

가변 용적형 사판식 피스톤 펌프의 회전 속도 조절에 의한  
정압 제어 소비 동력 절감

Reduction of Power Consumption for Constant Pressure Control of  
Variable Swash Plate-type Piston Pump by Varying the Pump Speed

김종혁<sup>1</sup> · 홍예선<sup>2\*</sup>

J. H. Kim and Y. S. Hong

Received: 29 Aug. 2014, Revised: 04 Nov. 2014, Accepted: 05 Nov. 2014

**Key Words** : Variable Displacement Pump(가변 용적형 펌프), Constant Pressure Control(정압 제어), Variable Speed(가변 속도), Pressure Compensation(압력 보상), Power Consumption(동력 소비)

**Abstract**: This paper proposes a control scheme to reduce the power consumption of a variable displacement swash-plate type piston pump supplying oil to a valve-controlled hydraulic cylinder at constant pressure. Whenever flow rate demand was absent, the swash plate angle and the pump speed were changed to the minimum values required to compensate for the internal leakage flow. In response to command signals, the pump speed was changed in proportion to the absolute mean value of the speed component for position commands. At the same time, a pressure regulator was activated to maintain constant system pressure by precisely adjusting the pump speed with the swash plate angle fixed at the maximum. The conventional system consisting of a pressure-compensated variable displacement type pump is driven at a constant speed of 1,800rpm. By comparison, computer simulation and experimental results showed that idling power at stand-by status could be reduced by up to 70% by reducing the pump speed from 1,800rpm to 300rpm and the swash plate angle to the minimum.

기호 설명

$x_{ref}$  : Position Command Signal, mm  
 $P_{ref}$  : Reference System Pressure, bar  
 $P_{acc}$  : Accumulator Pressure, bar  
 $Q_{pump}$  : Pump Flow Rate, l/min  
 $Q_{cyl}$  : Cylinder Flow Rate, l/min

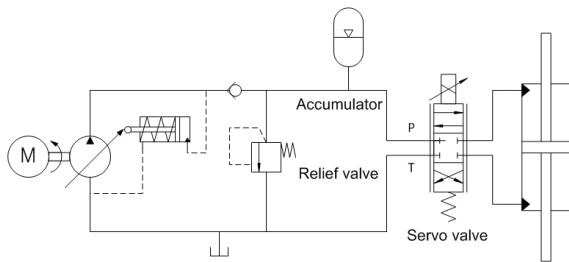
$Q_{acc}$  : Accumulator Flow Rate, l/min  
 $P_o$  : Gas Pre-charge Pressure, bar  
 $V_o$  : Effective Gas Volume, m<sup>3</sup>  
 $V_{oil}$  : Oil Volume in the Accumulator, m<sup>3</sup>  
 $V_g$  : Volumetric Displacement, cc/rev  
 $A_p$  : Cross Sectional Area of Cylinder, mm<sup>2</sup>  
 $D$  : Pitch Circle Diameter of Barrel, mm  
 $d$  : Piston Diameter, mm  
 $z$  : Number of Pistons  
 $\alpha$  : Swash Plate Angle, deg  
 $\beta$  : Bulk Modulus of Oil, MPa  
 $n$  : Pump Speed, rpm  
 $\eta_v$  : Volumetric Efficiency  
 $k$  : Polytropic Exponent

\* Corresponding author: yshong@kau.ac.kr  
 1 Aerospace & Mechanical Engineering, Graduate School, Korea Aerospace University, Goyang-si, Gyeonggi-do 412-791, Korea  
 2 Aerospace & Mechanical Engineering, Korea Aerospace University, Goyang-si, Gyeonggi-do 412-791, Korea  
 Copyright © 2014, KSFC

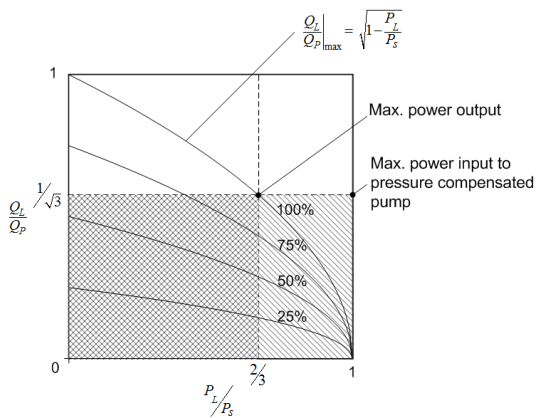
This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

### 1. 서 론

서보 밸브를 이용하여 유압실린더의 위치를 제어 하는 구동 시스템에 일정한 압력의 오일을 공급하기 위해 일정 속도로 회전하는 고정 용적형 펌프를 사용하면 서보 밸브에서의 압력 손실로 인해 펌프에서 실린더로 전달되는 동력이 최대가 되는 부하압력 조건에서도 펌프 유량의 약 42.2%는 탱크로 바이패스 된다. 만일 Fig. 1(a)와 같이 압력보상기가 내장된 가변 용적 펌프를 이용하면 펌프가 일정 속도로 회전하더라도 릴리프 밸브로 바이패스 되는 유량이 없도록 실린더 구동에 필요한 유량만큼만 펌프가 공급하게 되므로 시스템 효율은 개선되지만 Fig. 1(b)와 같이 최대 66.7%까지만 가능하다.<sup>1)</sup> 이러한 이유로 서보 밸브 대신에 속도가 제어되는 펌프를 사용하는 EHA (Electro-hydrostatic Actuator)가 개발되고 있으나 높은 주파수 응답 대역이 요구되는 응용 조건에서는 서보 밸브를 사용하는 것이 아직은 불가피하다.<sup>2-5)</sup>



(a) System configuration



(b) System efficiency

Fig. 1 System configuration and efficiency of valve controlled hydraulic cylinder with pressure-compensated variable displacement pump driven at a constant speed

이와 같이 밸브 제어 방식 전기 유압식 구동장치의 최대 효율에 제한이 있으나, 실제 작동 조건을 고려

하면 불필요한 동력 소비를 줄여 가동 효율을 높일 수 있는 여지가 있다. 유압장치의 작동 패턴은 공장 기계에서와 같이 동일한 싸이클을 자동으로 반복하는 지 또는 항공기나 건설기계에서와 같이 불규칙한 형태를 띠게 되나, 공통적으로는 아무런 동작을 하지 않는 아이들링 상태가 대부분 존재한다. 특히, 항공기의 제어면 구동장치나 선박의 조타장치는 순항 조건에서는 간헐적으로 미세한 동작만 하게 된다. 이러한 경우에 가변 용적형 펌프의 배제 용적이 최저로 유지되더라도 펌프가 일정한 속도로 빠르게 회전하면 불필요한 아이들링 동력을 소비하는 문제가 있다. 따라서 아이들링 상태에서 펌프의 배제용적뿐만 아니라 회전속도도 낮추면 불필요하게 소비되는 동력을 최소화하여 가동 효율을 높일 수 있다. 최근에는 유도 전동기의 회전속도를 조절할 수 있는 인버터의 가격이 낮아짐에 따라서 소비 동력의 절감 효과가 인버터의 가격을 상쇄하는 기간이 점차 단축되는 추세에 있기 때문에 경제성도 개선되고 있다.

유압장치의 작동 패턴이 일정하게 반복되어 펌프의 속도를 언제 얼마나 낮춰야 하는지를 미리 알 수 있는 경우에는 동적인 동력 손실을 최소화하기 위해 펌프의 가속과 감속을 어떤 식으로 할 것인가 연구 대상이 된다.<sup>6)</sup> 그러나 수동으로 조작되는 모바일 유압 장치와 같이 불규칙한 작동 패턴에서는 펌프 속도를 얼마나 어떻게 조절할 것인가가 관건이다. 본 논문의 선행 연구에서는 압력 보상기가 내장된 가변 용적형 사판식 피스톤 펌프의 회전속도를 유압 실린더의 작동에 필요한 만큼만 높여 주는 알고리즘을 개발함으로써 아이들링 상태뿐만 아니라 펌프 최대 유량의 일부만 사용하는 조건에서 펌프의 소비 동력을 더 낮출 수 있음을 입증하였다.<sup>7)</sup> 여기서 중요한 것은 일정한 시스템 압력을 유지하기 위해 배제용적을 제어하는 압력 보상기와는 간섭 없이 유압 펌프의 회전속도를 결정하기 위해 위치 명령 신호의 속도 성분대에 대해 누적 평균을 구하는 일종의 필터를 사용한 것이다. 그 결과, 실린더를 구동하는 모드에서는 밸브에서 소비하는 유량이 작을수록 펌프의 회전속도가 낮아져 펌프를 구동하는 모터의 소비 동력이 절감되며, 실린더를 작동시키지 않는 아이들링 상태에서는 펌프의 회전속도를 1,800rpm에서 600rpm으로 낮춤으로써 소비 동력을 약 44%로 감소시키는 효과를 얻을 수 있었다. 반면에 이 연구에서는 유압식 압력보상기의 작동을 위한 자체 소비 유량을 확보하기 위해 아이들링 상태에서 펌프의 최저 속도를 600rpm 미만으로는 낮출 수 없었고, 펌프의 회전 속도가 일정하지 않으므

로 시스템 압력을 일정하게 유지하기 위해 변하는 경사판 각도의 진폭이 속도 조절을 하지 않을 때보다 증가하는 단점이 있었다.

본 논문에서는 펌프의 최저 속도를 600rpm 보다 낮출 수 있도록 유압식 압력 보상기를 제거하는 대신 슬레노이드 밸브를 이용하여 경사판 각도를 선택할 수 있도록 개량하였다. 즉, 펌프의 배제용적을 작동 모드에서는 최대, 아이들링 모드에서는 최소로 고정함으로써 경사판의 각도가 빈번하게 변하는 것을 방지함과 동시에 압력 보상 기능이 펌프 회전속도의 제어에 의해서만 이루어지도록 단순화 하였다. 이는 유압시스템의 성능을 향상시키기 위해 펌프 회전속도가 아닌 경사판 각도를 제어하는 방법을 택했던 기존의 선행 연구들과 차별된다.<sup>8-10)</sup> 단, 유압 실린더의 위치 명령 신호가 불규칙하게 입력되는 작동 환경에서 펌프의 회전속도가 압력제어기에 의해 급격하게 변하는 것을 방지하기 위해 축압기와 더불어 위치 명령 신호의 속도 성분에 대해 누적 평균을 구하는 필터의 개념을 선행 연구와 동일하게 적용하였다.<sup>7)</sup>

다음 절에는 본 논문의 펌프 제어 시스템에 대한 구성과 작동 원리, 시뮬레이션 모델, 실험장치의 구성을 설명하고 실제 실험과 시뮬레이션 결과를 근거로 펌프의 소비 동력 절감 효과에 대한 평가를 기술하였다.

## 2. 시스템의 구성과 작동원리

본 논문의 펌프 회전 속도와 배제용적 제어 시스템은 Fig. 2와 같이 구성되었다. 유압실린더는 서보 밸브에 의해 피스톤 변위가 되먹임 제어된다. 그리고 슬레노이드 밸브를 이용하여 작동 모드에 따라서 경사판의 각도를 최대 또는 최소로 조절할 수 있도록 하였다. 압력 제어기는 실린더로 공급해야 하는 유량이 불규칙하게 변하더라도 시스템 압력을 일정하게 유지하기 위해 펌프를 구동하는 서보 모터의 속도를

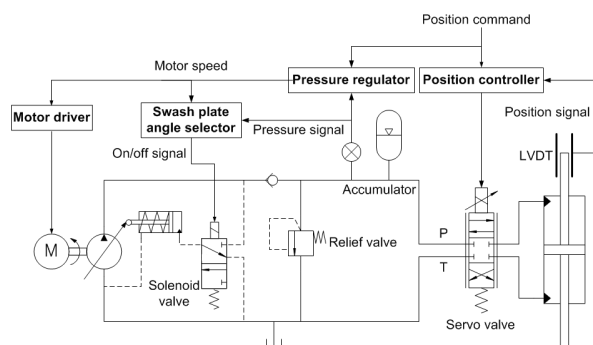


Fig. 2 System configuration

제어하며, 펌프의 회전 속도를 변화시킬 때의 시간 지연으로 인해 순간적으로 공급 유량이 소비 유량보다 부족할 때 시스템 압력이 낮아지는 것을 방지하기 위해 축압기가 사용되었다.

유압실린더의 위치제어, 압력보상을 위한 펌프의 속도 제어, 경사판의 각도 선택 기능은 PC 기반의 하드웨어와 Lab-View 프로그램을 이용하여 구현하였다.

서보 밸브에 일정 압력의 오일을 공급하기 위한 제어 시스템의 블록선도는 Fig. 3과 같다. 여기서 위치 명령 신호의 속도 성분에 대해 누적 평균을 구하여 펌프의 회전속도를 높이는 부분은 feed-forward 기능에 해당되며 그 효과는 다음의 시뮬레이션 결과에서 설명하였다.

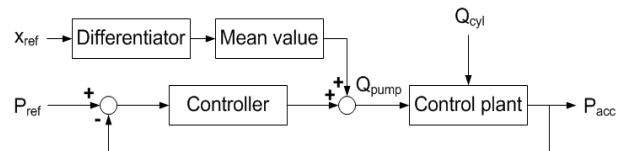


Fig. 3 Block diagram of constant pressure control

축압기를 포함하는 제어 플랜트는 Fig. 4와 같이 나타낼 수 있으며 수학적 모델을 유도하면 다음과 같다. 초기에  $P_o$ 의 압력으로 충전된 체적  $V_o$ 의 축압기에  $P_{acc}$ 의 압력으로 오일이  $V_{oil}$  만큼 단열 과정으로 충전된다면 아래의 식이 성립된다. 즉,

$$P_o V_o^k = P_{acc} (V_o - V_{oil})^k \quad (1)$$

또는

$$V_{oil} = V_o - \left( \frac{P_o}{P_{acc}} \right)^{1/k} V_o \quad (2)$$

여기서  $k$ 는 폴리트로픽 지수이다. 식 (2)의 양변을 미분하면 다음과 같다.

$$\frac{dV_{oil}}{dt} = \frac{1}{k} V_o P_o^{1/k} P_{acc}^{-\frac{k+1}{k}} \frac{dP_{acc}}{dt} \quad (3)$$

릴리프 밸브로 빠져나가는 유량이 없고 배관에서 누설이 없다고 가정하여 축압기에 대해 연속방정식을 유도하면,

$$\frac{dP_{acc}}{dt} = \frac{\beta}{V_{oil}} \left( Q_{acc} - \frac{dV_{oil}}{dt} \right) \quad (4)$$

이다. 여기서  $Q_{acc}$ 는 축압기로 유입되는 오일의 유량으로 다음과 같이 표현된다.

$$Q_{acc} = Q_{pump} - Q_{cyl} \quad (5)$$

식(5)를 식(4)에 대입하고 적분하면 식(6)과 같은 시스템 방정식을 구할 수 있다.

$$P_{acc} = \frac{\beta}{V_{oil}} \int_{-\infty}^t \left( Q_{pump} - Q_{cyl} - \frac{dV_{oil}}{dt} \right) dt \quad (6)$$

여기서 제어입력인 펌프 측 공급유량과 외란에 해당하는 밸브 측 소비유량은 다음과 같이 표현된다.

$$Q_{pump} = V_g n \eta_v = \left( \frac{\pi}{4} d^2 z D \tan \alpha \right) n \eta_v \quad (7)$$

$$Q_{cyl} = \left| \frac{dx_p}{dt} \right| \times A_p \quad (8)$$

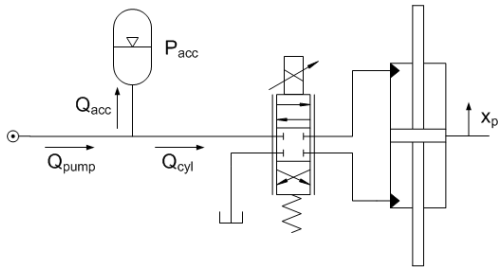


Fig. 4 Control plant

Fig. 3에 표현된 압력 제어기는 위치 명령 신호가 입력되는 작동 모드에서만 동작하며, 이때에는 펌프의 배제용적을 최대로 고정시킨다. 그러나 위치 명령 신호가 입력되지 않고 축압기의 압력이 기준치보다 낮아지지 않으면 아이들링 모드로 판단하여 펌프의 배제용적과 회전속도를 최저로 낮추게 된다. 이러한 작동 원리를 플로차트로 표현하면 Fig. 5와 같이 나타낼 수 있다.

위치 명령 신호가 입력될 경우에는 경사판 각도를 최대로 복귀시킴과 동시에 위치 명령 신호의 절대 속도 성분에 대한 누적 평균치와 시스템 압력의 기준 압력에 대한 오차를 계산한다. 그리고 위치 명령 신호의 절대 속도 성분에 대한 누적 평균치에 비례하여 펌프의 회전 속도를 증가시키면서 시스템 압력이 기준 압력을 유지하도록 펌프 회전 속도를 제어한다. 이때 절대 속도 성분에 대한 이동 평균(moving average)이 실시간으로 계산된다. 여기서 누적 평균치는  $\Delta t = t - t_{reset}$  시간 동안의 평균이며, 이동 평균치는  $\Delta t = const$ 인 일정한 시간 동안에 현재 시간을 기준으로 연속적으로 얻어지는 값이다. 위치 명령 신호가 다시 영으로 되어 아이들링 모드의 조건을 충족하면 절대 속도 성분의 누적 평균치 대신 이동 평균치에 비례하여 펌프의 회전속도를 최저 속도까지 낮추

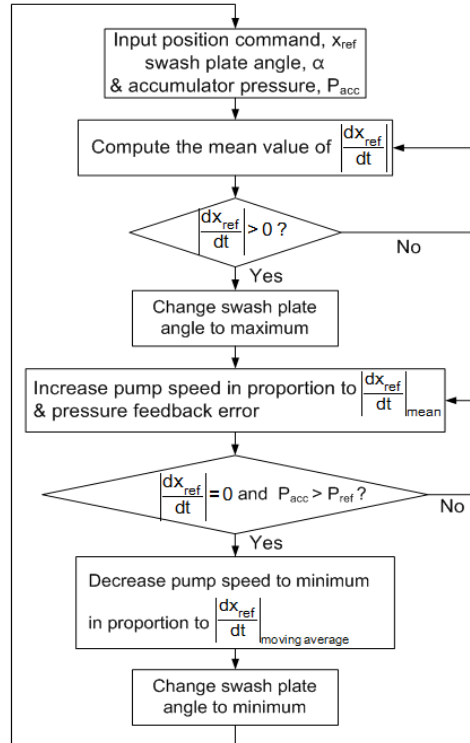


Fig. 5 Flow chart for saving pump input power

고, 경사판 각도도 다시 최저 상태로 복귀시키게 된다.

이때 아이들링 모드에서 경사판 각도를 낮추는 이유는 소비 동력을 최소로 낮출 수 있고, 작동 모드로 바뀔 때 펌프 회전속도보다는 경사판 각도가 바뀌는 속도가 빠르므로 펌프 회전속도의 급격한 변화를 방지하는 효과가 있기 때문이다.

### 3. 시뮬레이션 모델 유도

AMESim을 이용하여 표현된 제어 시스템의 시뮬레이션 모델은 Fig. 6과 같다. 시뮬레이션 모델에 입력된 데이터들은 실제 실험 장치의 사양을 기반으로 하였으며, 그 값은 Table 1과 같다.

시뮬레이션 모델은 서보 밸브와 유압실린더, 축압기로 구성된 하드웨어 부분과 실린더의 변위를 제어하는 위치제어기, 경사판 각도 선택기, 압력 제어기 그리고 위치 명령 신호의 절대 속도 성분의 누적 평균치와 이동 평균값을 계산하는 부분으로 구성되었다. 경사판 각도 선택기는 아이들링 모드에서 경사판 각도를 최저 6.5도, 작동 모드에서는 17.4도로 유지시킨다. 압력 제어기로 표시된 부분은 작동 모드에서 본 논문의 기준 압력인 114bar로 시스템 압력이 일정하게 유지되도록 펌프 회전 속도를 제어하며, 위치 명령 신호의 속도 성분에 대한 누적 평균을 계산하는

부분은 펌프 속도 제어에 대하여 feed-forward 기능을 담당한다. 그리고 아이들링 모드에서 펌프의 최저 회전 속도는 300rpm으로 제한하였다. 여기서 펌프 속도와 경사판 각도를 각각 300rpm, 6.5도 이하로 낮추지 않은 이유는 펌프 내부에서 발생하는 누설의 영향으로 인해 아이들링 모드에서 시스템 압력이 유지되지 못하기 때문이다.

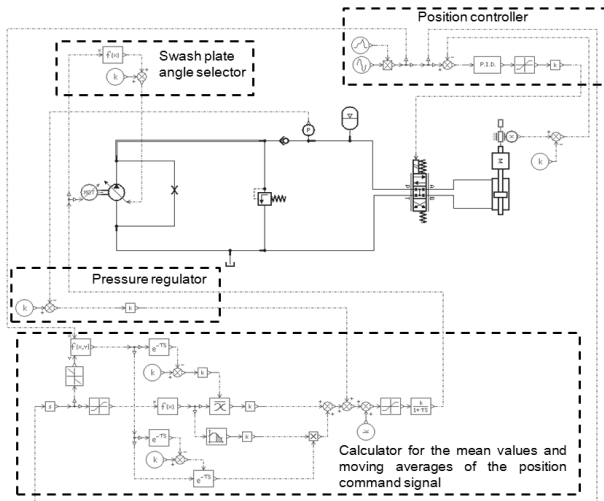


Fig. 6 Simulation model (AMESim)

Table 1 Specifications of experiment system

실린더 단면적( $A_p$ )	974[mm <sup>2</sup> ]
실린더 행정	± 150[mm]
축압기 용량( $V_o$ )	1[liter]
축압기 충전압력( $P_o$ )	80[bar]
펌프 배제용적( $V_g$ )	10[cc/rev]
펌프 최대 회전 속도	1800[rpm]

#### 4. 실험 및 시뮬레이션 결과

Fig. 7은 실험 장치의 구성을 보여준다. 실험 장치는 기본적으로 Fig. 2에 표현된 유압 회로대로 구성되었으며, 오일 온도를 일정하게 유지시키는 수냉식 냉각기가 귀환 라인에 추가되었다.

시뮬레이션 결과와 실험 결과를 비교하기 위한 위치 명령 신호의 패턴은 Fig. 8과 같이 약 5초 동안의 정지 신호(아이들링 모드) 후에 정현파 신호를 20초간 입력한 후(작동 모드) 다시 5초 동안 정지 신호(아

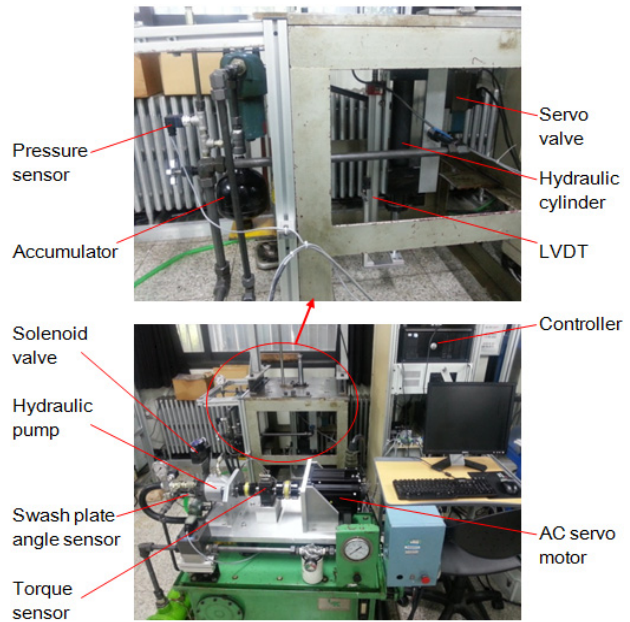
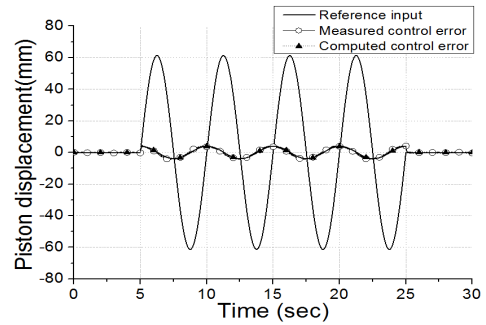
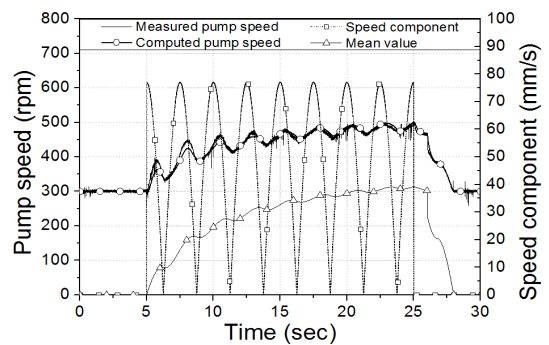


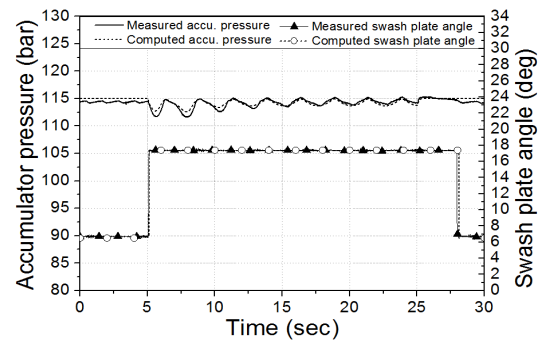
Fig. 7 Experimental apparatus



(a) Control errors

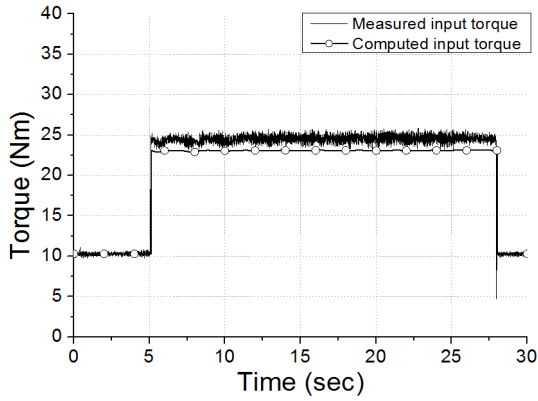


(b) Pump speed



(c) Accu. pressure & swash plate angle





(d) Pump input torque

Fig. 8 Computed and measured results for sinusoidal reference input ( $f=0.2\text{Hz}$ , peak flow rate=25%)

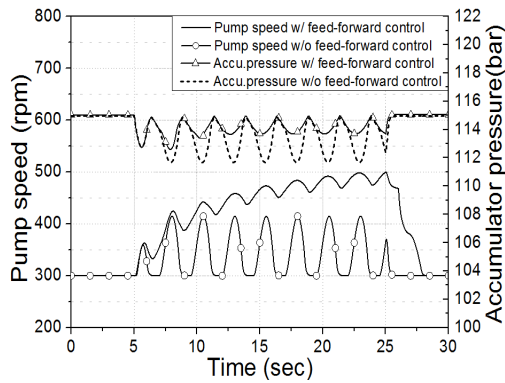
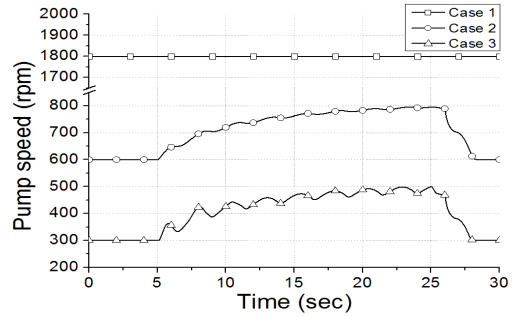


Fig. 9 Effects of feed-forward element on pump speed and accumulator pressure

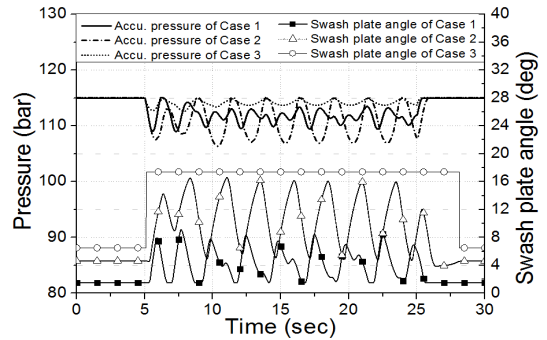
이들링 모드)를 입력하였다. 펌프 최대 공급 유량(18 lpm)의 25%에 해당하는 피크 유량이 실린더에 공급 되도록 정현파 위치 명령 신호의 진폭과 주기를 각각  $\pm 60\text{mm}$ ,  $0.2\text{Hz}$ 로 선정하였을 경우의 결과는 그림과 같으며, 위치 제어기의 제어오차, 펌프 회전 속도, 축압기 압력, 펌프 구동 토크에 대한 시뮬레이션 결과와 실측 결과들이 잘 일치하는 것을 확인할 수 있다. Fig. 8(b)는 Fig. 3에 표현된 것과 같이 위치 명령 신호의 절대 속도 성분 에 대한 누적 평균치(feed-forward 성분)와 기준 압력(114bar)에 대한 압력제어 오차에 비례하여 펌프 속도가 변하는 것을 보여준다.

만일 feed-forward 성분이 없다면 펌프 속도가 어떻게 변하는 지를 비교한 결과는 Fig. 9와 같다. Feed-forward 성분을 적용하지 않는 경우 위치 제어 오차는 거의 영향을 받지 않으나, 펌프 회전 속도가 압력제어 오차에만 비례하여 조절되므로 펌프의 회전 속도와 시스템 압력의 교류 성분 진폭이 대폭 증가하게 된다. 만약 압력 제어 오차를 줄이기 위해 압력 제어기의 이득을 더 증가시키면 시스템 압력의 진폭은

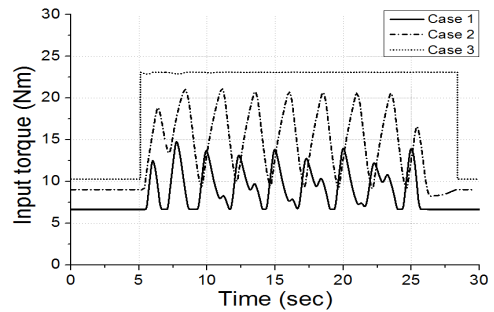
줄어들이지만 펌프 회전 속도의 진폭은 더 증가하게 된다. 따라서 본 논문의 feed-forward 기능은 펌프 회전 속도의 정적인 성분을 상승시켜서 펌프 회전 속도와 시스템 압력의 동적인 진폭을 동시에 줄이는 효과를 갖는다.



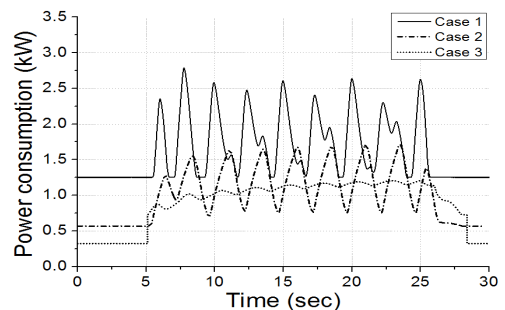
(a) Pump speed



(b) Accu. pressure & swash plate angle



(c) Input torque



(d) Power consumption

Fig. 10 Influence of control methods on pump speed, accu. pressure, swash plate angle, torque and power consumption for sinusoidal reference input ( $f=0.2\text{Hz}$ , peak flow rate=25%)

실린더에 공급되는 유량이 펌프 최대 공급 유량의 25%가 되는 동일한 작동 조건에서 일정한 속도로 회전하는 가변 용적형 펌프를 사용한 경우(Case 1)와 압력보상기가 내장된 가변 용적형 펌프의 속도를 제어한 경우(Case 2), 그리고 펌프 회전속도와 배제 용적을 모두 제어하는 경우(Case 3)를 비교한 결과는 Fig. 10과 같다. 위치 제어오차는 3가지 Case 모두 실린더에 필요한 유량을 충분히 공급하므로 거의 차이가 없었다. Fig. 10(a)에서 Case 1은 펌프 회전 속도가 1800rpm에 고정되고, 아이들링 모드에서 Case 2는 600rpm, Case 3은 300rpm으로 낮아진다. 작동 모드에서 Case 3은 위치 명령 신호의 절대 속도 성분의 누적 평균치와 압력제어 오차에 비례하여 펌프 속도가 제어된다. Case 2도 위치 명령 신호의 절대 속도 성분의 누적 평균치에 비례하여 펌프 속도가 조절되지만 압력 제어가 적용되지 않았다. 따라서 Case 2와 Case 3의 펌프 속도는 기본적으로 동일한 파형으로 증가하지만 Case 3은 압력 제어의 영향을 받아 펌프 속도의 교류 성분 진폭이 더 크게 나타났다. Fig. 10(b)은 축압기 압력과 경사판 각도의 변화를 보여준다. Case 1은 1800rpm의 높은 속도로 회전하면서 유량을 공급하므로 압력보상기는 경사판을 작은 각도 영역에서 제어한다. 그러나 경사판 각도의 잦은 변화로 인해 시스템 압력도 진동을 하게 된다. Case 2에서는 펌프의 속도를 감소시킨 만큼 경사판 각도의 진폭과 시스템 압력의 진폭이 Case 1보다 증가하였다. 반면에 Case 3의 경우 작동 모드에서 경사판 각도가 최대로 고정되고 그 대신 압력 보상을 하도록 펌프 속도가 제어됨으로써 시스템 압력의 진폭이 크게 감소하였다. Fig. 10(c)에서 펌프 구동 토크는 시스템 압력이 일정할 경우 경사판 각도가 클수록 증가하기 때문에 Case 3의 구동 토크가 다른 두 가지 경우보다 크게 된다. 그러나 Case 3은 펌프 회전 속도가 가장 낮으므로 아이들링 모드에서의 소비 동력은 Fig. 10(d)에서와 같이 Case 1의 30%, Case 2의 60% 수준까지 줄어드는 것으로 나타났다.

작동 모드에서 Case 3의 소비 동력은 Case 2와 차이가 없으나 Case 1의 약 75% 수준으로 감소하였다. 이것은 Case 2와 Case 3의 경우 펌프의 동적인 응답 속도가 경사판보다 느리므로 축압기가 에너지를 저장, 방출하면서 소비 동력이 변하는 피크치가 낮아진 반면에 Case 1에서는 주로 경사판 각도의 변화에 의해 압력 제어가 이루어지고 축압기의 역할이 축소되었기 때문이다.

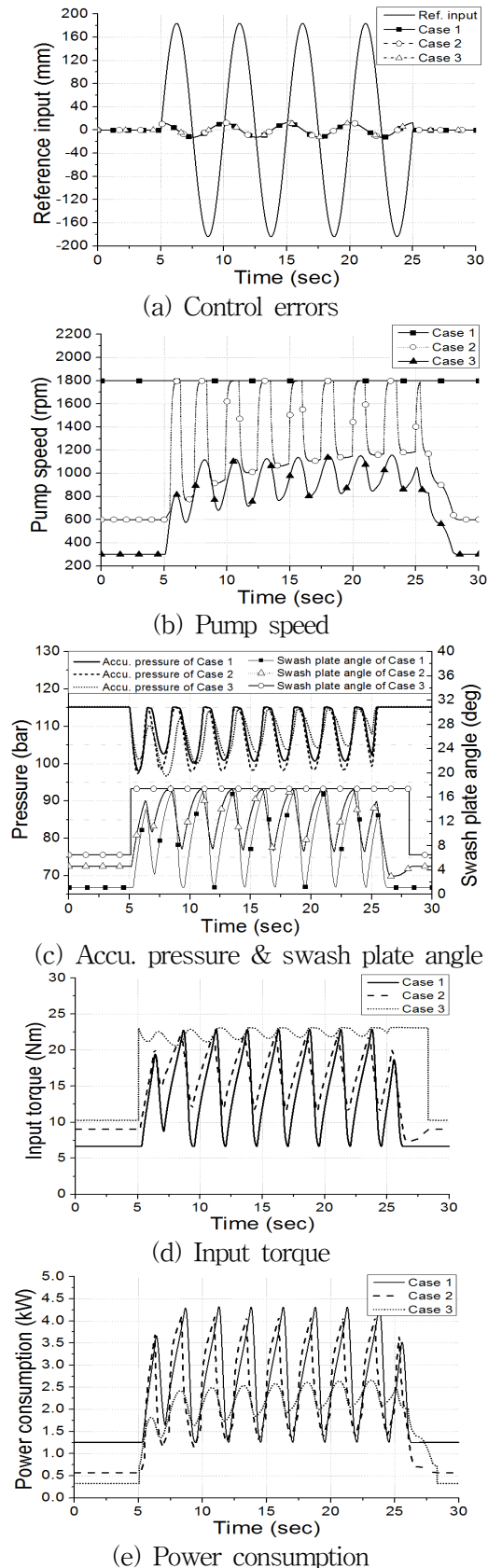


Fig. 11 Influence of control methods on control errors, pump speed, accu. pressure, swash plate angle, torque and power consumption for sinusoidal reference input (f=0.2Hz, peak flow rate=75%)

실린더에 공급되는 유량이 펌프 최대 공급 유량의 75%가 되는 경우에 대한 시뮬레이션 결과에 의하면 3가지 Case 모두 제어오차에는 Fig. 11(a)와 같이 큰 차이를 나타내지 않았다. Fig. 11(b)의 펌프 회전 속도 변화에서 Case 2의 경우에 시스템 압력이 100bar 이하로 낮아지면 펌프 속도를 강제로 1800rpm으로 높여 주는 압력 스위치 기능이 추가되었기 때문에 펌프 회전속도의 진폭이 급격하게 증가한 것이 Fig. 10(a)와 다른 점이다.<sup>7)</sup> 그리고 Fig. 11(c)에서 Case 1과 Case 2의 경우 실린더 측 소비 유량의 진폭이 증가하였으므로 시스템 압력을 유지하기 위해 경사판 각도의 진폭은 더 증가하게 된다. 특히 Case 2의 경우 펌프의 회전속도가 Case 1보다 낮으므로 경사판 각도의 진폭이 더 클 수밖에 없다. 특이한 점은 Case 3에서 경사판 각도를 최대로 고정하고 펌프의 속도 제어를 함으로써 시스템 압력의 진폭이 더 감소한 것이다. 펌프의 구동 토크는 Fig. 11(d)에서와 같이 Case 3이 가장 크지만, 실린더에 공급되는 유량이 펌프 최대 공급 유량의 75%가 되는 경우에도 Fig. 11(e)에 나타난 소비 동력은 Case 3가 가장 작다는 장점이 일관되게 확인되었다.

## 5. 결 론

본 논문에서는 유압 실린더의 위치를 제어하는 서보 밸브에 일정 압력의 오일을 공급하는 동력을 최소화하기 위해 사판식 피스톤 펌프의 배제용적과 회전 속도를 모두 제어하는 연구를 수행하였다.

작동 모드에서 경사판 각도를 최대치로 고정하고 펌프 회전 속도를 제어함으로써 압력 보상 기능이 이루어지도록 구성하였다. 그리고 압력 제어에 의하여 펌프 속도가 급격하게 변하는 것을 방지하기 위해 위치 명령 신호의 절대 속도 성분의 누적 평균을 이용하여 펌프 속도 제어의 feed-forward 요소로 적용하였다. 이로 인해 경사판의 각도 변화, 시스템 압력의 진폭이 줄어들었고 배제용적만을 제어하던 기존의 방식에 비해 아이들링 상태에서는 소비 동력을 70%까지 절감할 수 있었다.

향후 과제로서 본 연구를 통해 경사판의 빈번한 작동이 줄어들면 피스톤 슈의 마모가 감소하는 효과가 있는 지 여부를 확인하고자 한다.

## 후 기

본 연구는 한국연구재단의 중견연구지원사업(과제번호 NRF 2011-0015640)의 지원을 받아 수행된 것임.

## References

- 1) H. E. Merritt, Hydraulic Control Systems, John Wiley & Sons, pp.224-228, 1967.
- 2) D. N. C. Nam, J. I. Yoon and K. K. Ahn, "Position Control of Electro Hydrostatic Actuator(EHA) using a Modified Back Stepping Controller", J. of the Korean Society for Fluid Power and Construction Equipments, Vol.9, No.3, pp.16-22, 2012.
- 3) S. H. Park, "Characteristics of an Electro Hydrostatic Actuator and Application Fields", J. of the Korean Society for Fluid Power and Construction Equipments, Vol.6, No.1, pp.2-10, 2009.
- 4) D. H. Kim, Y. S. Hong and D. M. Kim, "Performance Analysis of an Electro Hydrostatic Actuator", J. of the Korean Society for Aeronautical and Space Sciences, Vol.35, No.4, pp.316-322, 2007.
- 5) S. Habibi and A. Goldenberg, "Design of a New High Performance Electro-Hydraulic Actuator", IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, Vol.5, No.2, pp.227-232, 2000.
- 6) J. Willkomm, M. Wahler and J. Weber, "Model Predictive Control of Speed-variable Variable-displacement Pumps to Optimize Energy Efficiency", 9th International Fluid Power Conference, Aachen, Vol.1, pp.372-385, 2014.
- 7) Y. C. Kwon and Y. S. Hong, "Hybrid Control of the Swash Plate-type Variable Displacement Hydraulic Piston Pump for an EHA", J. of the Korean Society for Aeronautical and Space Sciences, Vol.41, No.4, pp.291-298, 2013.
- 8) P. Kalafetis and TH. Costopoulos, "Modelling and Simulation of an Axial Piston Variable Displacement Pump with Pressure Control", Mech. Mach. Theory, Vol.30, No.4, pp.599-612, 1995.
- 9) W. Kemmetmueller, F. Fuchshumer and A. Kugi, "Nonlinear Pressure Control of Self-supplied Variable Displacement Axial Piston Pumps", Control Engineering Practice, Vol.18, pp.84-93, 2010.
- 10) J. Grabbel and M. Ivantysynova, "An Investigation of Swash Plate Control Concepts for Displacement Controlled Actuators", Int. Journal of Fluid Power, Vol.6, No.2, pp.19-36, 2005.