

슬라이딩모드를 이용한 유압서보시스템의 부하압력추종제어에 관한 연구

이 교 일                      ◦ 김 학 성  
 서울대학교 공과대학 기계설계학과

(A Study on the Tracking Control of Load Pressure in Electrohydraulic Servosystem using Sliding Mode)

Kyo Il Lee                      ◦ Hag Seong Kim  
 Dep. Mechanical Design & Production Eng.S.N.U

ABSTRACT

The purpose of this study is to form the required force for measurements of the performances of the equipments or testpieces. For the generation of the required force, the difference of pressures in each chamber of the hydraulic cylinder was controlled and Variable Structure Control theory was adopted to control it. Besides, observers -Luenberger Observer and nonlinear Variable Structure Observer - were designed to estimate the derivative of the load pressure which is necessary to determine the sliding surface in VSC theory. As a consequence of the computer simulation, it was shown that VSC had better performance than classical control theory(P,PD control) and VSO performed better than the Luenberger Observer at the load pressure control.

1. 서 론

옥의운송장비의 테스트 및 성능종합평가에 있어서 상용완제품을 직접실험하는 경우는 실험결과와 신뢰성을 기대할수 있으나 시간적,경제적으로 많은 낭비가 뒤따른다. 또한 동작중 계측의 어려움으로 측정의 일관성을 기대하기 어렵다. 따라서 계측의 안정성, 특정반복조건에 관한 응답특성의 파악과 결과의 일관성등을 위하여 모의 실험장치가 필요하며 현재 많이 이용하고있다. 그러나 모의 실험을 수행하기 위해서는 재현하고자하는 상황에 대한 연구와 그 구현방법에 대한 검토가 필요하다.

모의 실험중에서는 운동재현 또는 부하재현을 그 목적으로 하는 경우가 있다. 실제로 운동재현에 관해서는 많은 연구(4)가 이루어지고 있으나 부하재현의 필요성은 크게 요구되지 않고 있는 실정이다. 그러나 부하조건에 따른 각종장비의 테스트 또는 부품들의 성능종합평가를 위해서는, 시제품의 완성을 통해 얻을수 있는 실질적인 측정결과에 의존하기 보다는 부하재현을 통해 그 타당성을 검증하는 것이 시간적,경제적인 면에서 유리하다.

부하재현을 위해서 사용하는 액추에이터(actuator)로는 유압기기, 전기기기등이 있으며, 요구되는 부하조건에따라 액추에이터의 선정이 필요하다. 고출력 부하조건에서는 유압시스템의 최대장점인 최대발전가속도로 초기구동되는 특징과 우수한 견실성(robustness)를 고려해볼때 유압액추에이터를 사용하는것이 유리하다.

유압시스템을 이용한 부하재현을 위한 방법으로 압력제어를 고려할수 있다. 지금까지 압력제어의 의미는 압력조절밸브나 릴리이프밸브를 사용하여 어느정도의 압력유지기능만을 하는것으로 받아들여져 왔다. 그러나 변동하중을 임의적으로 재현해내기 위한 압력추종에관한 연구는 거의 수행되어 있지 않은 상태이다.

본 연구에서는 자동차 연진의 커넥팅로드의 베어링부에 작용하는 고출력 변동하중을 재현하는것이 목적이다. 이의 일차적 실현을 위하여, 컴퓨터시뮬레이션을 수행, 대칭형실린더의 압력을 제어하여 피시험물에 요구되는 변동부하의 재현가능함을 보였다.

2. 유압서보시스템 해석[1]

1) 시스템 개요

피시험물에 요구하는 부하를 재현하기위해 서보밸브와 유압실린더를 사용하여 실린더로드의 끝부분을, 고정된 피시험물과 결합하여 주어진 변동하중의 궤적을 추종하게 하였다. 부하압력제어를 위한 유압서보시스템은 일반적으로 서보밸브, 유압실린더, 서보앰프, 그리고 실험물로 구성되며, 도식적으로 나타내면 그림1과 같다.

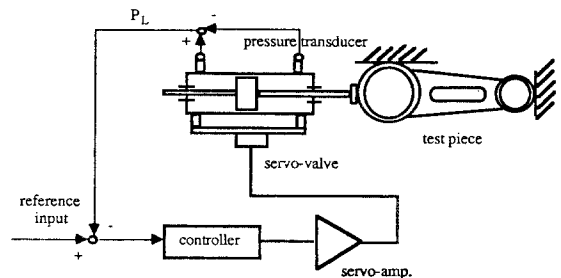


Fig.1 유압서보시스템의 설치도

한축방향의 변동부하는 대칭형실린더의 경우, 압력차와 피스톤단 면적과의 곱으로 표현되므로, 압력변환기(pressure transducer)를 이용, 부하압력을 측정하여 기준입력 부하  $r_p$ 를 추종하도록 제어가 구성된다.

## 2) 시스템방정식

방정식을 도출하기 위해 다음을 가정한다.

- i) 시험물의 강성이 매우 크므로 탄성변형을 무시한다. 즉, 실린더의 변위가 0이라고 본다.
- ii) 실린더의 챔버(chamber)의 압력분포는 일정하다.
- iii) 피스톤부에 작용하는 마찰력은 무시한다.

위의 가정에 의해 시험물에 전달되는 힘은 압력차와 단면적의 곱으로 표현된다.

$$F_a = (P_1 - P_2) A_p \quad (2.1)$$

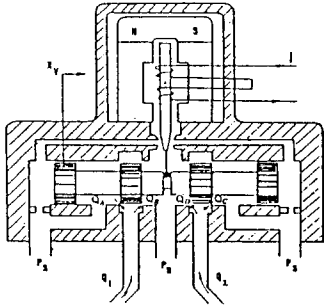


Fig.2 2단 서보밸브

인장과 압축력을 가할수있도록 4way 2단밸브를 사용하였다. 전기유압서보밸브의 입력전류  $i$ 와 밸브스풀변위  $x_v$ 와의 관계는 식 (2.2)으로 표현할수 있다.

$$T_w \frac{dx_v}{dt} + x_v = K_w i \quad (2.2)$$

입력전류  $i$ 는 입력전압  $U$ 에 비례한다.

$$i = K_u U \quad (2.3)$$

서어보밸브의 각 포트에서의  $Q_a$ ,  $Q_c$  및  $Q_b$ ,  $Q_d$ 와 실린더로 유입되는 유량  $Q_1$  및 실린더에서 서보밸브를 통해 유출되는 유량  $Q_2$ 에 대한 연속방정식과, 유압실린더 각 실내에서의 압력분포는 균일하고, 공동현상은 없으며, 작동유체의 온도 및 밀도가 일정하다는 조건하에서 누유와 유체의 압축성을 고려한 실린더 각 챔버의 연속방정식은, 위의 i)가정예의해 유체의 압축만으로 압력을 형성하는 식(2.4), (2.5)로 표현된다.

$$Q_1 - C_{in}(P_1 - P_2) - C_{em}P_1 = \frac{V_{10}}{\beta_e} \frac{dP_1}{dt} \quad (2.4)$$

$$C_{in}(P_1 - P_2) - C_{em}P_2 - Q_2 = \frac{V_{20}}{\beta_e} \frac{dP_2}{dt} \quad (2.5)$$

## 3) 시스템의 선형화

유량방정식을 서어보밸브의 스푼변위와 실린더 각 챔버의 압력으로 선형화한다. 이때 피스톤은 고정된것으로 보아,  $Q_1 \neq Q_2$ 이므로 각 챔버에대하여 각각 선형화를수행하여야 한다.

$Q_1$ ,  $Q_2$ 를 (2.6), (2.7)식과 같이 선형화한다.

$$Q_1 = K_{q1}(x_v x_{v0}) - K_{c1}(P_1 - P_{10}) \quad (2.6)$$

$$Q_2 = K_{q2}(x_v x_{v0}) + K_{c2}(P_2 - P_{20}) \quad (2.7)$$

$$K_{q1} = \left. \frac{\partial Q_1}{\partial x_v} \right|_{x_v=0} \quad K_{c1} = (-1)^i \left. \frac{\partial Q_1}{\partial P_1} \right|_{P_1=P_{10}}$$

작동점은  $x_{v0} = 0$ ,  $P_{10} = P_{20} = P/2$ 로한다. 그리고  $K_{c1}$ 는 이론적으로 임계중립밸브(critical center spool valve)에서는 0이지만 실제적으로는 다음과 같이 해석한다.

$$K_{c1} = \frac{K_q (\text{flow gain})}{K_{ps} (\text{pressure sensitivity})} \quad (2.8)$$

작동점에서는  $K_{q1} = K_{q2}$ ,  $K_{c1} = K_{c2}$ 가 된다.

## 4) 상태방정식의 유도

앞에서 구한 부하방정식, 선형화된 유량방정식, 밸브방정식, 그리고 연속방정식을 합성하여 나타내면,

$$F_a = (P_1 - P_2) A_p \quad (2.9)$$

$$T_w \frac{dx_v}{dt} + x_v = K_w i \quad (2.10)$$

$$i = K_u U \quad (2.11)$$

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{\beta_e}{V_{10}} [K_{q1}x_v - K_{c1}(P_1 - P_{10}) - C_{in}(P_1 - P_2) - C_{em}P_1] \quad (2.12)$$

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{\beta_e}{V_{20}} [-K_{q2}x_v - K_{c2}(P_2 - P_{20}) + C_{in}(P_1 - P_2) - C_{em}P_2] \quad (2.13)$$

일반적으로 변위추종제어시 유압서어보시스템의 선형화작업에서는 유체의 압축성과 누유를 무시하나, 본 논문에서는 압력이 유체의 압축성으로형성되기 때문에 누유만을 무시한 상태에서 상태방정식을 유도한다. 그러면 (2.9)-(2.13)식은 (2.14)-(2.17)식으로 표현된다.

$$F_a = (P_1 - P_2) A_p \quad (2.14)$$

$$T_w \frac{dx_v}{dt} + x_v = K_w K_u U \quad (2.15)$$

$$\frac{dP_1}{dt} = \frac{\beta_e}{V_{10}} [K_{q1}x_v - K_{c1}(P_1 - P_{10})] \quad (2.16)$$

$$\frac{dP_2}{dt} = \frac{\beta_e}{V_{20}} [-K_{q2}x_v - K_{c2}(P_2 - P_{20})] \quad (2.17)$$

따라서  $x_1 = P_1 - P_2 = P_L$ ,  $x_2 = x_v$ 로 하면 다음과 같은 상태방정식(State equation)을 얻게된다.

$$\dot{x} = Ax + Bu \quad (2.18)$$

$$y = Cx$$

$$A = \begin{bmatrix} -\frac{\beta_e K_{c1}}{V_{10}} & \frac{2\beta_e K_{q1}}{V_{20}} \\ 0 & -\frac{1}{T_w} \end{bmatrix} \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{K_w K_u}{T_w} \end{bmatrix}$$

$$C = [A_p \ 0]$$

시스템의 파라메타들은 Table1에 나타나 있다.

요소명	계수	기호	계수값
servo valve	time constant	$T_{sv}$	0.02 sec
	valve gain	$K_{sv}$	1.5875E-2 m/A
	servo amplifier gain	$K_a$	0.008 A/V
	maximum current	$i_m$	40mA
	maximum valve stroke	$x_{vm}$	6.35E-4 m
	valve gradient	$w$	0.025 m
hydraulic cylinder	piston area	$A_p$	13.03E-4 m^2
	volume	$V_t$	26.06E-5 m^3
	supply pressure	$P_s$	40 bar
Oil	bulk modulus	$\beta_c$	800E6 N/m^2
	oil density	$\rho$	870 kg/m^3

Table 1 시스템 파라메타

### 3.가변구조이론의 적용[2]

본 논문의 시스템압력특성이 시험물의 탄성변위가 무시된 유체의 압축으로만 형성되기 때문에 그압력파형이 매우 민감하게 나타나므로, 단순제어 기법을 통해서서 그 실현이 어렵다. 더구나 다차원 합성부하를 정확하게 재현하기 위해서는 주파수특성상의 위상 지연 및 amplitude 오차를 최소화해야하므로 단순제어기법의 적용이 힘들다. 따라서 본 논문에서는 유압실린더의 압력추종제어를 위하여 가변구조(Variable Structure System : VSS) 제어기법을 도입하였다. 선행연구들에 의해 우수성이 검증된 가변구조제어기법은 50년대 소련의 S.Em'ynov,E.Barbashin 등에 의해 제안되어 근래에 많은 연구가 진행되고 있으며, 모델링의 불확실성이 큰 경우, 또는 비선형플랜트에 광범위하게 적용되고 있다.[3][4][6][7]

#### 1) 가변구조제어기의 설계

2장에서 유도된 시스템방정식을 정규화하여 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A} \mathbf{x} + \mathbf{B} \mathbf{u} \\ \mathbf{y} &= \mathbf{C} \mathbf{x} \end{aligned} \quad (3.1)$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -a_{11} & a_{12} \\ 0 & -a_{22} \end{bmatrix} \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ b_{21} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{C} = [c_{11} \ 0]$$

$$a_{11} = -\frac{\beta_c Q_m K_{cl}}{V_t \rho P_s} \quad a_{12} = \frac{2\beta_c Q_m K_{cl}}{V_t \rho P_s} \quad a_{22} = \frac{1}{T_{sv}}$$

$$b_{21} = \frac{K_a K_a U_m}{T_{sv} x_{vm}}$$

$$c_{11} = \frac{AP_s}{F_{sm}}$$

VSS제어이론을 도입하면, 유압시스템의 전달함수 G(s)는

$$G(s) = \frac{a_{12} b_{21} c_{11}}{(s + a_{11})(s + a_{22})} \quad (3.2)$$

따라서  $e_1 = r - y$  라 하면 다음과 같은 error state equation을 구할수 있다.

$$\begin{bmatrix} \dot{e}_1 \\ \dot{e}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -a_{11} a_{22} & -(a_{11} + a_{22}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e_1 \\ e_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ -a_{12} b_{21} c_{11} \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} 0 \\ f(r) \end{bmatrix}$$

$$\dot{f}(r) = \ddot{r} + (a_{11} + a_{22})\dot{r} + a_{11} a_{22} r \quad (3.3)$$

스위칭평면  $\sigma$ 를 다음과 같이 설정하며, 이때  $c$ 는 스위칭평면의 기울기이다.

$$\sigma = c e_1 + e_2 \quad (3.4)$$

$$\begin{aligned} \dot{\sigma} &= c \dot{e}_1 + \dot{e}_2 \\ &= -c^2 e_1 - a_{12} b_{21} c_{11} e_2 + (a_{11} + a_{22}) c e_1 - a_{12} b_{21} c_{11} u + \dot{f}(r) \end{aligned} \quad (3.5)$$

이때, (3.6)식과 같은 제어입력을 설정하면 (3.7)식과 같은  $\dot{\sigma}$ 가 계산된다.

$$u = \psi c e_1 + \psi \dot{f}(r) \quad (3.6)$$

$$\begin{aligned} \dot{\sigma} &= \left\{ -c^2 - a_{12} b_{21} c_{11} + c(a_{11} + a_{22}) - \psi a_{12} b_{21} c_{11} \right\} e_1 \\ &\quad + \left\{ 1 - \psi a_{12} b_{21} c_{11} \right\} \dot{f}(r) \end{aligned} \quad (3.7)$$

따라서, 슬라이딩레짐의 존재조건을 만족하기 위해서 다음과 같은 VSS 제어입력의 이득값이 설정된다.

$$\left\{ \begin{array}{l} \psi_1 \geq \frac{-c^2 - a_{12} b_{21} c_{11} + c(a_{11} + a_{22})}{a_{12} b_{21} c_{11}} \quad \sigma e_1 \geq 0 \\ \psi_1 < \frac{-c^2 - a_{12} b_{21} c_{11} + c(a_{11} + a_{22})}{a_{12} b_{21} c_{11}} \quad \sigma e_1 < 0 \end{array} \right\} \quad (3.8)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \psi_r \geq \frac{1}{a_{12} b_{21} c_{11}} \quad \text{of } \dot{f}(r) \geq 0 \\ \psi_r < \frac{1}{a_{12} b_{21} c_{11}} \quad \text{of } \dot{f}(r) < 0 \end{array} \right\} \quad (3.9)$$

또한, 설정된 이득값에 경계층이론[6][7]을 적용하면 스위칭입력에 따른 채터링현상을 줄일수있다.

#### 2) 가변구조 관측기 설계 [8][9]

본 논문의 시스템에 가변구조 제어기법을 사용하게 될경우, 스위칭면의 설정을 위해 시간에 따른 압력변화율을 알아야한다. 그러나 이 압력의 시간변화율을 측정할수있는 센서의 부재로 다른 방법을 통해서 이 정보를 얻어야 한다. 압력의 시간변화율은 미분기와 저주파필터(low-pass filter)를 사용하여 실현화할수있으나 [5] 압력의 변화율이 매우크고, 압력측정시 센서의 잡음및 외란제거에 필요한 저주파필터의 cut-off frequency를 설정하는것에 많은 경험을 요구한다. 따라서 본 논문에서는 시스템에서의 비선형성에 대하여, 경계치이외의 정확한 지식을 필요로 하지않는 가변구조관측기의 설계를 통해 압력의 시간변화율을 계산, VSS 알고리즘에 적용시켰다. 제어기와 관측기로 구성된 블록선도는 그림 3과 같다.

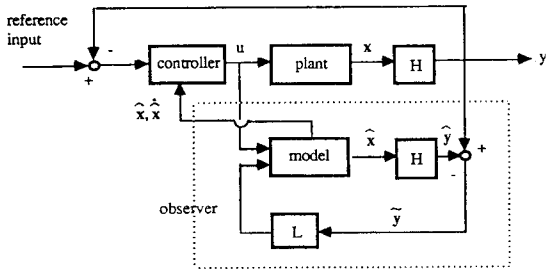


Fig.3 제어기와 관측기로 구성된 시스템전체 블록선도

앞에서 유도된 시스템의 방정식에서 비선형성을 유량방정식에 한정시킨다. 그러면 비선형시스템에 대한 관측기의 상태방정식은 다음과 같이 나타나게 된다.

$$\begin{aligned} \dot{\hat{x}}^* &= A_0 \hat{x}^* + S(\hat{x}^*, y^*, \rho^*) + L \cdot y^* + B \cdot u^* \\ \hat{y}^* &= C \hat{x}^* \end{aligned} \quad (3.10)$$

여기서  $L^*$ 은 Luenberger 관측기의 이득이며,  $S(\hat{x}^*, y^*, \rho^*)$ 는 그림4의 밸브스폴의 변위와 실린더로 유입되는 유량과의 그래프를 통해서 경계값을 설정한다. 그림 4에는 선형화된 유량방정식의 유량과 비선형유량방정식에서의 유량이 나타나 있다. 이를 이용하여 비선형성의 경계치  $\rho^*$ 를 설정하였으며  $S$ 를 나타내면 식(3.11)와 같다.

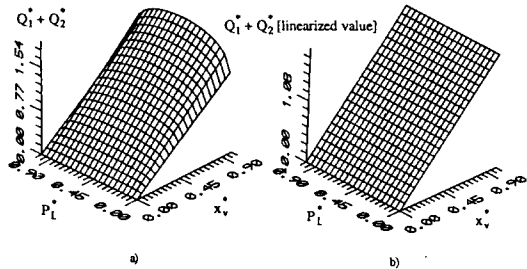


Fig.4 밸브유량에서의 입력과 밸브변위와의 관계

위의 결과에 따라

$$S(\hat{x}^*, y^*, \rho_0) = \begin{cases} \frac{-P^{-1} C^T C e^*}{\|C e^*\|} \rho_0 & \text{for all } e \in N \\ 0 & \text{for all } e \in N \end{cases} \quad (3.11)$$

$$N = \{ e : C e = 0 \}, \quad e = \hat{x} - x$$

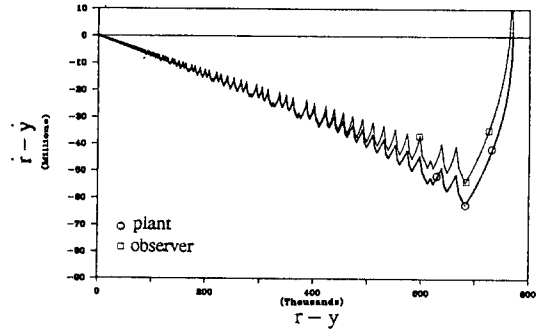
이다.

경계층이론을 도입하면

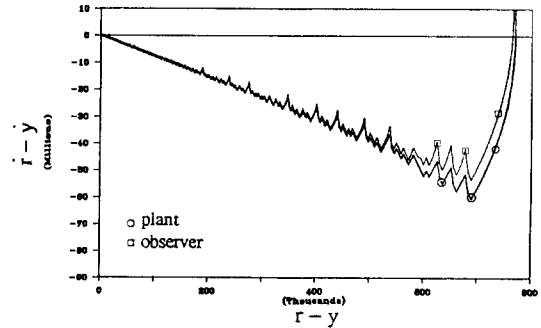
$$S(\hat{x}^*, y^*, \rho_0) = \begin{cases} \frac{-P^{-1} C^T C e \rho_0}{\|C e \rho_0\|} \rho_0 & \text{if } \|C e \rho_0\| > \epsilon \\ \frac{-P^{-1} C^T C e \rho_0}{\epsilon} \rho_0 & \text{if } \|C e \rho_0\| \leq \epsilon \end{cases} \quad (3.12)$$

#### 4. 전산기 시뮬레이션 결과

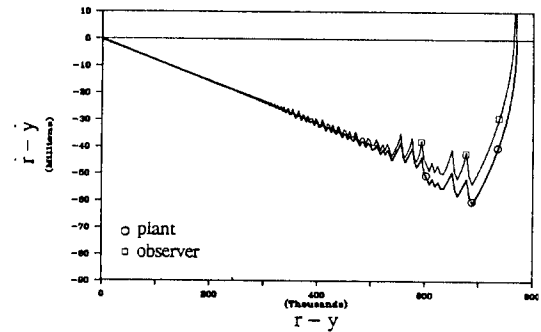
유체의 압축만으로 형성되는 본시스템에 대하여 비례제어 및 비례미분제어, 그리고 가변구조제어기법을 적용하여 컴퓨터시뮬레이션을 수행하였다. 그림5는 VSS제어기와 관측기를 사용하여 제어할 경우, VSS제어에서의 전형적인 위상궤적이 일어남을 보여주고 있다. 그림5의 c)는 VSS제어에서의 경계층설정으로 스위칭 입력에 따른 채터링(chattering)현상의 감소를 보여주고 있다. 그림 6은 스위칭입력에 따른 입력전류의 변화를 보여주고 있으며, 그림7은 계단파입력(1000N)에 따른 시간응답으로 VSS제어기법이 비례 및 비례미분제어기보다 rising time, settling time에 있어 보다 우수한 면을 보여주고 있다.



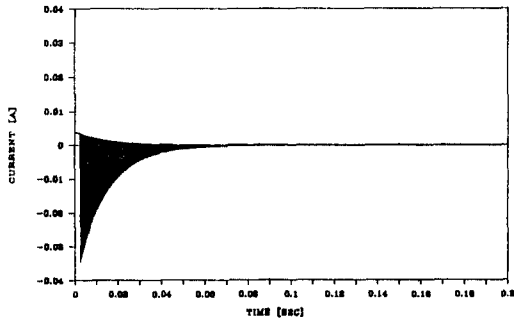
a) VSSC[ $c\epsilon=0.00, c=80, \alpha=0.5, \beta=-5$ ] + Luenberger Observer



b) VSSC[ $c\epsilon=0.00, c=80, \alpha=0.5, \beta=-5$ ] + VSS Observer[ $\epsilon=0.1, \rho^*=30$ ]



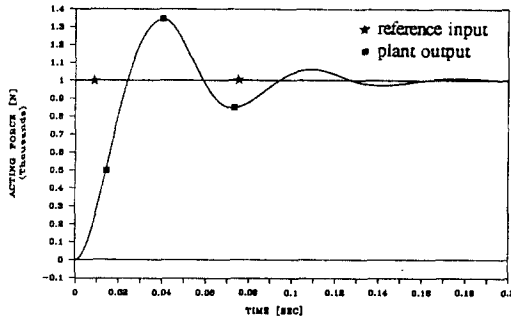
c) VSSC[ $c\epsilon=0.05, c=80, \alpha=0.5, \beta=-5$ ] + VSS Observer[ $\epsilon=0.1, \rho^*=30$ ]  
Fig.5 Phase Plane



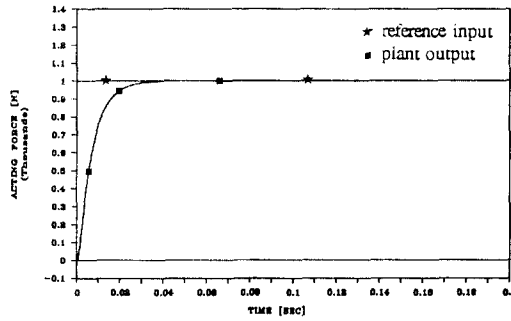
VSSC[ $c\epsilon=0.00, c=80, \alpha=0.5, \beta=-5$ ] + VSS Observer[ $\epsilon=0.1, \rho^*=30$ ]  
Fig.6 Input Current

그림8은 기준입력값이 변동하중(5,10,20Hz의 합성주파수)인 경우에 대한 시간응답을 나타낸 것이며, 진폭 및 위상에 있어 VSS제어기법의 적용으로 응답특성이 향상됨을 볼수있다. 따라서 다차원 부하를 재현하고자할 때, 가변구조제어기법을 적용하면, 요구되는 부하의 재현을 보다 정확하게 구현할수 있다.

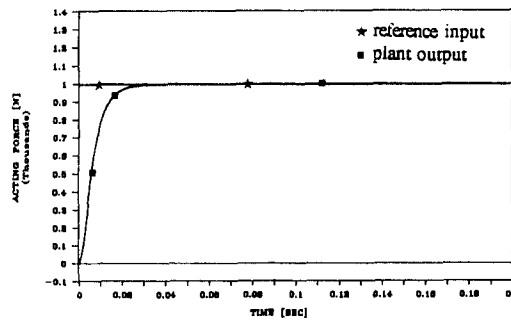
관측기들의 성능이 그림9와 그림10에 나타나있다. 그림9는 밸브스풀의 변위에 대하여 플랜트와 관측변수와의 수렴성을 비교하여 나타내고 있으며, 그림10은 압력의 시간변화율에 대하여 각 관측기를 사용한 경우, 플랜트에서의 값과 관측기로부터 얻어진 값과의 수렴성 및 특성변화를 보여주고있다.



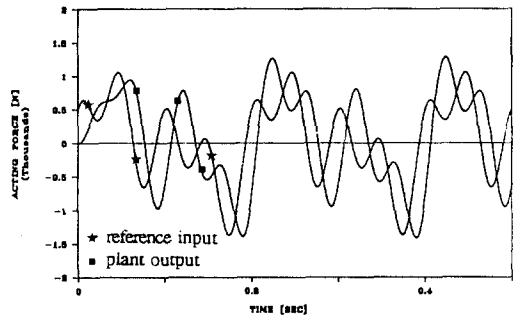
a) Proportional control [K=0.1]



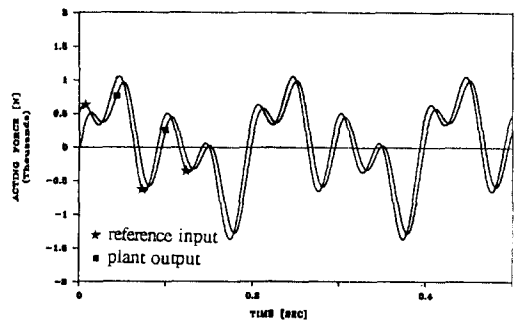
b) Lead Control [K=0.1, Td=0.02,  $\zeta=20$ ]



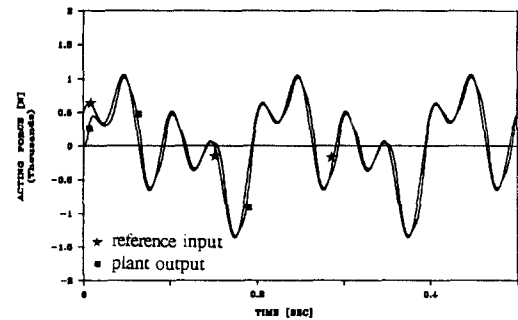
c) VSSC[ $c\epsilon=0.05, c=200, \alpha=0.5, \beta=-5$ ] + VSS Observer[ $\epsilon=0.1, \rho^*=30$ ]  
Fig.7 Step Response [rf=1000 N]



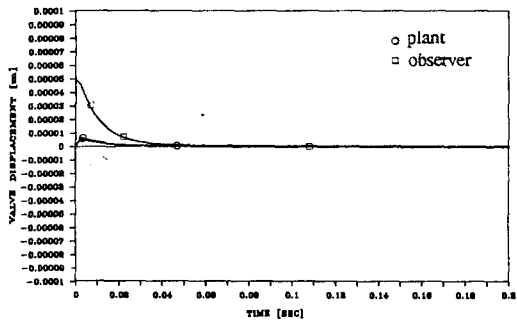
a) Proportional control [K=0.1]



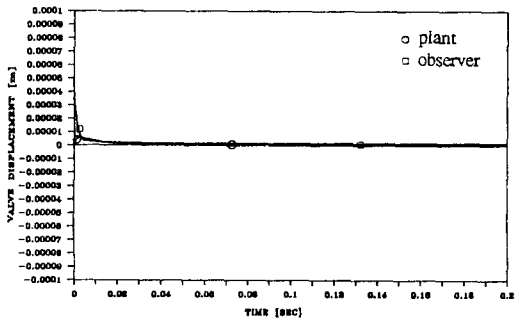
b) Lead Control [K=0.1, Td=0.02,  $\zeta=20$ ]



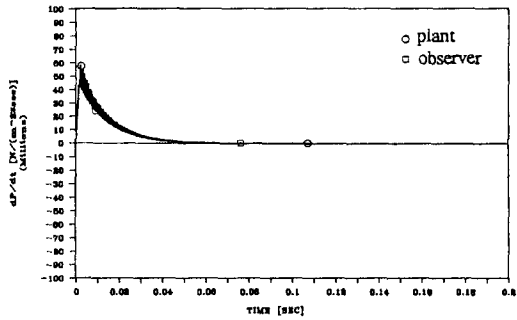
c) VSSC[ $c\epsilon=0.00, c=200, \alpha=0.5, \beta=-5$ ] + VSS Observer[ $\epsilon=0.1, \rho^*=30$ ]  
Fig.8 Response to Composed Signal [rf=500 N, f=5,10,20 Hz]



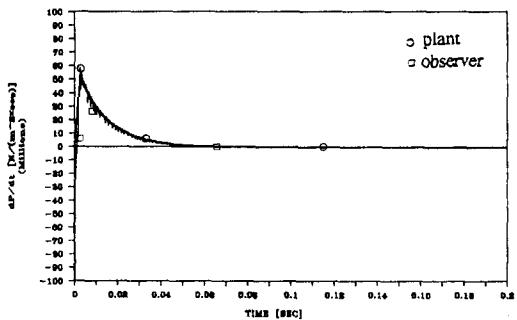
a) VSSC[ $c\varepsilon=0.00, c=80, \alpha=0.5, \beta=-5$ ] + Luenberger Observer



b) VSSC[ $c\varepsilon=0.00, c=80, \alpha=0.5, \beta=-5$ ] + VSS Observer[ $\varepsilon=0.1, \rho^*=30$ ]  
Fig.9 Observer Performance to Step Response [valve dis.]



a) VSSC[ $c\varepsilon=0.00, c=80, \alpha=0.5, \beta=-5$ ] + Luenberger Observer



b) VSSC[ $c\varepsilon=0.00, c=80, \alpha=0.5, \beta=-5$ ] + VSS Observer[ $\varepsilon=0.1, \rho^*=30$ ]  
Fig.10 Observer Performance to Step Response [dP/dt]

## 5. 결론

- 전산기 시뮬레이션을 통하여 대칭형실린더의 압력추종제어를 수행, 변동하중의 재현가능함을 보였다.
- 실린더내의 압력추종제어에 있어 가변구조제어기법이 고전적 제어방법보다 응답특성이 향상됨을 보여주었다.
- 실린더내의 압력의 시간변화율을 관측기를 통해 알아내었고, 이를 가변구조제어알고리즘에 적용하였다.
- 비선형가변구조관측기의 사용으로 선형관측기의 경우보다 상태변수들의 추종성능이 향상됨을 보였다.

## 6.참고문헌

- [1] Herbert E.Merriut, "Hydraulic Control Systems", John Wiley & Sons, 1967
- [2] U.Itkis, "Control System of Variable Structure", John Wiley & Sons, 1976
- [3] 민병주, "슬라이딩모드를 이용한 전기유압서보시스템의 추종제어에 관한 연구", 석사학위논문, 서울대학교, 1990
- [4] 서정용, 이동권, 민병주, 이교일, "유압서보실린더로 구동되는 6자유도 운동재현기의 동특성해석", 89한국자동제어학술회의 논문집, vol.1, pp1-8, 1989.10
- [5] T.R.Welch, "The Use of Derivative Pressure Feedback in High Performance Hydraulic Servo mechanisms", Journal of E.Indus., pp8-14, FEB, 1962
- [6] J.J.Slotine, "Tracking Control of Nonlinear Systems Using Sliding Surfaces, with Application to Robot Manipulators", Int.J. of Control, pp465-492, vol.38, 1983
- [7] J.J. Slotine, "Sliding Controller design for Nonlinear Systems", Int.J. of Control, vol.40, pp421-434, 1984
- [8] B.L.Walcott and S.H.Zak, "State Observation of Nonlinear Uncertain Dynamical Systems", IEEE Trans of A.C., vol.AC-32, No.2, pp166-170, FEB, 1987
- [9] J.J.Slotine, J.K.Hedrick, and E.A.Misawa, "On Sliding Observer for Nonlinear Systems", Journal of Dyn.S.M. and Control, vol.109, pp245-252, SEP, 1987
- [10] G.F.Franklin, J.D.Powell, and A.E.Nacini, "Feedback Control of Dynamic Systems", ADDISON WESLEY, 1986
- [11] C.T.Chen, "Linear System Theory and Design", HOLT-Saunders International Editions, 1984