



대향형 다기통 왕복동 압축기의 균형추 설계

Counterweight Design of an Opposed Type Multi-Cylinder Reciprocating Compressor

최재웅* · 임정택* · 김현진***† · 권병수***

Jae-Woong Choi*, Jeong-Taek Lim*, Hyun-Jin Kim***† and Byung-Soo Kweon***

(Received 30 July 2018, Revision received 04 September 2018, Accepted 12 September 2018)

Abstract: For an opposed type of large reciprocating compressors, unbalance or shaking forces produced by reciprocating motion of piston-related components and rotating motion of crank pin-related components are somewhat cancelled out by opposite layout of cylinder structures to a certain degree while unbalance moments still exist due to off-center distances to acting lines of individual forces. In this paper, analytical study on unbalance forces and moments arising in an opposed type of four-throw and six-throw reciprocating compressors was carried out and effective way of applying counterweights to reduce unbalance moments was suggested. For a six-throw compressor used for four-stage compression, substantial reduction in the mean level and variation amplitude of unbalance moment by the present counterweights design method was demonstrated as follows: the average unbalance moment was reduced by 21.4% and peak-to-peak variation was reduced from 180.9% to 60.8% by applying counterweights proposed in this study. This design method can also be extended to four-throw compressor layouts.

Key Words : Counterweight, Reciprocating Compressor, Unbalance Force, Moment

— 기 호 설 명 —

F : force [N]
 l, L : length [m]
 M : moment [N·m]
 r : radius [m]

그리스 문자

α : counterweight angle [°]
 θ : crank angle [°]

하첨자

ch : cross head

***† 김현진(교신저자) : 인천대학교 기계공학과

E-mail : kimhj@inu.ac.kr, Tel : 032-835-8419

*최재웅, 임정택 : 인천대학교 기계공학과 대학원

***권병수 : 광신기계공업(주) 부설연구소

***† Hyun-Jin Kim(corresponding author) : Department of

Mechanical Engineering, Incheon National University.

E-mail : Kimhj@inu.ac.kr, Tel : 032-835-8419

*Jae-Woong Choi, Jeong-Taek Lim : Graduate school of

Mechanical Engineering, Incheon National University.

***Byung-Soo Kweon : KwangShin Machinery Co., Ltd.

cp : crank pin
 cr : connecting rod
 cw : counterweight
 p : piston
 pr : piston rod
 r : rotating
 rec : reciprocating

1. 서 론

대형 왕복동 압축기는 산업용, 선박용, 공조·냉동용 등으로 널리 사용되고 있다. 그러나 크랭크축의 회전 운동을 왕복운동으로 전환해 주는 메커니즘을 적용하기 때문에 이로 인한 불균형력과 불균형 모멘트가 압축기 본체에 작용하여 진동이 심각해지는 문제가 있다.

왕복동 압축기 불균형력 및 이에 따른 진동 등에 관해, 냉장고용 왕복동식 냉매 압축기에서 옵셋, 커넥팅 로드 길이의 편심 등의 크랭크 메커니즘의 파라미터 변화에 따른 압축기의 동적거동 특성을 분석하고 회전부와 왕복동 관성력의 불평형력을 감소시키도록 균형추를 재설계한 연구와¹⁾ V자 형 실린더 배열을 갖는 2 실린더 소형 왕복동 공기 압축기에서 크랭크 축 형상 변경²⁾ 등을 통해 진동을 줄이려는 연구, 또한 대향형(opposite type), In-line형, V형 등 압축기의 구조의 특징과 형상을 고려한 균형추 설계³⁾, 각 피스톤의 무게가 다른 2 실린더 V 형 및 3 실린더 W 형 왕복동 공기 압축기에서의 균형추 설계법 제시⁴⁾, 그리고 3개의 실린더가 single-throw 크랭크축에 연결된 W형 압축기와 4개의 실린더가 double-throw 크랭크축에 연결된 V형 압축기에 대한 효율적인 균형추 이론⁵⁾을 제시한 연구, 다단 압축 왕복동 압축기에서의 균형추 설계⁶⁾ 등이 있다. 또한 차량용 엔진 등에 사용되는 왕복동식 크랭크 메커니즘에서의 불균형력 및 불균형 모멘트에 따른 진동 등에 대해서는 많은 연구가 이루어져 왔다.⁷⁾ 산업용 다단 압축기는 차량용 엔진과는 달리 각 실린더마다 피스톤의 질량이 다 동일하지 않을 수 있고, 특히 소요 동력이 수백 kW를 넘어서는 경우 주로

대향형 배열이므로 불균형력 및 불균형 모멘트 발생 조건이 다르게 된다.

대형 왕복동 압축기에서 통상 4기통이나 6기통의 경우 다단 압축이 이루어진다. 예를 들면 대용량 대향형 4기통 왕복동에서 실린더 2개는 1단 압축에, 나머지는 각각 2단 및 3단 압축에 사용되기도 하며, 대용량 대향형 6기통에서는 2개의 실린더는 1단, 또 다른 2개의 실린더는 2단, 그리고 나머지 2개는 각각 3단 및 4단 압축에 사용되기도 한다. 이같이 압축의 단이 달라지면 피스톤 직경 및 질량이 달라지고, 이에 따라 대향형이라고 할지라도 불균형력이 발생한다. 불균형 모멘트 관점에서 크랭크축에 작용하는 각 힘이 서로 상쇄된다고 할지라도 각 힘들 간에는 축 방향 작용 거리가 존재하므로 항상 모멘트가 개입되게 되어 있다. 대용량 대향형 4기통 왕복동에서 모든 실린더를 1단으로 사용할 경우에 대한 균형추 설계에 대해서는 Choi et al.¹¹⁾에서 보고된 적이 있으나, 다단 압축의 경우나 6기통으로의 확장된 경우에 대해서는 아직 연구된 적이 없다.

본 연구에서는 왕복동 압축기 가운데서도 대형 다단 압축을 위한 대기통 대향형 구조에서 발생하는 불균형력 및 모멘트를 최소화 하고, 더 나아가 크랭크축 및 균형추를 경량화 할 수 있는 균형추 새로운 설계 방식에 대한 해석적 방안을 제시하고자 한다.

2. 연구 대상 크랭크 축 모델

Fig. 1은 대향형 6기통 왕복동 압축기의 크랭크축에 본 연구에서 제시하고자 하는 새로운 방식의 균형추 2개가 크랭크 축에 양단에 하나씩 설치된 모습을 보여준다. 균형추들 서로 간의 위상차는 180도이며, 크랭크 축 기준 각과는 일정한 위상각을 갖도록 해준다. 여기서 균형추 설계의 핵심은 최적의 균형추 사이징(균형추 질량 × 무게 중심까지의 거리) 및 균형추 위상각을 찾는 것이다. 각 실린더의 피스톤이 장착되는 6개의 크랭크편이 각각 60도의 위상차를 갖도록 되어 있는데, 그 이유는 각 실린더 내에서 발생하는 가스력으로

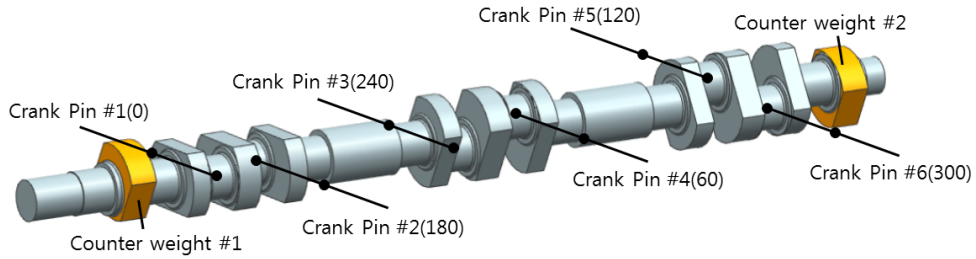
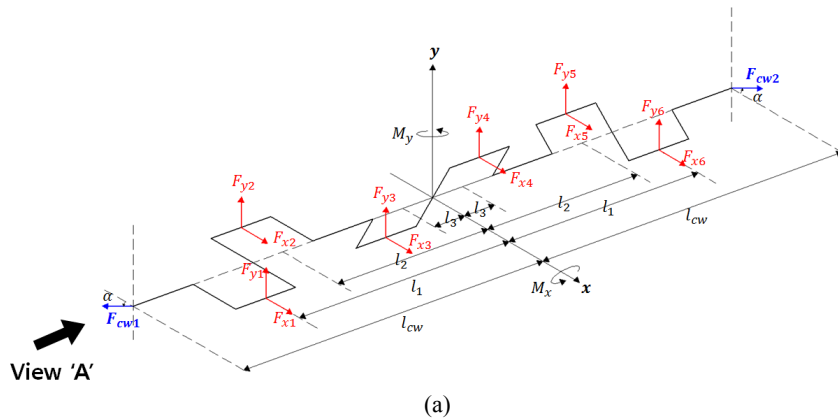


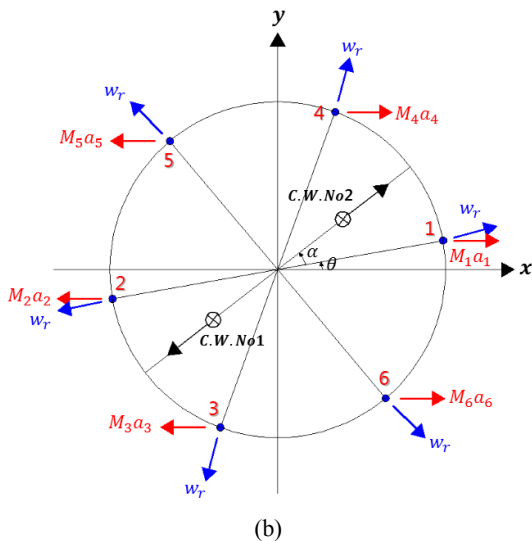
Fig. 1 Counterweights attached on both ends of a 6-throw crankshaft



(a)

인한 토크 변동 폭이 최소화 되도록 하기 위한 것이다. 크랭크 축 기본 구조가 대향형이므로 크랭크축을 중심으로 양 쪽에서 각 크랭크 핀에 연결되어 왕복 운동하는 질량들의 총합, 즉 피스톤 및 피스톤 봉, 크로스 헤드, 그리고 연결봉의 질량들의 합이 동일할 경우 불균형력은 발생하지 않는다. 하지만 시스템 중심을 기준으로 하여 각 힘들의 작용점까지의 거리에 차이가 있으므로 모멘트의 불균형은 발생하게 된다. 일반적으로는 각 크랭크핀에 연결되어 왕복 운동하는 질량들의 총합이 크랭크축을 중심으로 양쪽에서 서로 다르므로 불균형력과 불균형 모멘트가 모두 발생하게 된다.

3. 불균형력과 불균형 모멘트 계산 및균형추 설계



(b)

Fig. 2 Force diagram on a 6-throw crankshaft with phase-angled counterweights on both ends

Fig. 2(a)는 2개의 균형추가 축 양단에 각각 위상각 α 및 $-\alpha$ 를 가지고 설치된 6기통 크랭크축에서 각 크랭크 핀에 작용하는 x방향 및 y방향의

힘들과 작용 거리를 보여주며, Fig. 2(b)는 Fig. 2(a)의 'A' 방향에서 바라본 크랭크 축계에 작용하는 각종 힘들을 보여준다.

3.1 불균형력

일반적으로 크랭크 각도 $\theta = 0^\circ$ 에서 하사점인 크랭크 핀에 연결되어 왕복 운동하는 질량에 작용하는 가속도 a 는 식 (1)과 같다.

$$a = r\omega^2(\cos\theta - \lambda\cos2\theta), \lambda = r/L_c \quad (1)$$

이를 적용하여, 위상차를 갖는 각 크랭크 핀에 작용하는 x 방향 및 y 방향 힘들은 다음과 같이 구한다.

$i = 1, 3, 5$ 인 경우,

$$F_{x,i} = W_i \left[\cos\left(\theta - \frac{(i-1)}{3}\pi\right) - \lambda\cos2\left(\theta - \frac{(i-1)}{3}\pi\right) \right] + W_r \cos\left(\theta - \frac{(i-1)}{3}\pi\right) \quad (2a)$$

$$F_{y,i} = W_r \sin\left(\theta - \frac{(i-1)}{3}\pi\right) \quad (2b)$$

$i = 2, 4, 6$ 인 경우,

$$F_{x,i} = -F_{x,(i-1)}, F_{y,i} = -F_{y,(i-1)} \quad (3a)(3b)$$

축 양단의 균형추로 인해 발생하는 원심력들 F_{cw1} 및 F_{cw2} 의 x 및 y 방향 성분은 각각 식(4) - 식 (5)와 같다.

$$F_{cw1x} = -W_{cw}\cos(\theta + \alpha), \\ F_{cw1y} = -W_{cw}\sin(\theta + \alpha) \quad (4)$$

$$F_{cw2x} = W_{cw}\cos(\theta + \alpha), \\ F_{cw2y} = W_{cw}\sin(\theta + \alpha) \quad (5)$$

여기서 W_i, W_r, W_{cw} 는 각각 $W_i = M_i r \omega^2$, $W_r = m_r r \omega^2$, 그리고 $W_{cw} = m_{cw} r_{cw} \omega^2$ 이다. 이

때 M_i 는 i 번째 크랭크 핀에 연결되어 왕복 운동하는 부품들의 질량으로 피스톤(m_p), 피스톤 봉(m_{pr}), 크로스 헤드(m_{ch}), 그리고 연결봉의 직선 운동 부분(m_{cr1})의 합으로 이루어진다. m_r 은 회전 운동을 하는 질량으로 크랭크 핀의 질량(m_{cp})과 크랭크 핀에 연결되는 연결봉의 회전 운동하는 부분의 질량(m_{cr2})의 합이다.

6개의 크랭크 핀들에 작용하는 힘들의 총합을 x 및 y 방향으로 각각 F_{x_o} 및 F_{y_o} , 균형추에 의한 힘들을 각각 $F_{x,cw}$ 및 $F_{y,cw}$ 라고 하면, 크랭크 축 전체에 걸리는 각 방향의 힘들은 식 (6a) 및 (6b)와 같다. 이때 크랭크 축 양단에 설치한 균형추들은 서로 180도 위상차를 가지고 있으므로 이들이 발생하는 힘들은 서로 상쇄되어 불균형력 자체에는 영향을 주지 않는다.

$$F_x = F_{x_o} + F_{x,cw} \\ = (W_1 - W_2)(\cos\theta - \lambda\cos2\theta) \\ + (W_4 - W_3) \left[\cos\left(\theta + \frac{\pi}{3}\right) + \lambda\cos2\left(\theta + \frac{\pi}{3}\right) \right] \\ + (W_6 - W_5) \left[\sin\left(\theta + \frac{\pi}{6}\right) - \lambda\cos2\left(\theta + \frac{\pi}{6}\right) \right] \\ F_y = F_{y_o} + F_{y,cw} = 0 \quad (6a)(6b)$$

3.2 불균형 모멘트

크랭크 축 시스템에 작용하는 x 방향과 y 방향의 불균형 모멘트 M_x 및 M_y 는 축 중간부를 모멘트 중심으로 잡으면, 각각 식 (7) 및 식 (8)과 같다.

$$M_x = l_1(F_{y6} - F_{y1}) + l_2(F_{y5} - F_{y2}) \\ + l_3(F_{y4} - F_{y3}) + l_{cw}(F_{cw2y} - F_{cw1y}) \quad (7)$$

$$M_y = l_1(F_{x1} - F_{x6}) + l_2(F_{x2} - F_{x5}) \\ + l_3(F_{x3} - F_{x4}) + l_{cw}(F_{cw1x} - F_{cw2x}) \quad (8)$$

식 (7)과 식 (8)에 앞서 식 (1)~식 (5)에서 주어진 각 힘들을 대입하여 정리하면, M_x 및 M_y 는 각각 식 (9) 및 식 (10)과 같아진다.

$$M_x = \cos\theta \left[-\frac{\sqrt{3}}{2}(l_1 - l_2 - 2l_3) W_r \right. \\ \left. + 2l_{cw} W_{cw} \sin\alpha \right] \\ + \sin\theta \left[-\frac{1}{2}(l_1 - l_2 - 2l_3) W_r \right. \\ \left. + 2l_{cw} W_{cw} \cos\alpha \right] \quad (9)$$

$$M_y = \cos\theta \left[l_1 \left(W_1 - \frac{1}{2} W_6 \right) \right. \\ \left. - l_2 \left(W_2 - \frac{1}{2} W_5 \right) \right. \\ \left. - \frac{l_3}{2} (W_3 + W_4) \right. \\ \left. + \frac{1}{2} (l_1 - l_2 - 2l_3) W_r \right. \\ \left. - 2l_{cw} W_{cw} \cos\alpha \right] \\ + \sin\theta \left[-\frac{\sqrt{3}}{2} (l_1 W_6 - l_2 W_5 - l_3 (W_3 + W_4)) \right. \\ \left. - \frac{\sqrt{3}}{2} (l_1 - l_2 - 2l_3) W_r \right. \\ \left. + 2l_{cw} W_{cw} \sin\alpha \right] \\ + \lambda \cos 2\theta \left[-l_1 \left(W_1 - \frac{1}{2} W_6 \right) + l_2 \left(W_2 - \frac{1}{2} W_5 \right) \right. \\ \left. - \frac{l_3}{2} (W_3 + W_4) \right] \\ + \lambda \sin 2\theta \left[-\frac{\sqrt{3}}{2} (l_1 W_6 - l_2 W_5 - l_3 (W_3 + W_4)) \right] \quad (10)$$

이로부터 총모멘트의 평균값 $\overline{M^2}$ 을 구하면,

$$\overline{M^2} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} (M_x^2 + M_y^2) d\theta \quad (11) \\ = c^2 + c \left[\sqrt{\frac{(2\sqrt{3}b-d)^2}{+(a-e+2b)^2}} \sin(\alpha + \beta) \right] \\ + (a-e+b)^2 + (d-\sqrt{3}b)^2 \\ + 4b^2 + \lambda^2((a+e)^2 + d^2)$$

여기서 a, b, c, d, e 및 β 는 식 (12)~식 (17)과 같다.

$$a = l_1 \left(W_1 - \frac{1}{2} W_6 \right) - l_2 \left(W_2 - \frac{1}{2} W_5 \right) \quad (12)$$

$$b = \frac{1}{2} (l_1 - l_2 - 2l_3) W_3 \quad (13)$$

$$c = 2l_{cw} W_{cw} \quad (14)$$

$$d = -\frac{\sqrt{3}}{2} (l_1 W_6 - l_2 W_5 - l_3 (W_3 + W_4)) \quad (15)$$

$$e = \frac{l_3}{2} (W_3 + W_4) \quad (16)$$

$$\beta = \sin^{-1} \left(\frac{a-e+2b}{\sqrt{(2\sqrt{3}b-d)^2 + (a-e+2b)^2}} \right) \quad (17)$$

3.3 균형추 설계

식 (11)에서 c 에 대한 2차승 항과 상수항은 모두 양수(+)이기 때문에 c 에 대한 1차승 항의 계수가 최소일 때 모멘트 $\overline{M^2}$ 가 최소가 되게 된다. 즉, $\sin(\alpha + \beta) = -1$ 에서 $\overline{M^2}$ 가 최소가 된다.

여기서 β 는 a, b, d , 그리고 e 에 의해 결정되는, 즉 각 크랭크 핀에 연결된 질량들과 각 크랭크 핀 사이의 z 축 방향 거리들로 인해 결정되는 값이며, α 는 균형추 위상각으로 이 값은 설계자가 결정하는 값이다. 따라서 크랭크축에 걸리는 불균형 모멘트 $\overline{M^2}$ 를 최소화 해주는 균형추 위상각은 식 (18)과 같고, 이때의 불균형 모멘트 $\overline{M^2}$ 는 식 (19)로 주어진다.

$$\alpha = \frac{3}{2}\pi - \beta \quad (18)$$

$$\overline{M^2} = c^2 - c \left[\sqrt{\frac{(2\sqrt{3}b-d)^2}{+(a-e+2b)^2}} \right] \\ + (a-e+b)^2 + (d-\sqrt{3}b)^2 + 4b^2 \\ + \lambda^2((a+e)^2 + d^2) \quad (19)$$

이 식에서 변수 c 는 식 (14)에서와 같이 $c = 2l_{cw} W_{cw}$ 로서 균형추의 원심력과 크랭크 축 중심에서 z 축 방향 거리의 곱으로 표현되는 설계 변수이다. 불균형 모멘트에 관한 식 (19)에서 불균형 모멘트가 최소가 되는 c 값은 식 (20)과 같다.

$$c = \frac{1}{2} \sqrt{(2\sqrt{3}b-d)^2 + (a-e+2b)^2} \quad (20)$$

균형추의 위상각과 균형추의 원심력과 거리의 곱을 나타내는 식 (18)과 식 (20)에 (12)~(17)을 대입하여 정리하면, 최적화된 균형추의 위상각 α 와 원심력 W_{cw} 은 각각 식 (21)과 식 (22)로 정의된다.

$$\alpha = \frac{3}{2}\pi - \sin^{-1} \left(\frac{\begin{matrix} l_1 \left(W_1 - \frac{1}{2} W_6 \right) \\ -l_2 \left(W_2 - \frac{1}{2} W_5 \right) \\ -\frac{l_3}{2} (W_3 + W_4) \\ + (l_1 - l_2 - 2l_3) W_r \end{matrix}}{\sqrt{\begin{matrix} \left[\sqrt{3} (l_1 - l_2 - 2l_3) W_r \right]^2 \\ + \frac{\sqrt{3}}{2} (l_1 W_6 - l_2 W_5) \\ - l_3 (W_3 + W_4) \end{matrix}} + \begin{matrix} \left[l_1 \left(W_1 - \frac{1}{2} W_6 \right) \\ - l_2 \left(W_2 - \frac{1}{2} W_5 \right) \\ - \frac{l_3}{2} (W_3 + W_4) \\ + (l_1 - l_2 - 2l_3) W_r \end{matrix}} \right)} \right) \quad (21)$$

$$W_{cw} = \frac{1}{4l_{cw}} \sqrt{\begin{matrix} \left[\sqrt{3} (l_1 - l_2 - 2l_3) W_r \right]^2 \\ + \frac{\sqrt{3}}{2} (l_1 W_6 - l_2 W_5) \\ - l_3 (W_3 + W_4) \end{matrix}} + \begin{matrix} \left[l_1 \left(W_1 - \frac{1}{2} W_6 \right) \\ - l_2 \left(W_2 - \frac{1}{2} W_5 \right) \\ - \frac{l_3}{2} (W_3 + W_4) \\ + (l_1 - l_2 - 2l_3) W_r \end{matrix}} \right)^2 \quad (22)$$

3.4 6기통에서의 균형추 설계

6기통에서 구한 균형추 설계 방법을 Fig. 3과 같은 대향형 4기통 왕복동 압축기의 크랭크축에 동일하게 적용하면, 불균형 모멘트를 최소화 해주는 균형추의 위상각과 원심력은 각각 식 (23) 및 식 (24)와 같다. 앞서 6기통에서와 마찬가지로 2개의 균형추가 서로 180도 위상차를 갖도록 설치되

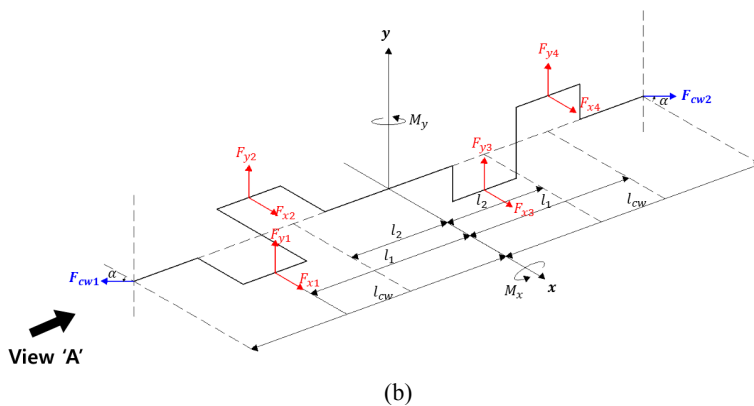
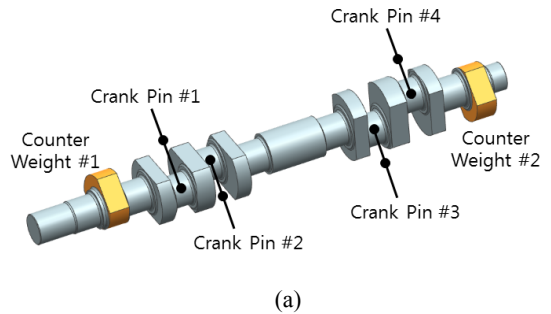


Fig. 3 Forces on a 4-throw crankshaft with phase-angled counterweights on both ends: (a) 4-throw crankshaft, (b) forces on the crankshaft

$$\alpha = \frac{3}{2}\pi - \sin^{-1} \left(\frac{l_1 W_1 - l_2 W_2}{\left[\frac{l_1 W_4 - l_2 W_3}{+2(l_1 - l_2) W_r} \right]^2 + \left[\frac{l_1 W_1 - l_2 W_2}{+2(l_1 - l_2) W_r} \right]^2} \right) \quad (23)$$

$$W_{cw} = \frac{1}{4l_{cw}} \sqrt{\left[\frac{l_1 W_4 - l_2 W_3}{+2(l_1 - l_2) W_r} \right]^2 + \left[\frac{l_1 W_1 - l_2 W_2}{+2(l_1 - l_2) W_r} \right]^2} \quad (24)$$

므로 균형추 설치가 크랭크축의 불균형력에 미치는 영향은 없다. 대향형 4기통에서는 토크 변동폭이 최소화 되도록 크랭크 핀들이 각각 90도의 위상차를 갖도록 배열된다.

4. 계산 결과

앞서 제시한 새로운 균형추 설계 방안을 각각 대향형 6기통과 4기통 왕복동의 경우에 적용하여 계산한 결과를 제시하고자 한다. 계산에 사용된 4기통과 6기통의 크랭크 운동 관련 각종 부품들의 질량과 치수 등을 Table 1과 Table 2에 나타내었다. Table 1은 4기통과 6기통 공용 부품들이고, Table 2는 두 경우 달리 사용한 부품들이다.

Table 1 Compressor parts used for calculation for four and six-throw crankshaft models

Notation	Description	Value	Unit
m_{pr}	Piston rod mass	3.9	kg
m_{cr}	Connecting rod mass	12.1	kg
m_{ch}	Cross head mass	15.2	kg
m_{cp}	Crank pin mass	4.0	kg
r	Crank arm	37.5	mm
L_c	Connecting rod length	220	mm
l_{c1}	Length from con rod center to crank pin center	82.77	mm
l_{c2}	Length from con rod center to cross head pin	137.23	mm
RPM	Rotating speed	600	rpm

Table 2 Piston mass and off-center distance for each stage of four and six-throw crankshaft models

6 throw type				
Notation	Description	Case1	Case2	Unit
m_{p1}	1st Piston mass	21.1	21.1	kg
m_{p2}	2nd Piston mass	10.1	21.1	kg
m_{p3}	3rd Piston mass	21.1	21.1	kg
m_{p4}	4th Piston mass	10.1	21.1	kg
m_{p5}	5th Piston mass	6.1	21.1	kg
m_{p6}	6th Piston mass	8.1	21.1	kg
l_1	Distance from shaft center to Crank pin 1,6	710		mm
l_2	Distance from shaft center to Crank pin 2,5	580		mm
l_3	Distance from shaft center to Crank pin 3,4	65		mm
l_{cw}	Distance from shaft center to Counterweight 1,2	915.8		mm
4 throw type				
Notation	Description	Case1	Case2	Unit
m_{p1}	1st Piston mass	21.1	21.1	kg
m_{p2}	2nd Piston mass	10.1	21.1	kg
m_{p3}	3rd Piston mass	21.1	21.1	kg
m_{p4}	4th Piston mass	8.1	21.1	kg
l_1	Distance from shaft center to Crank pin 1,4	387.5		mm
l_2	Distance from shaft center to Crank pin 2,3	257.5		mm
l_{cw}	Distance from shaft center to Counterweight 1,2	593.25		mm

4.1 6-throw type

6기통 크랭크축에서 Case 1의 경우는 피스톤 1번과 3번은 1단에, 피스톤 2번과 4번은 2단에, 피스톤 6번은 3단에, 그리고 피스톤 5번은 4단에 적용하는 4단 압축의 예이다. 1, 3번 피스톤의 질량은 21.1 kg, 2, 4번 피스톤의 질량은 10.1 kg, 5번 피스톤의 질량은 6.1 kg 그리고 6번 피스톤의 질량은 8.1 kg이다. Case 2는 6기통 모두를 1단 압축에 사용한다고 가정된 경우로 각 피스톤의 질량이 모두 21.1 kg이다.

Fig. 4는 크랭크축에 걸리는 x방향 힘들을 크랭

크 각도에 따라 보여준다. 식 (6a)를 통해 Case 1의 경우는 피스톤의 질량들이 다르기 때문에 불균형력이 발생하게 되고 이러한 불균형력은 균형추 유무와는 무관하다. Case 2의 경우엔 모든 피스톤의 질량이 같아 서로 상쇄되어 불균형력이 발생하지 않는다. y 방향의 힘은 두 경우 모두 식 (6b)와 같이 항상 0이다.

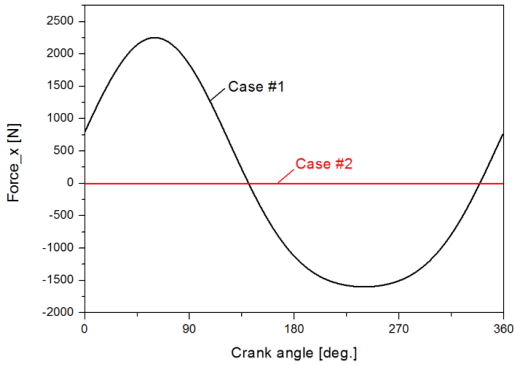
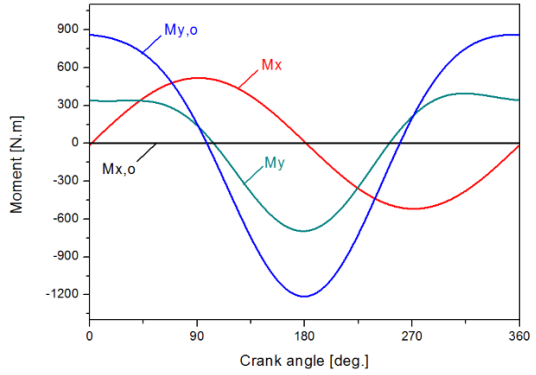


Fig. 4 Unbalanced force in x direction for a 6 throw type

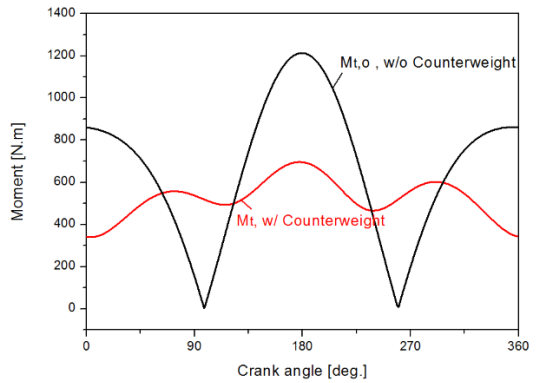
4단 압축의 경우인 Case 1에서 불균형 모멘트에 미치는 균형추의 영향을 Fig. 5에 나타내었다. 이때 적용한 균형추는 식 (21)을 통해 구한 위상각 $\alpha = 357.8^\circ$ 와 식 (22)를 통해 구한 원심력 $W_{cw} = 283.1 N$ 의 값을 갖는 균형추이다.

Fig. 5(a)(b)는 Case 1에서 균형추로 인한 불균형 모멘트 변화를 각각 방향별로(M_x , M_y) 그리고 전체 값(M_t)으로 보여준다. 불균형 모멘트의 평균값(\overline{M})은 균형추 적용 전 669.4 Nm에서 균형추 적용 후 526.2 Nm으로 감소하였고, 불균형 모멘트 변동 폭(peak to peak)은 균형추 적용 전 1210.2 Nm (3.2 Nm ~ 1,213.4 Nm)에서 균형추 적용 후 356 Nm (339.9 Nm ~ 695.9 Nm)로 70.6% 감소하였다.

Case 2의 경우에는 각 크랭크 핀에 걸리는 왕복 운동의 질량이 모두 같으므로 식 (22)는 식 (25)로 정리되며, 본 실시 예의 경우에는 $l_1 - l_2 - 2l_3 = 0$ 이므로 $W_{cw} = 0$, 즉 균형추가 없어야 하는 결과가 나온다. 일반적으로 대향형 6



(a)



(b)

Fig. 5 Unbalance Moments of a 6-throw type for 4 stage compression: (a) M_x , M_y (b) \overline{M}

Table 3 Effects of counterweights on unbalance force and moment in a 6-throw crankshaft

Case	Counter weight	α [deg.]	W_{cw} [N]	Moment Average [N.m]	Peak to peak fluctuation [N.m]
1	w/o	-	-	669.4	1210.2 (3.2 ~ 1213.4)
	w/	358.7	283.1	526.2	356.0 (339.9 ~ 695.9)
2	w/o	-	-	-	-
	w/	-	-	-	-

기통에서는 균형추를 별도로 설치하지 않는데, 이는 앞서 살펴 본 바와 같이 불균형력 자체는 대칭

균형추에 의해 영향 받지 않기 때문이며 불균형 모멘트에 대해서는 별도의 조치가 없는 것이 통상적이다.

Table 3에 Case 1에 대한 계산 결과를 요약하였다.

$$W_{cw} = \frac{1}{4l_{cw}} \sqrt{\left[\sqrt{3}(l_1 - l_2 - 2l_3) \left(W_r + \frac{1}{2} W_1 \right) \right]^2 + \left[(l_1 - l_2 - 2l_3) \left(W_r - \frac{1}{2} W_1 \right) \right]^2} \quad (25)$$

4.2 4 throw type

4기통 크랭크축에서 3단 압축을 수행하는 Case 3의 경우, 1단으로 사용하는 1, 3번 피스톤의 질량은 21.1 kg, 2단에 사용하는 2번 피스톤의 질량은 10.1 kg 그리고 3단에 사용하는 4번 피스톤의 질량은 8.1 kg이다. Case 4는 4기통 모두를 1단에 사용하는 경우로서 각 피스톤의 질량이 모두 21.1 kg으로 같다.

Fig. 6은 크랭크 각도에 따른 크랭크축에 걸리는 x방향 불균형력을 보여준다. 6 throw의 경우와 마찬가지로 Case 3의 경우는 피스톤의 질량들이 다르기 때문에 불균형력이 발생하게 되고, Case 4의 경우엔 모든 피스톤의 질량이 같아 서로 상쇄되어 불균형력이 발생하지 않는다.

Case 3과 Case 4에 대한 불균형 모멘트는 각각 Fig. 7과 Fig. 8에 나타내었다. Case 3의 경우균형추의 위상각과 원심력은 각각 식 (23) 및 (24)에 따라 각각 $\alpha = 357.8^\circ$ 및 $W_{cw} = 764.1 N$ 이 된다. Fig. 7(a)(b)는 Case 3에서 균형추 설치가 불균형 모멘트에 미치는 영향을 각각 방향별(M_x , M_y) 및 전체 값(M_t)에 대해 비교하여 보여준다.

불균형 모멘트의 평균값(\bar{M})은 균형추 적용 전 1030.5 Nm에서 균형추 적용 후 650.4 Nm으로 감소하였고, 불균형 모멘트 변동 폭(peak to peak)은 균형추 적용 전 1496.5 Nm(239.7 Nm ~ 1736.2 Nm)에서 균형추 적용 후 395.8 Nm(445.1 Nm ~ 840.9 Nm)으로 73.6% 감소하였다.

4기통 전부를 1단 압축에 사용하는 Case 4의 경우 균형추의 위상각과 원심력은 각각 식 (23)

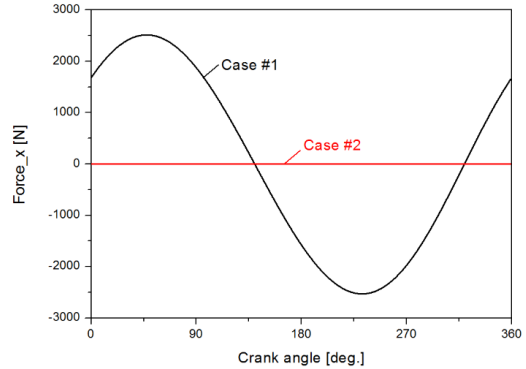
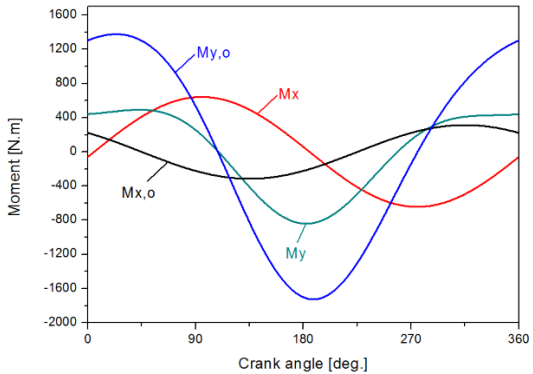
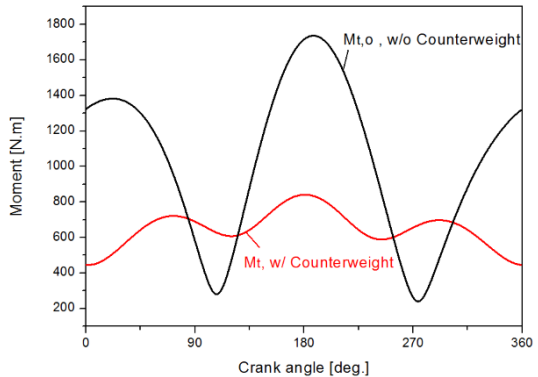


Fig. 6 Unbalance force of a 4-throw type



(a)



(b)

Fig. 7 Unbalance Moments of a 4-throw type for 3 stage compression: (a) M_x , M_y (b) \bar{M}

및 (24)에 따라 각각 $\alpha = 315^\circ$ 및 $W_{cw} = 778 N$ 이 된다.

Fig. 8(a)(b)는 Case 4에서 각각 x 방향과 y 방향, 그리고 합 방향으로의 불균형 모멘트를 균형추 유무에 따라 비교하여 보여준다.

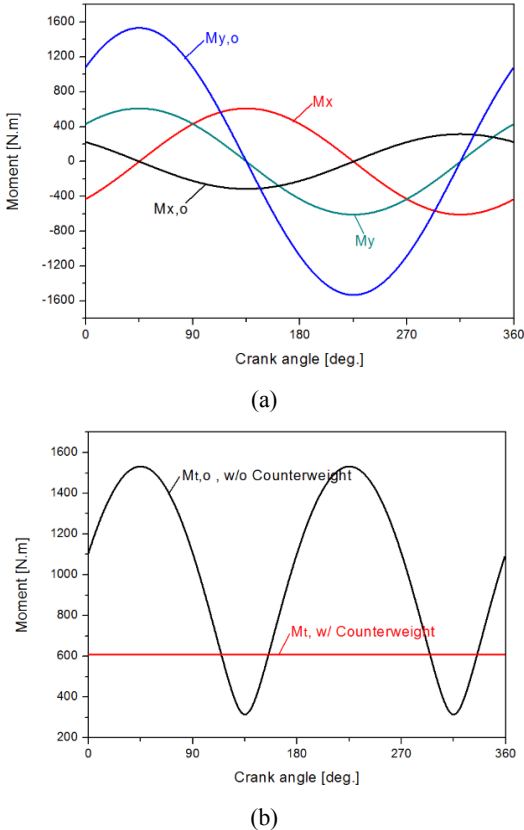


Fig. 8 Unbalance Moments of a 4-throw type for 1 stage compression: (a) M_x, M_y (b) \bar{M}

Table 4 Effects of counterweights on unbalance force and moment in a 4-throw crankshaft

Case	Counter weight	α [deg.]	W_{cw} [N]	Moment Average [N.m]	Peak to peak fluctuation [N.m]
3	w/o	-	-	1030.5	1496.5 (239.7 ~ 1736.2)
	w/	342.0	764.1	650.4	395.8 (445.1 ~ 840.9)
4	w/o	-	-	1026.6	1217.9 (314.1 ~ 1532.0)
	w/	315.0	778.0	609.0	0 (609.0)

불균형 모멘트의 평균값(\bar{M})은 균형추 적용 전 1026.6 Nm에서 균형추 적용 후 609.0 Nm으로 감소하였고, 불균형 모멘트 변동 폭은 균형추 적용 전 1217.9 Nm (314.1 Nm ~ 1532.0 Nm)에서 균형추 적용 후 변동이 사라졌다.

이상의 4기통 크랭크축에서의 계산 결과를 Table 4에 요약하였다.

5. 결론

다단 압축에 사용되는 대향형 다기통 왕복동 압축기의 균형추 설계에 관한 연구에 있어서, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 6기통 및 4기통 등과 같은 대향형 왕복동 압축기에서 균형추를 설치하되 사이즈(원심력)는 동일하고 서로 180° 위상차를 갖는 2개의 균형추를 크랭크 축 양단에 각각 하나씩 설치하는 방식으로 불균형 모멘트를 최소화 할 수 있는 균형추 설계 방법을 제시하였다.

2) 각 크랭크 핀에 연결되어 왕복 운동하는 부품들의 무게 분포 및 축 중심에서의 거리에 따라 불균형 모멘트를 최소화 할 수 있는 균형추의 위상각 및 사이징(원심력)에 대한 설계식을 도출하였다.

3) 대향형 6기통 및 4기통에서 발생하는 불균형력은 균형추 유무에 상관없이 일정하며, 각 기통을 모두 1단 압축에 사용하는 경우에는 각 크랭크 핀에 연결되어 운동하는 무게들이 같아지고 불균형력은 상쇄되어 없어진다.

4) 6기통을 4단 압축에 사용하는 Case 1에서와 같은 예에서 본 설계 방식에 따른 균형추를 부착할 경우 모멘트 변동 폭은 3.2~1213.4 N.m에서 339.9~695.9 N.m으로 줄어들고 평균치도 669.4 N.m에서 526.2 N.m으로 감소된다.

5) 4기통을 3단 압축에 사용하는 Case 3에서와 같은 예에서 본 설계 방식에 따른 균형추를 부착할 경우 모멘트 변동 폭은 239.7~1736.2 N.m에서 445.1~840.9 N.m으로 줄어들고 평균치도 1030.5 N.m에서 650.4 N.m으로 감소된다.

후 기

본 연구는 2017년도 인천대학교 학술연구조성비 지원에 의해 수행되었습니다.

References

1. B. S. Ko, W. G. Hwang, K. W. Ahn, S. W. Park and S. M. Hee, 2003, "A Study on Dynamic Characteristics of Reciprocating Compressors", Journal of The Korean Society for Noise and Vibration Engineering, pp. 478-485.
2. S. G. Prak, H. J. Lee, A. Abu, J. Y. Lee and J. E. Oh, 2005, "Comparison of Vibration and Noise Characteristics for Reciprocating Air Compressor through the Change of Crankshaft Parameters", Journal of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, pp. 530-533.
3. Y. C. Kim and K. Y. Ahn, 2009, "Inertia Force Comparison of 2 Stage Reciprocating Air Compressors", The KSFM Journal of Fluid Machinery, Vol. 12, no. 4, pp. 23-29.
4. H. J. Kim, S. C. Kim, J. M. Kim and U. K. Kim, 2004, "A Study in the Balabcing of V/W-type Reciprocating Air Compressor", Journal of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 14, no. 1, pp. 24-31.
5. Y. C. Kim, S. J. Sung, Y. J. Kim, and S. K. Choi, 2002, "Counterweight design for a W/V type reciprocating air compressor", Journal of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, pp. 227-233.
6. Y. C. Kim, B. O. Kim, and H. I. Shin, 2003, "CounterWeight Design of Multi-stage Reciprocating Air Compressors", The KSFM Journal of Fluid Machinery, pp. 656-661.
7. V. H. Arakelian, and M. R. Smith, 2005, "Shaking Force and Shaking Moment Balancing of Mechanisms: A Historical Review With New Examplers", Journal of Mechanical Design, Vol. 127, pp 334-339.
8. V. Arakelian and M. Dahan, 2001, "Partial shaking moment balancing of fully force balanced linkages", Mechanism and Machine Theory, Vol 36, Issues 11-12, pp. 1241-1252.
9. J. Singh and B. Singh, 2001, "Design of crankshaft for complete balancing of primary unbalanced force in reciprocating engine", Journal of the Institution of Engineers (India), Vol. 82, no. 3, Issues 11-12, pp. 138-142.
10. Bagci C, 1993, "Complete Shaking Force and Shaking Moment Balancing of Linkages Using Complete Dynamical Equivalentents of Floating Liis (The "CDEL"Method)", proc. of the 3rd National Applied Mechanisms and Robotics Conf., Vol. 1, pp. 4.1-4.13.
11. J. W. Choi, J. T. Lim, H.J. Kim and B. S. Kweon, 2017, "Counterwiegth Design of a Balanced- opposed Type 4 Throw Reciprocating Compressor", Autumn Conference of The Korean Society for Power System Engineering, pp. 91-93.