

전기 - 유압서보에 의한 자동유압굴삭기의

개발에 관한 연구 (I)

- 가변구조에 의한 궤도추종제어 시뮬레이션 -

허준영*, 하석홍**, 이진걸***

A study on the development of Electro-hydraulic servo Excavator(I)

- Simulation of the trajectory tracking control using VSS -

J. Y. Huh*, S. H. Ha**, J. K. Lee***

Abstract

The objective of this paper is to design the variable structure system(VSS) controller for the tracking control of excavator which is driven by electro-hydraulic servomechanism.

It is generally agreed that the dynamic characteristics of the robot arm such as excavator are coupled, time varying, and highly nonlinear, and also hydraulic system contains nonlinear characteristics in itself, so performing exact position control and trajectory tracking control need remarkable consideration.

To solve this problem, this system was designed as a variable structure system. The salient feature of VSS is that the sliding mode occur on a switching surface. While in sliding mode, the system remains insensitive to parameter variations and disturbances. This control algorithm was applied to a hydraulic excavator by

* 현대중공업 건설장비연구소

** 부산대학교 대학원

*** 부산대학교 정밀기계공학과

simulation and to a simulator by experiment.

And its effectiveness was verified. And the results of VSS for the electro-hydraulic excavator was compared with that of the PID when load disturbances and system parameter variations exist.

NOMENCLATURE

[서보밸브]

- z : 스톱의 변위 [cm]
- I : 입력전류 [mA]
- K_t : 토오크모우터의 이득 [cm / mA]
- K_z : 서보밸브의 스톱변위에 대한 유량이득 [cm³ / cm·s]
- K_p : 서보밸브의 유량-압력계수 [cm⁵ / kgf·s]
- C_a : 유량계수
- w : 포트단면적 구배 [cm]
- ρ : 액체밀도 [kgf·s / cm³]

[액츄에이터]

- y : 유압실린더의 변위 [cm]
- A_1 : 펀로드실린더의 좌실면적 [cm²]
- A_2 : 펀로드실린더의 우실면적 [cm²]
- P_1 : 펀로드실린더의 좌실압력 [kgf / cm²]
- P_2 : 펀로드실린더의 우실압력 [kgf / cm²]
- P_s : 공급압력 [kgf / cm²]
- a : 피스톤로드의 단면적 ($A_1 - A_2$) [cm²]
- η : 유량비 (Q_2 / Q_1)
- V : 유압실린더의 최대용적 [cm³]
- A_{me} : 유압실린더의 평균단면도 [cm²]
- V_m : 유압실린더의 등가용적 [cm³]
- D_e : 유압실린더의 등가배용적 [cm³]

[링크기구]

- J : 시물레이션기의 관성모멘트 [kgf·cm·S²]
- θ : 관절각 [rad]
- θ_a : 목표각 [rad]
- R_1, r_1, R_2, r_2 : 각 링크와 실린더간의 기하학적 길이 [cm]

[기 타]

- k_a : 포텐쇼미터의 이득 [V/rad]
- k_b : 타코제너레이터의 이득 [V·s/rad]
- k_m : 서보앰프의 이득 [mA/V]
- β_e : 작동유의 압축성계수 [cm²/kgf]
- T_1 : 서보계의 시정수 ($T_1 = kp \cdot J(\theta) / De(\theta)^2$)
- x_1 : 오차각변위 상태변수 [rad]
- x_2 : 오차각속도 상태변수 [rad/s]
- C : 스위칭선의 기울기

1. 서 론

본 논문의 목적은 전기-유압서보기구로 구동되는 굴삭기의 직선케도추종제어를 위한 가변구조 제어기를 설계하는 것이다.

굴삭기를 사용하여 수평굴삭이나 일정 경사각을 갖는 직선 케도굴삭을 행하는데는 고도의 숙련이 필요하고, 숙련조작자도 상당한 피로를 느낀다. 이 때문에 Lever 한개로써 이와 같은 굴삭작업을 가능토록 하는 것은 대단히 흥미있는 일이다.

건설기계를 베카트로닉스에 의해 지능화하는 것을 로보트화라고 하면, 오늘날의 건설기계는 로보트화의 추세에 있다. 전기에 의한 제어기술을 유압 대출력과 결부시키기 위한 전기-유압 인터페이스기로서 전기-유압서보밸브, 전자비례밸브, 고속응답밸브 등이 있으나, 현재로서는 고정밀도의 높은 주파수응답특성을 갖는 전기-유압서보밸브가 고속, 고정밀도의 위치결정 제어물·요구하는 각종기계장치의 자동화에 필수적인 단위장치

로 되어 있다. 마이크로컴퓨터를 내장한 전기-유압식 굴삭기로 일정궤도를 따르는 자동굴삭작업을 행하고자 할 때 굴삭기의 작업팔은 일종의 다관절기구를 가진 로봇트팔로서 간주될 수 있다. 다관절기구의 동특성에는 상호작용하는 항과 시변적인 특성, 비선형적인 특성이 포함된다. 또 유압계는 그 자체에 비선형성이 존재하고, 부하를 받을 때 유량이득 등의 매개변수가 변화하므로 정확한 모델링을 기대하기가 어렵다. 이와 같은 조건에서 정확한 궤도추종제어를 행하려면 특별한 고려가 필요하다.

이를 해결하기 위해서 여러 제어방법이 논의되고 있으나, 특히 W.Backe¹⁾ 과 J.Chiba²⁾의 연구가 있다. 이들은 관측기를 사용하여 액츄에이터의 상태변수를 추정, 피이드백시켰으며, 한편 N. Kimura³⁾는 비선형 보상 및 압력을 피이드백시킴으로써 계전체의 특성을 향상시키고 있다.

가변구조에 의한 슬라이딩모우드제어는 불연속 피이드백제어계로서 상대공간내에 설정한 초평면상에 슬라이딩모우드를 발생시켜 제어대상의 상대계적을 구속하여 매개변수의 변동, 비선형성, 잡음 등에 대해서 둔감한 제어계를 실현할 수 있다.⁴⁾⁵⁾

본 연구의 범위는 직선궤도추종제어를 위한 가변구조제어기를 설계하여, 실기장착실험에 앞서

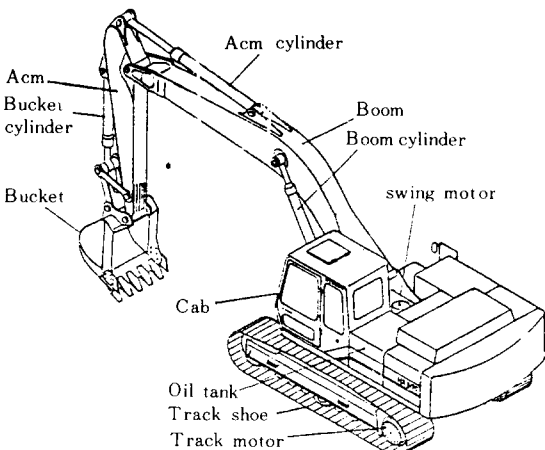


Fig.1 Appearance of an excavator

전산기시뮬레이션기와 시뮬레이션기에 장착실험하여 검토하는 것에 한한다. 시뮬레이션기는 전기-유압서보기구로 구동되는 2관절형 로봇트팔을 사용하였고, 실험은 유압구동부의 공급압력을 변화시켜 유압계의 매개변수를 변화시키고, 로봇트팔의 endeffect부분에 관성하중을 가감하여 부하를 변화시키며 행하였다. 가변구조계에서는 계의 매개변수변동과 부하변동에 영향받지 않고 직선궤도추종제어가 행해지는 것을 종래의 PID 제어계와 비교, 검토하였다.

2. 유압굴삭기 일반

Fig.1에 대표적인 유압굴삭기의 외관을 나타낸다. 유압굴삭기의 동력계는 동력원으로서 엔진, 이것에 의해 구동되는 유압펌프, 그리고 붐, 야암, 버킷의 각부재를 구동하는 유압실린더, 선회체를 구동하는 선회모우터 및 주행체 좌, 우의 무한궤도를 회전시켜서 주행을 행하는 주행모우터로 구성된다. 한편, 엔진에 의해 구동되는 유압펌프에서 토출된 압유는 절환밸브에 도달하여 조작자의 절환밸브조작에 따라 압유는 합류, 분류 또는 유입방향의 절환 및 유량의 조정이 행해져 소요의 유압액츄에이터에 보내어진다. 이와 같이 하여 다수의 유압액츄에이터를 임의로 작동시켜 주행, 굴삭, 그 외의 작업을 행하는 것이 가능하다.

3. 로봇트팔과 유압시스템의 해석

본 연구에서 시뮬레이션기로 사용한 2관절 로봇트팔의 개략도를 Fig.2에 나타낸다. 이 기구는 전기-유압서보시스템으로 구동되며, 유압굴삭기에서와 같이 편로드실린더를 액츄에이터로서 사용한다.

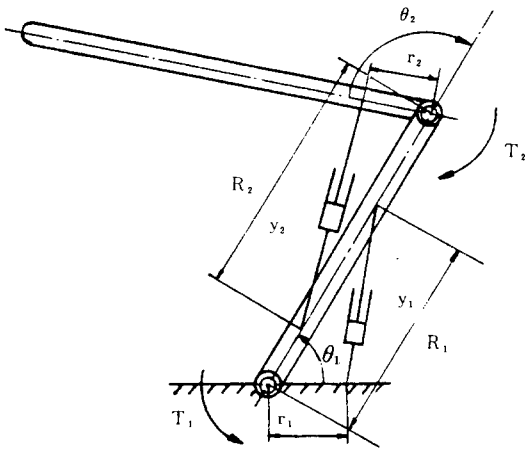


Fig.2 Schematic diagram of 2-D robot arm

3-1. 로봇팔의 동역학

링크기구를 구동하는 유압실린더는 동적, 정적 성분의 토크에 의해 부하를 받게된다. 동적토크는 로봇팔의 운동에 의해서 발생되며 다음과 같은 3가지 종류가 있다.

(1) 각각의 관절 그 자체와 다른 관절의 상호 작용에 의해 발생하는 가속도에 비례하는 관성토크

(2) 각 관절의 각속도의 곱에 비례하는 코리올리스 토크

(3) 링크의 회전에 의해서 발생하며 각 관절의 각속도의 제곱에 비례하는 원심력 토크
 로봇팔에 있어서 정적 토크는 주로 중력에 의해서 발생되며 또한 각각의 전달기구에 의해 발생한다.

링크기구 각각에 대한 토크방정식은 다음과 같은 형태를 가진다.

$$T_i = J(\theta) \frac{d^2 \theta_i}{dt^2} + B(\dot{\theta}) \frac{d\theta_i}{dt} + T_s(\ddot{\theta}, \dot{\theta}, \theta) \dots (1)$$

여기서 $B(\dot{\theta})$ 는 링크기구의 코리올리스력에 의한 토크항의 계수이며, T_s 는 상호작용 관성토크, 원심력토크 그리고 중력에 의한 토크이다.

링크기구의 관절각 θ_i 와 실린더의 직선변위 y_i 는 기하학적인 관계가 있다. 임의점에서의 미소변위를 생각하면

$$dy_i = g_i(\theta_i) d\theta_i \dots \dots \dots (2)$$

여기서 $g_i(\theta_i)$ 는 기하학적인 고찰로부터 얻어질 수 있으며, 각 관절1,2에 대해서

$$g_1(\theta_1) = R_1 r_1 \sin\theta_1 / y_1$$

$$g_2(\theta_2) = R_2 r_2 \sin\theta_2 / y_2$$

로서 표시된다.

이하에서는 첨자 i 를 생략하여 표기한다.

3-2 편로드 실린더계

편로드 유압실린더로 구동되는 동력기구의 개략도를 Fig.3에 나타낸다.

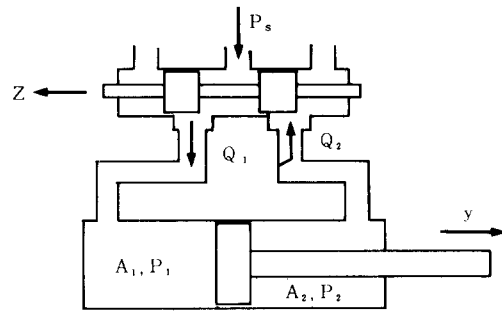


Fig.3 Valve - cylinder combination

밸브-실린더-부하계의 수학적모델은 서보밸브의 스푸울변위 z 와 피스톤의 변위 y 사이의 관계이다. 이때 수학적 모델화를 위해서 다음과 같이 가정한다.

- (1) 밸브는 대칭적이고 임계센터이다.
- (2) 공급압력은 일정한 P_s 를 유지하고 리턴 압력은 대기압과 같다.
- (3) 캐비테이션은 일어나지 않는다.
- (4) 실린더의 내부 및 외부누설은 없다.

서보밸브에서 토크모터 시정수의 범위는 0.0 013~0.003sec로 대단히 짧은 시간²⁾이므로 토크모터의 동특성은 입력전류를 가해줄 때 시간

지연없이 바로 출력의 스폰변위가 생긴다고 가정하면,

$$Z = K_t \cdot I \dots\dots\dots (3)$$

실린더 좌·우 양실의 유량비를 η 로 하면

$$\eta = \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{A_2}{A_1} = \begin{cases} \sqrt{\frac{P_2}{P_s - P_1}} & \dot{y} > 0 \\ \sqrt{\frac{P_s - P_2}{P_1}} & \dot{y} < 0 \end{cases}$$

서보밸브의 부하유량식은

$$Q_L = \frac{Q_1 + Q_2}{2} = \alpha C_{dW} z \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - \frac{z}{|z|} P_L)} \quad (5)$$

이다. 여기서

$$P_L = P_1 - P_2$$

$$\alpha = \frac{1 + \eta}{2(1 + \eta^2)} \ll 1$$

이다.⁸⁾

서보밸브의 부하압력-유량특성은 비선형적이므로 설계를 위해서 동작점부근에서 선형화하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_L = K_z z - K_p P_L \dots\dots\dots (6)$$

여기서

$$K_z = \alpha C_{dW} \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - P_{L0})} : \text{유량이득}$$

$$K_p = \frac{\alpha C_{dW} z_0 \sqrt{1/\rho}}{2\sqrt{P_s - P_{L0}}} : \text{유량-압력 계수}$$

이다.

유압실린더의 부하유량식은

$$Q_L = A_{me} \dot{y} + \frac{\beta_e V_m}{2} \dot{P}_L \dots\dots\dots (7)$$

이다. 여기서

$$A_{me} = \frac{A_1 + A_2}{2} = \frac{(1 + \eta) A_1}{2}$$

$$V_m = \frac{2V[\eta^3 + \frac{V_1}{V}(1 - \eta^3)]}{1 + \eta^2}$$

식 (2)에 의해서

$$Q_L = D_e(\theta) \dot{\theta} + \frac{\beta_e V_m}{2} \dot{P}_L \dots\dots\dots (8)$$

여기서

$$D_e(\theta) = A_{me} g(\theta)$$

이다.

유압실린더의 구동력 F는 다음과 같이 표현된다.

$$F = A_{me} P_L + f_{ad} \dots\dots\dots (9)$$

여기서

f_{ad} : 부가의부외란 [kgf]

$$f_{ad} = \begin{cases} (1 - C_1) a P_s & y > 0 \\ C_1 a P_s & y < 0 \end{cases}$$

$$C_1 = \frac{1}{(1 + \eta^2)}$$

이다.

3-3 제어계의 구성

편로드실린더를 창작한 2관절 로봇트팔에 전기-유압서보시스템을 결합하여 제어계를 구성한다. 유압실린더의 구동력 F와 시뮬레이션기의 구동토크 T 사이에는 가상일의 원리에 의해 다음과 같이 쓸 수가 있다.

$$T d\theta = F dy \dots\dots\dots (10)$$

식 (2), (9), (10)에 의해서

$$T = D_e(\theta) P_L + t_{ab} \dots\dots\dots (11)$$

여기서

$$t_{ab} = f_{ad} g(\theta)$$

이다.

제 1관절에 대해서 상태변수를 $X_1 = K_a(\theta - \theta_a)$, $X_2 = K_b(\dot{\theta} - \dot{\theta}_a)$ 그리고 $X_3 = P_L$ 로 놓고 식 (1), (6), (8), (11)을 이용하여 상태방정식을 구성하면 식(12)와 같다.

식 (6)에서 $z = K_a K_m K_t (\theta_a - \theta)$ 인데 서보

앰프앞에 가변구조 제어기를 설치하여 $E = \theta_a - \theta$ 대신에 가변구조 제어기의 제어입력 u 가 서보 앰프에 입력으로 가해지도록 한다.

$$\begin{bmatrix} \dot{X}_1 \\ \dot{X}_2 \\ \dot{X}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \frac{K_a}{K_b} & 0 \\ 0 & -\frac{B(\theta)}{J(\theta)} & \frac{K_b D_e(\theta)}{J(\theta)} \\ 0 & -\frac{2D_e(\theta)}{\beta_e V_m K_b} & -\frac{2K_p}{\beta_e V_m} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ \frac{2K D_e(\theta)}{\beta_e V_m} & 0 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U \\ T_{ap} \\ T_{ar} \end{bmatrix} \dots\dots(12)$$

여기서

$$\begin{aligned} U &= \theta_a - \theta \\ T_a &= t_{ad} - T_s \\ K &= K_a K_m K_t K_z / D_e(\theta)^2 \\ T_{ap} &= \frac{K_b}{J\theta} T_a - \frac{K_b \cdot B(\dot{\theta})}{J(\theta)} \theta_a - K_b \ddot{\theta}_a \\ T_{as} &= D_e(\theta) \dot{\theta}_a \end{aligned}$$

이다.

제2관절에 대해서도 같은 방법으로 상태방정식을 구성할 수가 있다.

식(6), (7), (8), (9)로부터 3차의 개회로 전달함수를 얻을 수 있는데, Table 1의 각 값을 대입하면 개회로 전달함수는

$$G_1(s) = \frac{\theta}{E} = \frac{277.8}{7.755 \times 10^{-6} s^3 + 1.18 \times 10^{-2} s^2 + 1.647 s}$$

이다. 여기서 특정방정식의 근을 구하면 $\sigma_1 = -1387.1$, $\sigma_2, \sigma_3 = -67.25$ 로 최소근 σ_1 은 σ_2, σ_3 의 3배 이상이므로 무시 가능하다.

이 때 부하는 관성질량만을 생각하고, 점성 및 기름의 압축성을 무시가능한 경우 ($B=0$, $\beta_e=0$), 제 1관절에 대한 상태방정식은 다음과 같이 쓸 수가 있다.

$$\begin{bmatrix} \dot{X}_1 \\ \dot{X}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & \frac{K_a}{K_b} \\ 0 & -\frac{1}{T_1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{K K_b}{T_1} & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U \\ T_{ar} \end{bmatrix} \dots\dots(13)$$

여기서 $T_1 = \frac{K_b J(\theta)}{D_e(\theta)^2}$

$T_{ar} = \frac{K_b}{J} T_a - K_b \ddot{\theta}_a$ 이다.

4. 가변구조계의 설계

유압서보기구로 구동되는 로봇팔에 대한 가변구조 제어기는 다음과 같이 구성한다.

상태방정식(13)에 있어서 제어입력을 $u = \Psi X_1 - M \text{sgn}(s) \dots\dots\dots(14)$

로 설정하고, 피이드백계수 Ψ 가

$$\Psi = \begin{cases} \alpha & \text{if } SX_1 > 0 \\ \beta & \text{if } SX_1 < 0 \end{cases} \dots\dots\dots(15)$$

로 스위칭되도록 한다.

여기서는 유압서보계가 2차계로 묘사되었으므로, Hurwitz조건을 만족하도록 스위칭선을 정하면

$$S = CX_1 + X_2 \dots\dots\dots(16)$$

이다. 슬라이딩모우드 존재조건은

$$\lim_{s \rightarrow 0} S \dot{S} < 0 \dots\dots\dots(17)$$

이다.

식 (13), (14), (16)로부터

$$S \dot{S} = \left(\frac{C K_a}{K_b} - \frac{1}{T_1} \right) S^2 - \left(\frac{C^2 K_a}{K_b} - \frac{C}{T_1} + \frac{K K_b}{T_1} \Psi \right) SX_1 + \left(T_{ar} - \frac{K K_b}{T_1} M \text{sgn}(S) \right) S \dots\dots(18)$$

이다.

식 (17)의 존재조건을 만족하려면

$$C \leq \frac{K_b/K_a}{T_1}$$

$$\alpha \geq \frac{T_1}{K} \frac{K_a}{K_b} \left(\frac{C}{T_1} - \frac{K_a}{K_b} C^2 \right)$$

$$\beta \leq \frac{T_1}{K} \frac{K_a}{K_b} \left(\frac{C}{T_1} - \frac{K_a}{K_b} C^2 \right)$$

$$M \geq \frac{T_1}{K} \frac{K_a}{K_b} \max_t |T_{dr}(t)|$$

상기의 부등식이 만족되도록 c, α, β, M 를 정한다.

5. 전산기 시뮬레이션

본 연구에 의한 이론의 타당성을 검토하기 위하여 실기와 시뮬레이션기에대해 일반적인 직선궤도를 목표궤도로 정하여 각각 전산기로 시뮬레이션하였다. 실기에 대해서는 붐과 상부프레임사이의 관절을 좌표의 원점으로 취하여 벅킷이 직교좌표의 (-8, 0(m))에서 (8.5(m))까지 5m의 거리를 수직으로 상승하는 직선궤도를 따라 움직이도록하였고, 시뮬레이션기에 대해서는 endeffect가 직교좌표의 (-1.07, 1.0(m))에서 (-1.07, 2.0(m))까지 1m의 거리를 수직으로 상승하는 직선궤도를 따라 움직이도록 한다. 궤도계획에 대한 선도를 Fig. 4에 나타낸다.

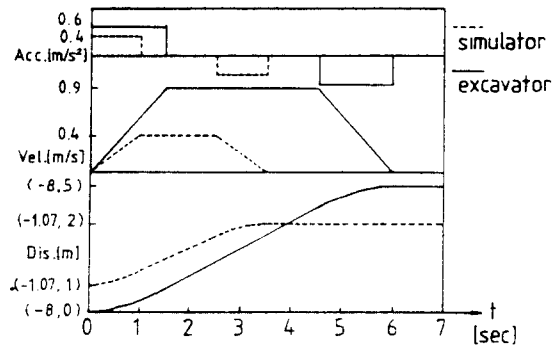


Fig. 4 Trajectory planning in X-Y coordinate

Table1. Parameters of system

Parameters	value		dimension
	simulator	excavator	
K_a	10	10	V /rad
K_b	0.1	0.1	V · s /rad
$K_m K_v K_z$	91.67	9333.3	cm ³ / V · s
K_p	1.4	28.9	cm ⁵ / kgf · s
A_1	4.91	176.7	cm ²
A_2	2.36	90.12	cm ²

관절좌표에서의 관절각위치 θ_i 는 역현법칙에 의해 구할 수 있으며, 각속도 및 각가속도는 Inverse Kinematics에 의해 구해진다.

시뮬레이션에 사용된 값은 Table 1과 같다.

6. 실험장치 및 실험방법

설계된 가변구조제어기에 의한 제어방식과 종래의 PID제어방식의 응답성을 비교하고, 시뮬레이션기에 대한 전산기시뮬레이션결과와 비교하기 위하여 다음과 같이 실험하였다.

6-1 실험장치의 개요

실험장치는 크게 6부분으로 나눌 수 있으며, 이는 실험대상인 2관절 링크기구인 시뮬레이션기와 유압실린더를 구동시켜주는 유압회로부, 각변위 및 각속도 출력을 처리하고 오차전압에 비례한 전류 I를 증폭시켜주는 전기회로부, 가변구조를 실현시켜주는 가변구조 회로부와 로보트팔을 구동시켜주는 실린더액츄에이터부분, 그리고 디지털 컴퓨터에 목표궤도를 기억시켜 D/A변환기를 통하여 아날로그신호로서 전기회로부에 가해주는 입력회로부이다. 전체실험장치의 개략도를 Fig. 5에 나타낸다.

실험을 위해 본 연구실에서 제작한 시뮬레이션기의 제원을 실기의 제원과 함께 Table 2에 나타낸다. 여기서 실기는 현대중공업의 중대형굴삭기 HX100의 제원을 사용하였다. 단, 실기에서 팔의 길이는 각 관절사이의 길이이고, 시뮬레이션의 팔1은 실기의 붐에, 팔 2는 아암에 해당된다.

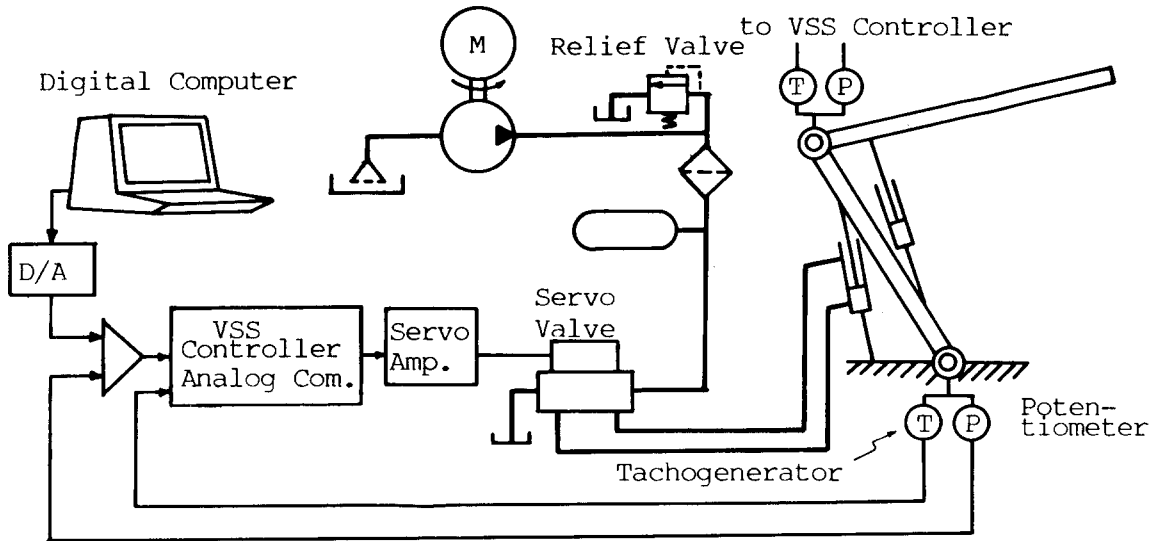


Fig.5 Schematic diagram of experimental equipments

Table2. The specifications of Simulator and Excavator

구 분	Simulator	Excavator
Arm1의 길이 [cm]	91.5	620
Arm2의 길이 [cm]	150	305
Arm1의 관성모멘트 [kgf·s ² ·cm]	75	210067.8
Arm2의 관성모멘트 [kgf·s ² ·cm]	92	106888.7
Arm1의 무게 [kgf]	25	2312
Arm2의 무게 [kgf]	15	2296

유압장치와 전기회로부는 피이드백사제품의 EHS(Electro-Hydraulic Servomechanism) -160과 DOWTY 사제품의 서보밸브와 서보앰프를 사용하여, 각각의 링크가 각각의 서보밸브에 의하여 제어되도록 하였다. 가변구조회로부는 아날로그컴퓨터 ADAC L-100을 사용하여 구성하였다. 입력회로부는 디지털컴퓨터로서 본 실험실이 보유하고 있는 APPLE-II 마이크로컴퓨터를 사용하였으며 D/A 변

환기는 Versatile interface adapter 6522 2개와 DAC 0808 4개를 사용하여 제작하였다.

아날로그컴퓨터로 구성된 가변구조 제어기의 개략도를 Fig.6에 나타낸다. 오차변위 X_1 은 D/A

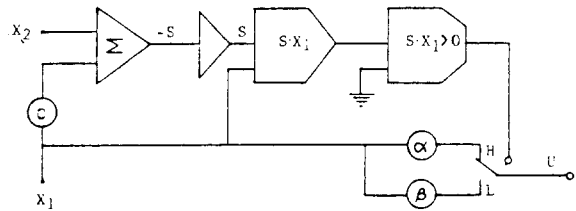


Fig.6 VSS controller constructed by analog computer

변환기를 통하여 가해진 목표변위와 출력변위의 차를 검출한 OP-앰프의 출력과 연결되고, X_2 는 D/A 변환기를 통하여 가해진 목표속도와 타코제너레이터 출력과의 차를 검출한 OP-앰프의 출력과 연결되어 있다. 가변구조 제어기를 통해서 구해진 제어입력 u 를 서보앰프입력으로 가해주었

다. 실험에 사용된 시뮬레이션기와 실험장치전경을 Photo. 1에 나타낸다.

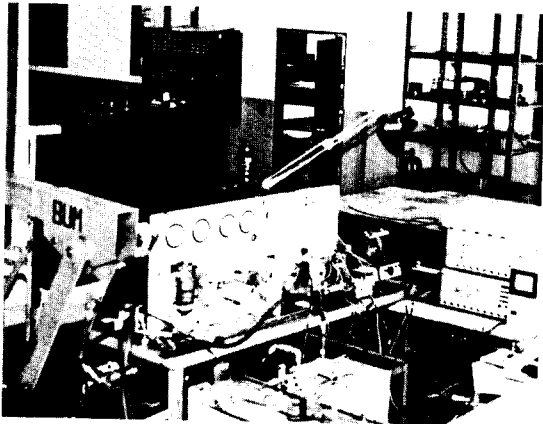


Photo. 1 View of experimental equipments

6-2 실험방법

케도추종제어를 위해 각 관절의 목표변위와 목표속도를 디지털컴퓨터에 기억시켜 D/A변환기를 통하여 아날로그신호로서 콘트롤러에 가해주었다. 실험은 먼저 아날로그컴퓨터를 사용하여 시뮬레이션회로를 만들고, 이 회로에 구성된 가변구조제어기를 연결하여 가변구조의 실현이 확실할 때, 이 가변구조제어기를 시뮬레이션기에 부착시켜 실험하였다.

굴삭기 작업중 가해지는 기름의 압력에 대해 중력항의 변동, 상호작용하는 항의 영향, 버켓작업시 버켓에 걸리는 부하변동 등의 영향을 조사하기 위해, 시뮬레이션기에 무부하, 관성부하(10, 20kgf)를 가하여 PID제어계와 가변구조계에 대해 각각 실험하였다. 또, 공급압력을 변화시킴에 따라 계의 매개변수가 변화할 때 이들의 변화에 대한 응답도 조사하였다.

7. 실험결과 및 고찰

Fig. 7은 시뮬레이션기에 대해 PID제어계 및 가변구조계의 전산기시뮬레이션 결과로서 무부하인

경우와 관성하중으로 10, 20kgf의 중량물을 시뮬레이션기의 endeffect에 가했을 때의 케도추종결과이다. 이 때의 공급압력은 40kgf/cm²이다.

Fig. 8은 실기에 대한 PID 제어계 및 가변구조

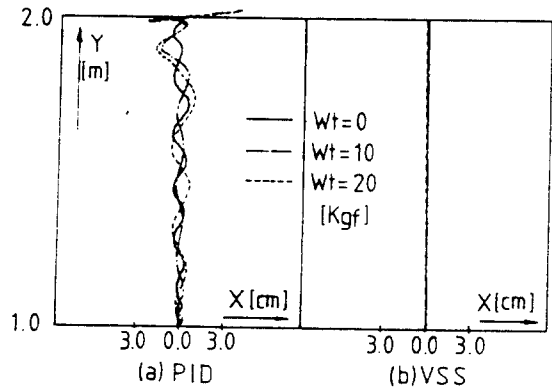


Fig. 7 Theoretical results of simulator for various loads ($P_s = 40 \text{ kgf/cm}^2$)

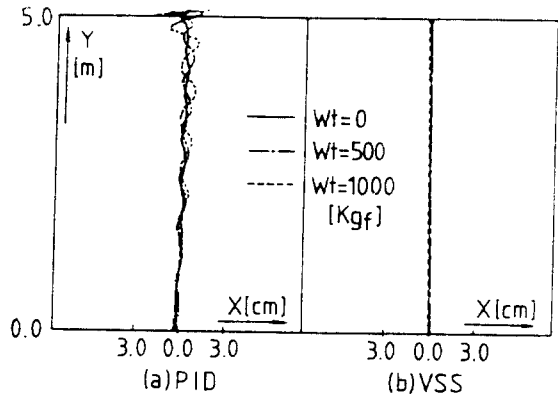


Fig. 8 Theoretical results of excavator for various loads ($P_s = 280 \text{ kgf/cm}^2$)

계의 '전산기 시뮬레이션 결과로서 무부하 및 관성부하로서 각각 500, 1000kgf의 중량물이 버켓부분에 가해질 때의 케도추종결과이다.

이와 같은 시뮬레이션기 및 실기에 대한 전산기시뮬레이션결과, 하중을 증가함에 따라 PID 제어계의 경우는 부하의 영향을 받아 케도추종의 정도가 달라지는 반면, 가변구조계에서는 거의 영향을 받지 않음을 알수가 있다.

위 시뮬레이션결과에서 알 수 있듯이 유압굴삭

기와 같은 부하변동이 많은 시스템에 가변구조제어 이론을 적용하면, 부하변동에 둔감한 고정밀도직선궤도추종제어가 용이함을 보여준다.

전산기시물레이션에서는 시스템의 단순화로 인하여 궤도추종에 대한 정량적인 설명은 어려우나, 가변구조에 의한 궤도추종은 부하의 변동에 영향을 받지 않음을 알 수 있다.

Fig. 9와 Fig. 10는 공급압력이 각각 30kgf/cm^2 , 40kgf/cm^2 일 때의 PID 제어제와 가변구조제에 대한 실험결과이다. 공급압력이 30kgf/cm^2 일 때 시물레이션기의 endeffect에 20kgf 의 하중을 달았을 경우를 제외하고는, PID 제어제에 비해서 가변구조제는 궤도추종이 거의 같음을 알 수가 있다. 가변구조제에서도 목표궤도에 큰 이탈을 보이고 있는 경우는 실린더 액츄에이터에 걸리는 과도한 관성부하로 인하여 슬라이딩모우드가 깨

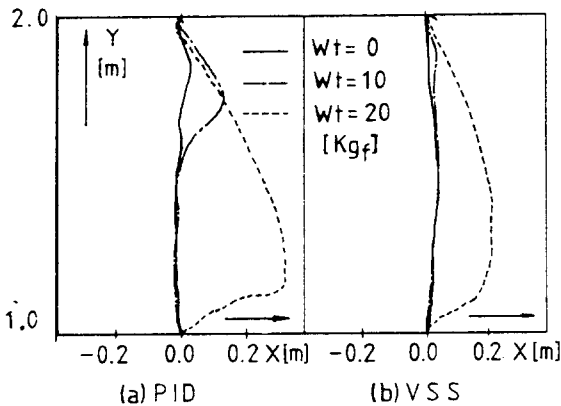


Fig. 9 Experimental results for various loads ($P_s = 30\text{kgf/cm}^2$)

어진 경우를 나타낸다. 따라서 가변구조제에서는 슬라이딩모우드상에 상대적이 구속되었을 때는 부하변동에 둔감한 것을 알 수 있다.

Fig. 11은 10kgf 의 부하하중을 endeffect에 부착시켜 공급압력이 30kgf/cm^2 에서 40kgf/cm^2 으로 변화시켰을 때의 시스템 매개변수변동에 대한 실험 결과이다. 이 경우도 부하를 변동시켰을 때와 마찬가지로 PID 제어제에서는 공급압력의 변동에 영향을 받는 반면 가변구조제에서는 거의 영향을

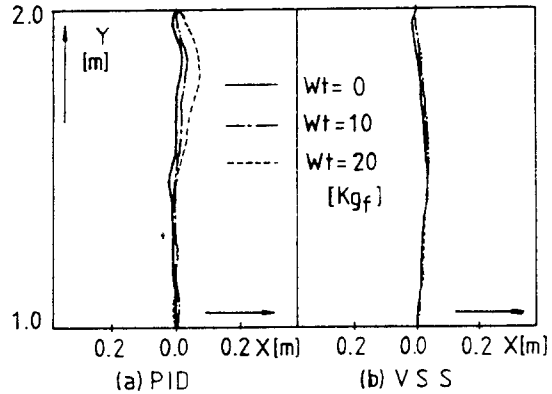


Fig. 10 Experimental results for various loads ($P_s = 40\text{kgf/cm}^2$)

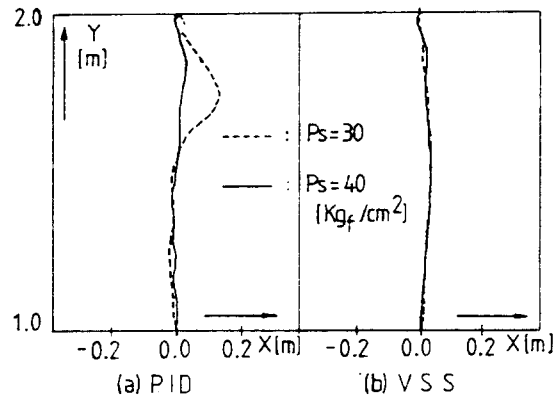
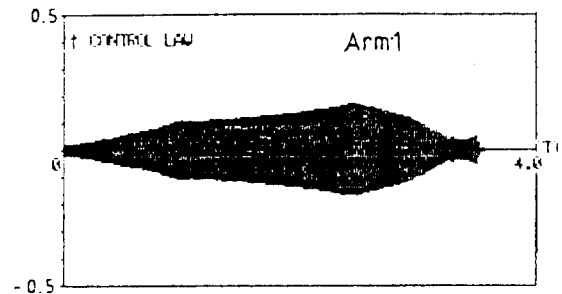


Fig. 11 Experimental results at various supply pressures

받지 않음을 알 수 있다. 즉, 가변구조제에서는 공급압력변화에 따른 시스템 파라메타의 변동에 둔감한 제어제를 설계할 수 있음을 나타낸다.



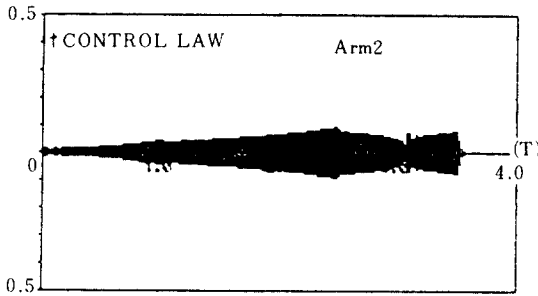


Fig. 12 Theoretical control law for each articular robot arm ($P_s=40\text{ kgf/cm}^2$, $W_t=10\text{ kgf}$)

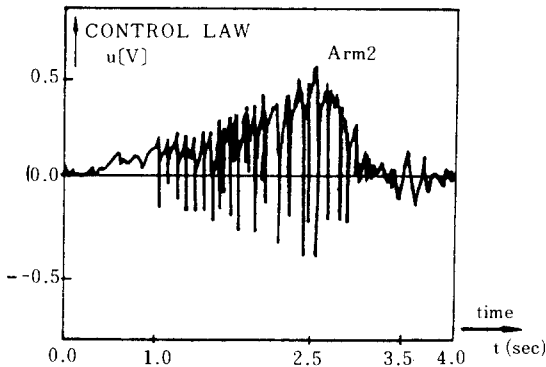


Fig. 13 Experimental control law for arm2 ($P_s=30\text{ kgf/cm}^2$, $W_t=10\text{ kgf}$)

Fig. 12과 Fig. 13는 제어입력의 시뮬레이션 및 실험결과이다. 여기서는 대표적으로 공급압력이 40 kgf/cm^2 이고 관성하중이 10 kgf 일 때의 팔 1, 2에 대한 시뮬레이션결과와, 공급압력이 30 kgf/cm^2 그리고 관성하중이 10 kgf 일 때의 팔 2에 대한 실험결과만을 나타내었다. 그림에서 보는 바와 같이 가속도 구간, 등속도구간 및 감속도 구간으로 제어입력이 가해짐을 알 수 있다.

이상에서 고찰한 바와 같이 전기-유압서보기구는 고차의 항으로 표현되는 속응성이 매우 우수한 제어계로서 실시간 제어를 위한 연산시간의 단축을 하기 위하여서는 저차수의 단순화가 절실히 요구된다. 전기-유압서보기구에 가변구조계를 적용하면 계를 2차 지연요소로 단순화하여도 제어능력이 저하됨이 없이 부하변동이나 시스템 매개변수의 변화에 둔감한 강인한 제어계를 구성할 수 있음을 알 수 있다.

8. 결 론

유압굴삭기의 자동화를 행함에 있어서 전기-유압서보기구로 구동되는 굴삭기의 직선궤도추종 제어를 위해 가변구조제어방식을 택하여 시뮬레이션기를 사용한 실험 및 전산기 시뮬레이션한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 유압계는 고차항의 전달함수로써 표현되어지는데 2차계로 모델링해서 가변구조계를 구성하여도 강인제어를 실현할 수 있다.
2. PID 제어계에 의한 궤도추종은 부하변동에 영향을 받는 반면 가변구조방식을 택하였을 경우 부하변동에 거의 무관하도록 계를 구성할 수 있다.
3. 공급압력을 바꾸어줌으로써 계의 매개변수를 변동시켰을 때 PID 제어방식에서는 응답특성이 바뀌었으나 가변구조계에서는 응답특성이 거의 바뀌지 않는다.
4. 유압굴삭기에 가변구조제어이론을 적용하여 시뮬레이션한 결과, 유압굴삭기의 고정밀도 직선궤도추종제어가 가능하다.

[부록] 2관절 링크기구의 운동방정식

2관절 링크기구의 운동방정식은 Lagrange의 방정식을 사용하여 얻을 수 있다. 링크기구의 운동에너지 K.E와 위치에너지 P.E는 각각 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 \text{K. E.} = & \frac{1}{2} \{ I_1 + I_2 + m_1 l_{g1}^2 + m_2 (l_1^2 + l_{g2}^2 + 2 l_1 l_{g2} \cos \theta_2) \} \dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2} \\
 & (I_2 + m_2 l_{g2}^2) \dot{\theta}_2^2 + \{ m_2 (l_{g2}^2 + l_1 l_{g2} \cos \theta_2) + I_2 \} \dot{\theta}_1 \dot{\theta}_2 \quad (\text{A}\cdot\text{1})
 \end{aligned}$$

$$P. E. = g \{ m_1 l_{g1} \sin(\theta_1 + \gamma) + m_2 \{ l_1 \sin \theta_1 + l_{g2} \sin(\theta_1 + \theta_2) \} \} \quad (A \cdot 2)$$

식 (A·1), (A·2)를 다음의 Lagrange 방정식에 대입하면

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial \theta_i} = T_i \quad (i=1, 2) \quad (A \cdot 3)$$

$$L = K. E - P. E.$$

아래의 식이 얻어진다.

$$(a_1 + 2a_3 \cos \theta_2) \ddot{\theta}_1 + (a_2 + a_3 \cos \theta_2)$$

$$\left. \begin{aligned} & \ddot{\theta}_2 - a_3 (2\dot{\theta}_1 + \dot{\theta}_2) \dot{\theta}_2 \sin \theta_2 + a_4 \cos(\theta_1 + \alpha) + a_5 \cos \theta_1 + a_6 \cos(\theta_1 + \theta_2) = T_1 \\ & (a_2 + a_3 \cos \theta_2) \ddot{\theta}_1 + a_2 \ddot{\theta}_2 + a_3 \dot{\theta}_1^2 \sin \theta_2 \\ & + a_6 \cos(\theta_1 + \theta_2) = T_2 \end{aligned} \right\} (A \cdot 4)$$

여기서

$$a_1 = I_1 + I_2 + m_1 l_{g1}^2 + m_2 (l_1^2 + l_{g2}^2)$$

$$a_2 = I_2 + m_2 l_{g2}^2$$

$$a_3 = m_2 l_1 l_{g2}$$

$$a_4 = m_1 l_{g1} g$$

$$a_5 = m_2 l_1 g$$

$$a_6 = m_2 l_{g2} g$$

參 考 文 獻

1. W. Backe, 1983, "Development tendencies of the electro-hydraulic drive control", Achen Technische Hochschule.
2. J. Chiba, 1982, "Electronic Control System for Construction Equipment", SAE paper 820921, 239.
3. N. Kimura, H. Araya, M. Kakuzen, 1987, "Automatic Control System for Hydraulic Excavator", Kobe Steel Engineering Reports, Vol. 37, No. 2
4. 原島文雄, 橋本秀紀, 1985, "Sliding Modeとその應用-I", 시스템과 制御, Vol. 29, No. 2, pp. 94~103
5. 原島文雄, 橋本秀紀, 1985, "Sliding Modeとその應用-II", 시스템과 制御, Vol. 29, NO. 2, pp. 242~250
6. Yoram Koren, 1985, "Robotics for engineers", Mcgraw-Hill
7. W. J. Thayer, 1965, "Transfer function for Moog servovalves", Moog Technical Bulletin 103.
8. 劉長年, 1985, "非對稱 サボ 油壓 シリンダ-의 動的 研究", 油壓技術, 原稿 No. Y05-59AT
9. 허준영, 권기수, 하석홍, 조점래, 이진걸, 1989, "가변구조를 이용한 전기유압서보계의 위치제어에 관한 연구", 대한기계학회 논문집 제12권 제2호, pp. 200~205