

# 굴삭기의 엔진/펌프시스템의 모델링 및 제어

(Modeling and Control of Excavator Engine/Pump System)

하 석 홍\* · 권 동 훈\*\* · 이 진 결\*\*

\* 부산대 대학원

\*\* 부산대 정밀기계공학과

## 기호 설명

- D<sub>L</sub> : 과부하로 인한 외란 [cm<sup>3</sup>]
- D<sub>e</sub> : 사판경전각의 변화에 따른 배제용적 [cm<sup>3</sup>]
- N<sub>e</sub> : 엔진의 회전속도 [V]
- P<sub>L</sub> : 부하압력 [kg/cm<sup>2</sup>]
- P<sub>r</sub> : 비례전자감압밸브의 입력전류에 대한 이차압력 [kg/cm<sup>2</sup>]
- T<sub>L</sub> : 엔진에 가해지는 외란 Torque [kg·cm]
- T<sub>o</sub> : 엔진의 시정수 [sec]
- T<sub>r</sub> : 2차압력에 대한 사판경전각의 시정수 [sec]
- i : 비례전자감압밸브의 입력전류 [mA]
- k<sub>c</sub> : 2차압력에 대한 사판경전각의 게인 [cm<sup>6</sup>/kg]
- k<sub>e</sub> : 엔진의 게인 [V/kg·cm]
- k<sub>r</sub> : 비례전자감압밸브의 게인 [kg/cm<sup>2</sup>mA]
- k<sub>i</sub> : 비례 Amp 게인 [mA/V]
- u : Amp.에 가해지는 입력전압(control input) [V]
- x<sub>1</sub> : 엔진의 회전수
- x<sub>2</sub> : 사판경전각의 변화에 따른 유량의 변화

## 1. 서 론

근래 건설기계의 자동화가 널리 행하여짐에 따라 국내의 건설기계업계에서도 성능개선 및 자동화를 위하여 마이크로컴퓨터를 이용해서 작업의 능률을 향상시킬 수 있고 운전조작이 편리한 건설장비의 개발이 활발하게 진행되고 있다.

대출력을 요구하는 유압굴삭기와 같은 건설장비는 대부분 유압식으로 구동되며 다관절형상에 의한 동특성 및 엔진마력에 따른 펌프의 출력특성은 비선형적일 뿐만 아니라 작업이 저압에서 고압까지의 전 부하압력 영역에 걸쳐 행하여 진다. 따라서 굴삭기의 구동시스템인 엔진·펌프계에 가해지는 불확실한 외란, 순간적인 과부하로 인한 엔진정지현상 그리고 작업환경변화와 엔진의 경년변화에 따른 출력의 저하등에 대비하여 기존의 기계식장비에서는 엔진의 정격출력보다도 훨씬 낮은 값으로 전마력곡선을 설정하여 사용하였다.

K.R.Cho<sup>1)</sup> 등은 엔진출력을 전마력곡선에 일치시켜 사용하면서도 위에서 언급한 여러가지 작업상태에 대처할 수 있는 엔진의 스피드센싱에 의한 펌프의 사판각 제어장치를 개발하였다. 그러나 이 방법은 시스템을 선형으로 간주하였으므로 비선형성 및 전부하압력영역에서의 불확실한 외란에 대하여 강한 제어를 실현하기에는 종래의 선형제어이론만으로는 만족할 만한 성능을 구현하기가 어렵다.

한편 굴삭기의 성능을 좌우하는 중요한 요소인 사판식피스톤펌프에 관한 연구는 선형전달함수의 표현을 이용한 연구<sup>2)~3)</sup>가 1970년대 초까지 행하여 졌으며 그 이후 보다 해석적인 펌프의 특성에 관한 연구<sup>4)~6)</sup>가 진행되었다. 그러나 이러한 해석적인 펌프의 수학적 모델링은 그 파라미터의 결정이 대단히 어렵다. 따라서 본 연구에서는 펌프의 특성곡선을 이용

하여 굴삭기의 엔진·펌프시스템에 대한 계통별모델링을 행하고 비선형성 및 불확실한 외란에 대하여 강한 성능을 유지할 수 있는 제어를 행하는 데 있다.

## 2. 굴삭기 엔진·펌프시스템의 모델링

굴삭기의 엔진·펌프제어시스템에 대한 개략도를 그림 1에 나타낸다. 굴삭기에 탑재되어 있는 펌프는 일반적으로 300 [kg/cm<sup>2</sup>]이상의 고압용으로서 가변용량형의 사판식피스톤펌프이다. 사판식피스톤펌프의 특성은 일반적으로 레귤레이터에 따라 다르나 굴삭기장착용펌프의 경우 Schoenau<sup>7)</sup>이 해석한 사판식피스톤펌프의 경전각의 동특성은 사판제어부의 신호와 펌프에 가해지는 부하압력에 따라 결정된다.

엔진·펌프시스템의 제어원리는 다음과 같다. 먼저 그림 1에서 보는 바와같이 작업을 행하는 경우 펌프의 토출출력에 부하가 걸리게 되고 부하의 정도에 따라 펌프토출유량은 그림 2와 같이 변동하게 된다. 펌프가 엔진으로부터 흡수하는 동력의 크기는 그림 2의 점선과 같다. 기존의 기계식으로 펌프의 레귤레이터부를 제어할 경우 펌프의 전마력선도는 엔진의 정격마력보다 낮게 설정하여야 하지만 엔진의 회전속도를 검출하여 제어하는 경우에는 펌프의 전마력선도를 엔진의 정격마력보다 높게 설정한다. 이 경우 펌프에 걸리는 부하의 정도에 따라 엔진의 정격마력을 초과하는 과부하가 발생하게 되어 그 결과로 엔진의 회전속도가 감소하게 된다. 이 때 과부하에 의해 감소된 회전속도를 피드백시켜 그 양만큼 사판각을 세워 유량을 감소시켜줌으로써 펌프의 운전상태를 항상 엔진의 정격마력에 일치시켜 사용할 수 있도록 하는 것이다.

본 연구에서 대상으로 하는 중형굴삭기의 펌프에 대한 제어입력신호에 의한 유량의 동특성 및 비례전자감압밸브의 입력전류에 대한 이차압력의 동특성은 그림 3과 같다.<sup>8)</sup> 한편 과부하로 인한 엔진의 회전속도의 감소는 그림 4와 같이 된다. 이상과 같은 펌프의 동특성곡선 및 엔진의 회전수변동특성을 수학적으로 모델링하면 각각 식 (1), (2)와 같이 된다.

$$\frac{D_r}{P_r} = \frac{k_c}{T_r s + 1} \quad (1)$$

$$\frac{N_e}{T_L} = \frac{k_o e^{-L_o}}{T_o s + 1} \quad (2)$$

한편 전자비례감압밸브의 동특성은 그림 5와 같다.<sup>9)</sup> 따라서 전자비례감압밸브의 입력전류에 대한 이차압력의 게인은 다음과 같이 주어진다.

$$k_r = \begin{cases} 0 & , & 0 \leq i < 210 \\ k_{r1} & , & 210 \leq i < 400 \\ k_{r2} & , & i \geq 400 \end{cases} \quad (3)$$

이상과 같이 제어계통별로의 실험결과에 근거하여 부하압력의 외란에 대한 제어시스템의 블록선도를 그림 6과 같다. 전체시스템의 모델링이 실험결

과의 분석으로 행하여졌으므로 상당한 모델링오차를 내포하고 있다. 전체시스템을 상태공간으로 표현하면 식(4)과 같다.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{T_o} & \frac{k_o P_L}{T_o} \\ 0 & \frac{1}{T_f} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & \frac{k_o}{T_o} \\ \frac{k}{T_f} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ \tau \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{k_o}{T_o} \\ 0 \end{bmatrix} \tau_L \quad (4)$$

여기서  $k = k_o k_f k_i$  이다.

### 3. 슬라이딩모우드제어이론

슬라이딩모우드제어이론은 고속스위칭피이드백제어로서 파라미터변동, 비선형성 그리고 외란등에 강인하면서도 안정한 성능을 나타내는 특징으로 인해 널리 응용되고 있다.<sup>10)~12)</sup> 그러나 기존의 슬라이딩모우드 제어법은 상태궤적을 초평면에서 구속할 때 발생하는 채터링현상으로 그 설계는 시간영역에서만 고려될 수밖에 없었으나 1983년 Slotine<sup>13)14)</sup> 등에 의해 제안된 포화함수를 도입한 연속적 슬라이딩모우드제어이론에서 어느정도 추파수영역을 고려한 설계가 이루어졌으며 Fernandez 등은 입출력의 관점에서 비선형시스템의 슬라이딩모우드를 설계하는 방법을 제시하였다.<sup>15)</sup>

먼저 식(5)과 같이 표현되는 단일입출력비선형식에 대하여 살펴보면,

$$\begin{aligned} \dot{x} &= f(x, t) + g(x, t)u + d \\ y &= h(x, t) \end{aligned} \quad (5)$$

$$x \in \mathbb{R}^n, u \in \mathbb{R}, d \in \mathbb{R}, y \in \mathbb{R}$$

윗식에서 입출력의 관점에서 선형표시를 위해 입력항  $u$  가 나타나는  $r$  번째까지 출력  $y$  를 계속해서 미분한다. 이때의  $r$  을 선형화차수라고 한다.<sup>16)</sup>

슬라이딩모우드평면을 식(6)과 같이 표현하면

$$\sigma = \sum_{i=1}^{r-1} c_i (y^{(i)} - y_d^{(i)}) \quad (6)$$

(단,  $c_{r-1}=1$ )

여기서  $y_d$  는 목표치이다. 슬라이딩모우드가 존재하기 위해서는 식(7)을 만족해야 한다.

$$\frac{1}{2} \frac{d}{dt} \left\{ \sigma^2 \right\} \leq -\eta |\sigma|, \quad \eta > 0 \quad (7)$$

윗식을 다시쓰면

$$\dot{\sigma} = -\eta \text{sgn}(\sigma) \quad (8)$$

으로 표현할 수 있다. 식(5)을 대입하면

$$\dot{\sigma} = c_{-1}y + c_0y^{(1)} + \dots + c_{n-2}y^{(n-1)} + f(x, t) + g(x, t)u + d - y_d \quad (9)$$

$$y = y - y_d$$

으로 표현되고, 식(8)을 만족하는 제어입력을 계산하면 다음식으로 나타낼 수 있다.

$$u = -\frac{1}{g(x, t)} \left\{ c_{-1}y + c_0y^{(1)} + \dots + c_{r-2}y^{(r-1)} + f(x, t) + d - y_d^{(r)} + \eta \text{sgn}(\sigma) \right\} \quad (10)$$

여기서

$$\begin{aligned} \tilde{y}_1 &= y - y_d \\ \tilde{y}_2 &= y^{(1)} - y_d^{(1)} \\ &\vdots \\ \tilde{y}_r &= y^{(r-1)} - y_d^{(r-1)} \end{aligned}$$

이다.

이때 시스템이 다음과 같이 수식화되어진다고 생각한다.

$$\dot{f}(x, t) = \hat{f}(x, t) + \Delta f \quad (11)$$

여기서  $\Delta f$  는 모델링오차이고 그 범위는 식(12)과 같이 한정되어 있다고 가정한다.

$$|\Delta f| \leq \alpha \quad (12)$$

그리고  $x_d^{(n)}$  과 외란  $d$  도 마찬가지로 각각 식(13), (14)로 한정된다고 가정하면

$$|y_d^{(n)}| \leq \beta \quad (13)$$

$$|d| \leq \gamma \quad (14)$$

으로 나타낼 수 있고 제어입력에 관한 식(10)은 식(12), (13) 그리고 (14)식을 이용하면 최악의 경우를 상정할 때 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$u = -\frac{1}{g} \left\{ c_{-1}\tilde{y}_1 + c_0\tilde{y}_2 + \dots + c_{n-2}\tilde{y}_n + \hat{f} + (\alpha + \beta + \gamma + \eta) \text{sgn}(\sigma) \right\} \quad (15)$$

즉, 제어시스템의 불확실성의 크기에 따라 제어입력의 채터링의 크기도 증가하는 것을 알 수 있다.

한편 윗식에서 나타나는 채터링현상은 채터링 그자체로서뿐만 아니라 모델링되지 않은 고주파영역의 시스템을 여기할 수도 있어 바람직하지 않다. 이와 같은 결점을 보완하기 위해 Slotine, J. J. 는 포화함수를 도입하여 상태궤적이 슬라이딩평면을 스위칭하는 것 대신에 그 주변의 경계영역안에서 슬라이딩모우드평면이 일차의 필터역할을 하게함으로써 외란, 비선형성, 파라미터변동등에 대한 불확실성을 제거하고 있다. 즉, 슬라이딩평면을

$$\sigma = \left( \frac{d}{dt} + \lambda \right)^{n-1} \tilde{y} + c_{-1} \int_0^t \tilde{y} dt \quad (16)$$

와 같이 정의하고 슬라이딩모우드의 존재조건 식(8)을 만족하는 제어입력식(15)의 부호함수대신 그림 7 과 같이 포화함수를 도입하여 제어입력식을 다시쓰면

$$u = -\frac{1}{g} \left\{ c_{-1}\tilde{y}_1 + c_0\tilde{y}_2 + \dots + c_{n-2}\tilde{y}_n + \hat{f} + K(x, t) \text{sat} \left( \frac{\sigma}{\lambda^{n-1}\phi} \right) \right\} \quad (17)$$

$$K(x, t) = \alpha + \beta + \gamma + \eta \quad (18)$$

과 같이 표현된다.

### 4. 엔진·펌프시스템의 슬라이딩모우드 적용 및 컴퓨터 시뮬레이션

굴삭기의 엔진·펌프시스템의 수학적모델링은 시험 입력에 의한 실험결과의 근사적표현이며 부하입력의 크기에 따라 파라미터가 변동할 뿐만 아니라 비선형적 특성을 가지고 있다. 또한 외란은 작업조건에 따라 불확실하게 시스템에 가해진다. 따라서 이러한 제어파라미터의 변동, 비선형성, 외란등에 강인한 제어를 실현하기 위하여 슬라이딩모우드제어를 적용한다.

먼저 시스템의 출력을 입력  $u$  가 나타나는 선형화차수  $r$  번째까지 계속하여 미분하여 식(6)과 같이 슬라이

딩모우드를 구성하면

$$\sigma = (c-1) \int_0^t \tilde{y}_1 dt + c_0 y_1 + \tilde{y}_2 \quad (19)$$

으로 표현할 수 있다.

슬라이딩모우드의 존재조건식(8)를 만족하기 위하여 일차미분을 행하여 제어입력에 대하여 정리하면

$$u = -\frac{1}{b} (\lambda_1 x_1 + \lambda_2 x_2 + (\xi + \zeta + \varphi + \eta) \text{sgn}(\sigma)) \quad (20)$$

로 표현된다.

여기서

$$\lambda_1 = c - 1 k_a - c_0 k_a / T_0 + k_a / T_0^2$$

$$\lambda_2 = \frac{c_0 k_a k_0 P_L}{T_0} - \frac{k_a k_0 P_L}{T_0^2} - \frac{k_a k_0 P_L}{T_0 * T_f}$$

$$b = \frac{k_a k_0 P_L k_c}{T_0 T_f}$$

$$\max \left| \left( \frac{k_a c_0 k_0}{T_0} - \frac{k_a k_0}{T_0^2} \right) T_d \right| \leq \xi$$

$$\max \left| \left( \frac{-k_a c_0 k_0 P_L}{T_0} + \frac{k_a k_0 P_L}{T_0^2} \right) D_L \right| \leq \zeta$$

$$\max \left| \left( \frac{k_a k_0 P_L k_c P_f}{T_0 T_f} - 1.956 c_0 \right) \right| \leq \varphi$$

이다.

그러나 실제 센싱할 수 있는 것은 엔진의 회전수 뿐이므로 사판경전각의 변화에 따른 유량의 변화는 보상항으로 넣어주어 제어입력을 다시 구성하면

$$u = -\frac{1}{b} (\lambda_1 x_1 + (\lambda_2 a + \xi + \zeta + \varphi + \eta) \text{sgn}(\sigma)) \quad (21)$$

여기서  $\max |x_2| \leq a$  이다.

J. J. Slotine이 제안한 포화함수를 도입하여  $\text{sgn}(\sigma)$  대신에  $\text{sat}(\sigma / (\lambda^{n-1} \phi))$ 를 대입하면

$$u = -\frac{1}{b} (\lambda_1 x_1 + (\lambda_2 a + \xi + \zeta + \varphi + \eta) \text{sat}(\frac{\sigma}{\lambda^{n-1} \phi})) \quad (22)$$

로 구성되어진다.

이상과 같이 유압굴삭기 엔진·펌프시스템의 제어를 위해서 슬라이딩모우드제어이론을 적용했을 때 그 성능을 이론적으로 검토하기 위하여 컴퓨터시뮬레이션을 행하였다. Table 1에 시뮬레이션에 사용된 각 파라미터의 값을 나타내었다.

Table 1 시스템 파라미터의 값

파라미터	수치값	파라미터	수치값
$k_a$	0.00277	$k_i$	103.8 [mA/V]
$P_L$	150 [kg/cm <sup>2</sup> ]	$k_c$	1.63 [cm <sup>6</sup> /kg]
$k_0$	0.215 [V/kg·cm]	$k_f$	0.074 [kg/cm <sup>2</sup> mA]

## 5. 결과 및 고찰

굴삭기의 엔진·펌프시스템의 특성을 단순비례제어기로 구성했을 때의 시뮬레이션결과를 그림 8에 나타낸다. 이때 비례계인을 5,  $P_L$ 을 100, 200, 300으로 변화시켰다. 전체시스템의 형태가 Type 0 으로 표현되므로 비례제어만을 행할 시에는 정상상태오차가 발생되었다. 정상상태오차량은 60[rpm]에서 80[rpm]으로 나타났으며 최대회전수저하량은  $P_L$ 이 300일때 65[rpm]으로 저하되었고, 정착시간은 약 0.8초가 소요되었다.

그림 9는 실험에서 사용한 PID계인을 사용했을 때이다. 이때 최대회전수 저하량은 60[rpm]정도로 오우버슈터와 함께 진동이 발생하고 정착시간도 2sec로 열악한 제어가 됨을 볼 수 있다.

정상상태오차 및 성능을 개선하기 위하여 PID제어기를 적용하였을 때의 시뮬레이션결과를 그림 10에 나타내었다. 이때의 PID계인은 각각 비례계인 5, 적분계인 10 그리고 미분계인을 1로 설정하였다. 그림에서 보듯이 정상상태오차도 제거되었으며 최대회전수저하량은 40[rpm]에서 45[rpm]정도로서 제어성능을 보다도 더 개선할 수 있었다. 그러나 정착시간은 1.6초 정도로 나타나 비례제어시보다는 0.8sec정도가 향상되었다. 여기서 PID제어기의 결정은 설계사양을 고려하여 결정하였으며 설계사양에 따라 그 성능을 보다 개선될 수 있을 것이다.

그림 11은 슬라이딩모우드제어를 적용하였을 때의 시뮬레이션결과이다. 정상상태오차는 제거되었으며 최대회전수저하량은 약 35[rpm]에서 40[rpm]정도이고 정착시간은 0.78sec정도로 빠른 응답을 보이고 있다. boundary layer내에서는 채터링현상이 발생하였으며 이는  $P_L$ 이 100, 200, 300에서 엔진회전수의 변동이 boundary layer내에서 일정한 경향을 보이고 있음을 알 수 있다.

이상의 결과에서 알 수 있듯이 출력회전수만으로 구성된 제어입력은 상태극점을 슬라이딩초평면에 완전히 구속하기에는 다소 한계가 있음을 알 수 있었다. 따라서 보다 완전한 슬라이딩모우드제어가 실현되기 위해서는 파라미터와 상태를 추정하는 적응알고리즘을 적용하여 제어입력을 개선할 필요가 있을 것으로 사료된다.

## 6. 결 론

굴삭기 엔진·펌프시스템을 실험결과에 근거해서 모델링하여 수치적으로 시뮬레이션을 행하였다. 엔진·펌프시스템은 그 구성이 복잡할 뿐만 아니라 시스템자체의 비선형성, 작업에 따라 시스템에 가해지는 불확실한 외란, 파라미터의 변동등으로 인하여 정확한 모델링을 행하기는 다소 어려움이 있었다. 비례제어만을 사용시는 정상상태오차의 발생, 초기의 회전수저하등으로 인하여 적합하지 않았다. 이를 개선하기 위하여 PID제어를 사용하였을 경우 정상상태오차는 제거할 수 있으나 정착시간이 길어지는 것을 볼 수 있었다.

슬라이딩모우드에 의한 제어법을 적용하였을 경우 정상상태오차, 정착시간, 최대회전수저하량을 모두 만족하였으나 과도상태에서 오실레이션이 발생하는 현상을 볼 수 있었다.

## 참 고 문 헌

- (1) 하석홍, 운영환, 조경래, 이일영, 이진걸, 황봉동, "유압 굴삭기의 엔진 및 펌프제어시스템 개발에 관한 연구", 90한국자동제어학회회의, Vol. 1, 1990.
- (2) Lewis, E., Stern, H., "Design of Hydraulic Control Systems", McGraw-Hill, New York, N. Y., 1962.
- (3) Merrit, H., "Hydraulic Control Systems", Wiley, New York, N. Y., 1967.
- (4) Yamachuchi, A., Ishikawa, T., "Characteristics of Displacement Control Mechanism in Axial Piston Pumps", Bulletin of the JSME, Vol. 22, No. 165, 1979, pp. 356-361.

- (5) Zeiger, G., Akers, A., "Torques on the Swashplate of an Axial Piston Pump", Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 107, No. 3, 1985, pp. 220-226.
- (6) Lin, S. J., Akers, A., Zeiger, G., "Oil Entrapment in an Axial Piston Pump and its Effect Upon Pressure and Swashplate Torques", Proceedings of the 42nd National Conference on Fluid Power, Chicago, 1987, pp. 113-124.
- (7) Schoenau, G. J., Burton, R. T., Kavanagh, G. P., "Dynamic Analysis of a Variable Displacement Pump", ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 112, pp. 122-132.
- (8) 川崎重工業(株), "K3V112DT 應答性データ集", 1988.
- (9) 川崎重工業(株), "KAWASAKI-VALVE 取扱説明書(電磁比例減壓弁KDRDE3K-10/40CL)", 1986.
- (10) Utkin, V. I., "Variable Structure Systems with Sliding Modes", IEEE Trans. on AC, Vol. AC-22, No. 2, 1977.
- (11) Itkis, U., "Control Systems of Variable Structure", John Wiley & Sons, New York, 1976.
- (12) 原島文雄, 橋本秀紀, "Sliding Modeとその應用- I, II", システムと制御, Vol. 29, No. 2, pp. 94-103, pp. 242-250, 1985.
- (13) Slotine, J. J., Sastry, S. S., "Tracking Control of Nonlinear Systems Using Sliding Surfaces with Application to Robot manipulators", Int. J. Control, Vol. 38, No. 2, pp. 465-492, 1983.
- (14) Slotine, J. J., "Sliding Controller Design for Nonlinear Systems", Int. J. Control, Vol. 40, No. 2, pp. 421-434, 1984.
- (15) Fernandez, B., Hedric, J. K., "Control of Multi-variable Nonlinear Systems", Int. J. Control, 1987.
- (16) Kravaris, C., Chung, C. B., "Nonlinear State Feedback Synthesis by Global input/output

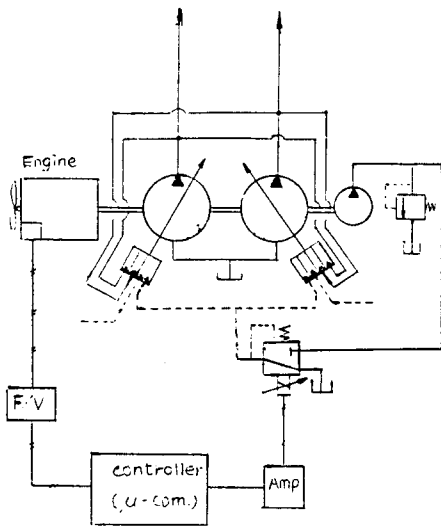


그림 1. 굴삭기 엔진 펌프제어시스템

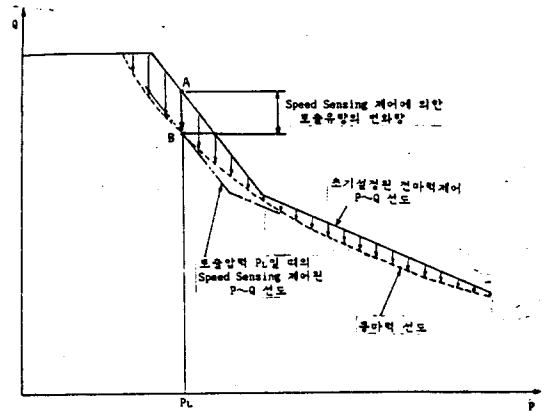


그림 2. 엔진 펌프제어시스템의 P-Q선도

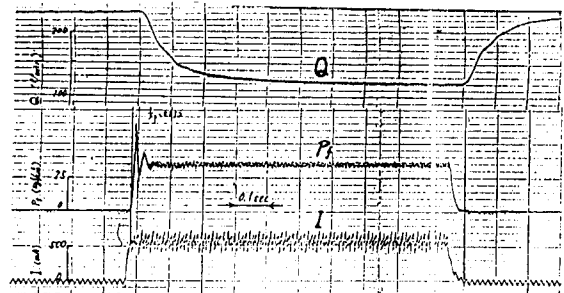


그림 3. 제어입력신호에 대한 밸브의 이차압력 및 펌프의 유량특성

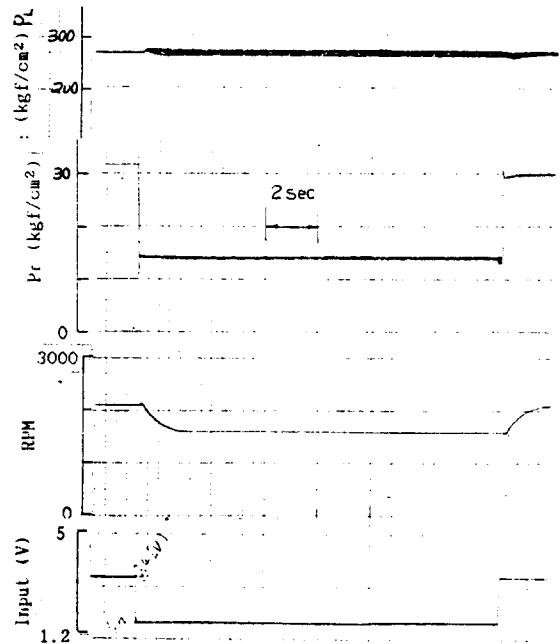


그림 4. 입력신호에 대한 회전수특성

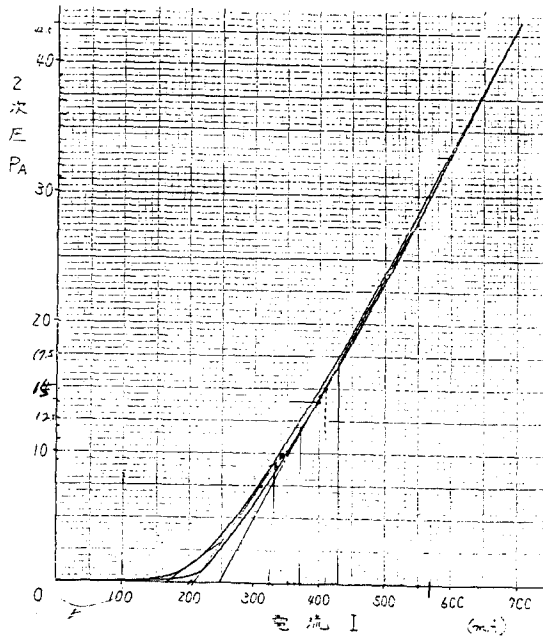
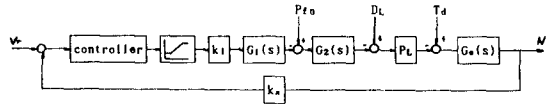


그림5. 전자비례밸브의 정특성선도



$k_1$ : Amp. 게인     $k_a$ : 피이드백 게인  
 $G_1(s)$ : 전자비례감압밸브     $G_2(s)$ : 펌프의 전달함수  
 $G_3(s)$ : 엔진의 전달함수

그림6. 엔진펌프시스템의 블록선도

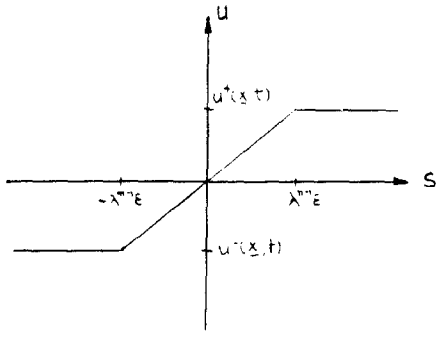


그림7. J. J. Slotine이 제안한 포화함수

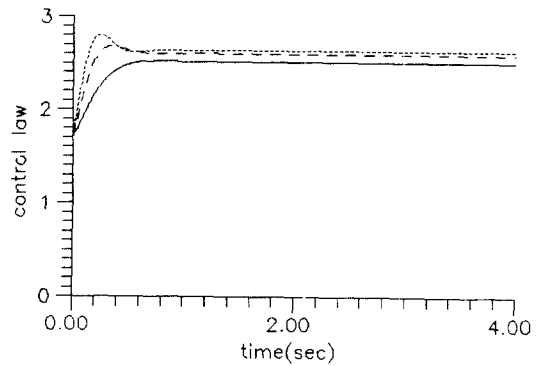
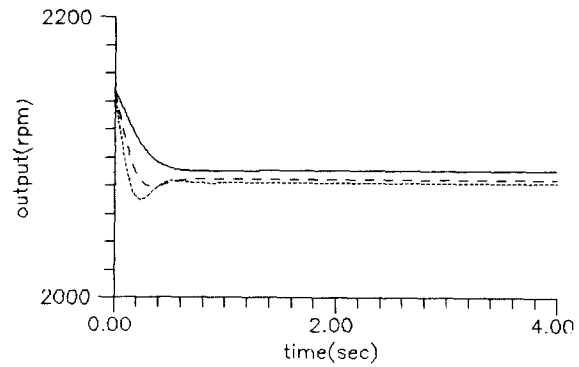


그림8. 비례제어의 엔진회전수 응답선도 및 제어입력

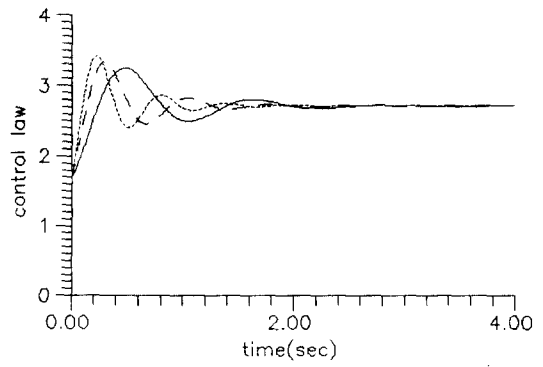
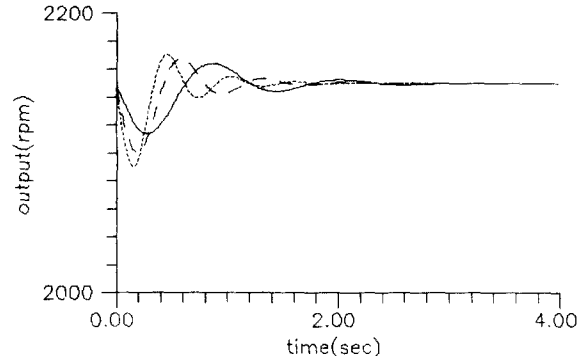


그림9.  $K_p=6, K_i=35, K_d=0.05$ 를 사용한 PID제어의 엔진회전수 응답선도 및 제어입력

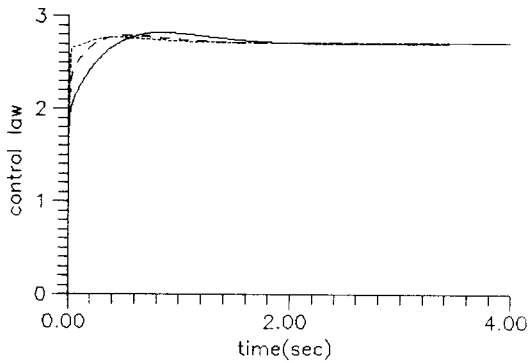
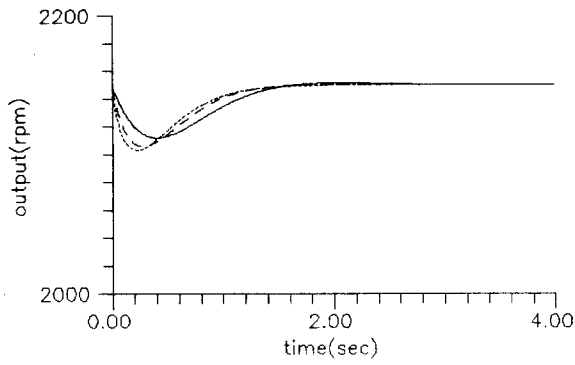


그림 10.  $K_p=5, K_i=10, K_d=1$ 을 사용한 PID제어의 엔진회전수 응답선도 및 제어입력

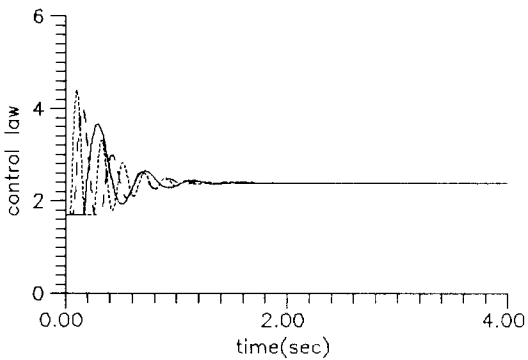
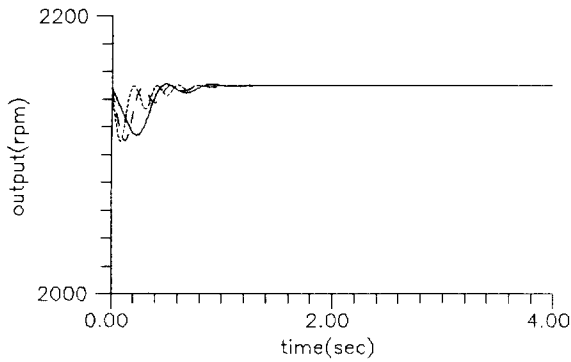


그림 11. 포화함수를 도입한 슬라이딩모우드제어시의 엔진회전수 응답선도 및 제어입력