

굴삭기 엔진/펌프 시스템의 모델링 및 제어에 관한 연구

곽 동 훈*, 하 석 홍*, 조 검 래**, 이 진 길***

A Study on Modeling and Control of Excavator Engine/Pump System

Dong-Hoon Kwak*, Sug-Hong Ha*, Kyeom-Ra Cho**, Jin-Gul Lee***

ABSTRACT

According to the recent increase of demands for multi-function and economics on hydraulic excavator, it is required that excavator should have simple operation, higher and operational efficiency, however the modeling of engine/pump system of excavator is not prescribed by the paper. So, in this paper the modeling of engine/pump system of excavator is suggested by identification method from step response and verified effectiveness of identification system by comparing with experimental results which was conducted using PID controller. To improve the problem of parameter variation and modeling error in the system, sliding mode control was introduced and new switching surface was designed. This control algorithm was applied to a hydraulic excavator by simulation, and its effectiveness was verified, and the results of variable structure system for the excavator system using a output component was compared with that of full state feedback when load disturbances and system parameter variation exist.

기호설명

D	: 과부하로 인한 외란 (배제용적) [cm ³ /rad]	k	: 엔진의 계인 [V/kg _f · cm]
D ₁	: 사판경사각의 변화에 따른 1라디안당의 배제용적 [cm ³ /rad]	k ₁	: 비례전자감압밸브의 계인 [kg _f /cm ² mA]
V	: 펌프 1회전당의 배제용적 [cm ³ /rev]	k _i	: 비례 Amp 계인 [mA/V]
N _e	: 엔진의 회전속도 [V]	u	: Amp. 에 가해지는 입력전압 (control input) [V]
P ₀	: 부하압력 [kg _f /cm ²]	x ₁	: 엔진의 회전수 [rpm]
P ₁	: 비례전자감압밸브의 입력전류에 대한 2차압력 [kg _f /cm ²]	x ₂	: 사판경사각의 변화에 따른 배제용적의 변화 [cm ³ /rad]
T ₁	: 엔진에 가해지는 등마력선도에 의한 Torque [kg _f · cm]	σ	: 슬라이딩 평면
T _e	: 엔진의 시정수 [sec]	sgn	: 부호함수
T ₁	: 2차압력에 대한 사판경사각의 시정수 [sec]	sat	: 포화함수
i	: 비례전자감압밸브의 입력전류 [mA]	c ₁ , c ₂	: 스위칭평면의 계수
k _e	: 2차압력에 대한 사판경사각의 계인 [cm ⁵ /kg _f]	ζ _p	: 2차 시스템의 감쇠 계수
		ω _n	: 2차 시스템의 고유진동수

* 부산대학교 대학원
** 부산대학교 항공우주공학과 (정회원)
*** 부산대학교 정밀기계공학과 (정회원)

1. 서 론

대출력을 요구하는 유압굴삭기와 같은 건설장비는 대부분 유압식으로 구동되며 다관절형상에 의한 동특성 및 엔진마력에 따른 펌프의 출력특성은 비선형적으로 표현되며 작업은 저압에서 고압까지의 전 부하압력영역에 걸쳐 행하여 진다. 굴삭기의 구동시스템인 엔진/펌프 시스템은 불확실한 외란, 순간적인 과부하로 인한 엔진정지현상 그리고 작업환경변화와 엔진의 경년변화 등에 따른 출력의 저하 등에 대비하여 기존의 기계식장비에서는 엔진의 정격출력보다 낮게 전마력곡선을 설정하여 사용하였다. S. H. Ha¹ 등은 위에서 언급한 여러 가지 작업상태에 대처할 수 있도록 엔진의 회전속도에 따라 펌프의 사판각을 제어함으로써 엔진의 출력을 전마력곡선에 일치시켜 사용할 수 있는 제어장치를 개발하였다. 제어기구는 PID제어계를 구성하여 Ziegler-Nichols의 시험입력 방법으로 PID계인을 결정하여 제어를 행하였다. 이 방법에서는 최적의 계인을 얻기 위해서는 시행착오에 의하여 계속 그 계인을 보정해 주어야만 했다. 따라서 굴삭기의 엔진/펌프 시스템과 같은 불확실한 외란, 파라미터 변동 등이 존재하는 제어계에 대하여는 보다 강인한 특성을 갖는 제어기의 구성이 필요하게 되었다.

종래의 슬라이딩 모드 제어 이론은 위의 조건을 만족하는 제어기법으로서 각광을 받고 있으나, 각각의 상태를 검출할 수 있어야 한다는 제약이 따르게 되어 굴삭기와 같은 건설기계에 적용하기 위해서는 고가의 센서를 부착해야 하는 어려움이 따르게 된다. 따라서 출력만을 센싱하여 외란, 파라미터 변동 등에 대처할 수 있는 강인한 제어기의 구성이 필요하였다.

한편 굴삭기의 성능을 좌우하는 중요한 요소인 사판식피스톤펌프에 관한 연구는 선형전달함수의 표현을 이용한 연구^{2,3}가 1970년대 초까지 행하여 졌으며 그 후에 펌프의 특성에 관한 해석적인 연구^{4,7}가 진행되었다. 그러나 이러한 해석적인 펌프의 수학적 모델링은 그 파라미터의 결정이 어려우며, 또한 파라미터의 정량적인 측정이 불가능한 요소도 많은 실정이다. 본 연구에서는 펌프의 특성곡선 및 엔진의 동특성 측정 실험에 의한 결과 등을 토대로 굴삭기의 엔진·펌프시스템에 대한 시스템모델링을 행하고 이를 PID제어기를 이용한 실험결과와 비교하여 모델링의 타당성을 검토하였으며, 굴삭기 엔진/펌프 시스템의 모델링과정에서 나타나

는 모델링오차와 파라미터변동의 문제를 해결하기 위하여 출력성분만으로 구성된 슬라이딩모우드 제어를 행하여 그 성능을 개선시키고자 한다.

2. 굴삭기 엔진/펌프 시스템 모델링

본 연구에서는 시스템의 모델링을 펌프의 특성곡선 및 엔진의 동특성 측정실험에 의한 응답을 이용한 방법에 의해 각각의 요소에 대하여 모델링을 행하였다.

굴삭기에 엔진·펌프제어시스템에 대한 개략도를 Fig. 1에 나타낸다. 굴삭기에 탑재되어 있는 펌프는 일반적으로 300 [kgf/cm²]이상의 고압용으로서 가변용량형의 사판식피스톤펌프이다. 가변용량형 사판식피스톤펌프의 특성은 일반적으로 레귤레이터의 형식에 따라 다르

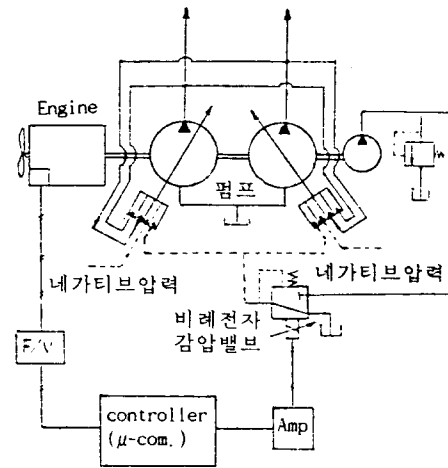


Fig. 1 Engine/pump control system

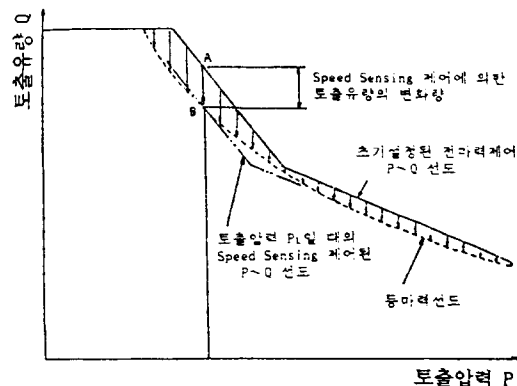


Fig. 2 P-Q diagram of the engine/pump system

나 굴삭기장착용펌프의 경우에는 사관제어부의 신호와 펌프에 가해지는 부하압력에 따라 결정된다.

굴삭작업을 행하는 경우 펌프의 토출축에 부하가 가해지고 부하의 경중에 따라 펌프의 토출유량은 Fig. 2의 실선과 같이 변동하게 된다. 펌프가 엔진으로부터 흡수하는 동력의 크기는 Fig. 2의 파선과 같다. 기존의 기계식으로 펌프의 레귤레이터부를 제어할 경우 펌프의 전마력선도는 엔진의 정격마력 보다 낮게 설정하여야 하지만 엔진의 회전속도를 검출하여 제어하는 경우에는 펌프의 전마력선도를 Fig. 2의 실선과 같이 엔진의 정격마력보다 높게 설정한다. 이 경우 펌프에 엔진의 정격마력을 초과하는 과부하가 가해지게 되면 그 결과로 엔진의 회전속도가 감소하게 된다. 이때 과부하에 의해 감소된 회전속도를 피드백시켜 그 양만큼 사관각을 조정하여 유량을 감소시켜 줌으로써 펌프의 운전상태를 항상 엔진의 정격마력에 일치시켜 사용할 수 있도록 하는 것이 엔진의 스피드 센싱에 의한 제어방법이다.

본 연구에서 대상으로 하는 중형굴삭기의 시스템별 모델링을 행하면 다음과 같다.

(1) 입력전류에 대한 비례전자감압밸브전용 앰프
가변용량형 사관식 피스톤펌프의 사관경사각을 제어하는 비례전자감압밸브용 앰프의 특성은 비례요소로 간주되어질 수 있다. 앰프의 게인 $k_i = 90$ 이나 조절가능하다.

(2) 입력전류에 대한 비례전자감압밸브의 2차압력
비례전자감압밸브의 정특성은 Fig. 3과 같다. 그림에서 알 수 있듯이 비례전자감압밸브의 입력전류에 대한 2차압력의 계안은 식(2.1)과 같이 주어진다.

$$k_f = \begin{cases} 0 & 0 \leq i < 210 \\ 0.074 & 210 \leq i \leq 400 \\ 0.096 & i \geq 400 \end{cases} \quad (2.1)$$

동특성은 Fig. 4와 같으며, 이는 입력전류에 대한 비례전자감압밸브의 2차압과 유량의 응답특성을 나타내고 있다. 입력 전류를 스텝입력으로 간주했을때 응답을 2차계로 모델링하면 식(2.2)와 같이 표현되어진다.

$$\frac{P_f(s)}{i(s)} = \frac{\omega_p^2 k_f}{s^2 + 2\zeta_p \omega_p s + \omega_p^2} \quad (2.2)$$

여기서 $\dot{P}_1 > 0$ 일때 $\zeta_p = 0.256$, $\omega_p = 253.05$ 이고 $P_1 < 0$ 일때는 $\zeta_p = 0.9$, $\omega_p = 253.05$ 이다.

이때 입력에 고주파, 즉 디더(dither)를 가하는 것을 정마찰을 감소시키기 위한 것이다.

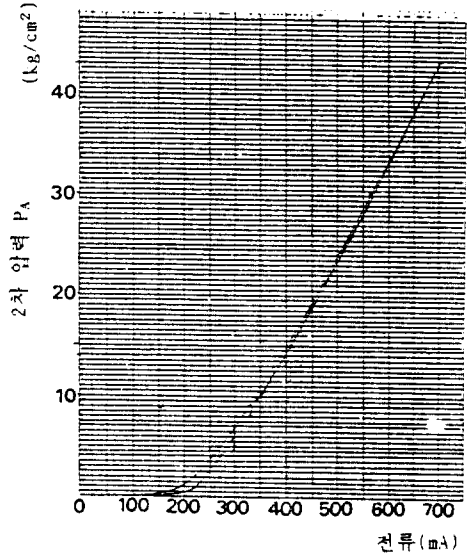


Fig. 3 Static characteristic of the proportional electric reducing valve

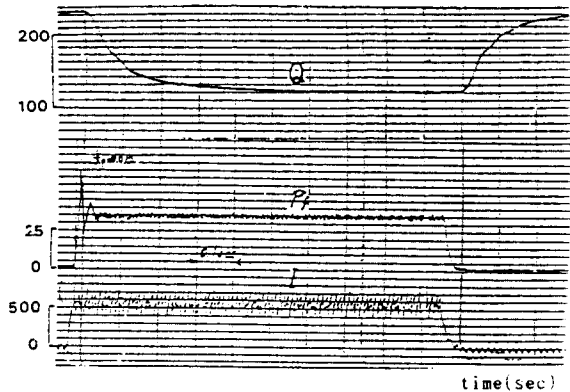


Fig. 4 Dynamic characteristic of flow and second pressure

(3) 2차압력에 대한 유량의 변화

사관경사각 제어부의 2차압력에 의한 유량변화의 특성은 Fig. 4와 같다. 그림에서 유량은 펌프를 2300(rpm)의 정속도로 회전시켰을 때의 동특성을 나타낸다. 펌프의 회전수가 일정하므로 유량의 동특성은 곧 사관의 경사각에 대한 동특성을 의미한다. 이때의 응답을 1차식

$$\frac{D_c(s)}{P_f(s)} = \frac{k_c}{T_f s + 1} \quad (2.3)$$

여기서 $\dot{D}_c > 0$ 일때 $k_c = 1.63$, $T_c = 0.085$ 이고, $\dot{D}_c < 0$ 일때는 $k_c = 1.63$, $T_c = 0.8$ 이다.

(4) 부하압력에 대한 엔진 회전수 변화

과부하로 인한 엔진의 회전속도의 감소에 대한 실험 결과는 Fig. 5와 같다. 일반적으로 엔진은 다수의 복잡한 파라미터로 인하여 그 특성은 복잡하고, 수식적으로 표현하기에는 까다로운 대상이다. 본 연구에서는 특정 부하압력하에서 유발 시켰을 때의 동특성을 고찰한다.

그림에서 보는 보와 같이 엔진회전수의 동특성이 지수함수적으로 감소하므로 1차지연 형태로 근사시킬 수 있으며, 식 (2.4)와 같이 수학적으 표현할 수 있다.

$$\frac{N_e}{T} = \frac{k_e e^{-Ls}}{T_e s + 1} \quad (2.4)$$

여기서 엔진의 게인 $k_e = -0.737$, 시정수 $T_e = 1$ 이고, 데드타임(dead time) L 은 0.14이다.

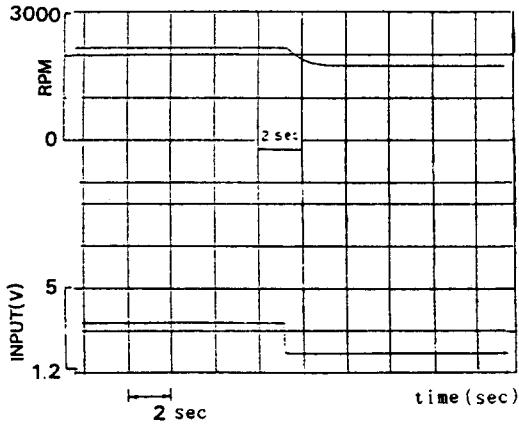


Fig. 5 Dynamic characteristic of the engine

한편, Fig. 6은 본 연구에서 대상으로 하고 있는 굴삭기에 장착되어 있는 엔진의 정특성선도를 나타낸 것으로 엔진의 입력토크에 대한 출력회전수의 게인 k_c 는 0.737이다.

(5) F/V 변환기(Frequency/Voltage converter)

F/V 변환기는 엔진회전수의 변화를 엔진에 부착되어 있는 교류발전기(Alternator)의 파형변화를 전압으로 변화시키는 것으로서, 출력전압의 특성은 비례적으로 나타나므로 식 (2.5)로 표현되어질 수 있다.

$$y = k_a N_e \quad (2.5)$$

여기서 y 는 피드백 되어지는 전압이며, k_a 는 0.00277이다.

엔진에 가해지는 부하토크를 나타내는 양은 작업시 펌프에 가해지는 부하압력과 정격마력을 초과하는 펌프의 1라디안(radian)당 배제용적의 곱의 양으로서 표현 되어질 수 있다.

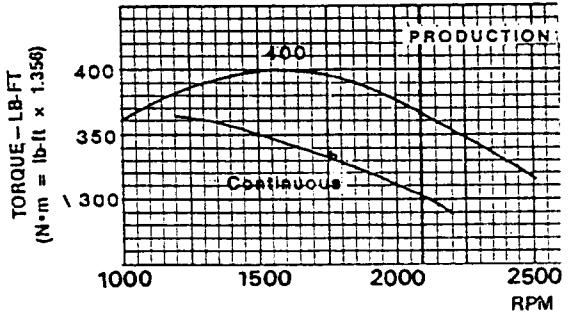


Fig. 6 Static characteristic diagram of the engine

Fig. 7과 같은 가변용량형 피스톤펌프의 1회전당 토출되는 용적 V 는

$$V = 2zAr \tan \alpha = 2\pi D_p r \quad (2.6)$$

이다. 여기서, z : 피스톤의 수 A : 실린더 단면적 r : 피스톤 회전반경 D_p : 회전각 1라디안당 토출되는 용적

이다. 이론유량 및 이론토크는

$$\begin{aligned} Q_{th} &= NV = D_p \omega \\ T_{th} &= V\Delta p / 2\pi = D_p \Delta p \end{aligned} \quad (2.7)$$

이다. 여기서, $N (\omega = 2\pi)$: 펌프회전수 ΔP : 펌프토출구간의 압력차 이다. 따라서 엔진에 작용하는 부하토크는 부하압력과 1라디안 당의 배제용적의 곱으로 나타내어진다.

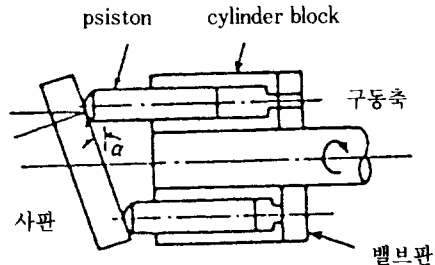


Fig. 7 Variable displacement swashplate type axial piston pump

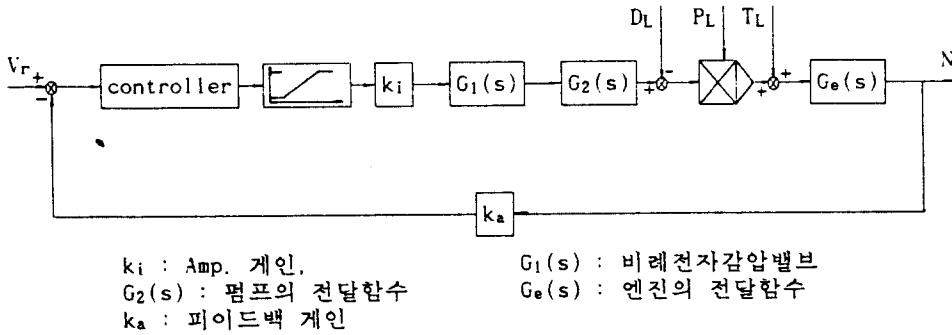


Fig. 8 Block diagram of the engine/pump system

이상과 같이 제어시스템별로의 실험결과에 근거하여 모델링을 행하고 각각의 관계식을 이용하여 블럭선도를 그리면 Fig. 8과 같다. 전체시스템의 모델링이 실험결과 분석으로 행하여졌으므로 고주파의 모델링오차를 내포하고 있을 것으로 사료된다. 한편 각각의 요소에 대하여 전체시스템의 응답에 큰 영향을 미치지 않는 범위에서 근사화하여 상태방정식으로 표현하면 식(2.8)과 같다.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{1}{T_e} & \frac{k_e P_L}{T_e} \\ 0 & -\frac{1}{T_f} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & \frac{k_e}{T_e} \\ \frac{k}{T_f} & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ T_L \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\frac{k_e P_L}{T_e} \\ 0 \end{bmatrix} D_L \quad (2.8)$$

여기서 $k = k_e k_i k_i$ 이다.

식(2.8)에서 보는 바와 같이 굴삭기의 작업내용에 따라 불규칙하게 변동할 수 있는 부하압력 P_L 을 외란입력으로 가정했을때 식(2.8)은 비선형 상태방정식의 표현으로 간주된다. 그러므로 굴삭기의 엔진/펌프 시스템은 불확실한 파라미터를 가진 시스템 또는 비선형시스템으로서 표현됨을 알 수 있다.

3. 슬라이딩 모드 제어기 설계

굴삭기의 작업에 따라 버켓 끝단에 가해지는 부하는 사판식가변피스톤펌프의 부하압력으로 작용하게 된다. 본 연구에서 실시한 엔진/펌프 제어시스템의 실험결과에

의한 모델 수식 (2.8)에서 보는 바와 같이 상태방정식의 파라미터로서 작업내용에 따라 변동하는 부하압력을 취하고 있으므로 불확실한 파라미터변동이 예상된다. 또한 실험결과를 토대로 모델링을 하였으므로 고주파의 모델링오차가 존재하게 된다. 이러한 문제를 해결할 수 있는 제어기로서 슬라이딩모우드이론을 도입한다.

가변구조제어(variable structure system : VSS) 이론에 근거를 둔 슬라이딩 모드 제어는 강인성을 갖춘 고속스위칭 피드백제어로서 파라미터변동, 비선형성 그리고 외란 등에 강인하면서도 안정한 성능을 나타내는 특징으로 인해 널리 응용되고 있다.¹⁰⁻¹⁵

VSS는 파라미터 스위칭형의 피드백 제어계로서 상태공간내에 설정한 초평면의 양측에 제어구조를 스위칭하여 슬라이딩모우드가 발생되어지도록 할 수 있다. 이때 시스템의 상태궤적은 슬라이딩모우드 평면을 따라 거동하게 된다. 이로인해 제어대상은 파라미터변동, 비선형성, 잡음등에 강인한 시스템을 실현할 수 있다.

3.1 슬라이딩 모드 제어 이론

먼저 식(3.1)과 같이 가제어성 표준형의 형태인 단일 입출력비선형식에 대하여 살펴보면,

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= x_3 \\ &\dots \\ \dot{x}_n &= f(x, t) + g(x, t)u + d \\ y &= h(x, t) \end{aligned} \quad (3.1)$$

$x \in R^n, u \in R, d \in R, y \in R$

여기서 $f(x, t)$ 는 시스템의 비선형수식이며, $g(x, t)$, $h(x, t)$ 는 각각 입출력의 비선형식이다. 또한 u 는 제어

입력이고, $d(t)$ 는 외란입력이다. 추적제어문제에 적용하기 위해 스위칭 평면을 다음과 같이 추적오차의 함수로 나타낸다.

$$\sigma(x) = \left[\frac{d}{dt} + \lambda \right]^{n-1} \tilde{y} \quad (3.2)$$

$$\tilde{y} = y(t) - y_d(t) \quad (3.3)$$

여기서 λ 는 대역폭(bandwidth)이다.

슬라이딩 모우드 평면은 다시 식(3.4)과 같이 표현되어질 수 있다.

$$\sigma = \sum_{i=1}^{n-1} c_i \tilde{y}^{(i)} \quad (3.4)$$

(단, $c_{n-1}=1$)

여기서 y_{ii} 는 목표치이다. 슬라이딩 모우드가 존재하기 위해서는 식(3.5)를 만족해야 한다.¹³

$$\frac{1}{2} \frac{d}{dt} (\sigma^2) \leq -\eta |\sigma|, \quad \eta > 0 \quad (3.5)$$

윗식을 다시쓰면

$$\dot{\sigma} = -\eta \text{sgn}(\sigma) \quad (3.6)$$

으로 표현할 수 있다. 식(3.1)을 대입하면

$$\dot{\sigma} = c_{-1} \tilde{y} + c_0 \tilde{y}^{(1)} + \dots + c_{n-2} \tilde{y}^{(n-1)} + f(x, t) + g(x, t)u + d - y_d^{(n)} \quad (3.7)$$

으로 표현되고, 식(3.6)을 만족하는 제어입력을 계산하면 다음식으로 나타낼 수 있다. 여기서

$$u = -\frac{1}{g(x, t)} \{c_{-1} \tilde{y} + c_0 \tilde{y}^{(1)} + \dots + c_{n-2} \tilde{y}^{(n-1)} + f(x, t) + d - y_d^{(n)} + \eta \text{sgn}(\sigma)\} \quad (3.8)$$

여기서

$$\begin{aligned} \tilde{y}_1 &= \tilde{y} \\ \tilde{y}_2 &= \tilde{y}^{(1)} \\ &\vdots \\ \tilde{y}_n &= \tilde{y}^{(n-1)} \end{aligned}$$

이다. 이때 시스템이 다음과 같이 수식화 되어진다고 생각한다.

$$f(x, t) = \hat{f}(x, t) + \Delta f \quad (3.9)$$

여기서 $f(x, t)$ 는 추정가능한 함수이며, Δf 는 모델링 오차이고 그 범위는 식(3.10)과 같이 한정되어 있다고 가정한다.

$$|\Delta f| \leq \alpha \quad (3.10)$$

여기서 α 는 양의 수이다. 그리고 $y_{ii}^{(n)}$ 과 외란 d 도 마찬가지로 각각 식(3.11), (3.12)로 한정된다고 가정하면 (3.11), (3.12)로 나타낼 수 있다.

$$|y_d^{(n)}| \leq \beta \quad (3.11)$$

$$|d| \leq \gamma \quad (3.12)$$

여기서 β, γ 는 각각 양의 수이다. 제어입력에 관한 식(3.8)은 식(3.10), (3.11) 그리고 (3.12)식을 이용하면 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$u = -\frac{1}{g} \{c_{-1} \tilde{y}_1 + c_0 \tilde{y}_2 + \dots + c_{n-2} \tilde{y}_n + \hat{f} + (a + \beta + \gamma + \eta) \text{sgn}(\sigma)\} \quad (3.13)$$

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

한편 윗식에서 나타나는 채터링현상은 채터링 그 자체로서뿐만 아니라 모델링되지 않은 고주파영역의 시스템을 야기할 수도 있어 바람직하지 않다. 이와 같은 결점을 보완하기 위해 J. J. Slotine^{13, 14}은 포화함수를 도입하여 상태궤적이 슬라이딩평면을 스위칭하는 것 대신에 그 주변의 경계영역안에서 슬라이딩모우드평면이 일차의 필터역할을 하게함으로써 외란, 비선형성, 파라미터변동 등에 대한 불확실성을 제거하고 있다. 즉, 슬라이딩평면을

$$\sigma = \left[\frac{d}{dt} + \lambda \right]^{n-1} \tilde{y} + c_{-1} \int_0^t \tilde{y} dt \quad (3.14)$$

와 같이 정의하고 슬라이딩모우드의 존재조건 식(3.6)을 만족하는 제어입력을 식(3.13)의 부호함수대신 Fig.9와 같이 포화함수를 도입한다. 경계층 구성은 Fig.10과 같이 나타내며 ϕ 는 추적의 정확도를 나타낸다. 식(3.2)에서 모든 도함수 $x^{(j)}(0) = 0$ 일때 다음식이 유도된다.

$$\sigma(\phi) = \lambda^{n-1} \phi \quad (3.15)$$

포화함수를 식(3.16)과 같이 도입하여

$$\text{sat}(\sigma / \lambda^{n-1} \phi) \quad (3.16)$$

제어입력식을 다시쓰면 식(3.17)과 같이 표현된다.

$$u = -\frac{1}{g} \{c_{-1} \tilde{y}_1 + c_0 \tilde{y}_2 + \dots + c_{n-2} \tilde{y}_n + \hat{f} + K(x, t) \text{sat}(\frac{\sigma}{\lambda^{n-1} \phi})\} \quad (3.17)$$

$$K(x, t) = a + \beta + \gamma + \eta$$

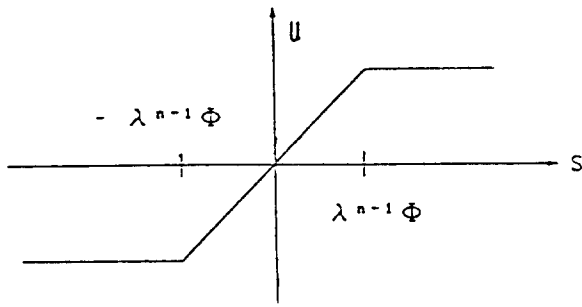


Fig. 9 Saturation function proposed by J.J.Sloti

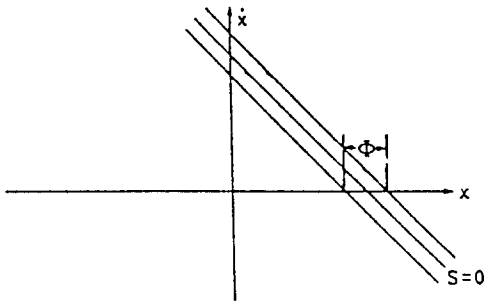


Fig. 10 Construction of the boundary layer

3.2 출력성분만을 이용한 슬라이딩모우드 제어기 설계

기존의 슬라이딩모우드 제어기가 안고 있는 몇가지의 문제점 중에서 가장 중요한 문제의 하나는 스위칭함수와 제어입력의 계산에 모든 상태변수의 정보가 요구된다는 사실이다. 즉, 가변구조제어기를 설계하기 위해서는 모든 상태변수가 측정가능한 경우라도 고가의 측정장비가 요구되고, 측정불가능한 변수가 포함되어 있는 경우에는 제어기의 설계상 곤란한 문제로 되고 있다. 이와같은 문제를 해결하기 위한 방안으로서 모든 상태변수가 측정가능하다는 가정하에 스위칭함수와 제어입력 결정논리를 기준기법에 의해 설계하고 상태변수를 추정하기 위해 Luenberger 관측기를 별도로 도입하는 방법¹⁰이 있으나 시스템 파라미터의 변동 등의 불확실성에 대처하기에는 어려움이 많다. 또한 출력성분과 그 도함수를 적절히 결합하여 그 결과가 모든 상태변수를 고려한 스위칭함수 구성에 포함시키지 않는 방법¹²등을 들 수 있으나 전자는 두개이상의 비측정변수가 있을 경우 적용이 어렵고, 후자는 슬라이딩평면의 구성 및 제어기의 실현이 곤란하다.

본 연구에서 대상으로 하는 굴삭기의 엔진/펌프 시스템은 건설기계의 속성상 가혹한 작업환경 하에서 운전되므로 고가의 측정장비를 장착하기에는 곤란한 점이 많다. 따라서 출력성분만을 피드백하여 슬라이딩모우드를 구성하기 위해 PID제어기 설계시 취득할 수 있었던 오차성분의 적분, 미분, 비례항을 이용하여 슬라이딩평면을 구성하고 제어입력을 제한하도록 한다. 즉, PID형 슬라이딩평면 σ_r 을 식(3.17)로 둔다.

템은 건설기계의 속성상 가혹한 작업환경 하에서 운전되므로 고가의 측정장비를 장착하기에는 곤란한 점이 많다. 따라서 출력성분만을 피드백하여 슬라이딩모우드를 구성하기 위해 PID제어기 설계시 취득할 수 있었던 오차성분의 적분, 미분, 비례항을 이용하여 슬라이딩평면을 구성하고 제어입력을 제한하도록 한다. 즉, PID형 슬라이딩평면 σ_r 을 식(3.17)로 둔다.

$$\sigma_r = c_0 \int \tilde{y} dt + c_1 \tilde{y} + \frac{d}{dt} \tilde{y} \quad (3.18)$$

여기서 $y = y - y_d$ 이다.

슬라이딩모우드의 존재조건식(3.6)을 이용하면

$$\dot{\sigma}_r = c_0 \tilde{y} + c_1 \dot{\tilde{y}} + \ddot{\tilde{y}} < -\eta \text{sgn}(\sigma_r) \quad (3.19)$$

으로 되고 위식을 만족하는 제어입력은 다음식으로 나타낼 수 있다.

$$u = -\frac{1}{g} \left\{ c_0 \tilde{y} + c_1 \dot{\tilde{y}} + K_r(y, \dot{y}, \dots) \text{sgn}(\sigma_r) \right\} \quad (3.20)$$

여기서 한가지 주목해야 할 사실은 고차의 시스템으로 되는 시스템에서 Fernandez¹³가 언급한 선형화 지수가 2보다 클 경우에는 적용하기가 까다롭다는 사실이다. 이와같은 시스템에 관해서는 제어법칙의 일반화와 함께 앞으로 계속 연구되어져야 할 사항으로 사료된다.

4. 엔진/펌프 시스템의 컴퓨터 시뮬레이션

굴삭기 엔진/펌프 시스템의 수학적 모델에 대한 타당성을 검토하기 위하여 실험에 사용된 PID 제어기로서 시뮬레이션을 행하여 그 결과를 실험결과와 비교하여 모델링의 타당성을 검토하였다. 또한 슬라이딩모우드 제어이론을 적용하였을 때 파라미터변동, 비선형성, 외란 등에 강인한 성능을 시뮬레이션을 통하여 확인하고, 출력만을 피드백 하였을 때의 슬라이딩 모우드 제어이론에 의한 제어성능도 아울러 살펴보기로 한다.

4.1 PID 제어기의 설계

시뮬레이션에 사용한 PID 알고리즘은 다음과 같다. 이상적인 PID제어기의 전달함수는

$$k_c \left[1 + \frac{1}{T_i S} + T_d S \right] \quad (4.1)$$

로 표현되어질 수 있다. 그러나 시간지연 없이는 미분기를 실현화 시킬 수 없다. PID제어기는 시정수 τ 의

지연에 의해 식(4.7)과 같이 수정되어진다.

$$\frac{k_c}{1 + \tau_s} \left[1 + \frac{1}{T_i S} + T_d S \right] \quad (4.2)$$

이를 상태방정식으로 표현하면

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} x_{c1} \\ x_{c2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & -1/\tau \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{c1} \\ x_{c2} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} e \quad (4.3)$$

$$u = \left[\frac{k_c}{T_i \tau} \quad \frac{k_c}{\tau} \left(1 - \frac{T_d}{\tau} \right) \right] \begin{bmatrix} x_{c1} \\ x_{c2} \end{bmatrix} + \frac{k_c T_d}{\tau} e \quad (4.4)$$

여기서 e는 오차를 의미하고, τ 는 작은 시정수를 가져야 한다.

4.2 슬라이딩모우드 적용

굴삭기의 엔진/펌프 시스템의 수학적모델링은 시험입력에 의한 실험결과와 근사적표현이며 부하압력의 크기에 따라 파라미터가 변동할 뿐만 아니라 비선형특성을 가지고 있다. 또한 외란은 작업조건에 따라 불확실하게 시스템에 가해진다. 따라서 이러한 제어파라미터의 변동, 비선형성, 외란 등에 강인한 제어를 실현하기 위하여 슬라이딩 모우드 제어를 적용한다. 여기서 슬라이딩 평면을 구성하는데 얻을 수 있는 정보는 엔진의 회전수 뿐이므로 출력회전수의 적분치 및 미분치는 각각 S/W 상에서 구현하도록 한다.

먼저 식(3.18)과 같이 슬라이딩모우드를 구성하면

$$\sigma = (c - 1) \int_0^t \tilde{y} dt + c_0 \tilde{y} + \tilde{y} \quad (4.5)$$

으로 표현할 수 있다.

슬라이딩모우드의 존재조건식(3.6)을 만족하기 위하여 일치미분을 행하여 식(3.20)에 따라 제어입력에 대하여 정리하고 포화함수를 도입하면

$$u = -\frac{1}{b} (\lambda_1 x_1 + \lambda_2 x_2 + (\gamma + \eta) \text{sat}(\frac{\sigma}{\lambda^{n-1} \phi})) \quad (4.6)$$

로 표현된다.

여기서

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= c - 1 - k_a - c_0 k_a / T_e + k_a / T_e^2 \\ \lambda_2 &= \frac{c_0 k_a k_e P_L}{T_e} - \frac{k_a k_e P_L}{T_e^2} - \frac{k_a k_e P_L}{T_e * T_f} \\ b &= \frac{k_a k_e P_L k}{T_e T_f} \end{aligned}$$

$$\gamma = \max \left| \left(\frac{-k_a c_0 k_e P_L}{T_e} + \frac{k_a k_e P_L}{T_e^2} \right) D_L \right|$$

이다.

그러나 식(4.6)은 모든 상태가 피이드백 되어지는 경우이고 실제 감지할 수 있는 것은 엔진의 회전수 뿐이므로 Lyapunov의 안정도 조건을 만족하도록 사판경사각의 변화에 따른 유량의 변화의 최대값을 보상항으로 넣어주어 제어입력을 다시 구성하면

$$u = -\frac{1}{b} (\lambda_1 x_1 + (\lambda_2 a + \gamma + \eta) (\frac{\sigma}{\lambda^{n-1} \phi})) \quad (4.7)$$

으로 된다. 여기서 $a \geq \max |x_2|$ 이다. x_1 은 엔진의 회전수, x_2 는 사판경전각의 변화에 의한 유량의 변화를 나타낸다.

이상과 같이 유압굴삭기 엔진·펌프시스템의 제어를 위해서 PID 제어를 행하여 실험결과와 비교하고 슬라이딩 모우드 제어이론을 적용했을 때 그 성능을 이론적으로 검토하기 위하여 컴퓨터시뮬레이션을 행하였다. 시뮬레이션은 C-언어를 이용하였으며, 미분방정식의 해를 구하기 위하여 4계 Runge-Kutta방법을 이용하여 프로 그래밍하였다. Table 4.1에 시뮬레이션에 사용된 각 파라미터의 값을 나타내었다.

Table 4.1 I numerical value of system parameters

Parameters	Value	Unit
k	0.00277	
P	100, 200, 300	kg/cm ²
k _i	90	mA/V
k _d	1.6	cm ⁵ /kg
k _f	0.057	kg/cm ² mA
τ	0.01	
c	6	
c ₁	9	
η	160	
d	3	kg/cm ²

한편 실험은 S중공업사의 중형굴삭기를 직접 대상으로 하여 실시하였으며, 제어기의 구성은 16bit 퍼스널 컴퓨터를 이용하였다. 실험에 사용한 퍼스널 컴퓨터는 IBM PC/XT로서 8087 coprocessor를 내장하고 있다. 그리고 제어기와 굴삭기간의 신호전달을 위하여 PCL-

712 Multi-Lab Card를 사용하였다.

실험은 굴삭기에 탑재되어 있는 디젤엔진의 최대출력 상태(120마력)에서, 부하압력을 설정한 릴리프밸브압력까지 작업레버를 약간 당겨 부하를 가한 다음, 레버를 순간적으로 당겨 정격출력보다 높게 조정되어 있는 사관각을 변화시킴으로서 과부하를 초래하여 엔진의 회전수가 저하되도록 하였다.

이때 저하된 엔진의 회전수는 F/V변환기를 거쳐 제어기로 전달되고, 제어기에 기억되어 있는 정격회전수와 비교되어 제어가 행하여 지도록 하였다.

5. 결과 및 고찰

굴삭기의 엔진/펌프 시스템의 모델링과정의 타당성을 검토하기 위하여 응답특성 및 제어입력을 PID제어기로 시험한 결과와 모델링하여 시뮬레이션한 결과를 Fig. 11에 나타내었다. 이때 PID제어기의 게인의 값은 실험에

서 사용한 비례게인 K_p 를 5, 적분게인 K_i 는 33, 미분게인 K_d 를 0.04로 사용하였다. 실험결과에서 엔진의 최대회전수 저하량은 약 120(rpm)으로 나타났으며 시뮬레이션 상에서는 110(rpm)이 저하되었다. 제어입력은 과도상태에서 다소 차이가 있음을 볼 수 있으나 정상상태에 이르렀을때 3.4(V)로 실험결과와 시뮬레이션결과가 일치함을 볼 수 있다. 실험결과와 시뮬레이션결과를 비교해 볼때 정성적인 특징은 거의 일치하고 있으나 엔진의 응답이 실험결과보다 시뮬레이션 결과가 약 0.2~0.3sec정도 빨리 정착하는 것을 볼 수 있다. 이는 시뮬레이션에서는 외란을 스텝적으로 줄 수 있으나 실험시에 가해지는 외란은 레버를 스텝적으로 당겨 가하게 되는데 이때 레버의 작동에 따른 네가티브 압력이 사관경사각에 미치는 동특성으로 인하여 나타나는 결과로 사료되어지며 또한 실험결과를 토대로 모델링을 행함으로써 나타나는 모델링오차에 기인한 것으로 보인다.

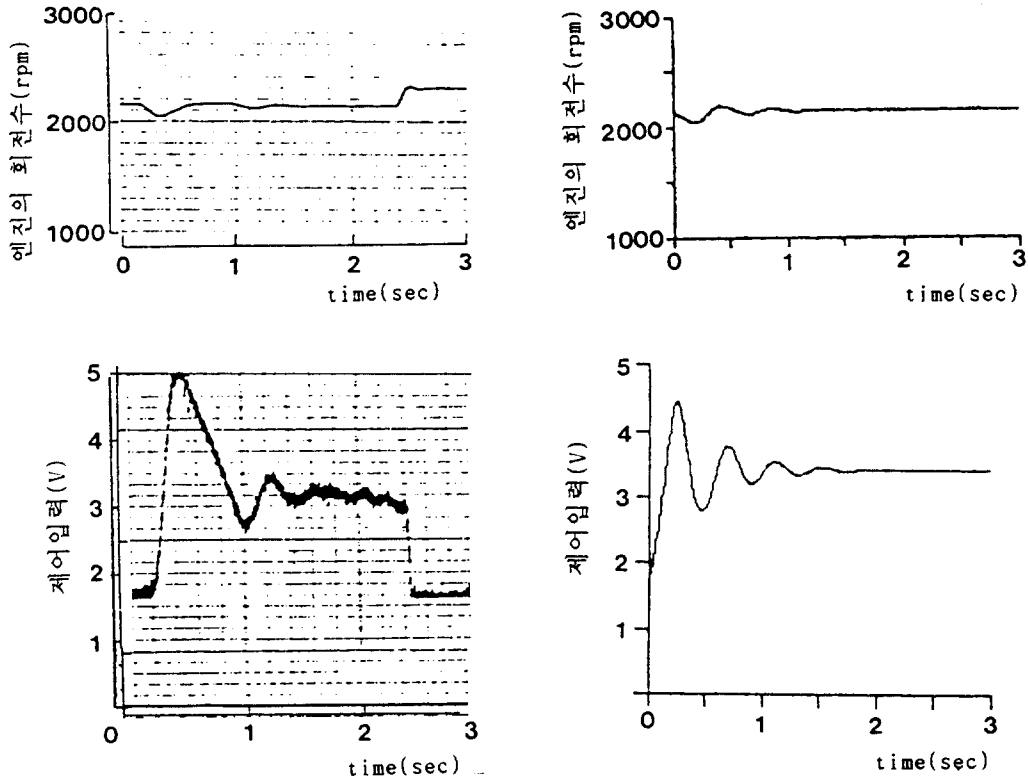


Fig. 11 Compared with experimental results and simulation results for load pressure $P = 310\text{kg./cm}^2$ and $K_p = 5$, $K_i = 33$, $K_d = 0.04$

Fig. 12는 PID제어기의 부하 P_L 을 150, 220, 310으로 변화시켰을 때의 응답과 제어입력선도로 Fig. 11의 시뮬레이션 응답을 확대한 것이다. 최대회전수 저하량은 110(rpm)에서 70(rpm)정도로 나타났으며 오버슈우트도 약 40(rpm)에서 30(rpm)정도가 발생함을 볼 수 있다. 정착시간은 약 2초 정도로 나타났다.

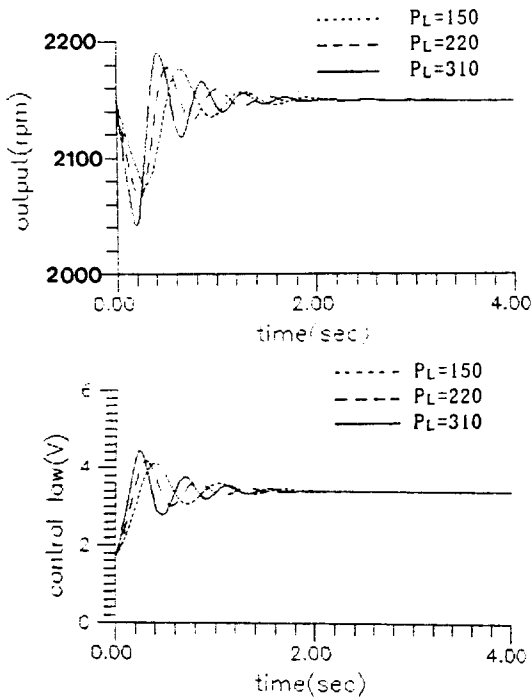


Fig. 12 Engine speed and control law for $K_p=e$, $K_i=33$, $K_d=0.04$ and $P=150, 220, 310$ (kg/cm²)

Fig. 13은 슬라이딩 모드 제어기의 모든 상태가 피드백 된다고 가정하고 부하 P_L 을 150, 220, 310으로 변화시켰을 때의 응답특성이다. 엔진의 최대회전수 저하량은 약 0.2초에서 발생했으며 저하량은 113(rpm)에서 50(rpm)정도로 나타났다. 엔진회전수 저하량은 PID와 슬라이딩 모드 제어기와 비교해보면 유사함을 볼 수 있다. 이는 펌프에서 나오는 유량이 데드타임을 가지고 있어 제어입력이 들어가도 유량을 증가시키지 못하기 때문에 일어나는 현상이라고 생각되어 진다. 부하가 150, 220일 경우 엔진회전수의 응답은 오버슈우트의 양이 적어 부하가 150, 220일 때는 1초 정도로 나타났으나 정상상태의 엔진회전수의 값 근처까지 빠른속도로 접근

함을 볼 수 있어 양호한 성능을 나타내고 있음을 알 수 있다. 부하가 310일 때는 오버슈우트량이 약 5 (rpm)정도로 나타나 정상상태에는 약 2초 정도에서 정착함을 볼 수 있다. 이는 부하가 많이 걸릴수록 응답성능이 조금 떨어짐을 볼 수 있다.

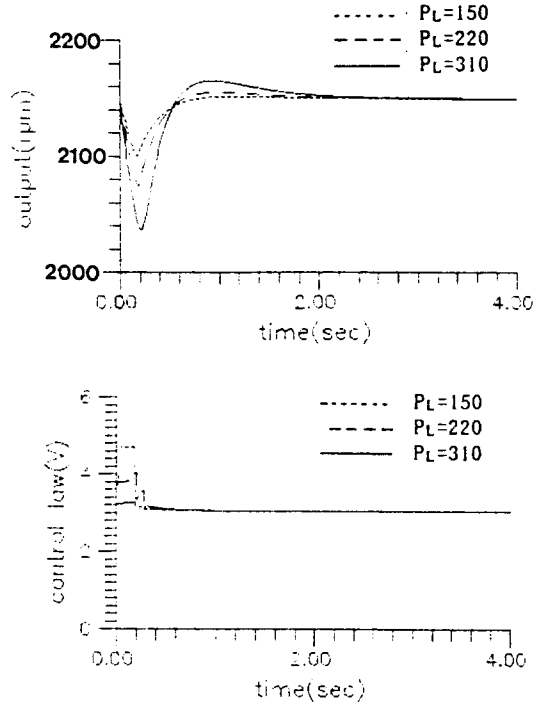


Fig. 13 Engine speed and control law of sliding mode controller for $P=150, 220, 310$ (kg/cm²) (full state feedback)

Fig. 14에는 엔진의 회전수만을 센싱하여 피드백 시키고 슬라이딩평면을 오차량만으로 구성하고 유량은 유량변화의 최대값으로 보상만을 실시하여 제어입력을 주어 시뮬레이션한 엔진회전수의 응답과 제어입력에 관한 것이다. 엔진의 최대회전수 저하량은 10(rpm)에서 50(rpm) 정도이고, 정착시간도 1초정도로 모든 상태를 피드백 했을 때와 거의 유사하게 됨을 볼 수 있다. 이는 보상만을 실시해도 양호한 응답을 얻을 수 있음을 보이고 있다. 이는 시스템의 피드백 되어지는 상태변수인 엔진회전수의 변화가 피드백 되어지지 않는 유량의 변화보다도 상대적으로 크게 영향을 미치지 때문에 시스템의 응답에는 크게 영향을 미치지 않는 것으로 사

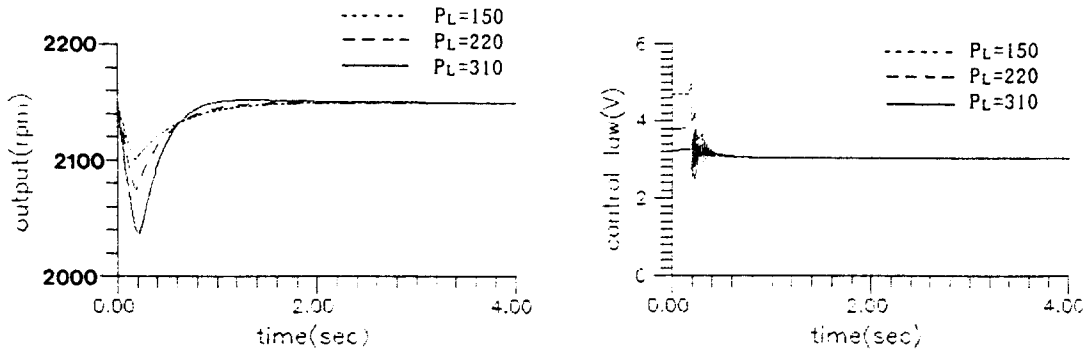


Fig.14 Engine speed and control law of sliding mode controller for $P = 150, 220, 310$ (kg / cm^2) (only engine speed feedback)

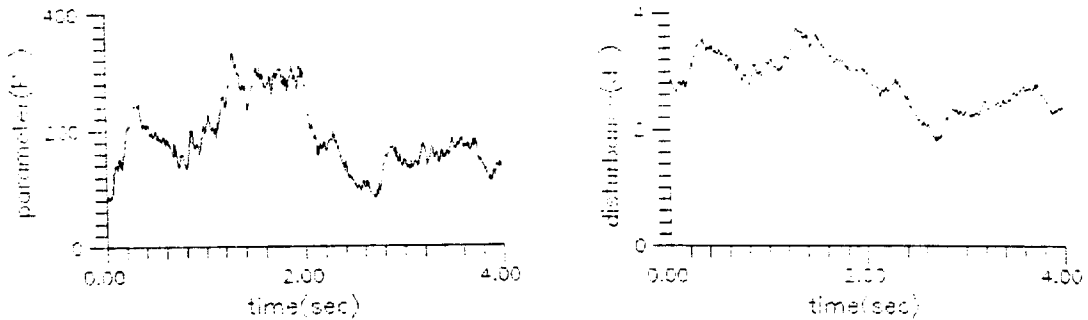


Fig.15 Variation of load pressure P and disturbance D

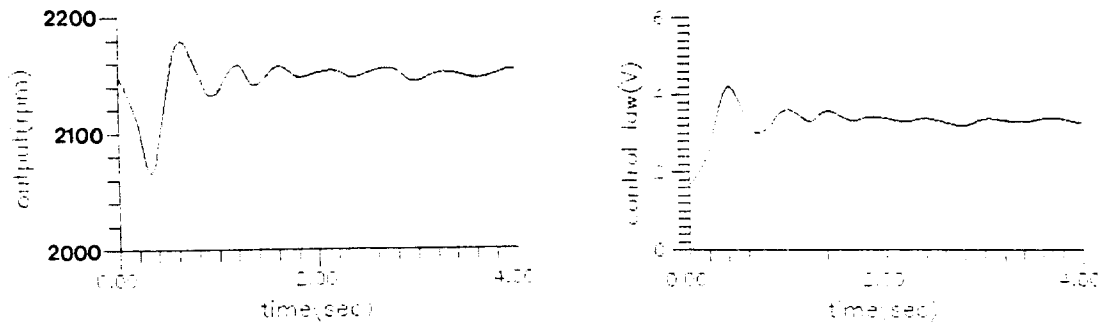


Fig.16 Engine speed and control law of PID control (with variation of parameter P and disturbance D)

료된다. 정상상태에 도달했을때 제어입력은 PID의 경우 3.4(V)에 비해 슬라이딩 모드 제어기는 3(V)로 제어 입력도 0.4(V)정도 적게 들어갔다.

Fig. 15는 파라미터인 부하 P와 외란 D의 변동에 대한 것이며, Fig. 16과 Fig. 17은 부하와 외란을 랜덤하게 주었을 때의 PID제어기와 슬라이딩 모드 제어기의

응답과 제어입력이다. PID제어기의 응답은 최대 변동폭이 120(rpm)인 반면 슬라이딩 모드 제어기는 기준회전수 2150(rpm)근방을 유지하면서 회전수 변동이 35(rpm)정도로 부하압력 및 레버조작에 의한 외란의 변동에 거의 영향을 받지 않는 것을 볼 수 있다. 그러나 제어입력은 채터링을 일으키고 있다.

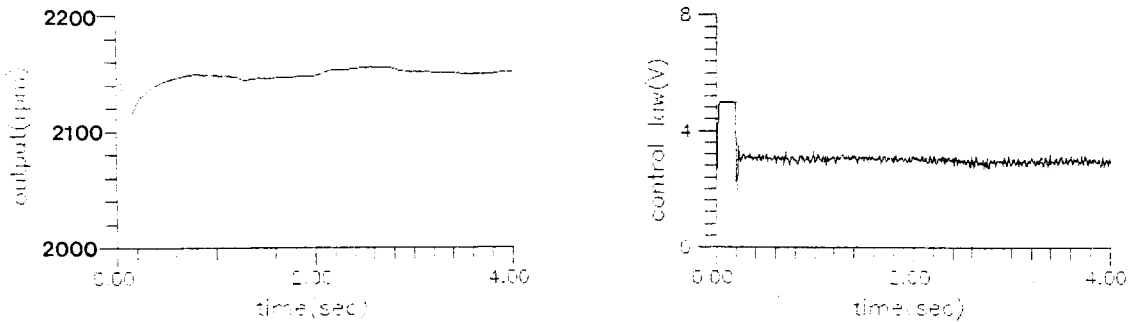


Fig.17 Engine speed and control law of VSS control (with variation of parameter P and disturbance D

이상에서 살펴본 바와 같이 굴삭기 엔진/펌프 시스템은 그 특성이 파라미터와 외란의 변동이 심한 시스템이기 때문에 슬라이딩 모드 제어를 도입함으로써 양호한 제어를 설계할 수 있음을 알 수 있었다.

6. 결 론

굴삭기 엔진·펌프시스템을 펌프의 특성곡선 및 동특성 측정실험결과에 의하여 수식모델링을 행하였다. 모델링 되어진 수식으로 컴퓨터 시뮬레이션을 행하여 실험결과와 비교해서 모델링의 타당성을 확인하였다. 엔진/펌프시스템은 그 구성이 복잡하고 비선형성을 내포하고 있으며, 작업에 따라 시스템에 가해지는 불확실한 외란, 파라미터의 변동 등이 심하다. 이러한 시스템에 강인한 제어성을 가질 수 있는 제어방법으로서 슬라이딩 모드 제어이론을 도입하였다. 그러나 굴삭기의 작업속성상 전 상태의 피드백이 용이하지 않으므로 기존의 슬라이딩 모드 제어기의 설계가 곤란하므로 따라서 출력성분만을 이용하여 외란, 파라미터 변동 등에 강인한 성능을 가지는 슬라이딩 모드 제어기를 설계하였다. 설계된 시스템에 대하여 시뮬레이션을 행하여 그 성능을 종래의 PID제어기와 비교한 결과 최대 회전수 저하량, 정착시간 등이 개선되었으며 파라미터변동, 불확실한 외란에 대하여 강인한 성능을 가짐을 확인하였다.

참고문헌

- 1) 하석홍, 윤영환, 조겸래, 이일영, 이진걸, 황봉동, "유압굴삭기의 엔진 및 펌프제어시스템 개발에 관한 연구", '90한국자동제어학술회의, Vol. 1, 1990. 6.
- 2) Lewis, E., Stern, H., Design of Hydraulic Control System, McGraw-Hill, New York, N. Y., 1962.
- 3) Merrit, H., Hydraulic Control Systems, Willey, New York, N. Y., 1967.
- 4) Yamachuchi, A., Ishikawa, T., "Characteristic of Displacement Control Mechanism in Axial Piston Pumps", Bulletin of the JSME, Vol. 22, No. 165, pp. 356~361, 1979.
- 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, pp. 220~226, 1985.
- 6) Lin, S. J., Akers, A., and 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, pp. 113 ~124, 1987
- 7) Schenau, G. J., Burton, R. T., and Kavanagh, G. P., "Dynamic Analysis of a Variable Displacement Pump", ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 112, pp. 122~132, 1990.
- 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(電磁比例減壓并 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, Vo.2, No.2, pp.94~103, pp.242~250, 1985.
- 13) Slotine, J.J. and 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. and Hedric, J.K., "Control of Multi-Variable Nonlinear Systems", Int. J. Control, Vol.46, No.3, pp.1019~1040, 1987.
- 16) Kravaris, C. and Chung, C.B., "Nonlinear State Feedback Synthesis by Global input/output Linearization", American Control Conference, Boston, Mess. pp.997~1005, 1986.
- 17) B. A. White, "Reduced Order Switching Functions in Variable Structure Control System," IEE Proc., Vol.130, No.2, pp.33~40, 1983.