V-Six Engine', Automotive Industries, July 15, p42~45, 1953
- [4] E.C. Grover, N. Lalor, 'A Review of Low Noise Diesel Engine Design at I.S.V.R', Journal of Sound and Vibration, No.28(3), p403~431, 1973