

# 프리필 밸브의 거동 예측용 유압 시스템의 압력/유량 맥동 분석 Pressure/Flow Pulsation Characteristics of the Hydraulic System for Behaviour Prediction of the Prefill Valve

박정우<sup>1,2</sup> · 하룬 아흐마드 칸<sup>1</sup> · 정은아<sup>1</sup> · 권성자<sup>3</sup> · 윤소남<sup>1</sup> · 이후승<sup>2\*</sup>  
Jeong Woo Park<sup>1,2</sup>, Haroon Ahmad Khan<sup>1</sup>, Eun-A Jeong<sup>1</sup>, Sung-Ja Kwon<sup>3</sup>,  
and So-Nam Yun<sup>1</sup> and Hue-Sung Lee<sup>2\*</sup>

Received: 05 Mar. 2021, Revised: 26 Mar. 2021, Accepted: 29 Mar. 2021

**Key Words** : Prefill Valve(프리필 밸브), Hydraulic System(유압 시스템), Pressure Pulsation(압력 맥동), Flow Pulsation(유량 맥동), Pulsation Characteristics(맥동 특성)

**Abstract**: In this work, a circuit with a hydraulic power unit is formulated as a means of predicting the behavior of the prefill valve in the future. The behavior of the prefill valve can be examined by the measurements of the configured power unit, and the performance is determined by using hydraulic pumps, relief valves, and hydraulic hoses that make up the power unit. In particular, pressure/flow pulsation generated by hydraulic pumps can cause instability in the prefill valve and cause noise-induced degradation of the overall performance and reliability of the hydraulic system containing the prefill valve. Therefore, to study the behavior and performance of the prefill valve in a relatively accurate manner, the prediction of the characteristics of the hydraulic power unit driving the prefill valve is very important. In this study, the pulsation characteristics of the hydraulic pump were analyzed to theoretically demonstrate its relationship with different settings of the power unit, such as relief valve pressure settings and the presence/absence of the hose.

## 기호 설명

$A_1$  : side area of notch

$A_2$  : area of orifice

$l$  : height of triangle notch

$r$  : radius from center of valve plate to notch

$r_c$  : slot radius

$\theta$  : angle of the notch

$\gamma$  : angle of orifice

$\Phi$  : orifice overlap section angle

## 1. 서론

건설 중장비용 휠형(wheel type) 굴삭기에는 휠을 제어하기 위한 수단으로 카운터 밸런스 밸브(counter balance valve)가 내장된 유압모터 브레이크 시스템이 설치되어 있다<sup>1)</sup>. 카운터 밸런스 밸브를 내장하고 있는 유압모터 브레이크 시스템에서 제동 시에는 유압모터의 관성으로 인하여 원하지 않는 회전이 발생하기 때문에 궁극적으로는 과주(over-speed) 현상이 나타나게 된다. 이때는 유압모터에 공급되던 압력유가 차단이 되어 있는 상태이기 때문에 과주시에는 순간적으로 유압회로에 부압(negative pressure)이 발생하게 된다. 발생한 부압은 유압 관로 내에 공기의 혼입

\* Corresponding author: liber@cnu.ac.kr

1 Department of Thermal Systems Energy Systems Research Division, Korea Institute of Machinery & Materials, Daejeon, 34103, Korea

2 Department of Convergence System Engineering, Chung Nam National University, Korea

3 Department of 3D Printing Convergence Design, Yungnam Convergence Technology Campus of Korea Polytechnic, Korea  
Copyright © 2021, 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.

및 소음/진동의 원인이 되기 때문에 매우 낮은 부압이 발생하더라도 자유롭게 오일 탱크로부터 유체의 흐름이 이루어지도록 프리필 밸브(prefill valve)를 설치하여 전술한 위험 요소들을 해결하고 있다<sup>2)</sup>.

프리필 밸브는 매우 적은 크래킹 압력을 가지는 일종의 체크밸브이다. 실험적으로 프리필 밸브의 진동/소음 특성을 분석하기 위해서는 실제 유압모터 시스템, 부압을 발생시키기 위한 매우 정밀한 실린더 시스템<sup>3)</sup> 혹은 일반 펌프 시스템이 필요한데, 저자는 정밀하게 제어되는 펌프 시스템을 통하여 정압(positive pressure)을 발생시켜 휠형 굴삭기에 사용되는 프리필 밸브의 동작을 모의하고자 하는 목표를 가지고 있으며, 이 논문에서는 기초 연구로써 펌프 시스템에서 발생하는 고유특성인 압력과 유량 맥동의 변화와 맥동 저감 방법을 파악하는데 초점을 맞추고 있다.

지금까지 피스톤형 유압 펌프에서 발생하는 맥동과 소음에 대하여 많은 연구들이 이루어졌다. I. Y. Lee<sup>4)</sup>는 E. Kojima<sup>5)</sup> 논문을 참조하여 펌프 메커니즘의 해석에 필요한 기초 방정식 도출과정을 상세히 기술하여 정리하였고, 맥동 저감을 위하여 밸브 플레이트 설계에 관련된 노치의 치수와 각도에 따른 시뮬레이션 결과를 도출하여 기초 방정식의 타당성을 검토하였다. D. H. Jang<sup>6)</sup>은 피스톤형 가변식 유압펌프의 소음과 맥동의 기본적 원인인 실린더 내 압력 변화에 대한 메커니즘을 정확히 하고, 시험을 통하여 밸브 플레이트와 노치, 실린더 내 압력, 맥동, 소음간의 상관관계를 밝히고자 하였다. W. J. Chung<sup>7)</sup>은 밸브 플레이트 노치의 면적을 계산하고, Simulation X 해석 프로그램으로 펌프 내 밸브 플레이트의 회전에 따른 펌프의 맥동변화를 확인하였다.

이처럼 소음과 맥동에 대한 연구 결과들은 주로 펌프에서 나타나는 맥동의 특성을 이론적으로 해석하여 실제와 비교해보는 제한적인 시험에 불과하며, 단지 펌프 내 소음 및 진동을 저감할 수 있는 방안에 대한 연구가 주를 이루고 있다. 하지만 펌프는 단독으로 작동되는 장비가 아니라 다른 부품들과 연결되어 작동을 하는 동력원이기 때문에 펌프에서 발생하는 소음과 진동이 다른 부품들에 어떠한 영향을 미치는지에 대한 연구가 필요하다.

J. E. Funk<sup>8)</sup>는 관로와 포켓 스프링 특성의 상호작용으로 인하여 포켓 밸브가 불안정 되는 원인을 이론적으로 정리하였다. A. Amini<sup>9)</sup>은 밸브 플러그와 시트의 형태를 바꾸어 압력을 변화하고, 마이크로폰으

로 소음을 직접 측정 해봄으로써 압력조절 밸브의 소음과 진동을 저감하기 위한 최적의 모델 형상을 제시하였다. C. Li<sup>10)</sup>는 포켓 밸브에서 발생하는 소음과 진동을 다상흐름에 대하여 시뮬레이션을 하여, 유체의 상태(종류, 온도, 흡입구 부피), 스프링 특성, 밸브의 구조 등 다양한 요소들에 따라 주파수, 진폭 그리고 포켓 진동의 감쇠율에 영향을 미친다는 것을 확인하였다.

이와 같이 밸브의 소음과 맥동을 저감시키기 위한 많은 연구가 이루어지고 있지만 밸브에 가해지는 맥동을 고려하지 않고, 일정한 압력이 가해지거나, 스프링이 밸브에 끼치는 영향을 무시한다는 가정 하에 연구가 이루어지는 것이 대부분이다. 따라서 펌프에서 일어나는 맥동을 정확하게 모사하여 이루어진 연구가 필요하다.

이 논문에서는 전술한 문제점들을 해결하기 위한 수단으로 피스톤 펌프의 구조를 먼저 분석하여 유량의 토출/흡입 면적 및 압력변화의 특성을 밝히고, 이론적으로 모델을 구성하여 시뮬레이션으로 해석을 진행하였으며, 프리필 밸브 등가 회로를 구성하여 펌프, 유압 호스 및 압력제어 밸브로부터 어떠한 유형의 맥동들이 발생되어 밸브로 전달되는지에 대한 사전연구가 이루어졌다.

## 2. 유압펌프 시스템 해석

### 2.1 해석대상 모델

Fig. 1은 사축식 유압모터의 회로로써, 연구대상으로 하는 프리필 밸브(번호 ①)는 Fig. 1에 보이는 바와 같이 휠형 굴삭기의 유압모터 시스템 내에 설치되어 있으며, 유압원(번호 ②)으로부터 기름을 공급 받는 구조이다.

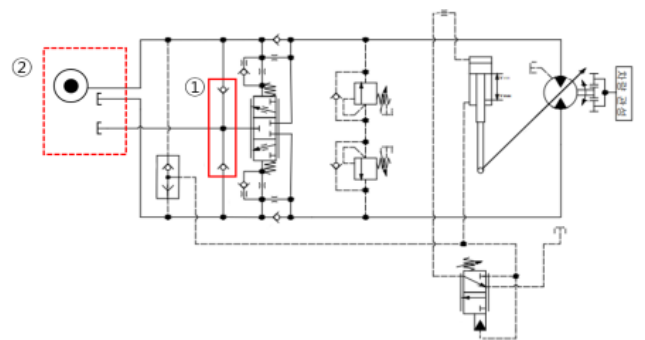


Fig. 1 Hydraulic circuit of a hydraulic motor brake system with prefill valve

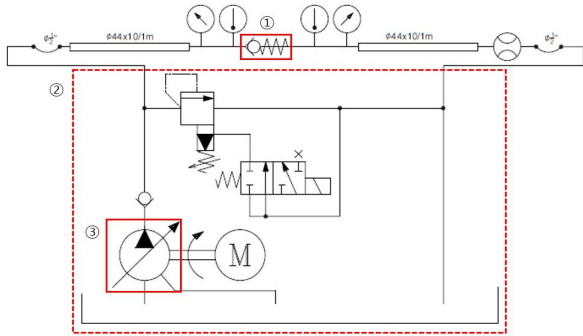


Fig. 2 Hydraulic circuit for behaviour prediction of prefill valve

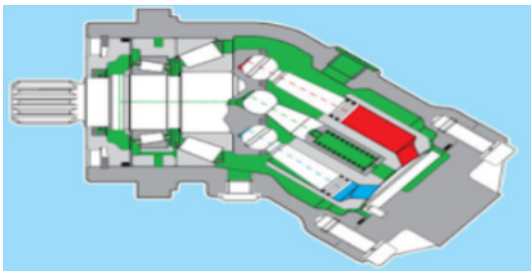


Fig. 3 An example model of a bent axis type axial piston pump system

Fig. 2는 Fig. 1에 보이는 프리필 밸브의 특성을 시험하기 위한 회로로, 프리필 밸브(번호 ①)가 설치되어 있고, 프리필 밸브에 정압을 내기 위한 실험용 유압유닛(번호 ②)을 구성하였다. 이 연구에서는 Fig. 2(번호 ②)에 설치되어 있는 유압펌프(번호 ③) 모델링 및 해석이 수행된다.

Fig. 3은 프리필 밸브에 정압을 가해주기 위하여 설치된 카사파<sup>11)</sup>의 사축식 피스톤 펌프를 보이는 것이다. 피스톤 펌프는 피스톤, 실린더 블록, 밸브 플레이트, 구동축, 경사판, 피스톤 슈(piston shoe)로 구성되어 있다. 피스톤은 경사판의 각도에 비례하는 행정을 왕복 운동하면서 펌핑 작용을 한다.<sup>12-13)</sup> 이 연구에서의 목적은 유압펌프와 유압관로에서 밸브까지 어떠한 유형의 맥동들이 전달되는지를 분석하는데 있기 때문에, 파워유닛에 설치된 카사파 사의 유압펌프를 사용하여 맥동분석을 진행하였다.

## 2.2 밸브 플레이트의 면적거동 분석

Fig. 4는 전술한 Fig. 3의 유압펌프에 있어서 밸브 플레이트와 실린더 블록의 3D형상을 보이는 것이다. 유압펌프의 맥동을 분석하기 위해서는 밸브 플레이트와 실린더 블록의 상대운동에 따른 면적거동을 예측하는 것이 매우 중요하다<sup>14)</sup>. 이 연구에서는 Fig. 5와 같이 면적구배가 다른 형상의 부분면적들을 상세히

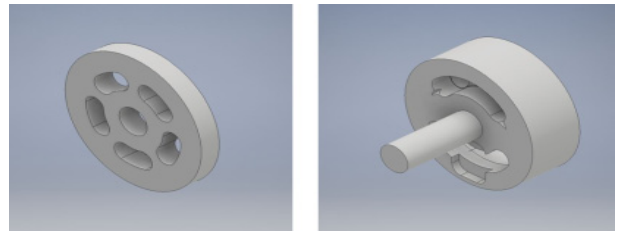


Fig. 4 3D Model of the cylinder block and valve plate

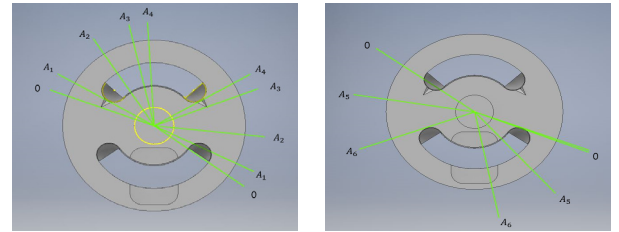


Fig. 5 Top view of valve plate showing the angular location of different geometric features

구할 목적으로 대상 면적을 분할하였으며, 실린더 블록의 운동에 따른 면적 관계식을 유도하였다. 또한 유도된 면적식의 타당성을 증명하기 위하여 Fig. 3의 카사파 유압펌프 모델을 분해하고 실제 면적을 측정하여 비교하는 과정도 수행하였다. 밸브 플레이트의 면적변화는 흡입구( $A_1, A_2, A_3, A_4$ ) 4개, 토출구( $A_5, A_6$ ) 2개로 구역으로 나누어 계산하였다.  $A_1$ 은 실린더 블록이 밸브 플레이트 노치부분과 서로 맞닿는 곳을 시작점으로 하였을 때, 노치부분의 면적,  $A_2$ 는 노치를 포함한 오리피스 구간의 면적,  $A_3$ 은 노치를 포함한 실린더 블록의 슬롯 면적,  $A_4$ 는 실린더 블록의 슬롯 면적,  $A_5$ 는 토출구의 오리피스 구간의 면적,  $A_6$ 는 실린더 블록의 슬롯 면적이다.

밸브 플레이트의 노치부와 흡입 및 토출구에 관련된 수식은 Fig. 6, Fig. 7 그리고 Fig. 8로부터 구해진다. Fig. 6은 노치 길이 방향의 형상, Fig. 7은 노치 깊이 방향의 형상을 보이는 것이며, Fig. 8은 밸브 플레이트와 실린더 블록의 노치를 제외한 흡입 및 토출구의 면적 변화를 계산하기 위한 기하학적 형상 모델을 보이는 것이다.

Fig. 6과 Fig. 7로부터 길이 방향에서의 노치의 높이 식(1), 길이 방향에서의 노치의 밑변 식 (2), (3) 그리고 깊이 방향에서의 노치 높이 식 (4)를 구할 수 있으며, 노치 개구면적의 타당성을 위하여 이 연구에서는 Fig. 6과 Fig. 7에서 계산된 면적 중에서 작은 면적을 취하는 것으로 하였다<sup>15)</sup>.

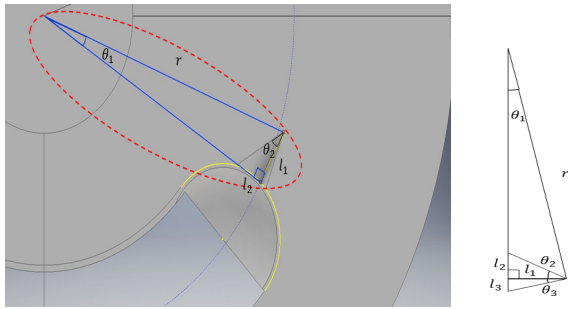


Fig. 6 Top view geometric details of valve plate

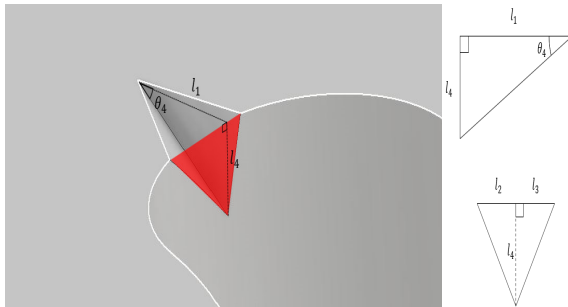


Fig. 7 3D view of the notch in the valve plate

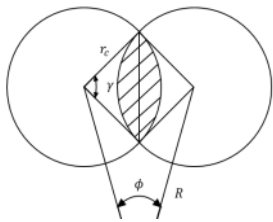


Fig. 8 Orifice flow area on suction and pressure passage

Fig. 8은 밸브 플레이트와 실린더 블록이 오리피스와 같이 겹쳐지는 영역으로써, 부채꼴의 각도 식 (6)과 두 원이 접하는 부채꼴의 면적에서 삼각형의 면적을 뺀 식 (7)을 도출하여 면적을 계산하였다.

$$l_1 = r \sin \theta_1 \quad (1)$$

$$l_2 = l_1 \tan \theta_2 \quad (2)$$

$$l_3 = l_1 \tan \theta_3 \quad (3)$$

$$l_4 = l_1 \tan \theta_4 \quad (4)$$

$$A_1(\theta) = \frac{1}{2}(l_2 + l_3)l_4 \quad (5)$$

$$\gamma = 2 \cos^{-1} \frac{\phi}{2} \frac{R}{r_c} \quad (6)$$

Table 1 Difference between real and theoretical measurement of the valve plate flow area

	Theoretical Area [mm <sup>2</sup> ]	Measured Area [mm <sup>2</sup> ]
A <sub>1</sub>	2.99	3.00
A <sub>2</sub>	81.45	81.46
A <sub>3</sub>	156.32	156.33
A <sub>4</sub>	189.69	189.69
A <sub>5</sub>	78.46	78.46
A <sub>6</sub>	189.69	189.69

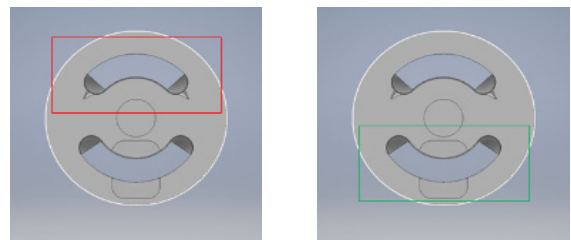
$$A_2(\theta) = 2(r_c^2 \frac{\gamma}{2} - r_c^2 \sin \frac{\gamma}{2} \cos \frac{\gamma}{2}) \quad (7)$$

Table 1은 전술한 수식으로부터 구해진 면적과 실물을 분해하여 측정된 면적의 결과를 보이는 것으로써, 이론값이 실측에 비하여 최대 0.3%의 오차가 발생하는 것을 확인하였다. 이 결과, 이 연구에서 제안하는 수식을 이용하여 각도에 대한 흡입/토출 면적의 예측이 가능하다는 것을 보여준다.

### 3. 맥동 시뮬레이션 및 고찰

#### 3.1 맥동 시뮬레이션 모델링

Fig. 9는 밸브 플레이트의 흡입구를 나타낸 것으로 흡입구의 면적은 노치가 시작하기 직전부분을 0°로 정하여, 노치 부, 오리피스 부, 슬롯 부 그리고 실린더 홀의 면적 순서로 나누어 계산하였다. Table 2는 펌프 맥동을 시뮬레이션하기 위하여 Fig. 9의 (a)에서 각도에 따른 면적변화를 나타내었다. Fig. 9의 (b)는 흡입구의 노치가 시작되는 부분에서 180°지점을 0°로 하여 오리피스 부, 실린더의 홀의 면적 순서로 나누어 각도에 따른 면적을 계산하여 Table 3으로 정리하였다.



(a) Suction side (b) Pressure side

Fig. 9 CAD Model of the valve plate

Table 2 Cross sectional flow area on the suction side

Angle of Suction Side [°]	Area of Suction Side [mm <sup>2</sup> ]
0.00	0.00
10.36	3.00
36.66	81.54
56.67	156.41
66.37	189.77
129.95	189.77
139.65	156.41
159.66	81.54
186.62	3.00
196.98	0.00
360.00	0.00

Table 3 Cross sectional flow area on the pressure side

Angle of Pressure Side [°]	Area of Pressure Side [mm <sup>2</sup> ]
0.00	0.00
1.07	0.00
28.03	78.46
57.74	189.77
138.69	189.77
168.40	78.46
195.36	0.00
360.00	0.00

Table 4 Specifications of the pump

Variable	Value
number of pistons [-]	5
piston mass [g]	82.29
rotational speed [rpm]	1780
piston diameter [mm]	21.9
Maximum piston stroke [mm]	28.9
radius piston shaft [mm]	21.45
swash plate angle [°]	33
notch type	V-type
hose line [m]	1
hose inner diameter [mm]	18
orifice cross section area [mm <sup>2</sup> ]	16
relief valve set pressure [bar]	10, 20, 30, 40, 50

Table 4는 사축식 유압 펌프를 모델링하기 위한 물리적 변수를 정리한 것으로, 해석을 진행할 때 고려되어야 하는 카사바 펌프의 기본 정보, 모터의 설정 회전수 그리고 노치의 형상을 정리하였다. 설정 압력에 따라 변화하는 펌프 출력 맥동을 분석하기 위하여 릴리프 밸브의 압력을 10[bar], 20[bar], 30[bar], 40[bar] 그리고 50[bar]로 설정하여 해석을 진행하였고, 프리휠 밸브 직전까지 전달되는 유량과 압력 맥동을 분석하기 위하여 호스와 호스 뒤에 연결된 프리휠 밸브 등가 오리피스의 설정 값을 정리하였다.

3.2 맥동 시뮬레이션 결과 및 고찰

Fig. 10은 연구 대상 펌프의 정보를 기반으로 해석 모델링을 완성한 것으로, 펌프부와 릴리프밸브 그리고 호스부로 나누어진다. 해석 결과는 릴리프 밸브에서 일어나는 압력 맥동과 유량 맥동 그리고 호스의 뒤에 연결된 오리피스에서 일어나는 압력과 유량의 맥동을 비교하였다.

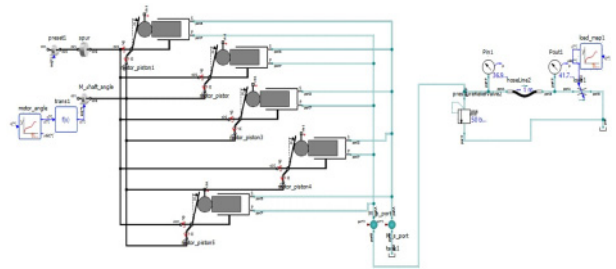
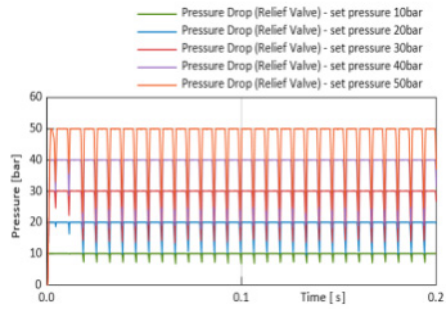


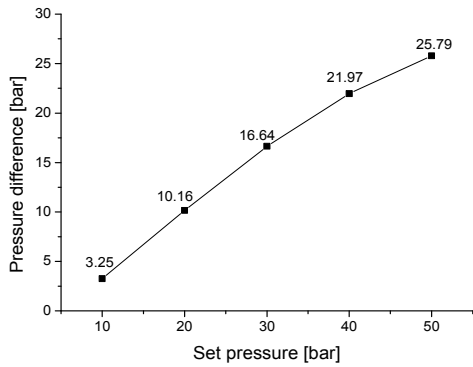
Fig. 10 Modeled layout of axial piston pump system for simulation

Fig. 11에서 Fig. 14는 Fig. 10의 회로로부터 릴리프 밸브의 설정압력을 각각 10[bar], 20[bar], 30[bar], 40[bar], 50[bar]로 설정했을 때 발생하는 맥동의 변화를 보여주고 있다. 이때 Fig. 11 및 Fig. 13의 그래프 (a)는 릴리프 밸브의 설정 압력에 따른 압력맥동 변화를 나타내었고, Fig. 12 및 Fig. 14의 그래프 (a)는 유량 맥동의 변화를 나타내고 있다. Fig. 11에서 14에 보이는 그래프 (b)는 정상적인 맥동이 일어나는 구간에서 맥동의 최소 및 최대값의 차를 정리하여 나타낸 것이다.

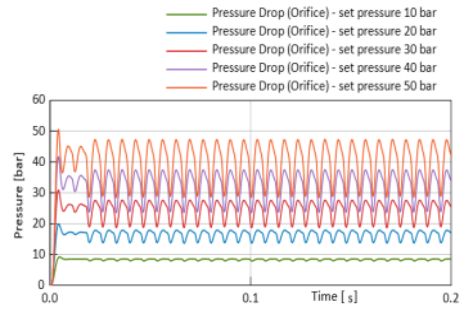
Fig. 11의 (b)는 10[bar] 마다 3.24[bar], 10.15[bar], 26.63[bar], 21.97[bar], 25.78[bar]의 압력 차이가 나는 것을 알 수 있다. 이것은 설정된 압력이 커질수록 압력 맥동의 차이도 커지고 있음을 예측할 수 있다.



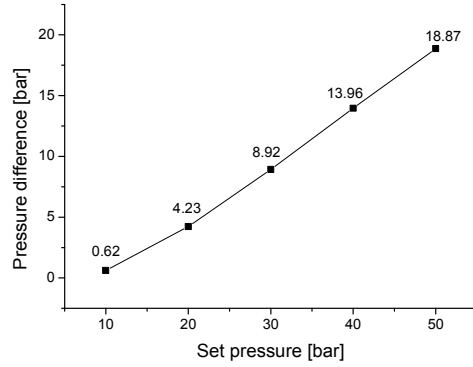
(a) Pressure fluctuations at the hose inlet



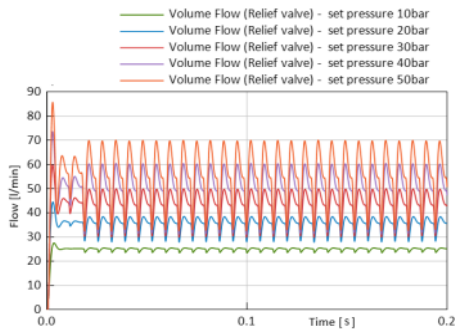
(b) Pressure fluctuations amplitude versus set pressure  
Fig. 11 Pressure fluctuations and its amplitude versus set pressure at the hose inlet



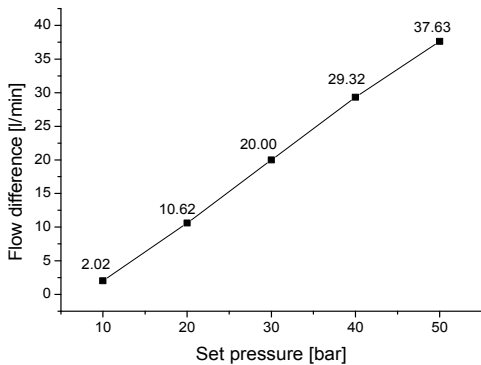
(a) Pressure fluctuations at the hose outlet



(b) Pressure fluctuations amplitude versus set pressure  
Fig. 13 Pressure fluctuations and its amplitude versus set pressure at the hose outlet



(a) Flow pulsation across the hose



(b) The dependence of pulsation amplitude on set pressure  
Fig. 12 Flow pulsation and its pulsation amplitude on set pressure across the hose

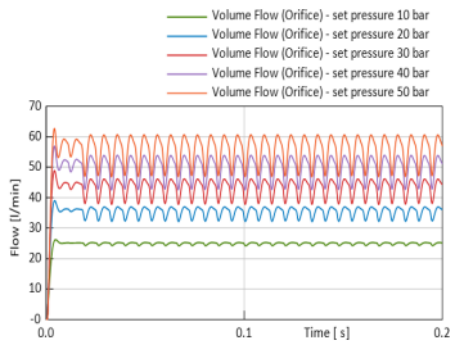
Fig. 12의 (b)는 압력별 유량 맥동 차이의 크기를 비교하는 그래프로, 10[bar]마다 2.02[lpm], 10.61[lpm], 19.99[lpm], 29.31[lpm], 37.62[lpm]의 차이가 나는 것을 알 수 있다. 이로써 압력이 커질수록 유량 맥동 또한 커지는 것을 나타내고 있고, 유량은 10[bar]씩 커질수록 평균적으로 8.9[lpm] 정도의 유량 차이가 발생한다는 것을 알 수 있다.

Fig. 13은 프리필 밸브 직전까지 오는 맥동을 모사하기 위해서, 프리필 밸브 대신에 호스 뒤에 오리피스를 달아 오리피스에서 발생하는 유량과 압력을 해석한 결과이다. Fig. 13의 (b)는 오리피스에서 나타나는 압력맥동 차이를 나타낸 그래프로, 10[bar]마다 0.67[bar], 4.23[bar], 8.91[bar], 13.95[bar], 18.87[bar]의 차이가 남을 알 수 있다. 이 결과로 단순히 유압호스만으로도 압력 맥동을 현저히 줄일 수 있음을 예측할 수 있다.

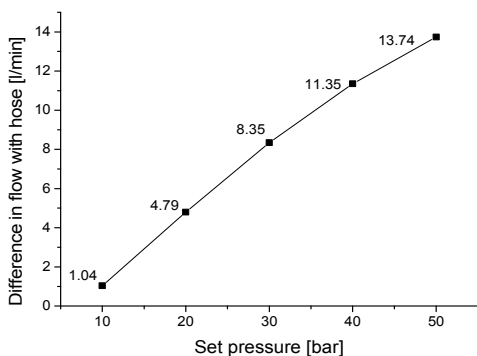
Fig. 14는 오리피스에서 발생하는 유량맥동의 차이를 나타낸 그래프로, (b)는 압력별 유량맥동의 차를 그래프로 정리하였다. 릴리프 밸브의 세팅 압력이 10[bar]마다 1.03[lpm], 4.78[lpm], 8.35[lpm], 11.35[lpm], 13.74[lpm]의 유량 차이가 나는 것을 알 수 있다. 이

를 토대로 압력이 커질수록 유량맥동 또한 커지는 것을 알 수 있고, Fig. 12와 비교하여 맥동 특성이 우수하다는 것을 알 수 있다.

호스가 없이 오리피스만을 가지는 회로의 특성을 조사할 목적으로, Fig. 10에서 오리피스 앞에 설치했던 호스를 제거한 후의 해석 결과를 Fig. 15에 도시하였다. Fig. 15의 (a)는 호스를 제거하기 전/후의 압력맥동 결과를 보이는 것이고, Fig. 15의 (b)는 호스를 제거하기 전/후의 유량맥동 결과를 보이는 것이다. 호스를 제거하기 전 압력과 제거한 후의 압력차는 10[bar]마다 3.91[bar], 9.65[bar], 14.65[bar], 19.31[bar], 24.52[bar]의 압력 차이가 나는 것을 알 수 있다. 호스를 제거하기 전과 후의 유량을 비교한 차이가 10[bar]마다 6.32[lpm], 12.78[lpm], 18.04[lpm], 22.06[lpm], 26.52[lpm]의 차이가 나는 것을 알 수 있다. Fig. 15의 (a)와 (b)를 통하여서도 유압호스는 압력/유량 맥동의 저감 요소임을 알 수 있다.

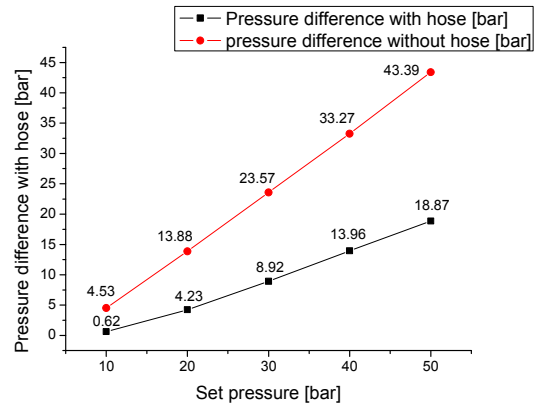


(a) Flow pulsation across the orifice

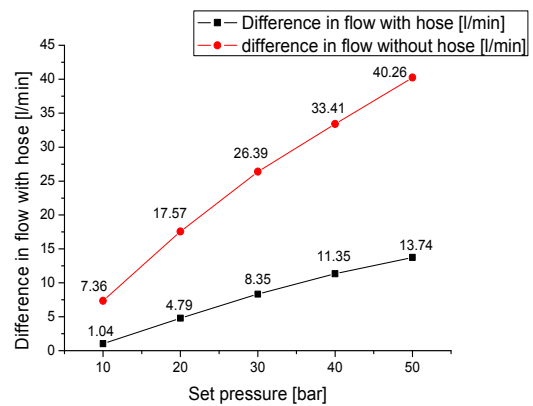


(b) The dependence of pulsation amplitude on set pressure

Fig. 14 Flow pulsation and its pulsation amplitude on set pressure across the orifice



(a) Pressure fluctuations at the hose outlet and hose is absent



(b) Flow pulsations at the hose outlet and hose is absent

Fig. 15 Comparison of pressure/flow pulsation results with hose attached and when hose is absent

#### 4. 결론

이 연구에서는 프리필 밸브의 거동을 예측하기 위해 구성된 유압 시스템에 있어서 압력/유량 맥동의 발생 및 전과 특성에 대한 해석이 이루어졌으며 그 결과를 요약하면 다음과 같다.

1. 연구의 대상으로 하는 유압 펌프 부 실린더 블록 및 밸브 플레이트 부의 면적 변화 식을 유도하였으며, 실물을 이용하여 면적을 측정된 결과, 0.3%이하의 오차를 가짐이 확인되어 제안된 수식의 타당성이 증명되었다.
2. 유압 펌프가 회전할 때 이루어지는 흡입/토출시의 면적 변화가 도출되었으며 실제 유압펌프 모델의 특성이 잘 반영되었음을 해석을 통하여 증명되었다.
3. 이 연구에서 제안된 해석방법으로 연구대상 유

압펌프의 압력/유량 맥동을 모사할 수 있으며, 압력/유량 맥동을 회로 설정 압력이 클수록 크고, 그 크기는 거의 비슷한 기울기를 갖는 크기의 값들로 증가되는 것이 확인되었다.

4. 펌프에서 발생하는 맥동을 관로 조건 및 유압 호스의 설치여부에 따라서 그 특성이 변화하기 때문에 향후 프리필 밸브의 거동을 명확히 모사하기 위해서는 적절한 유압호스 사용이 필요할 것으로 사료된다.

## 후 기

이 논문은 2020년도 정부(산업통상자원부)의 재원으로 한국산업기술진흥원의 지원을 받아 수행된 연구이다. (P0013851, 2020년 상용차 산업 혁신 성장 및 미래형 산업생태계 구축사업)

## 이해관계(CONFLICT OF INTEREST)

저자는 이 논문과 관련하여 이해관계 충돌의 여지가 없음을 명시합니다.

## References

- 1) S. N. Yun and I. Y. Lee, "A Study on Dynamic Characteristics of Hydraulic Motor Brake System with Counter Balance Valve," KSFOT, 1225-827X, pp.214-219, 1993.
- 2) V. S. Kanal, "FEA Study of Pre-fill Valve," International Journal for Research in Applied Science & Engineering Technology, 2321-9653, Vol.5, pp.1769-1775, 2017.
- 3) 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.13-19, 2008.
- 4) I. Y. Lee, J. H. Park and M.G. Kang, "Flow Ripple Simulation Model of Axial Piston Pump," Journal of Drive and Control, Vol.2, No.3, pp.12-17, 2005.
- 5) E. Kojima et al., "A Simulation Model of the Delivery Flow Ripple Produced by a Hydraulic Axial Piston Pump," Transactions of The Japan Hydraulics & Pneumatics Society, Vol.29, pp.100-106, 1998.
- 6) D. H. Jang et al., "A Study on Pressure, Flow, Fluctuation and Noise in the Cylinder of Swash Plate Type Axial Piston Pump," Journal of Drive and Control, Vol.6, No.3, pp.1-9, 2009.
- 7) W. J. Chung et al., "SimulationX-based Modeling for Valve-Plate Notch Design of Variable Swash-Plate Axial Piston Pump," Journal of the Korean Society of Manufacturing Process Engineers, Vol.17, No.4, pp.104-112, 2018.
- 8) J. E. Funk, "Poppet Valve Stability," Journal of Basic Engineering ASME, pp.207-212, 1964.
- 9) A. Amini and I Owen, "A Practical Solution to the Problem of Noise and Vibration in a Pressure-Reducing Valve," Experimental Thermal and Fluid Science, 0894-1777, pp.136-141, 1995.
- 10) C. Li et al., "Multiphase Flow Simulations of Poppet Valve Noise and Vibration," SAE paper 2015-01-0666, 2015.
- 11) Casappa, "Hydraulic Pump, Motors & Filters," DOC 04 R A, pp. 17, 2016.
- 12) I. Y. Lee, Hydraulic Engineering, Munundang, Seoul, 2019.
- 13) Y. G. Jang et al., "System Modeling of a Bi-directional Outlet Variable Swash Plate Type Axial Piston Pump with Two EPPR Valves," Journal of Drive and Control, Vol.17, No.1, pp.51-60, 2020.
- 14) 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.
- 15) B. S. Kim, "A Study on Open-area Planning of Main Control Valve for Excavators," A Master's Thesis, Ulsan National University, Republic of Korea, 2007.