

# DDV 를 이용한 압력 제어시스템의 강인제어

## Robust Control of Pressure Control System Using Direct Drive Valve

이 창 돈\*, 박 성 환, 이 진 걸

(Chang-Don Lee, Sung-Hwan Park, and Jin-Kul Lee)

**Abstract :** In this paper, it is proposed that the method for constituting pressure control system controlled by Direct Drive Valve (DDV). The DDV has a pressure-feedback-loop itself. It can eliminate non-linearity and uncertainty of hydraulic system such as uncertain discharge coefficient and change of bulk-modulus. However, the internal feedback-loop can not compensate them perfectly. And fixed gain of the DDV's internal feedback-loop is not proper to apply it through wide pressure range. The steady state error and nonlinear characteristic of transient behaviour is observed in the experiment. So another controller is needed for the desirable performance of the system. To compose the controller, the pressure control system controlled by DDV is modeled mathematically and the parameters of the model are identified using signal-compression method. Then sliding mode controller is designed based on mathematical model. Desirable performance of the pressure control system controlled by DDV is obtained.

**Keywords :** direct drive valve, pressure control, robust control

### I. 서론

직동형 압력제어 밸브(이하DDV)는 비례 솔레노이드에 의해 스톱이 직접 구동되는 비례전자밸브와 그 구조가 유사하나, 밸브 내부에 압력변환기를 포함하는 피드백구조와 제어기를 가지고 있는 밸브이다. 따라서 밸브의 오리피스로 인한 압력 강하 및 비선형요소를 보상하여 입력 전압에 따른 선형적인 출력압력을 보장하도록 설계되어 있다. 그러나, 이 밸브를 이용하여 압력을 제어하는 시스템을 구축하는 경우, 정상상태 오차의 문제뿐 아니라 과도응답 특성이 나쁘게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 이러한 특성은 내부 압력 제어 루프의 제어게인이 고정되어 있고[1], 작동유의 체적탄성계수가 압력 범위에 따라 변화하는 것과 같은 유압시스템이 가지는 불확실성[2]으로 인한 것으로, 내부 피드백 구조만으로 바람직한 압력제어 특성을 구현하기 어렵다. 본 연구에서는 압력제어용 DDV를 이용하여 압력제어 시스템을 구축하였을 때 나타나는 문제점을 실험으로 보인 후, 이와 같은 문제점을 해결하기 위하여 시스템을 수학적으로 모델링 하였으며, 시뮬레이션과 실험으로 모델식의 타당성을 보이고, 모델식을 근거로 하여 유압시스템이 가지는 비선형성과 불확실성을 보상하는 강인 제어기를 설계하여 바람직한 제어성능을 확인하였다.

### II. 직동형 압력 제어밸브(Direct Drive Valve)

#### 1. DDV의 구조 및 특징

본 연구에서는 MOOG사의 압력제어용 DDV를 연구대상으로 하였다. DDV의 내부 구조를 Fig. 1에 나타내었다. 4방향 스톱과 스톱을 직접 구동하기 위한 선형모터 그리고 출력 측의 압력을 측정할 수 있는 압력변환기가 내장되어 있으며, 게인 값이 고정된 비례제어기를 내장하고 있어 명령신호에 대해 선형적인 압력이 출력되도록 설계되어 있다. DDV의 최대 작

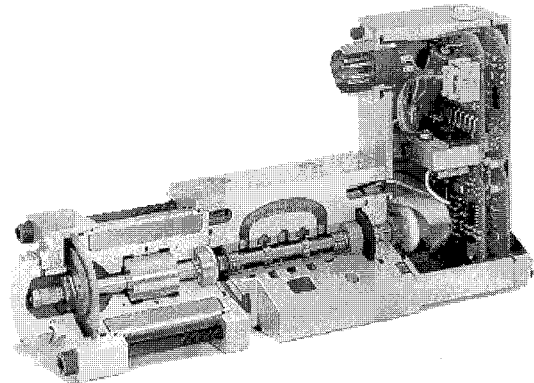


그림 1. DDV의 단면도.

Fig. 1. Sectional view of DDV.

동압력은 35 MPa이고 최대유량은 20 l/min이다.

#### 2. DDV의 특성실험

DDV에 내장된 비례제어기만을 이용하여 Fig. 2와 같이 편로드 실린더로 구성된 압력제어 시스템을 제어하는 경우, 그 응답특성을 Fig. 3에 나타내었다. 실험은 작동유의 압축성의 변화가 상대적으로 큰 영역인 3MPa이하의 영역[3]에서 실시하였으며, 샘플링주기는 1kHz로 MATLAB real time windows target을 이용하여 실험을 수행하였다.

Fig. 3에 나타낸 바와 같이 압력제어 특성은 목표압력이 고압영역으로 갈수록 정상상태 오차가 커지는 것을 알 수 있다. 이와 같은 정상상태 오차의 발생 원인은 DDV내부의 제어게인이 고정되어 있기 때문에, 넓은 압력범위에서 정상상태 오차를 효과적으로 제거하지 못하는 것으로 사료된다. 또한, 목표압력이 저압인 경우 정상상태 오차는 제거되더라도 수렴속도가 1초 이상 소요되며, 3MPa에서는 과도상태에서 비선형적인 오버슈트가 일어나는 등 바람직하지 못한 압력제어 성능을 나타내고 있다. 이상과 같은 압력제어 특성은 DDV의 내부 피드백 루프가 압축성의 변화 등 유압시스템 불확실성 및 비선형성에 대해 강인성을 가지지 못하는 것이 한 원인인 것으로 사료된다.

책임저자(Corresponding Author)

논문접수 : 2005. 7. 18., 채택확정 : 2005. 10. 25.

이창돈 : 부산대학교 지능기계공학과(changdon@pusan.ac.kr)

박성환 : 부산대학교 기계기술연구소(shpark01@pusan.ac.kr)

이진걸 : 부산대학교 기계공학부(leejik@pusan.ac.kr)

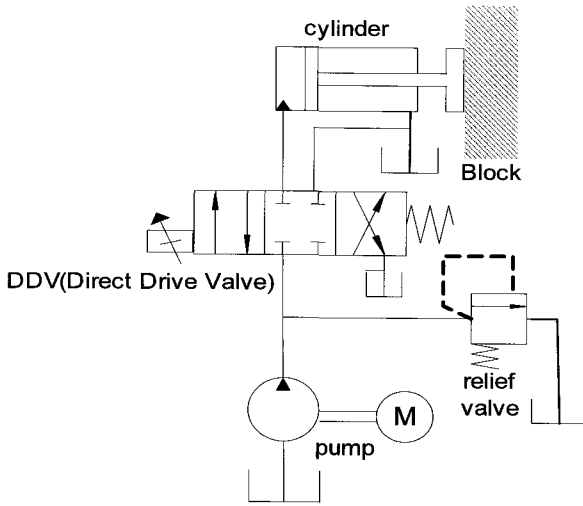


그림 2. DDV 제어 시스템의 유압회로도.  
Fig. 2. Schematic diagram of DDV pressure control system.

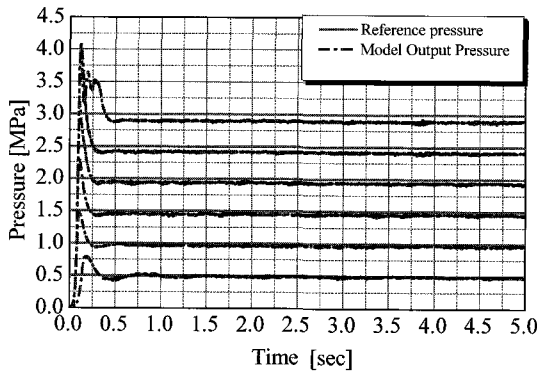


그림 3. DDV 제어 시스템의 압력 특성.  
Fig. 3. Pressure characteristic of DDV pressure control system.

그러므로, DDV를 이용하여 광범위한 압력범위에서 바람직한 압력제어 성능을 확보하기 위해서는 외부적인 제어 루프가 추가되어야 할 필요성이 제기된다.

III. DDV 시스템의 수학적 모델링 및 동정

1. DDV의 수학적 모델링

기존의 DDV에 외부 제어루프를 추가하여, 광범위한 범위에서 강인한 압력제어 성능을 확보하기 위해서는 강인제어의 설계를 위한 수학적 모델링이 필요하다. 이하에서는 DDV를 포함한 압력제어 시스템의 해석 및 모델링에 관하여 기술한다.

입력전압  $v$ 에 대한 DDV스풀의 이동 변위  $x_v$ 는 점성마찰과 스프링력을 고려하여 (1)과 같이 표현할 수 있다[4].

$$K_v v = C_1 \frac{dx_v}{dt} + C_2 x_v \tag{1}$$

한편, DDV를 통하여 실린더로 유입되는 유량은 (2)와 같다.

$$Q_c = C_d w x_v \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_c)} \tag{2}$$

(2)를 작동점 근방에서 선형화하면 (3)과 같이 표현되며, DDV내의 스�풀에서 누설을 고려한 연속방정식을 적용하면 (4)와 같이 나타낼 수 있으며, 실린더 내의 누설을 고려한 식은 (5)와 같다.

$$Q_c = K_q x_v - K_c p_c \tag{3}$$

$$Q_c = K_q x_v - (K_c + C_{L1}) p_c \tag{4}$$

$$Q_c + A_v \frac{dx_v}{dt} - C_{L2} p_c = \frac{V_c}{\beta} \dot{p}_c \tag{5}$$

여기서,  $K_q = \frac{\partial Q_L}{\partial x_v}$ ,  $K_c = \frac{\partial Q_L}{\partial p_L}$

이상의 식들을 종합하면, 입력전압에 대한 스�풀의 출력 변위를 나타내는 전달함수와 스�풀의 변위에 대한 실린더 내의 출력압력을 나타내는 전달함수는 각각 (6), (7)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{x_v(s)}{v(s)} = \frac{1}{C_1 s + C_2} \tag{6}$$

$$\frac{p_c(s)}{x_v(s)} = \frac{K_q}{\frac{V_c}{\beta} s + C_{L2} + K_c} \tag{7}$$

DDV 내부 피드백 루프의 게인을  $K_p$  라고 하면, 압력 제어시스템의 블록선도는 Fig. 4와 같이 나타낼 수 있으며, 동정이 필요한 파라미터는 Table 1과 같다.

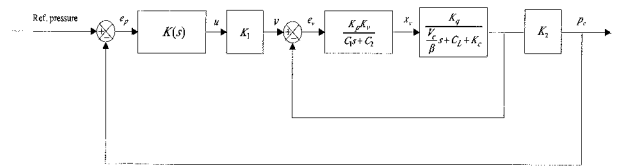


그림 4. DDV 제어 시스템의 블록선도.  
Fig. 4. Block diagram of DDV control system.

표 1. DDV시스템의 파라미터.

Table 1. Parameters of DDV system.

Notation	Description	Unit
$C_1$	valve coefficient	N · s / m
$C_2$	valve coefficient	N / m
$C_L$	leakage coefficient of control cylinder	m <sup>3</sup> / s · Pa
$K_v$	force constant of linear motor	N / V
$K_p$	proportional gain of internal loop	
$K_c$	valve flow-pressure Coefficient of DDV	m <sup>3</sup> / s · Pa
$K_q$	valve flow gain of DDV	m <sup>2</sup> / s
$p_s$	supply pressure to DDV	Pa
$p_t$	return pressure from DDV	Pa
$\beta$	bulk modulus of working fluid	Pa
$V_c$	Total volume of cylinder chamber	m <sup>3</sup>
$\rho$	density of working fluid	kg / m <sup>3</sup>

그러나, Table 1의 파라미터들을 각각 측정 및 동정하기는 현실적으로 매우 어렵다. 그러므로, DDV를 이용한 압력 제어 시스템의 응답을 근거로 2차로 모델링하였고, 이는 (8)과 같은 단순 2차 모델식으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{P_c(s)}{v(s)} = \frac{K\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (8)$$

여기서,

$$2\zeta\omega_n = \frac{\beta}{C_1V_c} (C_2C_L + C_2K_c + \frac{C_1V_c}{\beta})$$

$$\omega_n^2 = \frac{\beta}{C_1V_c} (C_2C_L + C_2K_c + K_pK_q)$$

$$K = \frac{K_pK_qK_1K_2}{C_2C_L + C_2K_c + K_pK_q}$$

2. DDV시스템 동정

2.1 신호압축법을 이용한 DDV시스템 동정

Fig. 2에 나타난 DDV를 이용한 압력 제어시스템을 동정하기 위해서 시스템을 선형으로 가정하고 신호압축법을 이용하여 비선형요소를 제외한 후 선형 요소의 미지의 파라미터를 추정하였다[5,6]. 즉, 임펄스신호의 파워스펙트럼과 유사하게 일정 주파수범위까지 계인의 크기는 같고 단지 위상 지연만을 가지는 시험신호를 DDV를 이용한 압력 제어시스템에 입력하여 등가의 임펄스 응답을 구한다. 다음으로, 가정된 공

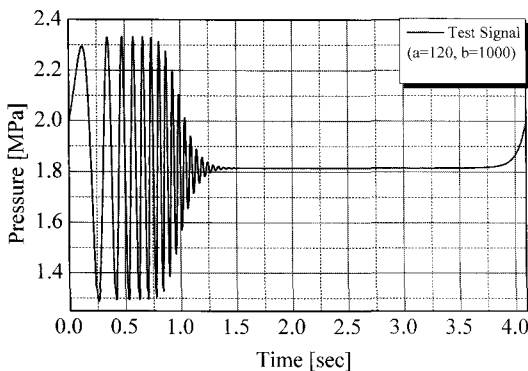


그림 5. 신호압축법의 시험신호.  
Fig. 5. Test signal of signal compression method.

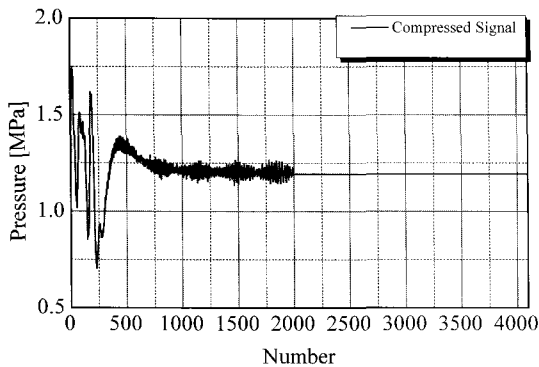


그림 6. 시험신호에 대한 등가 임펄스 응답.  
Fig. 6. Equivalent impulse response against test signal.

칭모델의 임펄스응답과 신호압축법에 의한 등가 임펄스 응답으로부터 구해지는 각각의 Bode선도를 비교하여 가장 일치할 때의 파라미터를 추정값으로 선정한다[5].

실험에 이용된 신호압축법의 시험신호는 (9)와 같이 표현된다[5].

$$X(n) + jY(n) = P(n) \times H(jn), 0 \leq n \leq N/2 - 1$$

$$X(n) + jY(n) = X(N - n) + jY(N - n), N/2 + 1 \leq n \leq N - 1 \quad (9)$$

$$X(n) + jY(n) = 0, n = N/2$$

여기서,  $P(n)$ 은 시험신호의 파워스펙트럼 식으로써, (10)과 같으며

$$P(n) = 60 \exp\left[\left(\frac{n}{a}\right)^{12}\right], 0 \leq n \leq N/2 - 1 \quad (10)$$

$H(jn)$ 은 신장필터를 나타내는 식으로 (11)과 같다.

$$H(jn) = \exp\left[-\frac{12n^2}{b} j\right] \quad (11)$$

(10)과 (11)에 이용되는 파라미터  $a$  와  $b$  를 각각 120과 1000으로 정하고[6], (9)로 정의되는 시험신호를 시간영역에서 도시하면 Fig. 5와 같다.

Fig. 5의 시험신호를 DDV를 이용한 압력 제어시스템에 인가하였을 때, 비선형 요소를 제거한 등가임펄스 응답[5,6]은

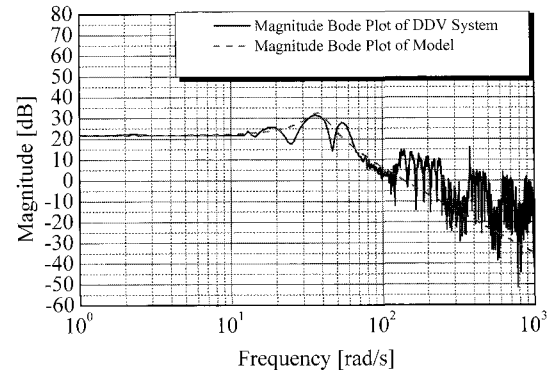


그림 7. DDV 시스템과 공칭모델의 Bode선도(폐루프 시스템).  
Fig. 7. Bode plot of DDV system and nominal model(closed loop system).

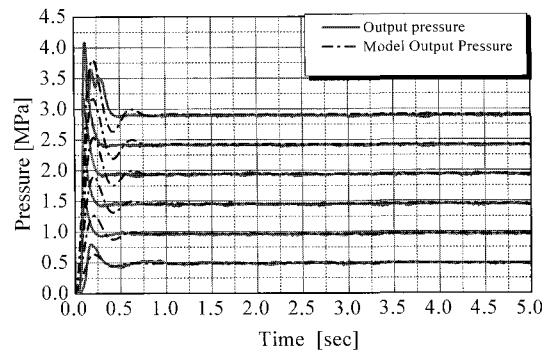


그림 8. DDV 시스템 동정의 검증(스텝응답).  
Fig. 8. Verification of DDV system identification(step response).

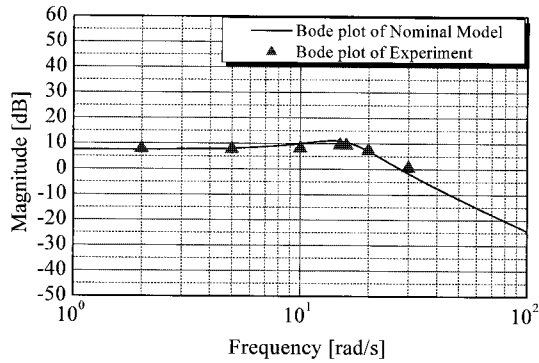


그림 9. DDV 시스템과 공칭모델의 bode선도(개루프 시스템).  
Fig. 9. Bode plot of DDV system and nominal model(open loop system).

Fig. 6과 같다. 이때, 시험신호를 DDV 자체의 비례제어회로만을 포함한 개루프 제어시스템에 인가하면 응답특성이 좋지 못하므로, 전체시스템에 피드백 루프와 비례제어를 추가하여 폐루프 시스템을 구성한 후, 시험신호를 인가하였다. 구성된 폐루프 시스템에는 수학적으로 모델링한 공칭모델식이 포함되어 있다고 가정할 수 있으므로, 일단 폐루프 시스템에 대하여 파라미터 동정을 수행하고, 수학적으로 외부에 포함시킨 비례제어의 효과를 상쇄시킴으로써, 공칭모델의 파라미터를 동정하였다.

이상과 같은 방법으로 구한 Fig. 6의 등가 임펄스 응답을 근거로 한 Bode선도와 공칭모델식 (8)을 포함하는 폐루프 시스템의 파라미터를 튜닝하여 가장 일치하는 Bode선도를 비교해보면[5,6] Fig. 7과 같다. 이때, (8)의 고유진동수와 감쇠비, 게인은 각각  $\zeta=0.35$ ,  $\omega_n=15.95$ ,  $K=2.36$ 로 선정하였다.

#### 2.2 동정의 유효성 검증

파라미터 동정의 유효성을 검증하기 위하여 DDV를 이용한 개루프 압력 제어시스템의 스텝응답과 공칭 모델식의 스텝응답을 비교하여 보면 Fig. 8과 같다. 과도상태에서는 모델링과정에서 무시된 시스템이 가지는 비선형요소와 불확실성의 영향으로 두 응답에 다소 차이가 발생하고 있지만, 정상상태에서의 응답특성은 매우 정확하게 일치하고 있음을 알 수 있다.

또한, DDV를 이용한 개루프 압력 제어시스템과 공칭 모델식의 주파수역에서의 응답을 비교하면 Fig. 9와 같다.

Fig. 9는 입력 주파수가 각각 2rad/s, 5rad/s, 10rad/s, 16rad/s, 20rad/s이고, 바이어스가 1이며 진폭이 0.5인 정현파 입력에 대한 응답 결과를 근거로 작성된 주파수 선도이다. Fig. 9에 나타난 바와 같이 수학적으로 모델링하여 파라미터를 동정한 공칭모델의 주파수 선도와 DDV를 이용한 개루프 압력 제어시스템의 주파수 선도는 매우 잘 일치하고 있으며, 이때 시스템의 고유진동수는 약 16rad/s로 공칭모델식의 파라미터 동정이 결과가 매우 유효함을 확인할 수 있다.

### IV. 제어기 설계

#### 1. 슬라이딩 모드 제어기의 설계

DDV를 이용한 압력 제어시스템의 강인제어를 위하여 슬라이딩모드 제어기를 설계하였다. 기준신호  $p_d$ 에 따른 오차

$e$ 와 (8)의 공칭모델을 이용하여 슬라이딩 평면을 (12)와 같이 설계하였다.

$$s = \lambda e + \dot{e} \quad (12)$$

여기서  $s$ 는 슬라이딩 표면이고,  $e = p_d - p$ 이다.

슬라이딩 모드 제어기는 채터링을 감소시키기 위하여 스위칭항이 있는 연속구조 슬라이딩 모드 제어기를 설계하였다. 이를 위하여 슬라이딩 평면의 도함수 식을 (13)과 같이 선정하였다.

$$\dot{s} = \lambda \dot{e} + \ddot{e} \quad (13)$$

여기서,  $\lambda$ 는 양의 한정인 설계 파라미터이다.

공칭 모델식과 (13)을 이용하여 슬라이딩 모드 제어기의 도달 조건( $s\dot{s} < 0$ )을 만족하는 공칭 제어 입력을 구하면 (14)와 같다.

$$u_{eq} = \frac{1}{K\omega_n^2} (-\lambda\dot{p} + 2\zeta\omega_n\dot{p} + \omega_n^2 p) \quad (14)$$

연속구조 슬라이딩 모드 제어기는 (15)와 같은 슬라이딩 평면의 도함수를 선정하여 (16)과 같이 설계하였다.

$$\dot{s} = -Ds - K_s \operatorname{sgn}(s) \quad (15)$$

$$u = \frac{1}{K\omega_n^2} (-\lambda\dot{p} + 2\zeta\omega_n\dot{p} + \omega_n^2 p + Ds + K_s \operatorname{sgn}(s)) \quad (16)$$

여기서,  $D$ 와  $K_s$ 는 양의 한정인 설계 파라미터이다.

설계된 슬라이딩 모드를 이용한 폐루프 시스템의 안정도 평가를 위해서 Lyapunov 함수를 (17)과 같이 선정하였다.

$$V = \frac{1}{2} s^2 \quad (17)$$

Lyapunov 함수의 도함수는 (18)과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{V} &= s\dot{s} \\ &= -Ds^2 - sK_s \operatorname{sgn}(s) < 0 \end{aligned} \quad (18)$$

(18)에서의 같이 설계된 슬라이딩 모드 제어시스템은 점근적 안정도를 만족한다.

#### 2. 시뮬레이션 결과 및 실험결과

DDV를 이용한 압력 제어시스템에서, 구성된 제어기의 성능을 실험하기에 앞서 제어기 설계의 타당성을 검토하기 위하여 수행한 컴퓨터 시뮬레이션 결과는 Fig. 10과 같다. 시뮬레이션에서는 잡음 및 시스템의 불확실성 등이 고려되지 않았으므로 응답은 오버슈트의 발생 없이 0.15초 이내에 빠르게 수렴함을 확인하였다.

Fig. 11은 DDV를 이용한 압력 제어시스템에 앞 절에서 설계된 제어기를 적용한 실험결과와 DDV자체에 내장된 비례제어기만의 성능비교를 나타낸다. 실험에서 유압 파워유니트의 공급 압력  $p_s$ 는 5.5MPa로 설정하였으며, 모든 신호 처리 및 연산은 Matlab/ simulink real time windows target을 이용하였다. 또한, 제어기의 샘플링 시간은 0.001s로 설정하여 실

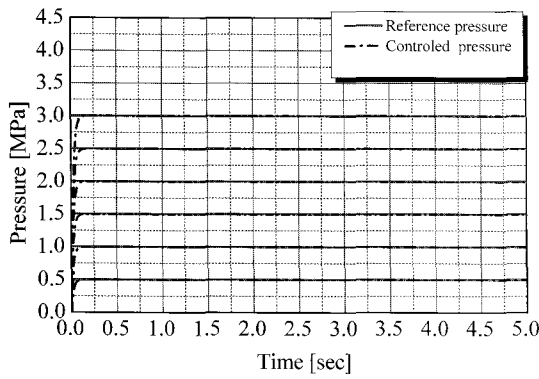


그림 10. DDV 제어의 시뮬레이션 결과.  
Fig. 10. Simulation result of DDV control.

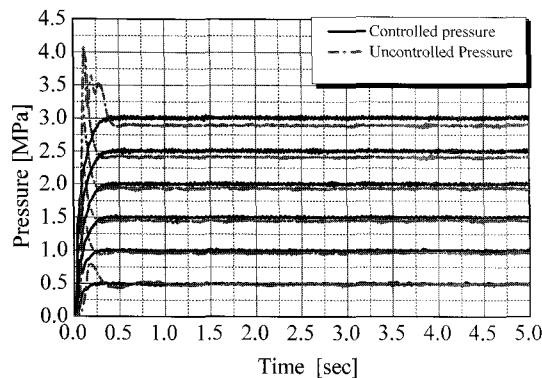


그림 11. DDV 제어 실험 결과.  
Fig. 11. Experimental result of DDV control.

협하였으며, 기준압력 신호는 0.5MPa에서 3.0MPa까지 0.5MPa 씩 증가시키면서 실험하였다. 설계된 슬라이딩 모드제어를 적용한 결과의 정착시간은 약 0.3s로 DDV에 내장된 비례제어기만을 이용한 것보다 0.05s정도 빠른 응답을 나타내었다. 한편, 정착시간이 시뮬레이션 결과에 비해 다소 늦은 것을 알 수 있다. 이와 같은 이유는 신호압축법으로 얻은 선형모델식에서 생략된 비선형 요소에 의한 것으로 사료된다.

또한, 과도응답에서 오버슈트는 고압의 기준신호로 갈수록 DDV에 내장된 비례제어기만을 이용한 경우가 더욱더 커지는 반면, 슬라이딩 모드제어를 이용한 실험결과는 과도응답 특성이 현저히 개선되었다.

한편, Fig. 11에서 보는 바와 같이 광범위한 압력범위에서 DDV를 압력제어용 밸브로 이용하는 경우의 정상상태 오차는, 압력범위에 따라 작동유의 체적탄성계수  $\beta$  및 DDV오리 피스부의 압력유량계수  $K_c$ 가 변화하므로 DDV자체에 내장된 비례제어기 만으로는 고정된 비례계인으로 인하여 큰 정상상태 오차가 발생하며 정밀한 제어가 어렵다. 반면에, 본 연구에서 제안한 슬라이딩 모드 제어기를 이용하면 체적탄성계수 및 압력유량계수의 변화에도 불구하고 정상상태 오차가 없는 강인한 제어 특성을 나타내고 있음을 알 수 있다.

**V. 결론**

DDV는 압력변환기를 내장하고 있어 내부적인 피드백 루

프를 가진 밸브로 압력제어에서 특별한 제어기의 추가 없이 이용할 수 있도록 제작된 밸브이다. 그러나 특성실험 결과, 내부의 고정된 피드백 계인과 시스템의 비선형성 및 불확실성에 의하여 정상상태 오차가 발생하고 수렴속도가 매우 느린 현상이 발생함을 확인 할 수 있었다. 그러므로, DDV를 이용하여 광범위한 압력범위에서 바람직한 압력제어 성능을 확보하기 위해서는 외부적인 제어 루프가 필요하다.

본 연구에서는 외부적인 제어루프를 구성하기 위하여 DDV시스템을 수학적으로 모델링 하였고, 모델식의 파라미터를 신호압축법을 이용하여 동정하였고 또한 동정의 유효성을 확인하였다. 이와 같은 파라미터의 동정의 결과를 바탕으로 시스템의 불확실성과 비선형성에 대하여 강인성을 가지는 슬라이딩 모드 제어기를 설계하여 체적탄성계수 및 압력유량계수의 변화하는 광범위한 압력 제어 범위에도 불구하고 정상상태 오차가 없는 강인한 제어 특성을 확인하였다. 그러므로 DDV를 이용한 압력 제어시스템을 구성할 때는 본 연구에서 제안한 방법을 이용하면 바람직한 압력제어 특성을 구현할 수 있다.

**참고문헌**

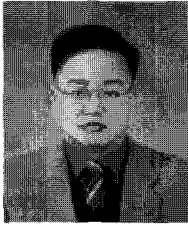
- [1] Moog Inc., *Servo and Proportional System Catalog*, pp 163-169, 1997.
- [2] H. E. Merritt, *Hydraulic Control Systems*, John Wiley & Sons, 1967.
- [3] H. Murrenhoff, *Grundlagen der Fluidtechnik Teil 1: Hydraulik*, RWTH-Aachen, 1998.
- [4] 양경욱, “비례전자밸브를 사용한 유압서보계의 압력제어,” 대한기계학회 논문집 A, vol. 21, pp. 1229-1240, 1997.
- [5] N. Aoshima, “Measurement of nonlinear vibration by signal compression method,” *Proc. of the Acoustical Society of America*, vol. 76, no. 3, pp. 794-801, 1984. 9.
- [6] 진상영, “신호압축법과 상관계수를 이용한 비선형 시스템의 동특성 규명에 관한 연구,” 대한기계학회 춘계학술대회 논문집, vol. 1, pp. 519-523, 1993.
- [7] C. Edwards, *Sliding mode control: Theory and applications*, Taylor & Francis, 1998.
- [8] J. J. Slotine, *Applied Nonlinear Control*, Prentice Hall, 1991.
- [9] V. I. Utkin, *Sliding Modes in Control and Optimization*, Springer-Verlag, 1992.

**기호설명**

- $C_1$  = valve coefficient (N · s / m )
- $C_2$  = valve coefficient ( N / m )
- $C_d$  = discharge coefficient of flow
- $C_L$  = total leakage coefficient of DDV system ( m<sup>3</sup> / s · Pa )
- $v$  = input voltage into linear motor of DDV ( V )
- $K_v$  = force constant of linear motor ( N / V )
- $K_p$  = proportional gain of internal loop
- $K_c$  = valve flow-pressure coefficient of DDV ( m<sup>3</sup> / s · Pa )
- $K_q$  = valve flow gain of DDV ( m<sup>2</sup> / s )
- $Q_c$  = flow through cylinder ( m<sup>3</sup> / s )

$x_v$  = displacement of spool of DDV( m )  
 $w$  = flow area gradient of DDV(  $m^2 / m$  )  
 $p_s$  = supply pressure to DDV( Pa )  
 $p_t$  = return pressure from DDV( Pa )

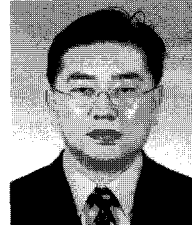
$p_c$  = pressure of control cylinder( Pa )  
 $\beta$  = bulk modulus of working fluid( Pa )  
 $V_c$  = total volume of cylinder chamber (  $m^3$  )  
 $\rho$  = density of working fluid (  $kg / m^3$  )



**이 창 돈**

1966년 12월 19일생. 1989년 부산대학교 기계설계공학과 졸업. 1991년 동 대학원 석사. 1999년 동 대학원 박사수료. 1988년~1997년 동명중공업(주) 기술연구소 주임연구원. 1999년~현재 부산대학교 기계기술연구소 전임연구원. 관심분야는

유압기기설계, 유압시스템제어 및 응용.



**박 성 환**

1967년 11월 8일생. 1996년 부산대학교 대학원 박사 졸업. 1998년 동경공업대학 외국인 특별연구원. 2001년 U.K Royal Society Postdoctoral Research Fellow. 2002년 동경공업대학 객원연구원. 2005년 동경공업대학 대학원 박사 졸업. 현재

부산대학교 기계기술연구소 전임 연구원. 관심분야는 유압제어, 수압제어, 열차시스템의 유압식 브레이크 시스템.



**이 진 길**

1940년 9월 10일생. 1969년 건국대학교 축산학과 졸업. 1973년 일본 경도대학 대학원 석사. 1976년 동 대학원 박사. 1977년~현재 부산대학교 기계공학부 교수. 관심분야는 유압기기와 시스템의 제어 및 응용, 계측시스템.