

## V/W형 왕복동 공기압축기의 평형에 관한 연구

### A Study on the Balancing of V/W-type Reciprocating Air Compressor

김형진<sup>†</sup> · 김성춘<sup>\*</sup> · 김정만<sup>\*\*</sup> · 김의간<sup>\*\*\*</sup>

Hyung-Jin Kim, Seong-Choon Kim, Jung-Man Kim and Ue-Kan Kim

(2003년 6월 30일 접수 ; 2003년 11월 24일 심사완료)

**Key Words :** V/W-type Reciprocating Air Compressor(V/W형 왕복동 공기압축기), Unbalance Inertia Force/Moment(불평형 관성력/모멘트), Residual Inertia Force/Moment(잔류관성력/모멘트), Balance Weight(평형추)

#### ABSTRACT

Recently, as the marine compressor power is increased, vibration problems on the marine vessel with V/W type reciprocating compressor have been occurred. A research on the balancing of marine V/W type reciprocating compressor has hardly been reported though a number of researches on the balancing of rotating machinery have been conducted. As a V/W type compressor has high capacity with long stroke, compact size and high center of gravity, it is easy to have a vibration problem by a little bit unbalanced force and moment. In this study, calculation methods for balance weight of the V/W type reciprocating compressors, which have different piston weight and asymmetry structure, are formulated. And their reliability were verified by comparing calculated balance weight with the experimental results of the real marine V/W type reciprocating compressors.

#### 1. 서론

근래 선박에 더 많은 화물을 적재하기 위해 선체 자체를 경량화하고 있어 선체 진동이 발생할 가능성이 높아지고 있다. 이러한 이유로 박용기기들은 전보다 더욱 낮은 진동값을 갖도록 하는 요구가 증가하고 있다. 더욱이 진동은 기계의 내구성에 영향을 미치고 피로파손 등의 원인이 되므로 안전성 측면에서도 매우 중요하다. 특히 공기압축기와 같은 왕복동 기구는 기구학적 특성상 진동이 발생하기 쉬운 구조로

되어 있다.<sup>(1-2)</sup>

왕복동 기구의 기진원은 왕복질량에 의한 불평형 관성력 및 불평형 모멘트, 실린더내의 압력에 의한 축압이 이에 해당하며 지지 베어링을 중심으로 왕복동 기구를 넘어뜨리려는 회전모멘트로 작용한다. 왕복동 기구의 불평형 관성력 및 불평형 모멘트의 제어에 관한 연구는 1930년대부터 이루어 졌으며 1980년대에 H. Masse, H. Klier는 다양한 형태를 갖는 피스톤 그랭크 구조의 동역학적인 측면을 검토하고 평형추 설계법을 제시하였다.<sup>(3-4)</sup> 이외에도 왕복동 기구의 평형문제에 대한 연구는 상당수 보고 되었으나 자동차와 선박의 왕복동 기관에 관한 연구 결과가 대부분을 차지하고 있다.<sup>(5-7)</sup> 왕복동 공기압축기의 불평형에 대한 연구로는 압축기 제작사인 T사의 기술자료를 있으나 이 역시 왕복동 기관의 것과 별다른 차이가 없다.<sup>(8)</sup>

† 책임저자 : 정희원, (주) 티엔텍 소음진동팀  
E-mail : vibsales@tientech.com

Tel : (051) 403-2691, Fax : (051) 403-2697

\* 정희원, STX 기술연구소

\*\* 한국해양대학교 해사수송과학부

\*\*\* 정희원, 한국해양대학교 기계정보공학부

V/W형 왕복동 공기압축기는 기관과는 달리 하나의 크랭크 스톱에 여러개의 연결봉이 연결된 다단 압축방식을 채택하고 있다. 따라서 각각의 피스톤은 무게가 다르므로 기관의 평형추 설계법을 그대로 적용하기에는 문제가 있다. 또한 공기압축기가 소형, 고속으로 대량의 공기를 고압으로 압축하면서 진동문제가 빈번히 발생하고 있으며 이를 제어하기 위해 탄성지지를 채택하면 경우에 따라 불평형 관성력 및 불평형 모멘트로 인해 진동문제는 더욱 심각해 질 수도 있다.

따라서 본 연구에서는 먼저 피스톤-크랭크 기구에 대한 이론을 기본으로 다단 압축식 왕복동 공기압축기의 불평형 관성력 및 불평형 모멘트를 정량적 해석하고 이를 평형 시키기 위한 평형추 설계법을 정식화

한다. 또한 이를 실제 V/W형 공기압축기에 적용하여 평형추를 설계하고 공기압축기의 여러 부분에 대해 진동을 측정하고 분석하여 본 연구 결과의 타당성을 확인하고자 한다.

## 2. 왕복동 공기압축기의 평형추 설계

### 2.1 단일 왕복동 기구의 평형

Fig. 1은 단일 실린더 피스톤-크랭크 기구를 나타내고 있다. 여기서, 피스톤은 왕복 직선운동, 크랭크는 회전운동, 그리고 연결봉은 직선, 회전운동을 동시에 한다. 이 경우에 왕복운동에 의한 불평형 관성력과 회전운동에 의한 불평형 관성력은 식 (1), (2)와 같다.

$$F_p = m_p r \omega^2 (\cos \theta + \lambda \cos 2\theta)$$

$$= m_p r \omega^2 \cos \theta + \frac{(m_p \lambda)}{4} r (2\omega)^2 \cos 2\theta \quad (1)$$

$$F_c = m_c r \omega^2 \quad (2)$$

$F_p$  : 왕복질량에 의한 불평형 관성력

$F_c$  : 회전질량에 의한 불평형 관성력

$m_p$  : 불평형 왕복질량,  $m_c$  : 불평형 회전질량.

$r$  : 크랭크 반경,  $\lambda$  : 연결봉 비 ( $= r/l$ )

$\omega$  : 크랭크 각속도,  $\theta$  : 크랭크 회전각

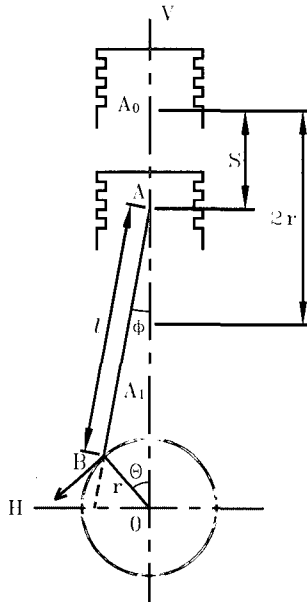


Fig. 1 Piston -crank mechanism

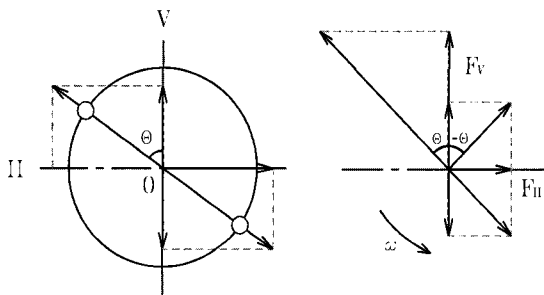


Fig. 2 Balancing of reciprocating mass

식 (1)에서 왕복질량에 의한 관성력  $F_p$ 의 방향은 언제나 행정 직선상에 있으나 그의 크기와 방향은 크랭크 회전각에 따라 다르게 된다. 식 (1)에 있어  $\cos \theta$ 의 항을 1차 관성력,  $\cos 2\theta$ 의 항을 2차 관성력이라고 한다. 여기서 1차 관성력은  $m_p$ 가 크랭크 반경에서 크랭크와 같이 회전하는 경우에 생기는 원심력의 수직방향 분력이고, 2차 관성력은 질량  $(m_p \lambda)/4$ 가 크랭크 반경에서 크랭크의 2배 속도로 회전하는 경우에 발생하는 원심력의 수직방향 분력이다.

따라서, 1차 불평형 관성력과 2차 불평형 관성력은 하나의 평형추로 평형 시키는 것은 곤란하므로 각 성분별로 평형 시켜야 한다. 1차 관성력을 상쇄하기 위하여 평형질량  $m_b$ 를 크랭크의 반대측에 부착하면 수직축상의 불평형 관성력은 상쇄되나 새로이 수평방

향의 불평형 관성력  $m_b r \omega^2 \sin \theta$ 가 발생한다.

이와 같이 평형질량 만으로 불평형 관성력을 완전히 제거하는 것은 불가능하나 부가질량의 크기를 적당히 하면 1차 관성력의 일부는 실린더 축상에, 다른 일부는 직각방향으로 옮기는 것이 가능하여 전체 불평형력의 크기를 줄일 수 있다. 이를 도식화하면 Fig. 2와 같이 된다.

2차 불평형 관성력은 크랭크에 평형추를 설치하여 평형시킬 수는 없고 크랭크 회전속도의 2배로 회전하는 축에 평형추를 장착하여야 한다. 물론 왕복질량에 의한 관성력도 부가장치를 사용하면 평형시킬 수 있으나 구조가 복잡하게 되므로 실용화하기에는 한계가 있다.

### 2.2 V/W형 공기압축기의 평형

W형 공기압축기의 피스톤-크랭크 기구를 개략적으로 그리면 Fig. 3과 같다. 여기서 L/R은 V를 중심 실린더로 한 좌/우측 실린더 배치방향을 나타낸다. 이는 단일 실린더 기관의 불평형 관성력이 각기 다른 크기와 방향을 갖는 형태로 1, 2차 불평형 관성력을 각각 수직, 수평방향별로 합하여 정리하면 식 (3), (4)와 같다.

$$\begin{aligned} \sum F_{V1} &= r\omega^2 \left[ \{ \cos^2 \varphi (m_1 + m_2) + m_3 + m_r \} \cos \theta \right. \\ &\quad \left. + \sin 2\varphi \frac{(m_1 - m_2)}{2} \sin \theta \right] \\ \sum F_{H1} &= r\omega^2 \left[ \sin 2\varphi \frac{(m_1 - m_2)}{2} \cos \theta \right. \\ &\quad \left. + \{ \sin^2 \varphi (m_1 + m_2) + m_3 \} \sin \theta \right] \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \sum F_{V2} &= \lambda r \omega^2 \{ \cos 2\varphi \cdot \cos \varphi (m_1 + m_2) + m_3 \} \cos 2\theta \\ &\quad + \sin 2\varphi \cdot \cos \varphi (m_1 - m_2) \sin 2\theta \\ \sum F_{H2} &= \lambda r \omega^2 \{ \sin 2\varphi \cdot \sin \varphi (m_1 + m_2) \sin 2\theta \\ &\quad + \cos 2\varphi \cdot \sin \varphi (m_1 - m_2) \cos 2\theta \} \end{aligned} \quad (4)$$

여기서,

- $\sum F_{Vi}$  : 수직방향의  $i$ 차 불평형 관성력
- $\sum F_{Hi}$  : 수직방향의  $i$ 차 불평형 관성력
- $m_i$  :  $i$ 번째 실린더의 왕복질량,  $\varphi$  : 실린더배치각
- $r$  : 크랭크 반경,  $\lambda$  : 연접봉 비 ( $= r/l$ )
- $\omega$  : 크랭크 각속도,  $\theta$  : 크랭크 회전각

이들 식에서 각 질량이 1차 불평형 관성력에 미치는 영향을 검토하기 위해 식 (3)을 다시 정리하면 식 (5)와 같이 된다.

$$\begin{aligned} \sum F_{V1} &= r\omega^2 (a \cos \theta + c \sin \theta) \\ \sum F_{H1} &= r\omega^2 (b \sin \theta + c \cos \theta) \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} a &= \cos^2 \varphi (m_1 + m_2) + m_3 + m_r \\ b &= \sin^2 \varphi (m_1 + m_2) + m_r \\ c &= \sin 2\varphi \frac{(m_1 - m_2)}{2} \end{aligned}$$

식 (5)를 살펴보면 각 방향 불평형 관성력의 첫 번째 항에서  $a > b$ 인 경우에는  $(a - b)$ 의 질량이 수직왕복 불평형 질량으로 작용하고  $b$ 의 질량은 불평형 회전질량으로 작용한다.  $a < b$ 인 경우에는  $(b - a)$ 의 질량이 수평왕복 불평형 질량으로 작용하고,  $a$ 의 질량이 불평형 회전질량으로 작용하는 것을 알 수 있다. 여기서, 수직 또는 수평 왕복 불평형 질량을 제거하면 불평형 회전질량만이 존재하게 되며 완전평형을 이룰 수 있다. 수직 또는 수평 왕복 불평형 질량이 존재하지 않을 조건은 식 (6)과 같다.

$$\varphi = \frac{1}{2} \cdot \cos^{-1} \left( \frac{-m_3}{m_1 + m_2} \right) \quad (6)$$

식 (5)에서 계수  $c$ 의 의미는  $c$ 의 질량이 기준축에 대해  $\pi/2$ 만큼의 위상을 가지고 크랭크 반대방향으로 회전하는 불평형 회전질량과 같다. 따라서 이는 크랭크와 반대방향으로 회전하는 축에 평형추를 설치

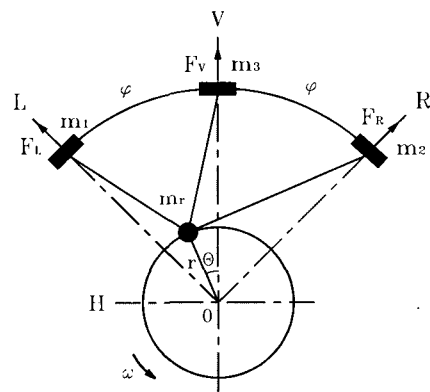


Fig. 3 Schematic diagram of W-type air compressor

하여야 한다. 이와 같이 각 계수에 따라 불평형 관성력의 특성이 변하는데 이는 각각의 경우에 맞는 평형추의 크기와 방향을 결정할 후, 이를 벡터합성 하면 전체적인 평형추의 크기와 방향을 결정할 수 있다. V형 공기압축기는 W형 공기압축기와 같은 구조를 가지므로 수직축 방향의 질량을 0으로 두면 W형의 결과를 그대로 적용할 수 있다.

### 2.3 다실린더 공기압축기의 평형

Fig. 4와 같은 다 실린더 공기압축기는 단일 실린더 압축기의 불평형 관성력이 각 실린더마다 작용하므로 압축기 전체는 이러한 불평형 관성력과 불평형 관성력에 의한 불평형 모멘트를 동시에 받게 된다. 불평형 관성력과 불평형 모멘트의 합은 각 크랭크간에 위상차로 인해 일부는 상쇄되나 일반적으로 불평형 관성력 또는 불평형 모멘트가 남게 된다.

단일 실린더 압축기의 평형에 사용된 식을 다 실린더 압축기에 적용하여 정리하면 식 (7)과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \sum F_{V1} &= (m_{rec} + m_{rot})r\omega^2 \sum \cos(\theta + \alpha_i) \\ \sum F_{H1} &= m_{rot}r\omega^2 \sum \sin(\theta + \alpha_i) \end{aligned} \quad (7)$$

$$\sum F_{V2} = \frac{m_{rec}r\omega^2}{\lambda} \sum \cos 2(\theta + \alpha_i)$$

$m_{rec}$  : 불평형 왕복질량,  $m_{rot}$  : 불평형 회전질량

$\theta$  : 수직축에 대한 No.1 크랭크의 각도

$\alpha_i$  : No.1 크랭크에 대한 No.  $i$  크랭크의 각도

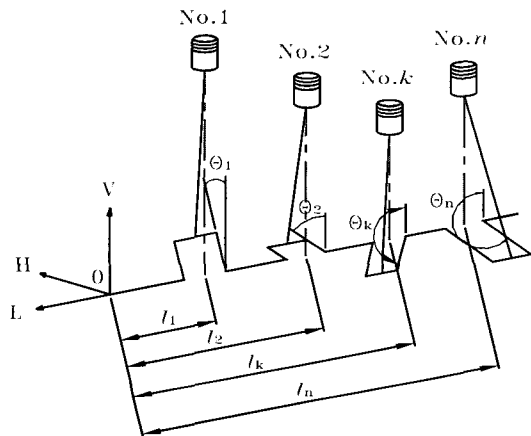


Fig. 4 Schematic diagram of multi-cylinder A/C

식 (7)에서 No. 1 크랭크를 수직선상에 놓고 위상을 고려하여 불평형 모멘트를 계산하면 식 (8)과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \sum M_{V1} &= \left[ \left\{ (m_{rec} + m_{rot})r\omega^2 \sum l_i \sin \alpha_i \right\}^2 \right. \\ &\quad \left. + \left\{ (m_{rec} + m_{rot})r\omega^2 \sum l_i \cos \alpha_i \right\}^2 \right]^{\frac{1}{2}} \\ \sum M_{V2} &= \left[ \left\{ \frac{m_{rec}r\omega^2}{\lambda} \sum l_i \sin 2\alpha_i \right\}^2 \right. \\ &\quad \left. + \left\{ \frac{m_{rec}r\omega^2}{\lambda} \sum l_i \cos \alpha_i \right\}^2 \right]^{\frac{1}{2}} \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \sum M_{H1} &= \left[ \left\{ m_{rot}r\omega^2 \sum l_i \sin \alpha_i \right\}^2 \right. \\ &\quad \left. + \left\{ m_{rot}r\omega^2 \sum l_i \cos \alpha_i \right\}^2 \right]^{\frac{1}{2}} \end{aligned}$$

$$\varphi_{V1} = \tan^{-1}(\sum l_i \sin \alpha_i / \sum l_i \cos \alpha_i)$$

$$\varphi_{V2} = \tan^{-1}(\sum l_i \sin 2\alpha_i / \sum l_i \cos 2\alpha_i)$$

$$\begin{aligned} \varphi_{H1} &= \tan^{-1}(\sum l_i \sin \alpha_i / \sum l_i \cos \alpha_i) \\ &= \varphi_{V1} \end{aligned}$$

$\sum M_{Vi}$  :  $i$ 차 수직방향 불평형 모멘트

$\sum M_{H1}$  : 1차 수평방향 불평형 모멘트

$\varphi_{Vi}$  :  $i$ 차 수직방향 불평형 모멘트의 No.1 크랭크에 대한 위상각

$\varphi_{H1}$  : 1차 수평방향 불평형 모멘트의 No.1 크랭크에 대한 위상각

$l_i$  : 크랭크축에 임의로 설정한 위치로부터 No.  $i$  크랭크 중심까지의 거리

일반적으로 1차 불평형 모멘트를 상쇄하기 위한 평형추 크기는 식 (9)에 의해 계산되며, 설치각도는 식 (8)의  $\varphi_{V1} (= \varphi_{H1})$ 로 결정하면 된다.

$$\frac{\sum M_{V1} + \sum M_{H1}}{2} = m_b r_b \omega^2 (l_1 + l_2) \quad (9)$$

### 3. V/W형 공기압축기의 불평형 관성력 해석 및 실험결과 고찰

본 절에서는 실제의 V/W형 다단 공기압축기의 불평형 관성력을 해석하고 이를 검토하였다. 또한 V/

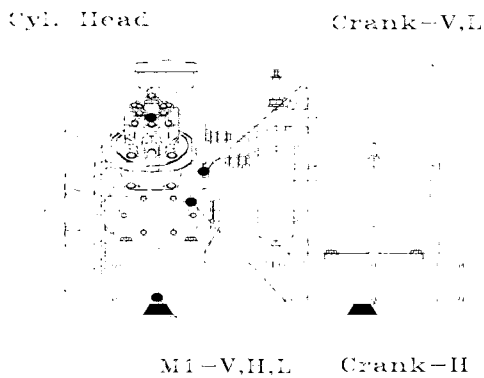
W형 공기압축기의 평형추를 설계하고 이를 설치한 후 진동속도를 측정하고 분석하여 본 연구에서 해석한 평형추 설계의 타당성을 확인하였다.

본 연구의 해석 및 실험 대상으로는 선박의 주기관 시동용으로 사용되는 공기압축기를 선정하였으며 이들은 Fig. 5, 6과 같다. Table 1에 공기압축기의 주요 사양을 정리하였다. 여기서 이들 공기압축기를 해석 및 실험 대상으로 선정한 이유는 이들이 다단 공기압축기의 일반적인 구조를 갖고 있고, 각각 2단 압축식과 3단 압축식으로 수직방향의 실린더 유무에 따라 불평형 관성력 특성이 다르게 나타나기 때문이다. 그리고 이들 공기압축기에 대한 불평형 관성력 해석은 다음의 두가지에 중점을 두고 분석하였다.

첫째는 수직과 수평방향의 불평형 관성력 분포이며 이는 기진력인 불평형 관성력이 전체적으로 어떻게 분포되어 있는지를 알 수 있다. 대상 공기압축기에

**Table 1** The specifications of air compressors

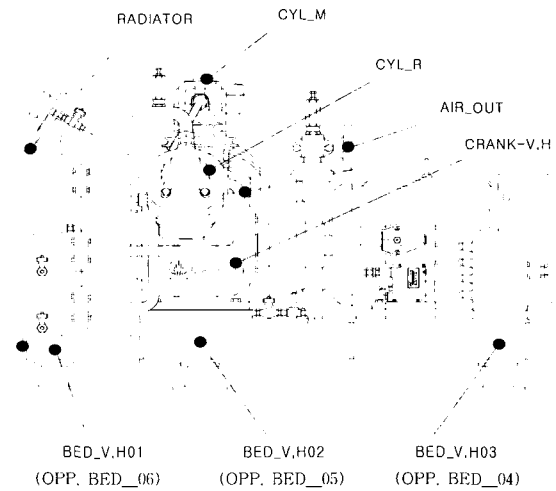
Type		V-TYPE	W-TYPE
No. of cylinder		2	3
Delivery pressure (bar)		30	30
Free air (m <sup>3</sup> /hr)		30	60
Bank angle (degree)		45	60
Stroke (mm)		80	80
Revolution (rpm)		1200	1200
Reciprocating mass (kg)	W <sub>1</sub>	3.34	5.42
	W <sub>2</sub>	3.55	3.22
	W <sub>3</sub>	0	3.40
Rotating mass (kg)		7.88	10.22



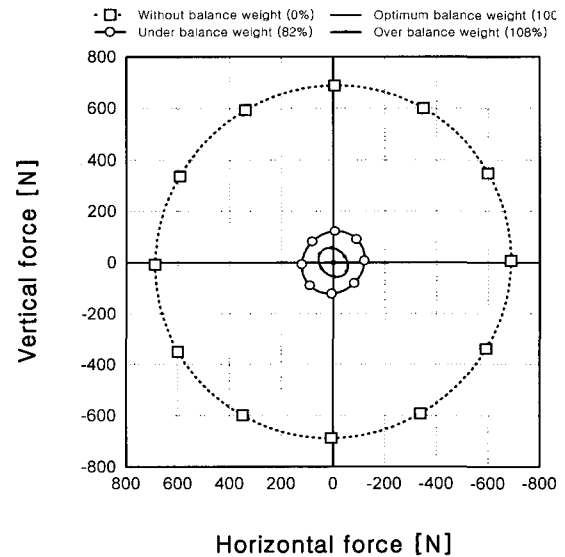
**Fig. 5** General arrangement of V-type A/C

대해 해석한 결과를 각각 Fig. 7, 8에 보인다.

이를 검토하여 보면 불평형 관성력은 단일 실린더 기구와는 달리 원형에 가까운 타원 형태를 하고 있으며 이는 질량 분포에 따라 다르게 된다. 해석 대상 압축기는 하나의 크랭크 스로우에 여러 개의 연결봉이 연결되어 있으므로 왕복질량에 비해 회전질량이 상대적으로 크다. 그 결과 불평형 관성력 분포는 거의 원형으로 된다. 여기서 V형 공기압축기의 불평형 관성력 분포가 W형 보다 원형에 가까운 형태를 하고 있다. 이는 V형 보다 W형의 경우가 회전질량이 크



**Fig. 6** General arrangement of W-type A/C



**Fig. 7** Residual inertia force for V-type A/C

나 질량  $m_3$  에 의해 수직방향의 왕복질량이 증가했기 때문이다. 그리고 불평형 관성력 분포가 수직축에 대해 다소 기울어져 있다. 이 기울기는 수직축을 중심으로 양측에 배치된 질량들의 차이로 인해 발생하는데,  $m_1$ 과  $m_2$ 의 질량 차이가 큰 W형이 더 많이 기울어짐을 알 수 있다.

이와 같은 양단간의 질량차이로 인해 발생하는 불평형 관성력은 수직축과 90°의 위상을 갖고 크랭크와 반대방향으로 회전하는 불평형 성분이므로 평형추로 제어하는 것은 불가능하다. 따라서 이를 평형시키기

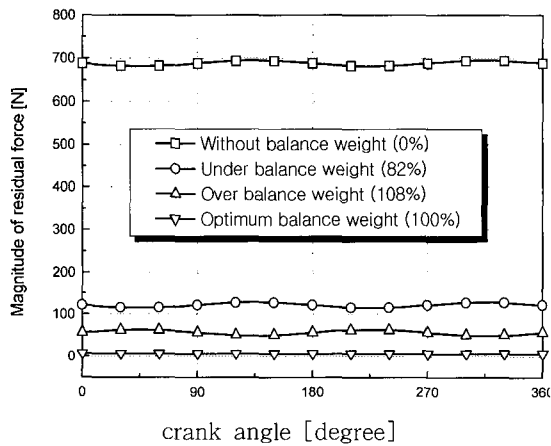


Fig. 8 Residual inertia force on crank angle for V-type A/C

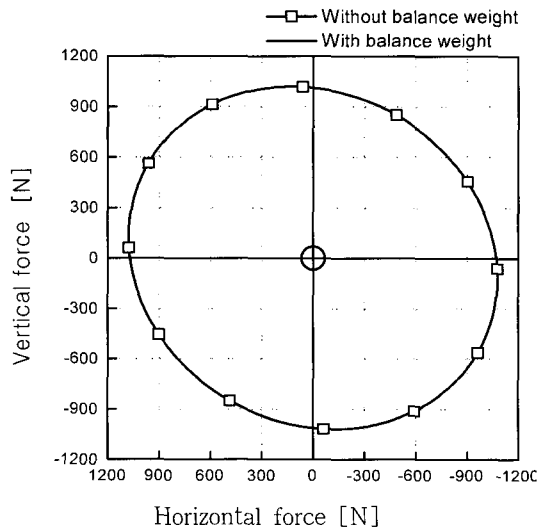


Fig. 9 Residual inertia force for W-type A/C

위해서는 크랭크와 동일한 크기의 각속도를 가지고 반대 방향으로 회전하는 축에 평형추를 설치해야 평형을 이룰 수 있다.

두번째는 크랭크 각도에 따른 불평형 관성력의 합성치를 해석하여 분석하는 것이 필요하다. 이는 크랭크 각에 따른 불평형 관성력의 크기를 알 수 있어 각 부재의 설계에 도움이 되고 평형추 설치에 따른 불평형 관성력의 추이를 파악하는데 편리하다. 각각의 공기압축기에 대해 해석한 결과를 Fig. 9, 10에 보인다.

이 그림들을 분석하여 보면 크랭크 각에 따라 합성 불평형력이 다른 것을 알 수 있다. 그리고 이 차이는 왕복질량의 크기에 따라 변하고 수평과 수직방향에 대한 불평형 관성력의 차가 클수록 크게 나타난다. 또한 W형의 경우가 수직방향의 질량  $m_3$ 에 의해 V형 보다 더 크게 차이가 남을 알 수 있다.

이들 공기압축기에 대해 앞절에서 기술한 방법에 따라 평형추를 설계하고 각각의 공기압축기에 대해 불평형 관성력을 해석하였다. 이 결과를 Fig. 7~10에 보인다. 이를 검토하여 보면 V/W형 모두 크랭크 각에 따른 합성 관성력은 여전히 차이가 있음을 알 수 있다. 이는 평형추에 의해 수직방향의 불평형 관성력이 수평방향으로 이동하여 두 방향에 동일한 크기의 불평형 관성력이 발생하고 있음을 의미한다.

이상의 해석 결과의 신뢰성을 확인하기 위해 설계한 평형추를 V/W형 공기압축기에 각각 설치하고 여러 부분에 대해 진동속도를 측정하였다. V형 공기압축기의 실험에 사용된 평형추는 1차 불평형 관성력을

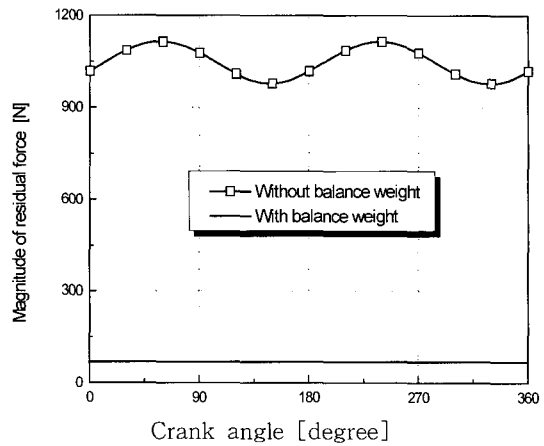


Fig. 10 Residual inertia force on crank angle for W-type A/C

수직과 수평방향 성분이 같게 되도록 설계한 평형추 (일반적으로 최적 평형추, optimum balance weight 라고 부른다.)와 이것에 각각 82% (under balance weight), 108% (over balance weight)의 평형량을 갖는 것으로 하였다. 이는 실험을 통해 평형추 설계의 타당성을 확인하기 위함이다. Table 2에 설계한 평형추의 주요 치수를 정리하였다.

Fig. 6의 W형 공기압축기는 탄성지지를 적용하면 본체의 진동속도가 ISO 2372의 진동기준치를 초과하는 문제가 있었다. 이 압축기에는 제작사가 기관에 적용하는 평형추 설계이론으로 제작한 평형추가 부착되어 있었다. 필자들은 본 연구에서 제시한 평형추 설계 이론에 따라 제작한 평형추를 압축기에 부착하고 진동속도를 측정하였다. W형 공기압축기에 적용된 평형추의 치수는 Table 3에 보인다. 이 표를 보면 최적(optimum)이 96%로 되어 있는데 이는 크랭크 케이스의 내부공간에 한계가 있어 이 보다 큰 평형추를 부착하는 것이 현실적으로 곤란하였기 때문이다.

이들 공기압축기는 Fig. 5, 6에서와 같이 탄성지지 되어 있으며, V형 공기압축기의 진동속도는 압축기 전체의 동적거동을 대표할 수 있는 크랭크케이스 부분과 앞쪽 좌측에 설치된 탄성지지 부근에서 측정하

였다. W형의 공기압축기는 ISO 2372의 진동기준치를 초과하는 문제가 있었기 때문에 진동측정을 V형 공기압축기보다 많은 부분을 선정하였으며, 특히 압축기 제작사에서 주로 관심을 갖는 열교환기 상부, 실린더헤드, 크랭크 케이스, 압축공기토출관(air-outlet), 각 탄성마운트의 상부로 선정하여 측정하였다.

이들 진동속도는 공기압축기가 정상적으로 운전될 때 주파수분석기(PROSIG, P5650 DATS-SYSTEM), 가속도계(AP-Technology, AP50), 가속도계교정기(AP-Technology, AP50)를 이용하여 측정하였다. 측정된 진동속도는 평형추에 의해 직접적으로 영향을 받는 1차 성분을 주 대상으로 하여 분석하였다. 각 공기압축기의 각 부분에서 측정된 진동속도를 Fig. 11, 12에 정리하였다.

이 그림들을 검토하여 보면 두 공기압축기 모두에서 해석으로 예상하였던 것과 같이 최적 평형추를 부

Table 2 Specifications of balance weights for V-type A/C

	Under	Optimum	Over
Material	FC 20	FC 20	SS 400
Balancing mass [kg]	3.23	3.85	4.17
Center of gravity [mm] (ref. shaft center)	54.39	55.44	55.44
$m \cdot r$ [kg · mm]	175.8	213.5	231.0
Percentage [%]	82	100	108

Table 3 Specifications of balance weights for W-type A/C

	Maker	Under	Optimum
Material	FC 20	SS400	BC 2
Balance weight [kg]	4.48	4.84	5.22
Center of gravity [mm] (ref. shaft center)	57.53		
$m \cdot r$ [kg · mm]	276	289	311
Percentage [%]	85	89	96

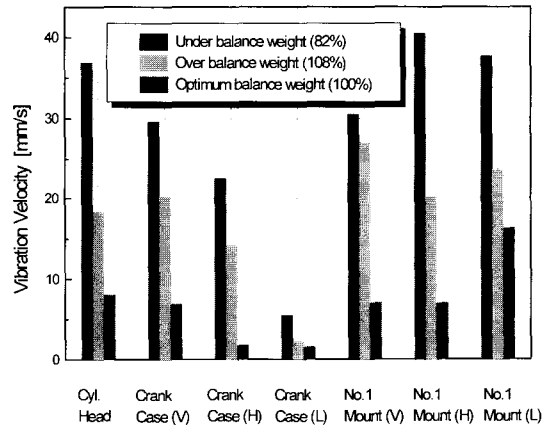


Fig. 11 Measured vibration velocities for V-type A/C

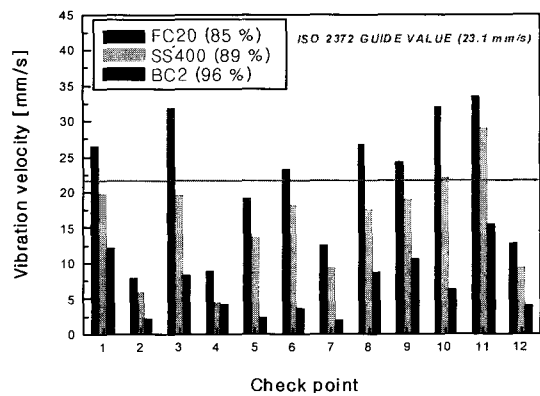


Fig. 12 Measured vibration velocities for W-type A/C

착하였을 때 진동속도가 가장 작음을 알 수 있다. 그리고 진동속도의 각 측정점은 진동모드가 완전 비연성이 되는 위치가 아니므로 약간의 차이는 있으나 전체적으로 설계한 최적 평형추에서 벗어날수록 진동속도가 증가하고 있다.

또한 평형추의 무게는 별로 차이가 없더라도 압축기 본체의 진동속도에는 상당한 차이가 있다. 이는 공기압축기의 특성에 맞는 평형추의 설계가 중요함을 의미한다. 그리고 ISO 2372의 진동기준치를 초과하여 문제가 되었던 W형의 공기압축기도 평형추를 변경함으로써 이 기준을 여유 있게 만족하고 있음을 알 수 있다.

#### 4. 결론

피스톤-크랭크 기구를 갖는 왕복동 압축기는 구조적인 특성으로 인해 필연적으로 진동이 발생하게 된다. 특히 다단 공기압축기의 경우는 각단의 왕복질량이 달라 기존의 기관의 평형추 설계이론을 적용하기에는 문제가 있었다. 본 연구에서는 V/W형 다단 공기압축기를 대상으로 평형추 설계법을 정립하고 이를 실제 모델에 적용하여 해석의 신뢰성을 확인하였다. 이를 요약하면 다음과 같다.

(1) 피스톤 질량이 각기 다른 V/W형 다단 왕복동 공기압축기에 대한 평형추 설계법을 정식화 하고, 불평형 관성력 및 모멘트를 정량적으로 계산하는 전산프로그램을 개발하였다.

(2) V/W형 왕복동 공기압축기의 불평형 특성을 분석한 결과 수직축을 중심으로 양측에 배치된 질량의 차이로 인한 불평형 관성력은 크랭크와 동일한 크기의 각속도를 가지고 반대방향으로 회전하는 축에 평형추를 설치해야 평형을 이룰 수 있음을 확인하였다.

(3) V/W형 공기압축기의 경우 각 피스톤의 밀도가 다른 재질로 만들어 각단의 질량차를 작게 하는 것이 압축기 진동거동에 유리할 것으로 판단된다.

(4) 실제 상용되고 있는 V/W형 공기압축기에 여러 가지 평형추를 설계하고 장착하여 압축기 본체진동을 측정된 결과 평형추 설계법의 신뢰성을 확인할 수 있었다. 특히 W형의 경우는 기존의 평형추 설계 방식으로 만족하지 못했던 ISO 진동기준치를 만족시킬 수 있었다.

#### 후 기

본 연구는 (재)한국해양대학교 학술진흥회 연구비 지원으로 수행되었음.

#### 참 고 문 헌

- (1) 김태중, 2001, "가변속 왕복동형 압축기 본체의 동적 거동 해석," 한국소음진동공학회논문집, 제 11 권, 제 8 호, pp. 374~383.
- (2) 김태중, 2002, "피스톤의 점성 마찰력을 고려한 소형 왕복동 압축기의 동적해석," 한국소음진동공학회논문집, 제 12 권, 제 11 호, pp. 904~913.
- (3) 박정근 외, 2002, "디젤엔진에서 기진력 감소를 위한 크랭크 각의 최적설계," 한국소음진동공학회논문집, 제 12 권, 제 2 호, pp. 108~115.
- (4) Mase, H. and Klier, H. 1981, Kraefte, Momente und dem Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine, Die Verbrennungskraftmaschine, Neue Folge, Band 2, SpringerVerlag, Wien.
- (5) Lindquist, H. 1983, Balancing the First Order External Moments of MAN B&W 4 Cylinder Low Speed Engine, The Motor Ships.
- (6) MAN B&W Diesel A/S, 1993, Vibration Characteristics of Two-stroke Low Speed Diesel Engine.
- (7) Den Hartog, J. P. 1934, Mechanical Vibration, McGraw-Hill.
- (8) Tanabe, 1981, Technical Note, TES-D0059.