

## 양방향 3단 IMV 개발을 위한 시뮬레이션 해석 Simulation Analysis for the Development of 3 Stage IMV

허준영<sup>1\*</sup>Jun Young Huh<sup>1\*</sup>

Received: 07 May 2020, Revised: 19 May 2020, Accepted: 27 May 2020

**Key Words** : IMV(독립 미터링 밸브), Excavator(굴삭기), Static Characteristic(정특성), Dynamic Characteristic(동특성)

**Abstract**: There are two types of IMV for MCV, the spool type and the poppet type. The spool type is used in the existing excavator MCV and easily meets large-capacity flow conditions, but has a flow force problem which affects the spool control. The poppet type stably blocks the flow and has excellent rapid response. However, the larger the capacity, the larger the diameter of the poppet needed, requiring a strong spring to withstand the oil pressure. In this study, a bi-directional three-stage IMV for MCV that can be used in medium and large hydraulic excavators was proposed. This is a poppet type, enabling bi-directional flow control and resolves the problem of proportional solenoid suction force limitation. To investigate the validity of the proposed valve, the system was mathematically modeled and the static and dynamic characteristics were investigated through the simulation using commercial software. It has been concluded that the reverse flow is possible in a regeneration circuit and that the proposed IMV can be used to perform various excavation modes.

### 1. 서 론

MCV용 IMV를 개발함에 있어서 스펴형과 포켓형의 2가지 타입을 생각할 수 있다. 스펴형은 기존의 굴삭기 MCV에 사용되고 있으며 대용량의 유량 조건을 충족시키기에 용이하다. 그러나 대용량의 유량이 스펴을 통과할 때 유동력이 크게 발생하여 유동력 보상을 위한 특별한 조치가 필요하다. 그리고 스펴형에서는 오일의 흐름을 차단할 때 오버랩 방식을 사용하는데 확실한 차단이 어렵고, 오버랩으로 인해 제어에서 데드존이 생긴다는 문제가 있다. 한편, 포켓형은 흐름을 확실하게 차단할 수 있고, 속응성도 뛰어나나 대용량일 때 포켓의 지름이 커지고 따라서

수압면적이 커지면서 유압력에 대항할 수 있는 강한 스프링이 요구된다. 이는 소형 밸브로의 설계를 방해하고 작동에서는 히스테리시스를 유발시킨다. 이 문제를 해결하기 위해서 산업현장에서는 파일럿단과 주밸브단으로 구성되는 파일럿 작동형 밸런스 피스톤을 사용한다. 예로서는 밸런스 피스톤형 릴리프밸브가 있다<sup>1)</sup>.

국내에서도 수년간 스펴형 MCV용 IMV 개발에 대한 연구가 수행되어 왔다. G. Jung<sup>2,3)</sup>과 H. Khan<sup>4)</sup>은 스펴형이지만 밀봉의 문제를 해결하기 위해 포켓을 포함한 스펴형을 제안하였으나 400l/min의 유량이 통과할 때 밸브 스펴에 작용하는 유동력은 최대 515N로 매우 크다. J. Huh<sup>5)</sup>는 IMV 전·후에 압력센서를 설치하여 차압을 구해 유동력을 보상하는 방법을 제안하였으나 다양한 작업을 수행해야 하는 유압굴삭기에서 각각의 MCV용 IMV 전·후에 압력센서를 설치하여 제어기에서 보상하기는 너무 번잡하다. 따라서 포켓형 MCV용 IMV 개발이 요구된다. 포켓형 MCV용 IMV 개발에 대한 연구로 H. Khan<sup>6)</sup>과 C. Kang<sup>7)</sup>의 3단 유량제어밸브에 대한 연구가 있으나 한 쪽 방향

\* Corresponding author: huh@koreatech.ac.kr

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

Copyright © 2020, 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.

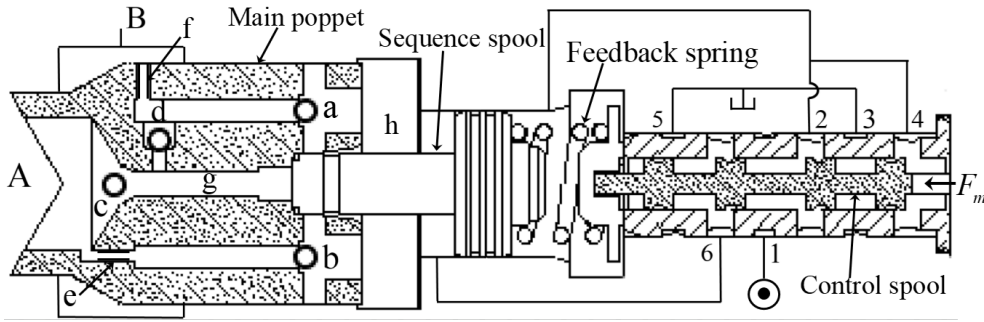


Fig. 1 Schematic diagram of the proposed IMV

의 유량제어만 가능하여 유압굴삭기에서 양방향으로 사용하기 위해서는 2배의 수량이 필요하다는 문제가 있다.

국의 연구로는 A. Shenouda<sup>8)</sup>는 4개의 IMV밸브에 의해 제어되는 붐 액추에이터 동작에 대하여 준정적 모델을 사용하여 에너지 절감 효과를 나타내기 위한 시도를 하였다. 최근에는 Caterpillar사에서 포켓형 비례솔레노이드로 작동되는 파일럿단과 주밸브단을 갖는 2단 MCV용 IMV를 사용한 유압굴삭기 336F-XE를 출시하였다. 그러나 에너지 절감의 효과가 더욱 크게 나타나는 대형 유압굴삭기에 적용하기에는 비례솔레노이드 흡인력의 한계가 있고, 비례솔레노이드의 히스테리시스 특성이 IMV 작동에 바로 반영되므로 굴삭기 운전자의 피로감이 증대된다는 문제점이 있다.

본 연구에서는 기존 연구의 문제점을 해결하기 위해 포켓형이면서 양방향 유량제어가 가능하고, 비례솔레노이드 흡인력 한계의 문제를 해결할 수 있는 양방향 3단 MCV용 IMV를 제안한다. 제안한 밸브의 타당성을 조사하기 위해 시스템을 수학적으로 모델링하고 상용 소프트웨어를 사용한 시뮬레이션을 통해 대유량에서 유동력의 영향과 히스테리 특성을 포함한 정특성과 동특성을 조사한다. 그리고 유압굴삭기에 사용되었을 때 원활한 작동이 가능한가를 살펴본다.

## 2. 시스템

### 2.1 제안한 MCV용 IMV의 작동원리

Fig. 1에 제안한 MCV용 IMV를 적용한 유압회로의 구성을 나타낸다. 제안한 IMV는 한방향 비례유량제어밸브인 기존의 P사 비례교축밸브(TDA)를 기초로 하여 체크밸브 a, b, c, d와 오리피스 e를 추가하므로써 양방향 비례유량제어가 가능하도록 제안한다. 제

안한 IMV는 제어 스톱부와 시퀀스 스톱부, 메인포펫부로 구성되어 있고 제어 스톱부와 시퀀스 스톱부 사이에는 피드백 스프링이 설치되어 있다. 제어 스톱부의 슬리브에는 1~6의 포트가 있고, 1번 포트는 파일럿 공급압원과 연결되어 있다. 제어 스톱이 들어가는 밸브 블록의 관로를 통해 2번 포트와 4번 포트가 연결되어 있고, 이것은 시퀀스 스톱의 헤드측으로 연결되어 있다. 그리고 3번 포트는 5번 포트와 연결되어 드레인된다. 한편 6번 포트는 시퀀스 스톱의 로드측으로 연결되어 있다.

Fig. 1은 IMV에 비례 솔레노이드 흡인력  $F_m$ 이 가해지기 전 초기상태를 나타내고 있다. 이때 제어 스톱은 피드백 스프링의 초기 압축량에 의해 스프링력을 받으므로 그림에 나타낸 바와 같이 제어 스톱은 우측으로 변위되어 2번 포트가 약간 오픈되어 있다. 따라서 1번 포트에 공급된 파일럿 유량은 2번 포트를 통과하여 시퀀스 스톱의 헤드측으로 가해진다. 초기에 시퀀스 스톱은 피드백 스프링에 의해 눌러져서 메인포펫을 누르고 있는데, 이것을 더욱 확실하게 한다. 따라서 메인포펫의 확실한 단합이 초기상태이다. 비례 솔레노이드에 전류를 인가하면 비례하여 아마추어가 작동하고 여기에 연결되어 있는 제어 스톱은 좌측으로 움직여서 피드백 스프링력에 대항하여 변위하게 된다. 그러면 초기상태에서 약간 오픈되어 있던 2번 포트는 닫히고, 계속해서 제어전류가 인가되면 제어 스톱은 더욱 좌측으로 밀리게 되고 결국에는 6번 포트가 열리게 되어 파일럿압은 시퀀스 스톱의 로드측으로 연결된다. 그러면 시퀀스 스톱에 작용하고 있는 피드백 스프링력에 대항하여 시퀀스 스톱을 우측으로 밀게 된다. 시퀀스 스톱이 우측으로 밀리기 시작하는 순간 메인포펫 상단과 시퀀스 스톱의 끝단 사이의 틈새를 통해 h실에 있던 오일이 통로 g를 통해 포트 A로 빠져나간다. 그리고 빠져나간 유량만큼 오리피스 f를 통해 포트 B로부터 오일이 유

입된다. 이때 압력손실이 발생하고 오리피스 f를 통과하여 메인포켓의 상단에 작용하는 압력은 오리피스 f를 통과하기 전의 메인포켓 하단에 작용하는 압력보다 낮다. 따라서 메인포켓의 상·하 수압면적에 작용하는 압력차로 인한 유압력에 의해 메인포켓은 열리게 되어 포트 B에서 포트 A로 순방향 흐름이 발생한다. 이때 메인포켓의 변위는 시퀀스 스톱의 변위를 추종하게 되는데 그 이유는 메인포켓이 변위되어 시퀀스 스톱의 변위량과 일치하면 메인포켓 상단과 시퀀스 스톱의 끝단 사이의 틈새가 막혀 더 이상 h 실에 있던 오일이 통로 g로 흐를 수 없고 따라서 오리피스 f를 통한 흐름도 없어서 메인포켓의 상단과 하단에 작용하는 압력은 동일하기 때문이다.

한편 포트 A에서 포트 B로의 역방향 흐름인 경우에도 비례 솔레노이드에 전류를 인가하면 비례하여 아마추어가 작동하고 여기에 연결되어 있는 제어 스톱이 작동하고 연동되어 있는 시퀀스 스톱이 작동하여 메인포켓 상단과 시퀀스 스톱의 끝단 사이의 틈새를 통해 h 실에 있던 오일이 통로 g를 통해 포트 A로 빠져나가는 것까지는 순방향 흐름과 동일하다. 다만 역방향 흐름에서는 포트 A가 고압측이고 포트 B가 저압측이다. 따라서 빠져나간 유량만큼 포트 A에 연결되어 있는 오리피스 e를 통해 오일이 유입된다. 이때 포트 A로부터의 흐름은 체크밸브 b를 통해 메인포켓 상단, 즉, h 실로 연결되고 포트 B로의 흐름은 체크밸브 a에 의해 차단된다. 메인포켓 상·하단에 작용하는 압력차로 인한 유압력에 의해 메인포켓이 열리면 포트 A로부터 포트 B로의 역방향 흐름이 발생한다. Fig. 2에 메인포켓의 실물 사진을 나타낸다.

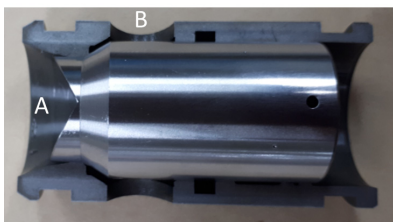


Fig. 2 Photo of the main poppet

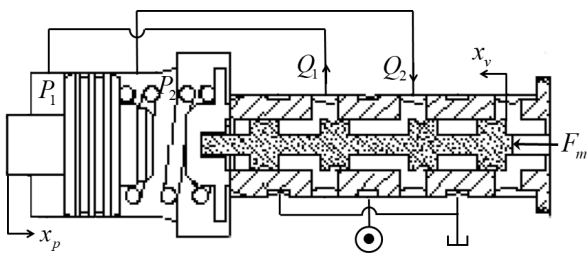


Fig. 3 Schematic diagram for modelling

## 2.2 수학적 모델링

제한한 MCV용 IMV의 수학적 모델링을 위해 제어 스톱과 시퀀스 스톱을 포함한 개략도를 Fig. 3에 나타낸다. 여기서 메인포켓부는 파일럿 작동형 밸런스 피스톤 방식에 의해 시퀀스 스톱의 변위를 추종하기 때문에 제외하였다.

제어 스톱을 통과하는 유량  $Q_1, Q_2$ 는 제공근을 포함하는 오리피스 유량식으로 표시되나 부하압력  $P_L (= P_1 - P_2)$ 과 평균유량  $Q_L [= (Q_1 + Q_2)/2]$ 를 도입하고 작동점 부근에서 선형화를 하면 식 (1)과 같다. 여기서  $K_q$ 와  $K_c$ 는 각각 유량계인과 유량-압력 계수이다. 시퀀스 스톱의 헤드측 챔버와 로드측 챔버 각각에 연속 방정식을 적용하고 평균유량  $Q_L$ 로 나타내면 식 (2)와 같다. 여기서  $C_{tp}$ 는 피스톤의 내외부 누유 계수이다. 그리고 시퀀스 스톱의 헤드측 수압면적  $A_h$ 는 로드측 수압면적  $A_r$ 의 1.33배이나 선형해석을 위하여 평균면적  $A_p$ 를 사용한다. 한편, 시퀀스 스톱과 제어 스톱에 작용하는 힘의 운동방정식을 라플라스 변환하여 나타내면 각각 식 (3), (4)과 같다<sup>10)</sup>. 여기서  $F_0$ 는 피드백 스프링의 초기 압축량에 따른 스프링력이다. 식 (1)~(4)를 사용한 블록선도를 Fig. 4에 나타낸다.

$$Q_L = K_q x_v - K_c P_L \tag{1}$$

$$Q_L = A_p s x_p + C_{tp} P_L + \frac{V_t}{4\beta_e} s P_L \tag{2}$$

$$A_p P_L = M_t s^2 x_p + B_p s x_p + K(x_v + x_p) + F_0 \tag{3}$$

$$F_m = M_v s^2 x_v + B_v s x_v + K(x_v + x_p) + F_0 \tag{4}$$

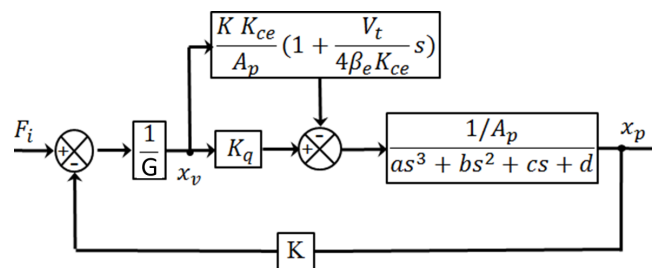


Fig. 4 Block diagram of the proposed valve

여기서  $a = \frac{M_t V_t}{4\beta_e A_p^2}$ ,  $b = \frac{M_t K_{ce}}{A_p^2} + \frac{B_p V_t}{4\beta_e A_p^2}$ ,  
 $c = \frac{B_p K_{ce}}{A_p^2} + \frac{K V_t}{4\beta_e A_p^2} + 1$ ,  $d = \frac{K K_{ce}}{A_p^2}$  이고,

$G = M_v s^2 + B_v s + K$  이다. 솔레노이드 흡인력  $F_m$  에 대한 시퀀스 스펴변위  $x_p$ 의 전달함수를 구하면 5 차의 특성방정식을 갖는다.

### 3. 시뮬레이션 및 고찰

#### 3.1 정특성

제안한 MCV용 IMV의 제어 스펴의 슬리브에는 Fig. 5과 같이 원형 노치가 있어서 통과 유량을 미세 하게 제어한다. 원형 노치의 면적과 수력직경을 계산 하기 위하여 Fig. 6에 원형 노치의 개략도를 나타낸 다. 여기서  $x$ 는 스펴 스트로크이고, 빗금친 부분의 면적은 유량이 통과하는 오리피스 면적으로 식 (5)와 같이 산출된다.



Fig. 5 Photo of the control spool

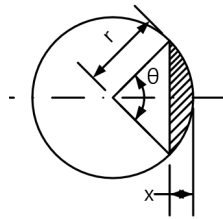


Fig. 6 Shape of circular orifice

호의 면적:  $A_a = \frac{1}{2} r^2 \theta$

삼각형의 면적:  $A_t = r^2 \sin \frac{\theta}{2} \cos \frac{\theta}{2}$

따라서 빗금친 부분의 면적( $A_d$ )은

$$A_d = A_a - A_t = r^2 \cos^{-1} \frac{(r-x)}{r} - r^2 \sin(\cos^{-1} \frac{(r-x)}{r}) \cos(\cos^{-1} \frac{(r-x)}{r}) \quad (5)$$

한편 오리피스를 통과하는 유량을 산출할 때 수력 반경이 필요하기 때문에 빗금친 부분의 둘레( $L_c$ )를 구하면 식 (6)과 같다.

$$L_c = r\theta + 2r \sin \frac{\theta}{2} = 2r \cos^{-1} \frac{(r-x)}{r} + 2r \sin(\cos^{-1} \frac{(r-x)}{r}) \quad (6)$$

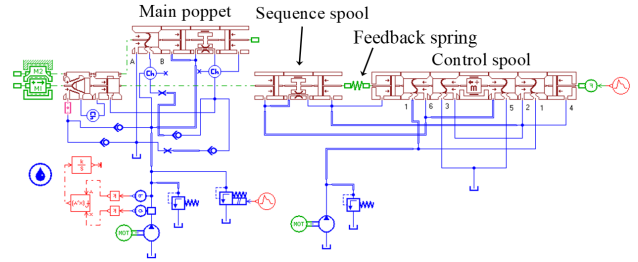


Fig. 7 AMESim model of the proposed IMV

Table 1 Parameters of the proposed IMV

$A_h$	2.011e-4	$m^2$
$A_p$	1.76e-4	$m^2$
$A_r$	1.508e-4	$m^2$
$B_p$	200	$N/(m/s)$
$B_v$	50	$N/(m/s)$
$F_0$	10	$N$
$M_t$	0.0082	$kg$
$M_v$	0.01	$kg$
$K$	5000	$N/m$
$K_{ce}$	1e-11	$(m^3/s)/(N/m^2)$
$K_q$	0.061	$m^2/s$
$V_t$	1e-4	$m^3$
$\beta_e$	10000	$bar$

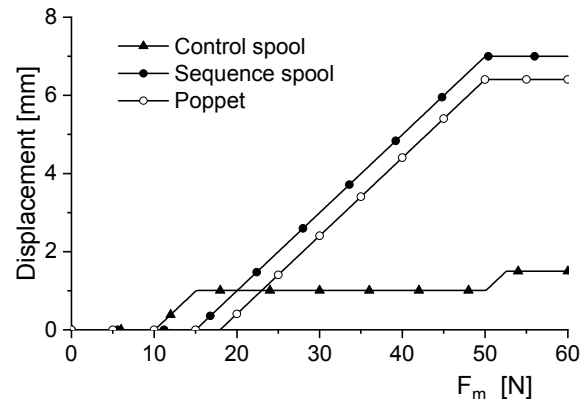


Fig. 8 Displacement of spools and main poppet

Fig. 7에 제안한 MCV용 IMV의 AMESim 모델링을 그리고 사용된 파라미터는 Table 1에 나타낸다.

Fig. 8에 솔레노이드 흡인력이 30초 동안 0에서 60N까지 증가할 때 제어 스펴의 변위(▲)를 나타낸 다. 피드백 스펴의 초기 압축력 10N으로 인해 그 이상에서 변위는 서서히 증가하여 1mm 변위하면 2 번 포트를 통하여 시퀀스 스펴의 헤드측으로 연결되 던 유량은 차단되고 6번 포트가 열리게 되어 파일릿 압은 시퀀스 스펴의 로드측으로 연결된다. 그러면 시

퀀스 스톱에 작용하고 있는 피드백 스프링력에 대하여 시퀀스 스톱을 우측으로 밀면서 솔레노이드 흡인력과 평형을 이루게 된다. 이 때 연동되어 있는 시퀀스 스톱의 변위(●)와 메인포펫의 변위(○)를 함께 나타낸다. 흡인력 50N에서 시퀀스 스톱과 메인포펫은 최대 변위하여 그 이상 흡인력이 증가하더라도 유량의 변화는 없다. 따라서 Fig. 9에는 Fig. 8과 같은 조건에서 IMV의 포트 B에서 포트 A로의 순방향 흐름을 심볼 ○로, 포트 A에서 포트 B로의 역방향 흐름을 심볼 ●를 갖는 곡선으로 나타낸다. 역방향 흐름이 가능함을 나타내고 정방향이든 역방향이든 최대 약 300lpm의 유량이 통과하지만 유동력으로 인한 흐름의 변형은 나타나지 않는다.

Fig. 10에 순방향 흐름에서 메인포펫의 오리피스 f를 통과하기 전·후의 압력을 각각  $P_1$ ,  $P_2$ 로 할 때 통과유량  $Q_f$ 를 나타낸다. 오리피스경이 1.5mm일 때, 대략 6.5bar의 압력차가 형성되었고, 이때 통과유량은 2.8lpm이다. Fig. 11은 역방향 흐름에서 메인포펫의 오리피스 e의 통과 흐름을 나타낸다. 오리피스경은 동일하게 1.5mm이다. 대략 3.4bar의 압력차가 형성되었고, 이때 통과유량은 1.9lpm이다.

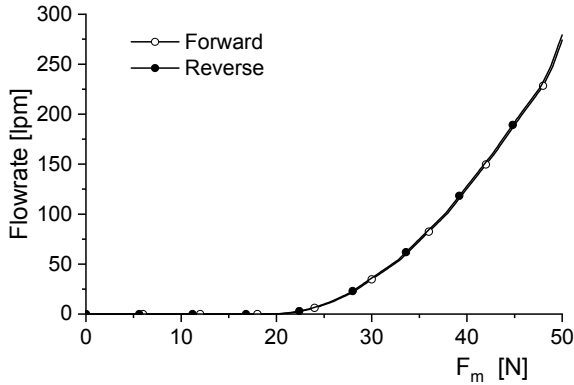


Fig. 9 Static characteristic of flowrate

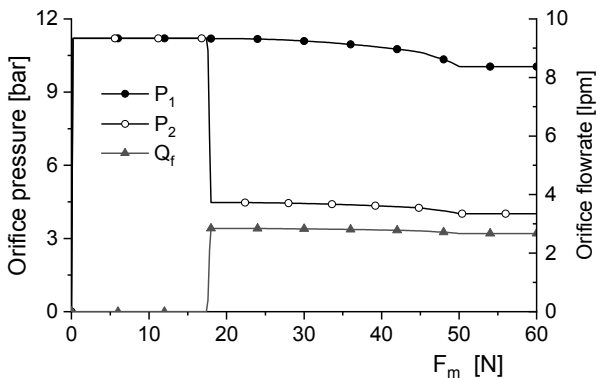


Fig. 10 Flow through orifice f of main poppet

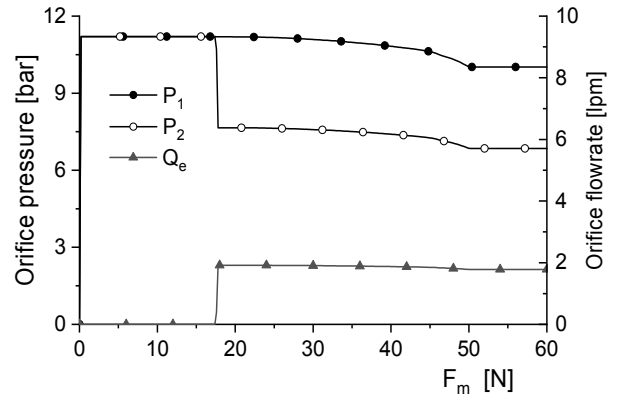


Fig. 11 Flow through orifice e of main poppet

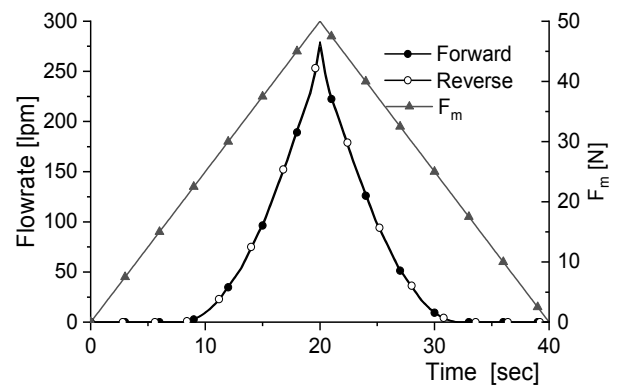


Fig. 12 Static characteristic of hysteresis

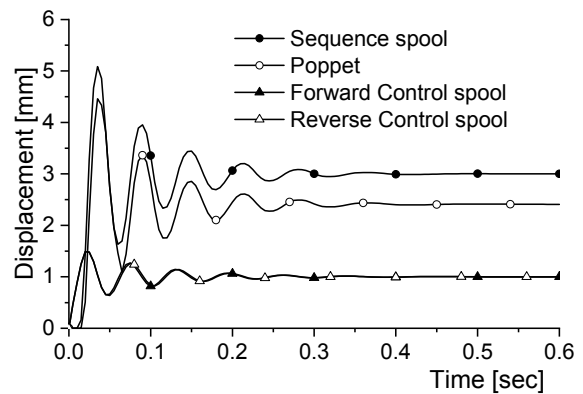


Fig. 13 Dynamic characteristic of spools

Fig. 12에 밸브의 히스테리시스 특성을 조사하기 위해 솔레노이드 흡인력이 40초 동안 0에서 50N까지 서서히 증가하였다가 감소하도록 하였을 때 IMV의 순방향 통과유량을 심볼 ●로, 역방향 통과 유량을 심볼 ○을 갖는 곡선으로 나타낸다. 여기서 밸브에서의 압력손실이 10bar일 때 최대 275lpm의 유량이 통과하지만 유동력으로 인한 히스테리시스는 순방향과 역방향에서 모두 발생하지 않음을 알 수 있다.

3.2 동특성

Fig. 13에 최대 솔레노이드 흡인력의 50%, 즉 30N 이 스텝으로 가해졌을 때의 제어 스톱과 시퀀스 스톱, 메인포켓의 변위를 나타낸다. 심볼 ▲는 순방향 흐름일 때 제어 스톱의 변위를 나타내고, 심볼 △은 역방향 흐름일 때 제어 스톱의 변위를 나타낸다. 두 개의 그래프가 거의 일치하고 있어서 순방향과 역방향의 동특성은 거의 일치한다고 볼 수 있다. 심볼 ●은 순방향 흐름에서 시퀀스 스톱의 변위를, 심볼 ○은 순방향 흐름에서 메인포켓의 변위를 나타낸다. Fig. 14는 30N의 솔레노이드 흡인력(심볼 ▲)이 스텝으로 가해졌을 때 시퀀스 스톱의 변위를 나타낸다. 심볼 ●은 AMESim을 사용한 비선형 시뮬레이션의 결과이고, 심볼 ○은 Fig.4의 블록선도를 Simulink를 사용하여 구성하고 시뮬레이션한 선형해석의 결과이다. 다수의 오버슈트가 발생하여 댐핑이 부족한 것으로 나타났다.

Fig. 4의 블록선도에서 최종값 정리에 의해 시퀀스 스톱의 정특성 값을 구하면 식 (7)과 같다. 이는 Fig. 14의 정특성 값과 일치한다.

$$\lim_{s \rightarrow 0} s x_p = \left( \frac{A_p K_q - K K_{ce}}{K K_q A_p} \right) F_m - \left( \frac{A_p K_q + K K_{ce}}{K K_q A_p} \right) F_0 - 1 = 3mm \quad (7)$$

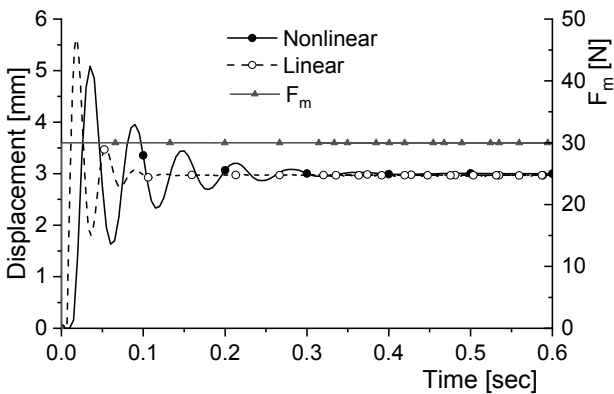


Fig. 14 Characteristics of sequence spool

Table 2 Hydraulic excavator parameters

Total mass being moved	2000 kg
Piston diameter	110 mm
Rod diameter	85 mm
Viscous friction force	1000 N/(m/s)
Max. pump flowrate	400 l/min

3.3 붐업다운 동작에 응용

Fig. 3에 나타난 제안한 MCV용 IMV의 AMESim 모델을 하나의 슈퍼 컨포넌트로 만들어 가변오리피스 형태로 나타내었다. 그리고 이것을 4개 사용하여 붐업다운 동작의 재생회로에 응용한 것을 Fig. 15에 나타낸다. 중대형 굴삭기의 붐 동작을 모의하기 위한 사양을 Table 2에 나타낸다.

사용된 솔레노이드 흡인력 입력을 Fig. 16에 나타낸다. 붐업동작을 위해서는 IMV ①과 ③을 동시에 개방하고, 타 밸브는 폐쇄한다. 붐다운 동작 시에는 재생을 위해서 IMV ②와 ③을 동시에 개방하고, 타 밸브는 폐쇄한다. 그리고 각각의 IMV는 1초 동안에

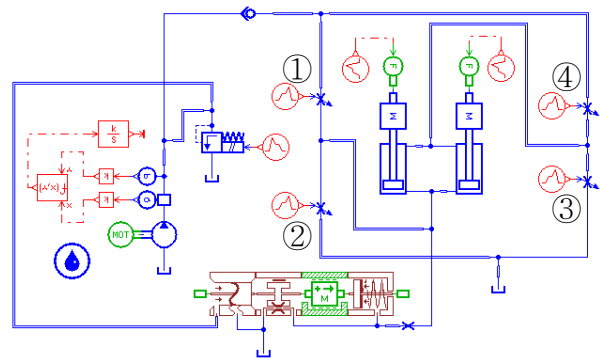


Fig. 15 AMESim model of boom motion

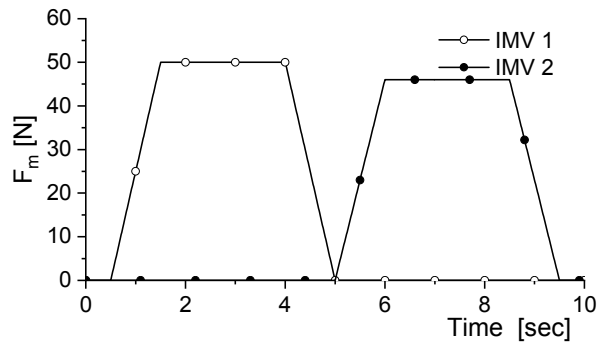


Fig. 16 Input Magnetic forces of IMV

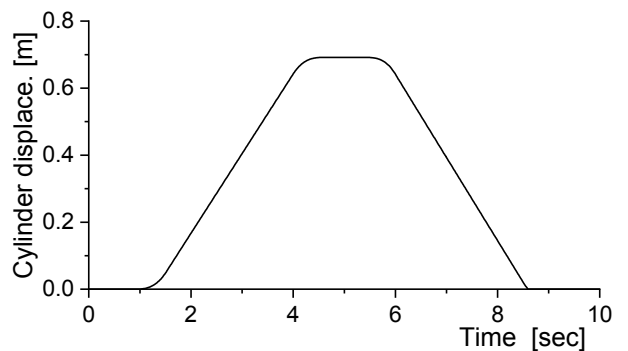


Fig. 17 Boom cylinder rod displacement

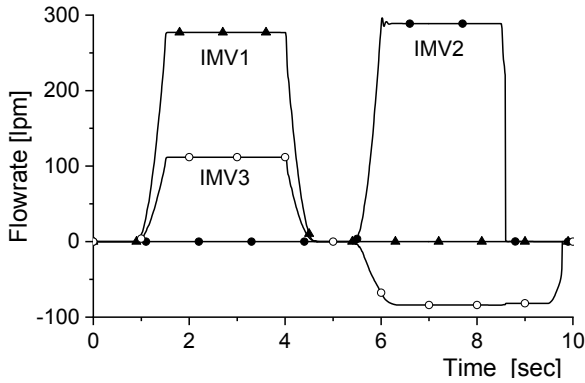


Fig. 18 Flowrate through IMV

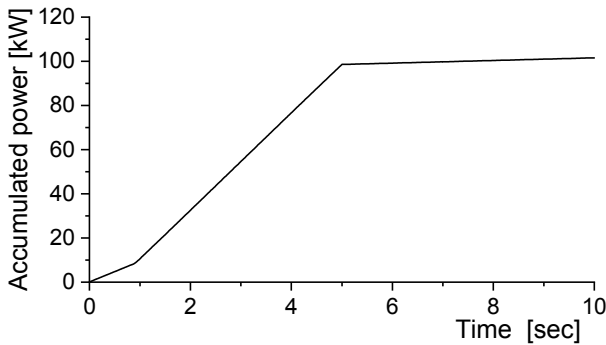


Fig. 19 Accumulated pump consuming power

0에서 최대로 개방되고 폐쇄되는 경사를 갖는다. 결과의 뽀실린더 동작을 Fig. 17에 나타낸다. 이 때 각각의 IMV를 통과하는 유량을 Fig. 18에 나타낸다. 5초 이후의 뽀 하강 시에 IMV ③을 통하여 역방향 흐름이 이상없이 발생하였음을 확인할 수 있다.

Fig. 19에 에너지 사용의 누적을 나타낸다. 뽀업다운 1 사이클 동안 101.6kW의 동력이 소모된다. Huh<sup>5)</sup> 등이 수행한 연구에서 종래의 MCV를 사용하면 148kW가 소모되는 것으로 조사되었다. 이것과 비교하면 제안한 IMV를 사용하였을 때 31%의 에너지 절감 효과를 가져올 것으로 추정된다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 중대형 유압굴삭기의 제어에 사용되는 기존의 스펴형 MCV를 대체할 IMV를 개발하기 위해 뽀뽀형이면서 양방향 유량제어가 가능하고, 비례솔레노이드 흡인력 한계의 문제를 해결할 수 있는 양방향 3단 MCV용 IMV를 제안하였다. 제안한 뽀브의 타당성을 조사하기 위해 시스템을 수학적으로 모델링하고 상용 소프트웨어를 사용한 시뽀레이션을 통해 정특성과 동특성을 조사한 결과 아래의 결론을

얻었다.

1. 제안한 IMV는 3단 형식이고, 최종적으로 메인 뽀뽀트는 뽀런스 뽀스톤 방식의 유압력으로 제어되기 때문에 입력신호를 정밀하게 추종하고, 작동유의 오염 등에도 강한 설계가 가능하다.
2. 제안한 IMV는 뽀뽀 방식이어서 대용량 흐름에도 유동력은 서로 상쇄되고 뽀브에 작용하는 유동력은 거의 0 이어서 히스테리시스 없이 입력신호에 따라 부드러운 작동이 가능하다.
3. 제안한 IMV의 동특성은 뽀뽀핑이 부족한 것으로 나타났고, 향후 동특성 향상을 위한 연구가 필요하다.
4. 제안한 IMV를 유압굴삭기에 사용하였을 때 뽀실린더 다운 동작에서 유량의 역방향 흐름이 가능하여 재생회로를 구성하는 등 다양한 굴삭 작동 모드를 수행할 수 있다.

#### 후 기

이 연구는 2020년도 산업통상자원부의 산업핵심 기술개발사업 연구비(과제번호: 10063469) 지원에 의하여 수행되었음을 밝힙니다.

#### 이해관계(CONFLICT OF INTEREST)

저자는 이 논문과 관련하여 이해관계 충돌의 여지가 없음을 명시합니다.

#### References

- 1) I. Y. Lee, Hydraulic Engineering, Munundang Publishing Co., Seoul, 2012.
- 2) G. H. Jung, "Static Analysis of Dedicated Proportional Flow Control Valve for IMV", Journal of Drive and Control, Vol.15, No.4, pp.39-47, 2018.
- 3) G. H. Jung, "Liner Analysis of IMV Proportional Flow Control Valve Static Characteristics", Journal of Drive and Control, Vol.16, No.4, pp.56-64, 2019.
- 4) H. A. Khan and S.-N. Yun, "Modeling and Simulation of an EPPR Valve Coupled with a Spool Valve", Journal of Drive and Control, Vol.16, No.2, pp.30-35, 2019.

- 5) J. Y. Huh and G. H. Jung, "Basic Design for Development of IMV for MCV", Journal of Drive and Control, Vol.15, No.3, pp.49-56, 2018.
- 6) H. A. Khan, C. N. Kang and S. N. Yun, "A Study on the Development of Mathematical Model of Three-stage Flow Control Valve," Journal of Drive and Control, Vol.15, No.2, pp.38-45, 2018.
- 7) C. N. Kang et al., "Dynamic Characteristics of Electro-hydraulic Proportional Valve for an Independent Metering Valve of Excavator", Journal of Drive and Control, Vol.15, No.2, pp.46-51, 2018.
- 8) A. Shenouda, "Quasi-Static Hydraulic Control Systems and Energy Savings Potential Using Independent Metering Four-Valve Assembly Configuration", Doctoral Dissertation, Georgia Institute of Technology, 2006.
- 10) H. E. Merritt, Hydraulic Control Systems, John Wiley & Sons, Inc., New York, 1967.