

모바일 유압장치에서 부하의 유지와 내림 특성 비교

Analysis of Characteristics of Load Movement in Mobile Hydraulic Equipment

조미현¹ · 허준영^{2*}

Mi Hyeon Jo and Jun Young Huh

Received: 3 Aug. 2018, Accepted: 2 Oct. 2018

Key Words : Mobile Hydraulic(모바일 유압), Countervalance Valve(카운터밸런스밸브), Double Non-Return Valve(양방향체크밸브), Pressure Relief Valve(압력릴리프밸브)

Abstract: Mobile hydraulics require higher energy efficiency, and a simpler as well as robust design, than general industrial hydraulics. The 6/3-way directional control valve is widely used as a mobile hydraulic control valve. However, since the 6/3-way directional control valve is a spool type valve, it is difficult to maintain the load. A counterbalance valve is typically used, to maintain the load, and lift down. However, in an industrial field using a mobile hydraulics device, a pilot controlled check valve may be used to implement holding and lifting operation of the self-weight load, and a relief valve may be used simply to exert back pressure. But no comparative analysis of advantages and disadvantages of each method was revealed. In this study, various methods of holding and unloading load with self-weight in mobile hydraulics are investigated, and compared through simulation using AMESim software. This is experimentally verified by using Festo's mobile hydraulic test rig TP800.

기호 설명

A : pressure area of the poppet, m^2

P : pressure, bar

Q : flow rate, l/min

k : spring constant, N/m

C_d : flow coefficient

ϕ : 1/2 angle of poppet, $^\circ$

x_0 : zero displacement on spring, m

i : pilot ratio of counterbalance valve

ρ_0 : density of fluid, kg/m^3

ν : viscosity of fluid, cSt

1. 서론

모바일 유압은 프레스 등의 일반산업용 유압에 비해서 높은 에너지 효율과 간소한 설계, 강인 설계가 요구된다. 모바일 유압의 제어밸브로 6/3방향제어밸브가 많이 사용된다¹⁾. 그러나 6/3방향제어밸브는 스푼형식이기 때문에 부하의 유지가 곤란하다. 부하의 유지와 내림동작을 구현하는데 카운터밸런스밸브(Counterbalance valve)가 대표적인 사용되고 있다. 현재까지 카운터밸런스밸브와 관련된 많은 해석연구들이 진행되어 왔다. S. Yun은 카운터밸런스 밸브를 내장한 유압 모터 브레이크 시스템의 동특성을 해석하였고²⁾, S. Lee는 카운터밸런스밸브의 수학적 모델링에 대해 선형방정식을 통해 동적 특성에 관한 연구를 하였다³⁾. S. Lee는 카운터밸런스밸브와 차동실린

* Corresponding author: huh@koreatech.ac.kr

1 Graduate School, Korea University of Technology and Education, Cheonan 31253, Korea

2 School of Mechatronic Engineering, Korea University of Technology and Education, Cheonan 31253, Korea

Copyright © 2018, KSFC

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

더회로를 포함한 호이스트 유압장치의 최적설계를 콤플렉스법을 적용하여 설계하였다⁴⁾. T. Um은 카운터밸런스밸브 시스템의 동특성을 최적화하는 설계기법을 연구하여 설계 파라미터 결정방법을 보여주었다⁵⁾. 최근에는 컴퓨터의 발달로 해석프로그램을 통한 카운터밸런스 연구가 진행되고 있다. J. Chung은 전산해석 프로그램을 사용하여 역부하 운용구간을 갖는 유압구동회로를 설계하였다⁶⁾. 그러나 모바일 유압장치를 사용하는 산업현장에서는 자중을 받는 부하의 유지와 내림 동작을 구현하는데에 카운터밸런스밸브만 사용하는 것이 아니라 파일럿 제어되는 체크밸브를 사용하기도 하고, 릴리프밸브를 사용하여 단순히 배압을 걸어주는 방식도 사용한다. 각 방법의 장단점을 비교분석한 연구는 찾을 수 없었다. 이에 본 연구에서는 모바일 유압장치에서 자중을 갖는 부하의 유지와 내림동작을 구현하는 여러가지 방식을 실험 및 AMESim 소프트웨어를 사용한 시뮬레이션을 통해 조사하고 비교 분석한다. 그리고 Festo사의 모바일 유압실험장치 TP800을 사용하여 실험으로 검증한다.

2. 모델링

모바일 유압장치에서 자중을 갖는 부하의 유지와 내림동작을 구현하는데 주로 사용되는 3가지 방식을 Fig. 1에 나타낸다. (a)는 파일럿 작동되는 체크밸브를 사용하는 방식이고, (b)는 압력릴리프밸브를 사용하여 단순히 자중에 대해 실린더에 배압을 걸어주는 방식이다. 그림에 나타낸 바와 같이 체크밸브와 함께 사용되며 내부 파일럿형 카운터밸런스밸브라고도 한다. (c)는 외부 파일럿을 사용하는 카운터밸런스 밸브를 사용한 방식이다. 3가지 방식 모두 6/3비례제어밸브를 이용하여 하중의 승강을 제어한다.

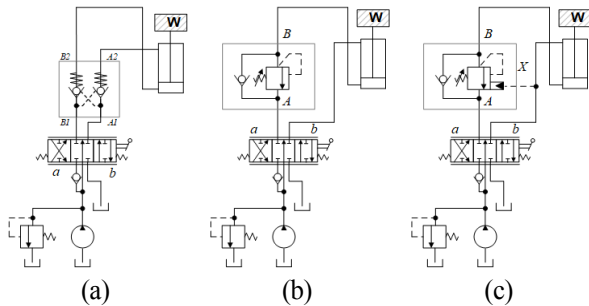


Fig. 1 3 circuits controlling load movement (a) Double non-return valve (b) Pressure relief valve (c) Counterbalance valve

일반적으로 산업현장에서 사용되는 대용량 카운터밸런스 밸브의 단면도는 Fig. 2에 표시한다. A에서 B로의 흐름은 체크밸브(12)를 통해 자유롭게 흐르고, B에서 A로 흐를 때는 체크밸브는 막히고 메인 포핏(8) 쪽으로 향하게 된다. 이 때 메인포핏은 바로 열리지 않고, 기름은 오리피스(4, 10)가 있는 좁은 통로를 따라 파일럿 포핏(2)에 도달하게 된다. 파일럿 포핏머리에 작용하는 유압력이 스프링 설정력보다 크다면 파일럿 포핏을 개방시키고, 순간적으로 일부의 유량이 탱크로 복귀된다. 이 유량을 보충시키기 위해 오리피스(4, 10)을 통해 유량이 보충되는데, 이때 오리피스를 통과하면서 발생된 압력손실로 메인포핏이 상하면 사이에 압력차가 형성된다. 이는 곧 메인포핏을 들어 올리는 힘으로 작용하여 B에서 A로 흐르게 된다. 포트 X로 파일럿압이 작용할 경우에는 푸쉬핀(5)으로 파일럿 포핏을 밀어주므로 파일럿 포핏을 더 낮은 압력에서 개방할 수 있다.

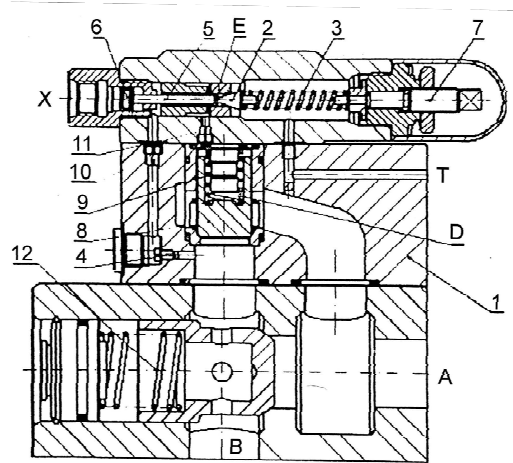


Fig. 2 High capacity counterbalance valve

실제로 실험에 사용된 카운터밸런스밸브는 Fig. 3과 같다. 포트 T의 압력이 포트 P보다 높으면, 체크밸브가 왼쪽으로 이동하면서 기름은 포트 T에서 포트 P로 자유 흐름이다. 한편, 포트 P에서 포트 T로의 흐름은 포트 P의 압력이 카운터밸런스밸브 설정 압력보다 높아지면 체크밸브는 그대로 있고, 제어 피스톤만 오른쪽으로 이동하여 포트 T로 기름이 흘러가게 된다. 포트 X로 파일럿압이 가해지면 밸브 카트리지의 쇼크를 통해 제어 피스톤에 작용하여 개방을 돕는다. 압력 X와 압력 P가 작용하는 면적비가 개방비 i를 결정한다. 이 밸브의 경우 포트 X에서 압력 P의 1/3압력으로 밸브를 개방하게 된다.

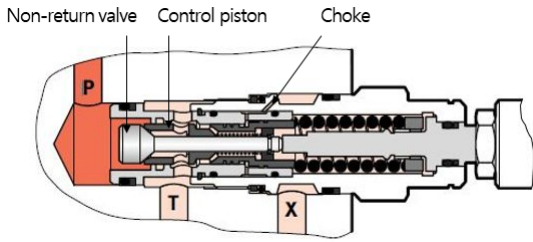


Fig. 3 Counter Balance Valve

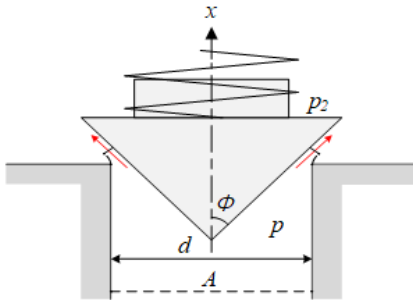


Fig. 4 Schematic diagram of the poppet used in counterbalance valve

직동형 밸브의 포핏 개략도를 Fig. 4에 나타낸다. 작용하는 힘의 평형식은 식 (1)과 같다. 이 식에서 밸브가 열리기 시작할 때의 압력인 크래킹 압력을 p_c 라 하면, p_c 라는 식 (2)와 같고, 식 (1)과 (2)를 이용하면 포트 P의 압력 p 는 식 (3)과 같다.⁷⁾

$$Ap - C_d \pi d x p \sin 2\phi = k(x_0 + x) \quad (1)$$

$$p_c = \frac{kx_0}{A} \quad (2)$$

$$p = \left(p_c + \frac{kx}{A} \right) \frac{A}{A - C_d \pi d x \sin 2\phi} \quad (3)$$

3. 실험장치

자중을 갖는 부하의 유지와 내림동작을 실험하기 위해 Festo사의 모바일 유압실험장치 TP800을 사용한다. 실험에 사용된 유압회로도를 Fig. 5에 나타낸다. 유압동력장치에서 나온 기름이 6/3비례방향제어밸브(1V4)를 통해서 작동실린더 1A2에 보내진다. 한편 작동실린더는 부하실린더 1A1과 직접 연결되어 있다. 부하실린더는 작동실린더에 걸리는 자중에 의한 부하를 모의하기 위한 것으로 부하실린더에 걸리는 압력은 축압기(1Z2)와 3포트 감압밸브(1V3)를 사용하여 설정된다. 이 경우에 작동실린더는 로드가 수직 상단을 향하고 있고 자중에 의한 부하를 받는 상태가 된다. Fig. 5에서 회색바탕은 부하를 모의하는

시뮬레이터를 나타낸다. 1V5는 카운터밸런스밸브이다. 1B1은 유량센서이고, 1B2와 1B3는 압력센서를 나타낸다. 3포트 감압밸브(1V3)를 30bar로 설정하여 사용하였으므로 $\phi 16\text{mm}$ 의 작동실린더는 600N의 자중을 받는 것과 동일한 힘이 걸린다.

Fig. 6에 부품을 배치한 실험장치를 나타낸다. 그리고 Fig. 7에 교체부품으로 사용한 양방향체크밸브 (a)와 카운터밸런스밸브를 (b)에 나타낸다. 작동실린더 양단에 압력센서를 설치하여 작동중 압력의 변화를 NI DAQ보드를 통해 컴퓨터에 저장하였다.

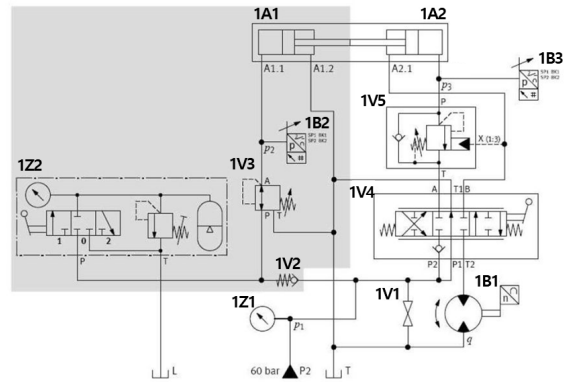


Fig. 5 Hydraulic circuit of counter balance valve with load simulator

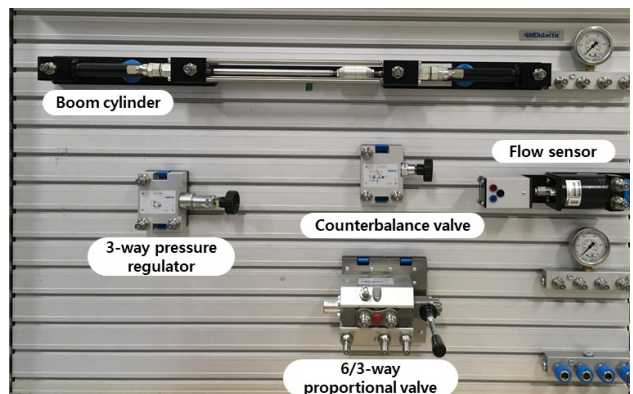
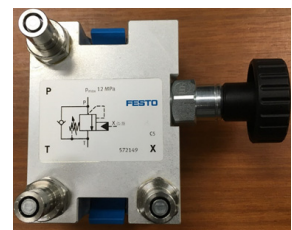


Fig. 6 Hydraulic components arrangement



(a)



(b)

Fig. 7 Control Valves (a) Double non-return valve (b) Counterbalance valve

일정한 조건에서 나타나는 정특성을 확인하기 위해 유량측정센서를 설치하여 속도를 0.2 l/min으로 맞춰 천천히 내릴 수 있도록 6/3비례방향제어밸브를 조작하였다. Fig. 8은 600N의 자중부하가 걸렸을 때이고, Fig. 9는 무부하인 경우의 작동실린더의 로드측 압력을 나타낸다.

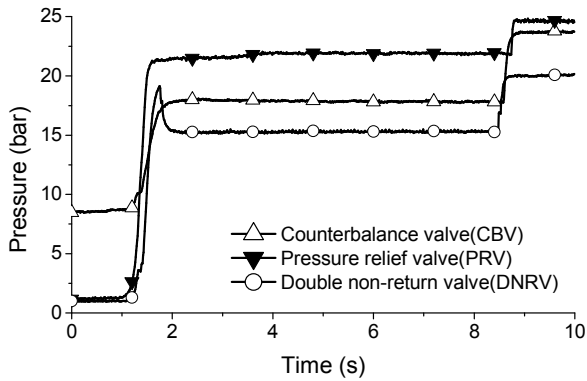


Fig. 8 Pressure at cylinder rod side with load

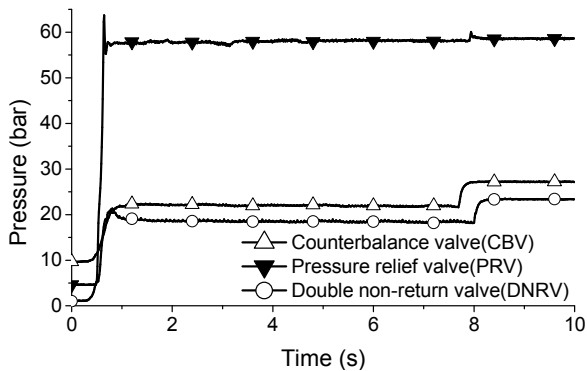


Fig. 9 Pressure at cylinder rod side without load

Fig. 8과 9를 비교해 보면 압력릴리프밸브(PRV)를 사용한 경우에 자중에 의한 부하가 있을 때(Fig. 8)에는 실린더 로드측 압력 22bar에서 하강하지만 부하가 없을 때(Fig. 9)는 58 bar로 설정된 압력값에 도달하기까지의 압력을 모두 펌프에서 공급해 주어야 하므로 동력손실이 크다. 한편 카운터밸런스밸브(CBV)는 자중에 의한 부하가 없을 때(Fig. 9)에도 파일럿 압력 X로 인해 낮은 펌프압력으로도 부하 내림 동작이 가능하여 에너지를 절감할 수 있다. 정특성값을 Table 1에 나타낸다.

Table 1 Cylinder rod side static pressures for two loads (unit: bar)

Load	CBV	PRV	DNRV
0	22	58	18
30	18	22	15

Fig. 8과 9에서 양방향체크밸브(DNRV)는 바람직한 작동을 나타내고 있으나 여기서는 유량이 0.2 l/min로 매우 작은 경우이고 유량을 0.4와 0.7 l/min로 증가시켰을 경우를 Fig. 10에 나타낸다. 무거운 자중에 의한 부하가 있을 때 밸브는 파일럿 압력이 가해지면 열리게 되고, 밸브가 열리면 파일럿 압력은 떨어져 밸브가 닫히게 되는 저킹 동작이 발생한다. 따라서 큰 압력 변동과 함께 소음이 발생한다.

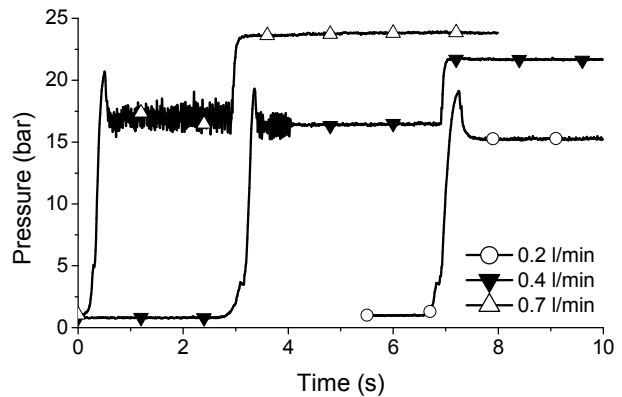


Fig. 10 Pressure at cylinder rod side in case of using DNRV

4. 시뮬레이션 및 고찰

부하의 유지 및 내림에 대한 특성을 비교하기 위해 AMESim을 이용하여 작성한 모델을 Fig. 11에 나타낸다. 주요 매개변수는 Table 2과 같다. 배압의 설정압은 부하 동작시 원하지 않는 하강을 막기 위해 실린더에 작용하는 부하보다 20% 높은 값으로 설정한다. 부하압력으로 30bar를 사용하므로 여기서는 36bar로 세팅한다.

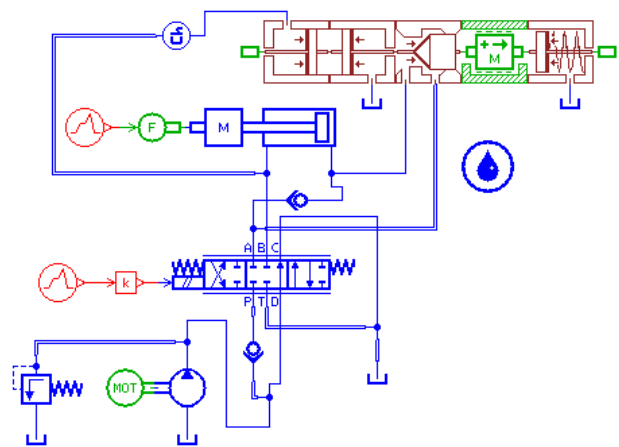


Fig. 11 AMESim Model of counterbalance valve

Table 2 System Parameter

Mass	10 g
Viscous coefficient	100 N/m/s
Lower displacement limit of poppet	0 mm
Higher displacement limit of poppet	5 mm
Poppet seat diameter	10 mm
Spring stiffness	80N/mm
Spring force at zero displacement	70N

4.1 600N의 자중이 가해지는 경우

Fig. 12에 6/3비례방향제어밸브의 입력을 왼쪽 y축에, 실린더 변위를 오른쪽 y축에 나타낸다. 카운터밸런스밸브를 사용한 경우와 압력릴리프밸브를 사용한 경우 모두 실린더 변위의 차이는 없고 적절한 승하강 동작이 이루어졌다.

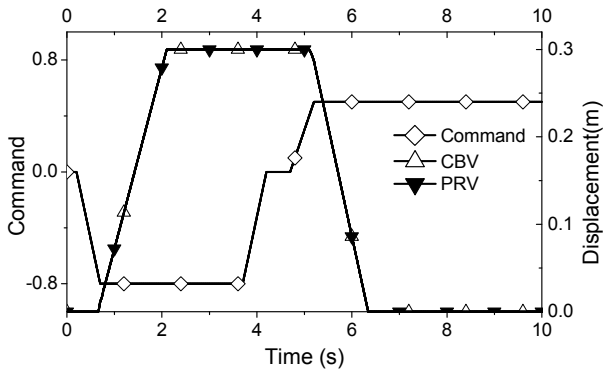


Fig. 12 Signal to 6/3 direction control valve and rod displacement in case with load

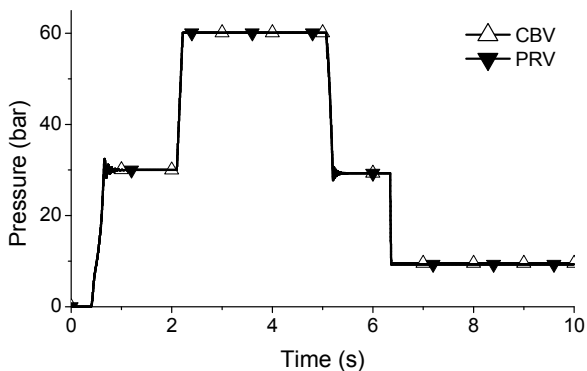


Fig. 13 Pressure at cylinder head side with load

Fig. 13은 실린더 헤드측의 압력 변화를 나타낸 것이다. 6/3비례방향제어밸브를 통해 들어온 유체는 체크 밸브를 통해 실린더 헤드측으로 연결된다. 부하를 움직일 충분한 압력에 도달하면 부하를 상승시킨다.

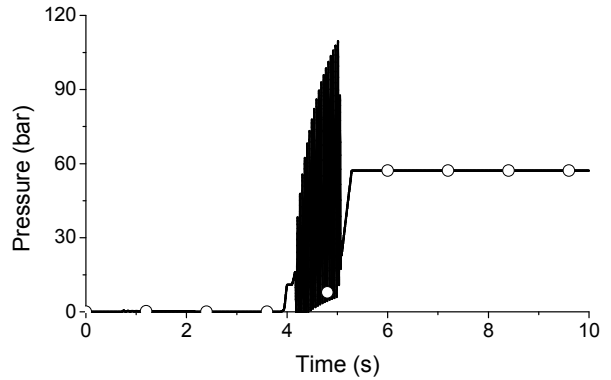


Fig. 14 Pressure at rod side of cylinder with load in case of DNRV

여기서는 6/3비례방향제어밸브를 사용하였는데 실린더 쪽으로 보내지지 않은 유량은 탱크로 복귀하게 된다. 이 때 카운터밸런스밸브와 압력릴리프밸브 사이에 차이는 보이지 않는다.

한편, 양방향체크밸브의 경우에는 실린더 내의 압력은 크게 변동하고 이는 변위에도 반영된다. 이때 로드측 압력의 변화를 Fig. 14에 나타낸다.

4.2 자중이 가해지지 않는 경우

Fig. 15에 6/3비례방향제어밸브의 입력과 실린더 변위를 나타낸다. 하강 시에 무자중의 경우에는 자중에 있는 경우보다 큰 입력이 필요하다. 압력릴리프를 사용한 경우의 하강 동작이 서서히 진행되는 데 이는 헤드측에 설정압 36bar가 걸리기 때문이다.

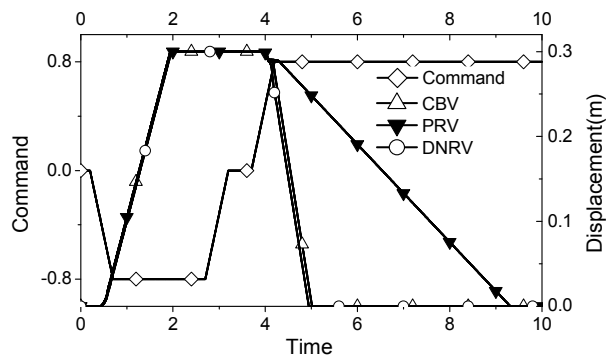


Fig. 15 Signal to 6/3 direction control valve

Fig. 16은 실린더 헤드측의 압력 변화를 그리고 Fig. 17에 로드측의 압력변화를 나타낸다. 하강동작에서는 실린더 로드측에 가해진 압력에 의해 실린더 피스톤은 하강하게 되는데, 압력릴리프밸브의 경우에는 헤드측 압력 36bar에 대하여 로드측 압력 60bar이다. 이는 로드측의 수압면적이 헤드측보다 작기 때문

이다. 그러나 카운터밸런스밸브의 경우는 헤드측 압력 14bar에 대하여 로드측 압력 23bar가 걸렸다. 하강시 카운터밸런스밸브를 사용하면 저압에서 구동이 가능하므로 동력을 절감할 수 있다.

한편 양방향체크밸브의 경우에 무자중의 경우 실린더 변위와 압력의 변화는 비교적 원활한 동작을 하므로 Fig. 15과 16, 17에 같이 나타낸다.

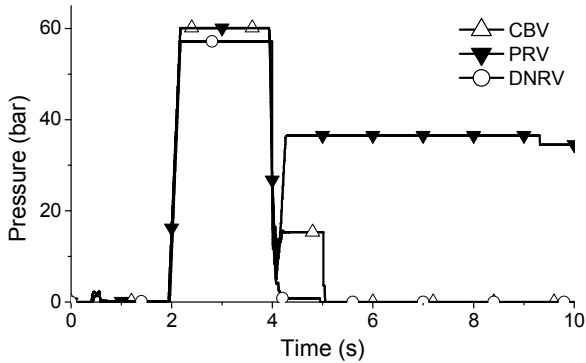


Fig. 16 Pressure at head side of cylinder

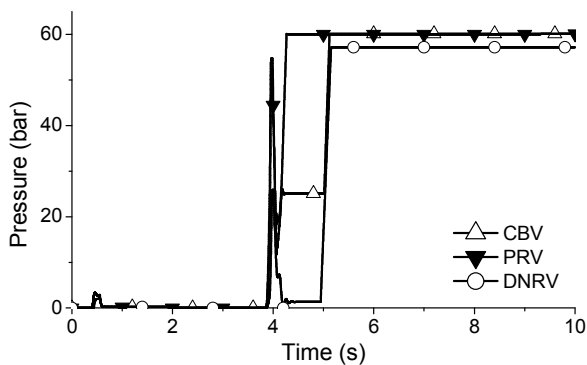


Fig. 17 Pressure at rod side of cylinder without load

5. 결 론

본 논문에서는 모바일 유압제어 장치에서 자중에 의한 부하를 받는 실린더의 유지와 내림동작을 카운터밸런스밸브, 압력릴리프밸브, 양방향체크밸브를 사용하여 제어하고 특성을 확인, 비교분석하여 아래의 결론을 얻었다.

1. 양방향 체크밸브를 사용하는 경우에 무하중의 경우, 부하를 유지하는 특성은 우수하나 무거운 자중을 받는 부하의 내림동작에서 실린더 압력이 큰 폭으로 변동하며 진동 및 소음이 발생한다.
2. 압력릴리프밸브를 사용하는 경우에 자중을 받는 부하의 유지와 내림의 특성은 우수하나 자중이 없는 경우, 자중이 갖는 부하의 힘만큼 펌프 동력을 사용

하여야 하므로 동력 손실이 발생한다.

3. 카운터밸런스밸브를 사용하는 경우에 자중을 받는 부하의 유무와 관계없이 유사한 동력으로 동작하여 에너지를 절감할 수 있다.

4. 가벼운 하중이고 동작속도도 느린 경우에는 양방향 체크밸브를 사용해도 무방하다. 그리고 부하를 하강시키는 동작이 빈번하지 않으면 압력릴리프밸브를 사용하는 방법도 추천할 만하다. 다만 무거운 하중을 다루고 동작속도도 빠르고 하강동작이 빈번할 때는 부하의 유지 및 내림 동작에 있어 카운터밸런스밸브를 사용하는 것이 추천된다.

후 기

이 연구는 2018년도 한국기술교육대학교 교수 교육연구진흥과제 지원에 의하여 수행되었음을 밝힙니다.

References

- 1) J. Y. Huh, "Energy Saving in Boom Motion of Excavators using IMV", Journal of Drive and Control, Vol.14, No.3, pp.1-7, 2017
- 2) S. N. Yun and I. Y. Lee, "A Study on Dynamic Characteristics of Hydraulic Motor Brake System with Counter Balance Valve," Bulletin of the Korean Society of Fisheries Technology, Vol.29, No.3, pp.214-219, 1993.
- 3) S. H. Lee, W. J. Sung and K. S. Chung, "A Study on the Dynamic Characteristics of Counter Balance Valve for High Load," Journal of the Korean Society of Tribologists and Lubrication Engineers, Vol.18, No.1, pp.68-74, 2002.
- 4) S. R. Lee, "Optimal Design of the Hoist Hydraulic System Including the Counter Balance Valve and Differential Cylinder Circuit," Journal of Drive and Control, Vol.5, No.1, pp.48-54, 2008.
- 5) T. J. Um, "Design Optimization of the Counter Balance Valve System," Autumn Annual Conference of IEIE, pp.85-89, 1996.
- 6) J. W. Chung, "Design of Hydraulic Actuating Circuit of doing Over-running Load," Journal of Korean Society of Mechanical Technology, Vol.17, No.2, pp.413-418, 2015.
- 7) I. Y. Lee, Hydraulic Engineering, Munundang Publish., Co., Seoul, pp.239-240, 2012.