

정적 불균형 모멘트가 존재하는 고저구동장치의 평형 메카니즘 최적설계 연구

An Optimal Design Study of an Equilibrating-Mechanism for the Unbalanced Elevation-Drive System

최근국, 이만형, 김동현, 안태영
(Keun-Kuk Choi, Man-Hyung Lee, Dong Hyun Kim, and Tae Young Ahn)

Abstract : The unbalanced heavy-loaded elevation-drive system is composed of a hydraulic cylinder, a driving link-mechanism and an equilibrating-mechanism which compensate the static unbalanced moment of the elevation load. The Compensator for the unbalanced moment is composed of a hydrau-pneumatic accumulator and a hydraulic cylinder which act with the elevation cylinder together. Compensation of the variable static-unbalanced moment for the elevation-drive system is very difficult because these mechanisms imply highly nonlinear properties due to air conditioning characteristics and mechanical rotation of the link-mechanism. In this study, through the analysis of the already designed equilibrating-mechanism, the optimal design parameters of the equilibrating-mechanism is suggested.

Keywords : unbalanced heavy-loaded elevation-drive system, hydrau-pneumatic accumulator, equilibrating-mechanism

I. 서론

불균형 대부하 고저구동 메카니즘은 고저/평형 실린더와 부하를 지지/구속하는 구동 링크기구로 그림 1과 같이 구성되어 있다. 본 대부하 고저구동장치의 특징은 부하의 지지구조상 정적 불균형 모멘트가 크게 발생하고 있어 이를 상쇄하기 위한 평형 메카니즘이 부가적으로 요구되는 점이다[3].

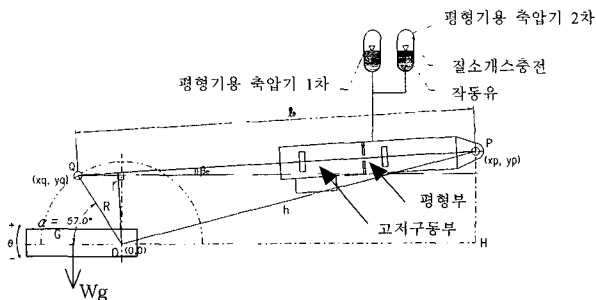


그림 1. 대부하 고저구동/평형장치 개념도.
Fig. 1. Concept schematic diagram for the heavy-loaded elevation-drive/equilibrator system.

선진 유사장비의 적용시스템을 살펴보면 독일의 Pzh 2000인 경우, 시제 단계에서는 그림 2와 같은 링크기구 및 토션바(Torsion Bar) 형식의 평형 메카니즘을 적용하였으나 최종에는 공압 실린더 2개를 부하의 양쪽에 배치하는 그림 3과 같은 메카니즘을 적용하였고, 영국의 AS90 시스템 및 미국의 개량장비 Paladin은 본 연구대상 장비와 같은

유공압식 평형 메카니즘을 적용하고 있다.

본 연구대상 장비에 적용하고 있는 유공압식 평형 메카니즘은 고저실린더에 복동/일체형으로[3][4][5] 부착된 평형실린더부와 유공압-축압기로 구성되어 있는데, 본 연구는 이에 대한 정성적인 분석 및 정량적인 분석을 통하여 고저구동 평형 메카니즘의 설계보완 방안을 도출하여 구동 메카니즘을 발전시키고자 한다.



그림 2. 선진 유사장비 평형 메카니즘.
Fig. 2. Equilibrating-mechanism for the Pzh2000 system.

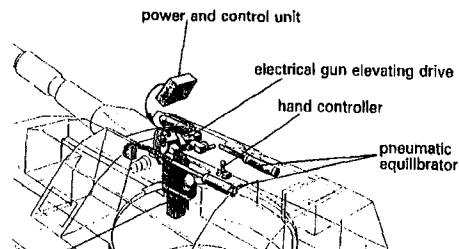


그림 3. 선진유사장비의 개선된 평형 메카니즘.
Fig. 3. The enhanced equilibrating-mechanism for the Pzh2000 system.

접수일자 : 1999. 11. 17., 수정완료 : 2000. 6. 17.
최근국 : 삼성테크윈(주) 특수연구소
이만형 : 부산대학교 기계공학부
김동현, 안태영 : 국방과학연구소

II. 고저구동 평형 메카니즘 분석

1. 개요

본 연구대상 시스템의 개념도는 그림 1과 같은데 고저구동부와 평형부를 관통하고 있는 피스톤로드 조립체는 고각별 평형부의 유체량을 변화시키고, 이 변동 유체량이 질소개스가 충전되어 있는 유공압 축압기에 축압되므로써 부하의 고각에 따른 정적 불균형 모멘트의 변화를 효과적으로 상쇄시키고 있다. 고저구동 메카니즘의 설계 파라메타는 표 1과 같다.

표 1. 고저구동 메카니즘의 설계 파라메타.
Table 1. Design parameters of elevation-driving system.

| 항 목 | 값 |
|----------------------------|-------------------------|
| 모멘트 압(R) | 15.984 in. |
| 압/부하 사잇각(α) | 57° |
| 힌지점 좌표(x_p, y_p) | (70.079, 17.716) in. |
| 부하중량(Wg) | 11,154.047 lbf |
| 무게중심(cg) | 58.661 in. |
| 고저/평형 실린더 유효단면적(A_p) | 16.534 in. ² |
| 최대 불균형 모멘트(T_{unbmax}) | 654,304.794 in.-lbf |
| 고저구동 고각범위 | -2.5° ≤ θ ≤ 70° |

2. 불평형 분석

2.1 불평형 모멘트 계산

고저구동 고각에 따른 불평형 모멘트는 고저구동 설계 파라메타로부터 다음과 같이 산출할 수 있다.

$$T_{unb}(\theta) = Wg \cdot cg \cdot \cos \theta \quad (1)$$

$T_{unb}(\theta)$: 불평형 모멘트(in.-lbf)

Wg : 고저구동 부하(lbf)

cg : 구동부하 포이축 기준 무게중심 거리(in)

θ : 수평기준 고저구동 각도(deg)

2.2 불평형 압력 계산

고저구동 고각에 따른 불평형 압력은 2.1절의 불평형 모멘트를 고저/평형 실린더내의 압력으로 환산함으로써 산출할 수 있다. 실린더내의 압력 환산을 위해서는 먼저 실린더의 유효단면적(A_p)와 고저구동 고각에 따른 링크기구의 모멘트 암(r)의 길이를 구하여 불평형 모멘트로 인해 유발되는 실린더 내의 압력을 산출한다. r은 그림 1에서

$$h = \sqrt{(x_p^2 + y_p^2)} \quad (2)$$

$$l_\theta = \sqrt{(x_p - x_q)^2 + (y_p - y_q)^2} \quad (3)$$

여기서 $x_q(\theta) = R \cdot \cos(180 - \alpha - \theta)$

$y_q(\theta) = R \cdot \sin(180 - \alpha - \theta)$

삼각형의 sine법칙에 의하여

$$\angle OPQ = \sin^{-1}(R \cdot \sin \angle POQ / l_\theta) \quad (4)$$

여기서 $\angle POQ = 180 - \angle HOP - \alpha - \theta$

$\angle HOP = \tan^{-1}(y_p/x_p)$

따라서

$$r(\theta) = h \cdot \sin \angle OPQ \quad (5)$$

모멘트 암의 변화는 (5)[3]와 같으며 포이축 주위의 모멘트 평형식으로부터 불평형 모멘트에 의해 유발되는 불평형 압력은 다음과 같이 산출할 수 있다.

$$T_{unb}(\theta) = r(\theta) \cdot A_p \cdot p_{unb}(\theta) \text{로부터}$$

$$p_{unb}(\theta) = T_{unb}(\theta) / (r(\theta) \cdot A_p) \quad (6)$$

여기서 A_p : 고저평형 실린더 유효단면적(in.²), $p_{unb}(\theta)$: 실린더내 불평형 압력(psi)

불평형 모멘트에 의해 고저/평형실린더에 유발되는 불평형 압력의 고각에 따른 변화는 그림 4와 같다.

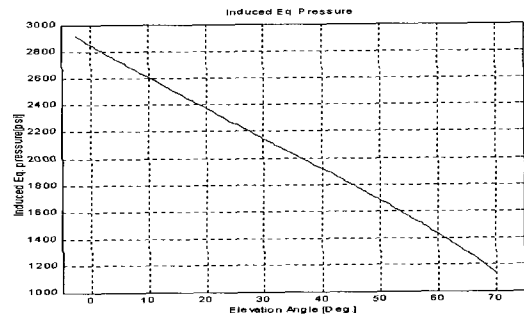


그림 4. 고각에 따른 불평형 압력.

Fig. 4. Unbalanced pressure along the elevation angle.

3. 평형 메카니즘 분석

3.1 평형 메카니즘 설계 제한조건

본 연구대상 장비의 평형 메카니즘은 표 2와 같은 설계 제한 조건하에서 개발되었다.

표 2. 설계 기본 제한 조건.

Table 2. Basic constraints for design.

| 항 목 | 값 |
|-------------|---|
| 축압기 갯수 | 2 개 |
| 축압기 초기설정 압력 | 불평형 미보상량이 최소화 되도록 설정하되 1차(저압), 2차(고압)으로 구분 1차압은 $p_{unb}(70)$ 에 안전계수를 고려하여 설정 |
| 축압기 가스 체적 | 축압기의 가스체적은 체계적용상 383.2 in. ³ 이하로 제한 |
| 평형고각 | -2.5° ~ 15° 범위 |
| 압력제한 | 최고 정압 ≤ 3,000 psi |

불평형 압력이 가장 낮은 곳은 고저구동 메카니즘의 구조상 최고 고각($\theta = 70^\circ$)에서 나타나게 되며 이 값은 (6)에 의하면 $p_{unb}(70) = 1,134$ psi 수준으로 산출된다. 따라서 저압(1차) 축압기의 초기 개스 설정 압력은 이 압력 보다 낮아야 한다. 높을 경우 평형 실린더 내에서는 진공 압력이 발생되므로 작동이 불가능하게 된다. 따라서 1차 축압기의 초기 개스 설정 압력은 $p_{unb}(70)$ 에 안전계수를 감안하여 낮게 설정하고 이로부터 최적의 평형압력이 도출되도록 저압/고압(1차/2차) 축압기의 초기 개스 설정 압력 및 체

적을 결정하여야 한다.

3.2 평형 메카니즘의 작동단계별 체적/압력변화 분석

3.2.1 제1단계 : 평형 메카니즘 초기셋팅 및 1차 축압기 작동 단계

평형 메카니즘의 1,2차 축압기는 그림 5와 같은 구조로 되어 있으며, 내부의 부유 피스톤에 의해 기체실과 유체실이 구분되어 있다. 먼저 축압기의 기체실에 초기설정 압력까지 질소개스를 충전하고 유압유를 공급하여 서서히 압력을 상승시켜 평형실린더 및 축압기의 유체실을 불평형 모멘트를 보상하기 위한 초기작동 압력으로 셋팅한다.

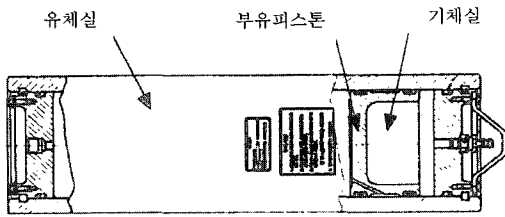


그림 5. 평형 축압기의 내부 구조.

Fig. 5. Internal structure of accumulator.

1,2차 축압기의 초기 개스설정 압력이 다르고 평형 메카니즘 초기 작동압력 셋팅시 1차 축압기만 작동한다고 하면 이때 평형 메카니즘 내부의 압력과 체적은 보일-샤를의 법칙에 따라 다음과 같다.

$$\frac{P_{a10} \cdot v_{a10}^k}{T_{a10}} = \frac{P_{a11} \cdot v_{a11}^k}{T_{a11}}$$

여기서 P_{a10} , v_{a10} , T_{a10} : 1차 축압기의 초기 설정 상태 압력, 체적, 절대온도, P_{a11} , v_{a11} , T_{a11} : 1차 축압기 초기 작동상태 압력, 체적, 절대온도, k : 기체 폴리트로픽 지수

평형 메카니즘 내부의 압력을 초기 설정압력에서 서서히 상승시킬 경우 등은 조건으로 가정할 수 있고, 이 경우 위 식은 다음과 같이 단순화 할 수 있다. 즉

$T_{a10}=T_{a11}$ 이고 $k=1.0$ 이므로

$$P_{a10} \cdot v_{a10} = P_{a11} \cdot v_{a11} \tag{7}$$

(7)은 고저구동 메카니즘 관점에서 볼 때 고저구동 고각이 최고 고각인 70°에서 2차 축압기의 초기 개스 설정 압력까지 평형 메카니즘의 내부 압력이 상승하는 고각까지의 과정에서 평형 메카니즘 내부의 압력과 체적을 지배하는 식이다. 2차 축압기가 작동하는 각도는 표 2의 평형 메카니즘 설계 파라메타인 축압기의 갯수, 각각의 축압기의 초기 개스 설정 압력 및 체적, 평형 고각의 선정에 따라 좌우된다.

3.2.2 제2단계 : 1,2차 축압기 동시 작동단계

구동 고각이 70°에서 점차 하강하면 평형실린더 내부의 유체가 축압기로 흘러 들면서 축압기의 기체실에 있는 질소 개스를 축압한다. 이때는 1,2차 축압기가 동시에 작동되면서 고저/평형 실린더의 평형부에서 방출되는 유량을 2개의 축압기가 동시에 흡수하면서 압력과 체적이 변하는 단계로서 이를 지배하는 방정식은 다음과 같다.

$$P_{a1f} \cdot (v_{a1f} + v_{a20}) = P_{a12} \cdot (v_{a12} + v_{a21}) \tag{8}$$

여기서 P_{a1f} , v_{a1f} : 1차 축압기 1단계 최종 압력 및 체적, P_{a12} , v_{a12} : 1차 축압기 2단계 변화압력 및 체적, v_{a20} , v_{a21} : 2차 축압기 초기 설정체적 및 2단계 변화체적

3.2.3 고각과 평형기압과의 관계

고저구동 고각과 평형기압과의 관계는 고각에서 저각으로의 고저구동이 진행됨에 따라 불평형 압력이 증가하고 평형실린더 내의 작동유가 평형 축압기로 이동함으로써 평형 축압기 내의 질소개스 체적이 감소하면서 압력이 상승하게 되어 보상압력을 증가시키게 된다. 따라서 고각과 평형기압과의 관계는 다음과 같이 구할 수 있다. 먼저 (3)에서 고각에 따른 실린더/피스톤부의 길이 l_θ 는 (9)와 같고 이에 따른 평형메카니즘의 유동유체량 Δv 는 (10)과 같다.

$$l_\theta = \sqrt{(x_p - R \cdot \cos(180 - \alpha - \theta))^2 + (y_p - R \cdot \sin(180 - \alpha - \theta))^2} \tag{9}$$

$$\Delta v = A_p \cdot \Delta l = A_p \cdot (l_\theta - l_{\theta_{max}})$$

$$= A_p \cdot \left(\sqrt{(x_p - R \cdot \cos(180 - \alpha - \theta))^2 + (y_p - R \cdot \sin(180 - \alpha - \theta))^2} - \sqrt{(x_p - R \cdot \cos(180 - \alpha - \theta_{max}))^2 + (y_p - R \cdot \sin(180 - \alpha - \theta_{max}))^2} \right) \tag{10}$$

고저구동 고각과 평형기 유동유량 사이의 관계는 삼각함수의 제곱근 형태로 나타나므로 전체 고각범위에서 표로 만들어 보는 것이 편리하다.(표 3 참조)

표 3. 고저/평형 메카니즘 파라메타 변화표.

Table 3. Parameter variation table of EL/EQ mechanism along EL angle.

| 고각 | $\Delta l(in.)$ | $\Delta v(in.^3)$ | $va1(in.^3)$ | $va2(in.^3)$ | $pa1(psi)$ | $pa2(psi)$ | $punb(psi)$ | $punb-pa(psi)$ |
|-------|-----------------|-------------------|--------------|--------------|------------|------------|-------------|----------------|
| 70° | 0.00 | 0.00 | 320.73 | 353.94 | 1247.00 | 1910.00 | 1133.79 | -113.21 |
| 65° | 1.09 | 17.98 | 302.75 | 353.94 | 1321.04 | 1910.00 | 1291.10 | -29.94 |
| 60° | 2.26 | 37.31 | 283.42 | 353.94 | 1411.15 | 1910.00 | 1431.80 | 20.65 |
| 55° | 3.50 | 57.78 | 262.95 | 353.94 | 1521.03 | 1910.00 | 1561.67 | 40.64 |
| 50° | 4.79 | 79.18 | 241.55 | 353.94 | 1655.77 | 1910.00 | 1684.42 | 28.66 |
| 45° | 6.13 | 101.29 | 219.44 | 353.94 | 1822.61 | 1910.00 | 1802.59 | -20.01 |
| 40° | 7.49 | 123.91 | 203.11 | 347.65 | 1953.62 | 1953.62 | 1917.93 | -35.69 |
| 35° | 8.88 | 146.84 | 191.65 | 336.18 | 2038.49 | 2038.49 | 2031.72 | -6.77 |
| 30° | 10.28 | 169.89 | 180.12 | 324.66 | 2131.59 | 2131.59 | 2144.94 | 13.35 |
| 25° | 11.67 | 192.89 | 168.62 | 313.16 | 2233.34 | 2233.34 | 2258.39 | 25.05 |
| 20° | 13.04 | 215.67 | 157.23 | 301.77 | 2344.16 | 2344.16 | 2372.79 | 28.63 |
| 15° | 14.40 | 238.07 | 146.03 | 290.57 | 2464.42 | 2464.42 | 2488.83 | 24.41 |
| 10° | 15.72 | 259.94 | 135.09 | 279.63 | 2594.41 | 2594.41 | 2607.28 | 12.87 |
| 5° | 17.01 | 281.16 | 124.49 | 269.03 | 2734.29 | 2734.29 | 2729.00 | -5.29 |
| 0° | 18.24 | 301.59 | 114.27 | 258.81 | 2884.02 | 2884.02 | 2855.04 | -28.98 |
| -2.5° | 18.84 | 311.47 | 109.33 | 253.87 | 2962.52 | 2962.52 | 2920.11 | -42.41 |

3.2.4 기존설계 평형 메카니즘의 설계 분석

본 연구대상 장비의 평형 메카니즘은 산학 연구결과[2] 확보된, 축압기 용량 선정용 프로그램을 이용, 최적 설계과정을 통하여 설계/제작되었다. 최적설계를 위한 성능 척도 (Performance Measure)[1]는 전체 고각 구동범위에 걸쳐 0.5° 간격으로 불평형 압력과 평형기 보상압력의 차를 제공하여 누적인 값을 최소화하는 것으로 하였다. 설계 제한 조건은 표 2의 설계 기본제한 조건에 표4와 같은 부가적인 제한조건으로 평형 메카니즘의 설계 파라메타를 선정하였다. 작동 단계별 체적/압력 계산은 (1)에서 (10)으로부터 산출

표 4. 부가적인 설계 제한 조건.

Table 4. Additive constraints for design.

| 항 목 | 비 고 |
|---------------------|---|
| 최대 미보상 모멘트 | 최대 불균형 모멘트의 5% 이내 |
| 축압기 용량 | 제작성 고려 저압/고압 축압기를 동일한 용량으로 하되 380.2 in. ³ 이내로 제한 |
| 저압 축압기 초기 가스 설정압 범위 | 850~1195 psi |
| 고압 축압기 초기 가스 설정압 범위 | 1200~2400 psi |

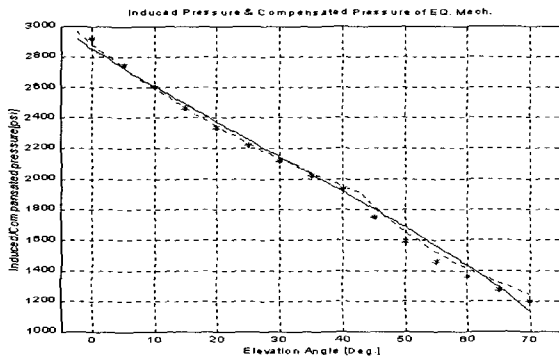


그림 6. 불평형 및 보상압력, 측정압력 비교 그래프(실선: 불평형 압력, 점선: 보상압력, *: 측정압력).

Fig. 6. Graph of pressure comparison(solid: induced, dashed: compensated, *: measured).

표 5. 평형 메카니즘 내부압력 측정치 및 보상압력.

Table 5. Measured/compensated data of EL/EQ mechanism.

| 고저각도(°) | 측정압력(psi) | 이론적인 보상압력 |
|---------|-----------|-----------|
| -2.5 | 3,003 | 2,962 |
| 0 | 2,919 | 2,884 |
| 5 | 2,748 | 2,734 |
| 10 | 2,600 | 2,594 |
| 15 | 2,460 | 2,464 |
| 20 | 2,333 | 2,344 |
| 25 | 2,218 | 2,233 |
| 30 | 2,113 | 2,132 |
| 35 | 2,018 | 2,038 |
| 40 | 1,930 | 1,954 |
| 45 | 1,744 | 1,823 |
| 50 | 1,587 | 1,656 |
| 55 | 1,460 | 1,521 |
| 60 | 1,357 | 1,411 |
| 65 | 1,271 | 1,321 |
| 70 | 1,197 | 1,247 |

할 수 있고 이와 같이 산출된 평형기 보상압력을 고저구동 고각에 따른 불평형 압력과 같이 표 3에 나타내었다. 불평형 압력과 평형기 보상압력을 고저구동 고각에 따라 도시하면 그림 6과 같다. 표 3에서 최대 미보상 압력은 고저구동 고각 70°에서 113 psi 수준이다. 이때 모멘트암의 길이(r) 및 실린더 유효단면적(A_p)으로 미보상 모멘트를 산출하면 22,304.27 lb-in.로서 이는 최대 불평형

모멘트 654,305 lb-in.의 3.4% 수준으로 5% 이내 조건을 만족하고 있음을 알 수 있다. 또한 본 연구대상 장비에서 평형 메카니즘의 내부압력을 5° 간격으로 측정된 결과가 표 5와 같은데 평형 축압기 내의 기체부 압력/체적이 등온과정에 의하여 변화도록 서서히 구동하였고 5° 구동 완료 후 5분 이상 경과 후에 압력을 측정하였으므로 충분히 등온과정으로 가정할 수 있다. 이를 그림 6에 중첩하여 도시하였으며 이론 해석치와 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

4. 평형 메카니즘 설계 개선

4.1 기존설계 평형 메카니즘의 부적합점 분석

3항에서 분석한 기존설계 평형 메카니즘은 고저구동 메카니즘의 파라메타(부하중량 및 무게중심)가 정확한 값이 산출되기 전인 2차 시제품의 파라메타를 기준으로 기본설계를 수행하여 축압기의 용량을 결정하였으나, 그 이후 보다 정확한 물성치가 도출됨으로 인해 다소 부적합한 부분이 존재하고 있다. 그 첫번째가 설계제한 조건 중 표 4의 첫번째 항목인 미보상 모멘트 최대값이 최대 불평형 모멘트의 5%내 만족을 위해서 무리하게 1차 축압기의 초기 가스 설정 압력을 높인 점이다. 1차 축압기의 초기 가스 설정압력을 최소 불평형 압력에 근접시킬수록 최대 미보상 압력을 줄일 수 있는 특징을 이용하여 1차 축압기의 가스 초기 설정 압력을 최소 불평형 압력인 1,134 psi의 99.6% 수준인 1,130 psi로 설정하였다. 잠정적인 설계기준은 1차(저압) 축압기의 가스 초기 설정압은 최소 불평형압의 90% 수준인 점을 고려할 경우 1,020 psi를 넘을 수 없으나 기존의 설계는 최소 불평형압에 과도하게 근접하고 있다. 이 경우 우려되는 사항은 장비 운용중 또는 정비중 누유나 기타 운용자에 의한 실수등으로 손실된 작동유가 33.2 in.³(고저구동 고각 70°의 초기 작동압력이 1,247 psi로 셋팅되므로써 1,130 psi에서의 체적변화분)를 넘을 경우, 고저구동 고각 70° 구동시 평형 메카니즘에 진공압이 생기면서 급격한 브레이크가 걸릴 수 있다. 두번째로는 제작의 편의를 위해 평형 축압기의 기체용량을 동일하게 가져감으로써 평형기 보상압력곡선이 최적으로 선정되지 못한 점이다. 평형 축압기의 개수를 2개로 제한한 것 역시 최적설계 개념에서 보면 큰 제약조건인데 여기에 기체용량까지 동일하게 가져감으로써 어떤 의미에서 보면 차차선의 설계개념밖에 적용하지 못하고 있음을 알 수 있다.

4.2 평형 메카니즘의 최적설계 파라메타 도출

4.1절에서 분석한 부적합 점을 개선하기 위해 체계 적용 상 수용 가능한 설계 파라메타의 변화범위에서부터 시제품 설계에서 제한하였던 일부 제약조건을 완화함으로써 보다 성능 및 운용측면에서 개선된 설계 파라메타를 도출해 보고자 한다. 이를 위하여 표 2 및 표 4에서 언급한 설계 파라메타의 변화범위 및 선정값을 표 6과 같이 정하고 최적의 설계 파라메타를 찾을 수 있는 프로그램을 코딩하여 시뮬레이션을 수행하였다. 본 프로그램은 시제품 설계 시 적용되었던 S/W와는 달리 고저구동 고각측에서 저각으로 진행하면서 계산을 수행하는 알고리즘을 적용함으로써 평형 고각을 45°로 선정하였다.

수집된 회의 반복계산 결과 도출된, 성능 척도를 최소화 하는 최적설계 파라메타 및 성능 파라메타를 표의 개선설

계 칸에 나타내었다. 도출된 최적설계 파라메타로 설계된 평형기 보상압력을 주어진 불평형 압력과 기존 설계에 따른 평형기 보상압력을 중첩하여 도시하면 그림 7과 같다. 보다 결과비교를 쉽게 하기 위하여 미보상 압력부분만을 별도로 도시하면 그림 8과 같다.

표 6. 평형 메카니즘 설계 파라메타 가변범위.
Table 6. Optimized parameter variation of EL/EQ mech.

| 항 목 | 기존 설계 | 개선 설계 |
|----------------------------------|--------------|-------------|
| 축압기 개수(개) | 2 | 2 |
| 1차축압기 초기가스 설정압(psi) | 850 ~ 1195 | 500 ~ 1020 |
| 2차축압기 초기가스 설정압(psi) | 1200 ~ 2400 | 1135 ~ 3000 |
| 1차축압기 초기가스 체적(in. ³) | 150 ~ 380 | 100 ~ 390 |
| 2차축압기 초기가스 체적(in. ³) | | 100 ~ 390 |
| 평형고각(°) | -2 ~ 15 | 45 |
| 정적 최고압력 | 3,000 psi 이하 | ← |
| 최대 미보상 모멘트(lb·in) | 32,716 이하 | ← |

표 7. 평형 메카니즘 최적설계 파라메타.
Table 7. Optimised parameter table of EL/EQ mechanism.

| 항 목 | 기존설계 | 개선 설계 |
|--------------------------------|------------|------------|
| 축압기 갯수(개) | 2 | 2 |
| 1차 축압기 초기 설정압(psi) | 1,130 | 1020 |
| 2차 축압기 초기 설정압(psi) | 1,910 | 1,940 |
| 1차 축압기 가스체적(in. ³) | 353.938 | 390.0 |
| 2차 축압기 가스체적(in. ³) | | 361.5 |
| 평형 고각(°) | 6.0 ~ 6.5 | 45 |
| 최고 압력(psi) | 2,962 | 2,954 |
| 최대 미보상 압력(psi) | 113 at 70° | 102 at 70° |
| 최대 미보상 모멘트(lb·in.) | 22,304 | 20,133 |

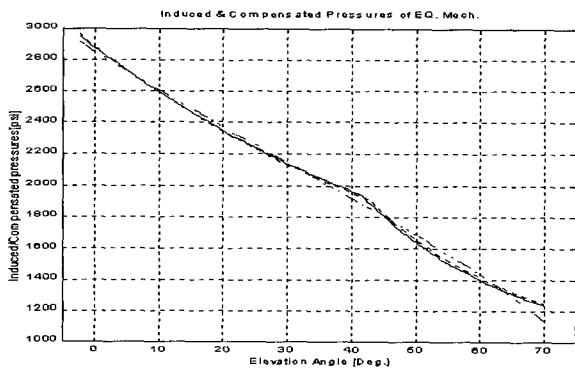


그림 7. 불평형 압력 및 평형기 보상압력(일점쇄선: 불평형, 점선: 기존설계, 실선: 개선설계).
Fig. 7. Graph of pressure difference (Solid: Advanced, Dashed: Already Designed, Dash-dot: Unbalanced).

4.3 개선설계에 대한 고찰

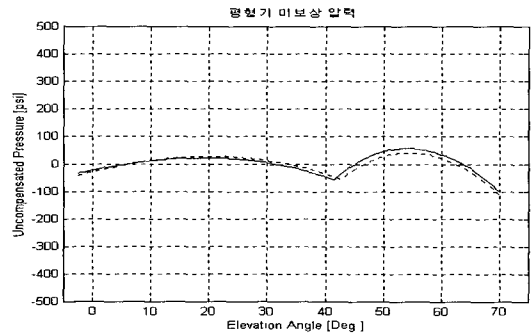


그림 8. 미보상 압력 그래프(실선: 개선, 점선: 기존설계).
Fig. 8. Graph of uncompensated pressure(solid: advanced, dashed : already designed)

표 8. 설계 개선의 효과.
Table 8. The effects of advanced design.

| 항 목 | 기존 | 개선 | 대 비 |
|----------------|---------------------------|---------------------------|-----------------------------------|
| 70° 고각에서 여유 유량 | 33.208 in. ³ | 68.027 in. ³ | 205% 개선→여유 유량 증가, 운용성/정비성 개선 |
| 최대 미보상 모멘트 | 22,304 in·lb _r | 20,133 in·lb _r | 최대불평형 모멘트의 3.4%에서 3.1% 수준으로 개선 |
| 45° 고각 미보상 압력 | 20 psi | 평형점 (zero수준) | 운용 빈도수가 가장 많은 고각으로 미보상량이 적을 수록 개선 |
| 5° 고각 미보상 압력 | 5.3 psi | 2.9 psi | 장비이동 및 보관시 유지 고각으로 미보상량이 적을 수록 개선 |

3항과 4항의 설계 개선 효과는 표 8(Table 8)에서 항목 별로 상세히 비교하였으며, 개선효과가 가장 큰 것은 평형기 시스템내의 여유 유량을 205%이상 확보한 것으로 운용성/정비성을 향상시킬 수 있는 점이다. 또한 장비 운용시 임무수행을 위해서는 45°고각 주위로 가장 많이 구동하게 되는데 이 근방의 미보상 모멘트를 20 psi수준에서 0(zero) psi 수준으로 감소시켰으며, 장비의 이동이나 보관중에는 고각 5°에서 고저구동 부하를 잠금(locking) 상태로 유지하기 때문에 고각 5°에서의 미보상 압력도 중요한 운용상의 요소인데 이를 5 psi 수준에서 3 psi 수준으로 감소시켰다.

III. 결론

본 연구에서는 불균형 대부하 고저구동장치의 정적 불균형 모멘트를 최적으로 보상하기 위하여 기존 설계/제작된 평형 메카니즘을 분석하여 부적합한 점을 도출하고 이를 개선할 수 있도록 설계 파라메타를 조정하여 다음과 같은 개선 효과를 얻었다. 첫째, 평형 시스템내 여유 유량을 기존설계 대비 200%이상 확보하여 장비의 운용성/정비성을 향상시켰고, 둘째, 최대 미보상 모멘트를 최대 불평형 모멘트의 3.4%에서 3.1%로 감소 시켰으며, 셋째, 가장 운용 빈도수가 높은 45° 와 5°고각에서 미보상 압력을 각각 감소시켜 장비의 운용 성능을 향상시켰다. 본 연구결과를 향후 장비의 성능향상을 위한 설계개선 사업이 추진될 경우 적절히 활용한다면 보다 보상능력이 향상된 평형 메카

니즘을 적용할 수 있어 불균형 대부하 고저구동장치를 발전시킬 수 있을 것으로 사료된다.

IV. 참고문헌

[1] Donald E. KIRK, *Optimal Control Theory An Introduction*, Prentice Hall, pp. 29~46, 1970.

[2] 이교일, 이장무, 이시천, 백승현, "불균형 관성량을 수반한 대형 구조물의 구동시스템 설계," 위탁 연구 최종 보고서, 서울대 공학연구소, 1990.

[3] 최근국, 이만형, 안태영, "구동 링크기구 최적설계 분

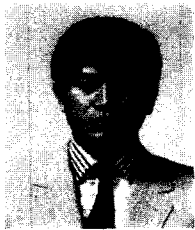
석 및 대부하 구동제어 성능추정 프로그램 개발," 한국정밀공학회지, 제16권, 제6호, pp. 7~13, 1999.

[4] 김동현, "고저구동 실린더/평형기 최적화 설계 연구," 국과연 지상무기 체계 발전 세미나, 1996.

[5] 김동현, "자동방열시스템 설계연구," 국방과학연구소 기술보고서 GWSD-519-92658, 1992.

[6] 이만형, "대부하 구동/제어시스템 기초연구," 위탁연구 최종보고서, pp. 39~48, 1991.

[7] 윤강섭, 이만형, "대부하 구동제어시스템의 제어기 설계," KACC, pp. 2~3, 1993.



최 근 국

1981년 부산대 기계설계학과 졸업. 동대학원 석사(1987), 동 대학원 박사(2000). 1989년~현재 삼성테크윈(주) 특수연구소 수석연구원. 관심분야는 시스템 모델링 및 해석, 메카트로닉스, 최적제어.



이 만 형

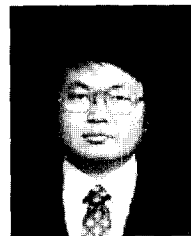
1969년 부산대 전기공학과 졸업. 동대학원 석사(1971), 미국 오리건 주립대 전기·컴퓨터 공학과 박사(1983). 1975년~현재 부산대학교 기계공학부 교수. 관심분야는 메카트로닉스, 비선형 제어, 확률제어, 파라메타 추정기법.



김 동 현

1982년 한양대 기계공학과 졸업. 노스캐롤라이나 주립대 기계과 석사(1985), 한국과학기술원 기계과 박사과정(2000). 1985~현재 국방과학연구소 1체계 1부 2팀 선임연구원. 관심분야는 신호처리, 비선형 시스템 해석, 주파수

영역 모델링.



안 태 영

1973년 서울대 기계공학과 졸업. 위스콘신대 기계과 박사(1982년). 현재 국방과학연구소 1체계 1부장 책임연구원. 관심분야는 생산공학, System ID, 메카트로닉스.