'92 韓國自動制御學術會議論文集 1992. 10. 19~21

고속 수중운동체의 유압식 구동장치 설계 연구

곽 동 훈° 양 승 윤 이 동 권
국 방 과 학 연 구 소

A Study on the Design of a Hydraulic Actuator for High-Speed Underwater Vehicle

Dong-Hoon Kwak Seung-Yun Yang Dong-Kwon Lee
Agency for Defense Development

Abstract

There are many specific requirements in the actuation system for high speed underwater vehicle, such as size, weights, power etc..

In this paper, a high performance compact hydraulic actuation system to satisfy such requirements was designd. The controller of the system was designed using both the conventional PID and VSC which were known to have reliability, robustness respectively. The performance analysis was done for the designed actuation system through computer simulation.

1. 서 론

서보구동장치의 구동은 전기, 공압, 유압등의 동력원에서 구동방식이 선택되어지며 작동기에는 운동의 형태에 따라 전기서보모터, 유압모터, 공압모터, 유압실린더, 공압실린더가 사용되어진다.

유압식은 높은 동특성과 무게에 비해 큰 출력을 가지고 관련부품의 획득이 용이하다는 장점을 가지고 있으나 고정밀의 부품이 사용되어져야 하므로 가격이 비싸고 시스템 구성이 복잡하며 무동작시 동력손실이 크다는 단점을 가지고 있다. 공압식은 유압구동장치와는 달리 동력변환기가 필요없고 무게가 작고 구조가 간단하며 값이 싸다는 장점을 가지고 있으나 비선형 특성으로 인해 이론적 해석이 어렵다는 단점을 가지고 있다. 전기식은 높은 출력 대 무게비와 무동작시 동력소모가 적으며 정비성이 높다는 장점을 가지고 있으나 전기모터 구동장치 관련기술이 정립되어 보편화 되어 있지 않고 복잡하고 비싸다는 단점이 있다. 또한 각각의 동력원을 똑같은 값으로 제한 하였을때 응답특성은 전기식과 유압식이 부하변동에 둔감하고 빠른 응답 속도를 보이는 반면 공압식은 부하변동에 많은 영향을 받고, 응답속도가늦다.[1)]

고속 수중운동체의 구동장치는 일반 서보 시스템과는 달리 무게와 설치상의 공간 제약이 크며, 제어판 운동에 따른 외란 동특성의 변화가 심하다는 특징을 가지고 있다. 따라서 요구성능과 허용공간조건 등을 만족하고, 기준입력에 대해서 최소의 과도상태오차(크기와 시간)와 정상상태오차를 가져야 한다. 전기식은 유압장치의 단점인 누설과 오염문제를 피할 수 있고 전기와 기계장치의 인터페이스 문제를 없앨 수 있으나, 무게에 대한 동력비를 높이기 위해 회전속도를 높이거나 기어비를 높여 큰 토크를 만들으로서 공간적인 제약조건과 큰 부하 토크를 극복하는 시스템을 구성하기가 힘들다. 따라서 본 연구에서는 제한된 좁은 설치공간에서 소형의 작동기로 비정상 유동에 의한 큰 부하 토크를 견디며 빠른 응답속도로 저속에서도 제어가 용이한 유압식 구동장치를 설계하고, H/W 구현이 용이하고, 신뢰도가 높은 PID 제어기와 비선형성, 모델링오차, 불확실성등에 강인한 슬라이딩 모우드 제어기를 설계하고 컴퓨터 시뮬레이션하여 성능을 비교/분석하였다.

2. 시스템 설계

본 연구 대상인 고속수중운동체 구동장치의 요구성능은 소형경량, 고출력, 및 고정밀의 특성을 필요로 하며 요구되는 사양은 표2.1과 같다.

표2.1 시스템 설계사양

항 목		사 양
최 대 각 변 위 최 대 각 속 도		
주 파 수 대 역(위치)		
위치제어정확도	ZERO DEMAND POSITION	
	MAX MOVEMENT OF CONTROL SURFACE	
부 하 특 성	최 대 토 크	
최 대 공 급 압 력		

1) 작동기

실린더의 유효단면적 A는 식(2.1)에 의해 구할 수 있다.

$$A = \frac{\text{부하력}}{\text{최대공급압력}/2} \qquad (2.1)$$

그러나, 본 시스템 설계시 가장 문제가 되는 설치공간상의 제한으로 인해 실린더 하나로는 부하외란을 견딜 수 있는 작동기의 설계가 불가능하다. 때문에 최대부하외란을 견딜 수 있는 Push-Pull형태의 편로드 복동 복수 실린더를 선정하였으며, 그림2.1과 같다.

2) 서보밸브

부하가 최대속도 v_{max}로 이동할 때 필요한 유량 Q_L과 부하압력 P_L은

$$Q_L = A \cdot v_{max}, \quad P_L = F_{max}/A$$

로 구해지고, 이로부터 무부하시 유량을 식(2.2)로 부터 얻을 수 있다.

$$Q_{NL} = Q_L \sqrt{P_s/(P_s - P_L)} \qquad (2.2)$$

서보밸브의 선정지표인 정격유량 Q_R은 식(2.3)으로 부터 구할 수 있다.

$$Q_R = sQ_L \sqrt{P_t/P_s} \qquad (2.3)$$

여기서, s는 안전율로서 10%의 안전을 고려하고, P_t는 정

격유량 시험시 사용하는 부하압력 기준치로서 밸브제조 회사에서 제공된다.

서보밸브의 선정시 또 하나의 중요한 지표인 주파수 응답특성은 페루프 제어시 최고의 성능을 발휘시키기 위해 90° 위상지연점에서의 주파수가 부하의 공진주파수의 3배 이상이어야 한다.[3]

이상의 관계식들을 이용하여 조건을 만족하는 서보밸브로 힘피이드백 2단 서보밸브를 선정하였다.

3) 서보증폭기

서보 증폭기는 일반적으로 그림2.2와 같이 구성되나, 본 시스템에서는 그림2.3에서와 같이 차동증폭기와 전류변환기로서 그 역할을 대용한다.

4) 펌프

펌프에서 필요로 하는 최대마력은 압력과 유량의 곱이 최대가 되는 점에서 결정된다. 출력파워가 최대가 되는 부하압력은 $2P_s/3$, 그때의 유량은 서보밸브 특성곡선으로 부터 구해진다. 본 연구 대상인 수중운동체는 4개의 제어판을 각각 구동시켜야 하므로 필요유량은 4배로 증가한다. 따라서 펌프에서 요구되는 최대마력은 식(2.4)에서 구해지고 최대유량과 최대압력이 결정된다.

$$N_P = \frac{P \cdot Q}{612\eta} \tag{2.4}$$

본 시스템에서는 일정회전속도 에서 요구토출유량을 얻을 수 있는 기어펌프를 선정하였다.

5) 어큐뮬레이터(ACCUMULATOR)

수중운동체의 제어판 구동에 필요한 최대유량은 4개의 제어판이 동시에 최대 각속도로 움직일 때 발생한다. 그러나 이러한 극한조건을 기준으로 시스템을 설계하면 동력에 있어 많은 낭비를 가져온다. 따라서 본 시스템에서는 평균사용유량을 기준으로 POWER PACK을 설계하고 극한 조건에서의 유량은 어큐뮬레이터를 이용하여 보충할 수 있도록 설계한다.

어큐뮬레이터가 실제로 RESERVOIR의 역할을 하기위해 DIFFERENTIAL PISTON TYPE으로 설계하며 펌프유입포트 쪽으로 유입되는 유압유의 압력은 35psi에 맞춘다. 그림2.4에 설계된 어큐뮬레이터를 나타내었다.

6) 센서

구동장치에 사용된 계측장비는 타각의 각변위를 측정하기 위한 포텐시오미터, 타각속를 측정하기 위한 각속도센서로는 레졸버(Resolver)를 사용하였으며, 또한 온도센서와 압력센서를 사용하였다.

이상에서 선정되어지고 설계되어진 전체시스템의 구성도는 그림2.5와 같고, 그림2.6에는 시스템의 유압회로도를 나타내고 있다.

3. 시스템 모델링

3.1 서보밸브

서보밸브는 작동기에 요구되어지는 주파수가 20Hz 정도인데 비해 서보밸브의 주파수는 100Hz로 상당히 높기 때문에 1차지연 형태로 모델링 가능하며, 입력전류에 대한 유량관계식은 식(3.1) 과 같이 나타내어진다.

$$\frac{Q(s)}{I(s)} = K\left\{1 + \frac{1}{\tau s}\right\} \tag{3.1}$$

여기서 K의 값은 유량과 입력전류에 의존하기 때문에 식(3.2)와 같이

$$K = \frac{Q_0(\text{정격유량})}{I_0(\text{정격전류})} \tag{3.2}$$

구해지고 절점주파수를 100Hz로 간주할 때 시정수 τ는 0.0015sec 이다.

3.2 작동기

본 시스템에 사용된 작동기는 편로드 복동 복수 실린더로서 그림3.1과 같다.

서보밸브 스풀에 의한 오리피스를 통과한 각각의 유압실린더에 대한 유량식은

i) 실린더 1의 경우는 식(3.3)과 같고

$$Q_{11} = C_{ip}(P_1 - P_2) + \frac{v_{11}}{\beta_e}\frac{dP_1}{dt} + \frac{dv_{11}}{dt}$$
$$Q_{21} = C_{ip}(P_1 - P_2) - C_{ep}P_2 - \frac{v_{21}}{\beta_e}\frac{dP_2}{dt} - \frac{dv_{21}}{dt} \tag{3.3}$$

ii) 실린더 2의 경우는 식(3.4)와 같다.

$$Q_{12} = C_{ip}(P_1 - P_2) + C_{ep}P_1 + \frac{v_{12}}{\beta_e}\frac{dP_1}{dt} + \frac{dv_{12}}{dt}$$
$$Q_{22} = C_{ip}(P_1 - P_2) - \frac{v_{22}}{\beta_e}\frac{dP_2}{dt} - \frac{dv_{22}}{dt} \tag{3.4}$$

여기서, C_{ip} : 내부누설 계수, C_{ep} : 외부누설 계수

β_e : 체적탄성계수

v_{11} : 실린더 1의 위쪽 용적

v_{21} : 실린더 1의 아래쪽 용적

v_{12} : 실린더 2의 아래쪽 용적

v_{22} : 실린더 2의 위쪽 용적

누설과 용적효율에 의한 유량은 피스톤 운동에 의한 유량보다 매우 작으므로 유량비 η는 식(3.5)와 같이 표현된다.

$$\eta = \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{\sqrt{P_2}}{\sqrt{P_s - P_1}} = \frac{|\dot{v}_{21} + \dot{v}_{22}|}{|\dot{v}_{11} + \dot{v}_{12}|} = 1 \tag{3.5}$$

여기서, $v_{11} = v_{110} + A_1 \cdot y_p$, $v_{21} = v_{210} - A_2 \cdot y_p$,

$v_{12} = v_{120} + A_2 \cdot y_p$, $v_{22} = v_{220} - A_1 \cdot y_p$,

$v_{210} = v_{120}$, $v_{110} = v_{220}$ 이며, $v_{210}, v_{120}, v_{110}, v_{220}$는 각 실린더의 초기 용적이며, y_p는 실린더의 변위이다.

부하압력 P_L 을 식(3.6)과 같이 가정하고 정리하면 P_1, P_2에 관한 식이 다음과 같이 구해진다.

$$P_L = P_1 - P_2 \tag{3.6}$$

$$P_1 = \frac{P_s + P_L}{2} \tag{3.7}$$

$$P_2 = \frac{P_s - P_L}{2}$$

부하유량 Q_L을 식(3.8)과 같이 가정하면 식(3.9)가 얻어진다.

$$Q_L = \frac{Q_1 + Q_2}{2} \tag{3.8}$$

$$Q_L = C_d w x_v \sqrt{2(P_s - P_L)/\rho} \tag{3.9}$$

식(3.9)를 선형화하면 식(3.10)식으로 되고

$$Q_L = K_x \cdot x_v - K_p \cdot P_L \tag{3.10}$$

이때, 유량게인 $K_x = C_d w \sqrt{(P_s - P_{L0})/\rho}$

압력게인 $K_p = \dfrac{C_d w x_{v0}\sqrt{1/\rho}}{2\sqrt{P_s - P_{L0}}}$

식(3.4)에 관한 식을 (3.10)식에 대입하여 정리하면 식(3.11)이 구해진다.

$$Q_L = C_t P_L + \frac{V_e}{4\beta_e}\dot{P}_L + (A_1 + A_2)\dot{y}_p \tag{3.11}$$

여기서, $C_t = 2C_{ip} + C_{ep}/2$

$V_e = v_{110} + v_{120} + v_{210} + v_{220}$

이상에서 구한 관계식들은 $\dot{y}_p > 0$ 인 경우에 대해서이나 $\dot{y}_p < 0$ 인 경우에도 실린더는 편로드지만 복수로 설계하여 양로드인 경우와 같은 형태로 만들어 줌으로써 똑 같은 식이 유도되어진다.

그림3.1에서 암에 작용하는 토오크 T는 식(3.12)가 되고, 타(Rudder)에 대한 운동방정식은 (3.13)식과 같고, P_L에 관해

정리한 식은 (3.20)식이 된다.

$$T = r(A_1P_1 - A_2P_2 + A_2P_1 - A_1P_2) \quad (3.12)$$

$$J\theta + B\theta + K\theta = T - T_L \quad (3.13)$$

$$P_L = \frac{1}{r(A_1 + A_2)}(J\theta + B\theta + K\theta + T_L) \quad (3.14)$$

여기서, T_L은 부하외란, r은 암의 회전반경, A_1은 로드(rod)가 없는 쪽의 단면적, A_2는 로드(rod)가 있는쪽의 단면적이다. 또한 J는 타의 질량관성모우멘트, B는 감쇄계수, K는 스프링 상수이다.

식(3.10), (3.11), (3.14)를 연립하여 풀면 (3.15)식과 같다.

$$K_xx_v - K_pP_L = C_tP_L + \frac{V_e}{4\beta_e}P_L + (A_1+A_2)y_p \quad (3.15)$$

식(3.15)를 라플라스 변환하여 θ에 관해서 정리한 후, 누설이 없고 관성부하만이 작용하며 비압축성이라 가정하여(K=0, B=0, $\beta_e=\infty$) 식(3.16)과 같이 단순화 하였다.

$$\theta = \frac{K_xx_v - \frac{K_p}{rA}T_L}{s\left(\frac{K_pJ}{rA}s + Ar\right)} \quad (3.16)$$

여기서, $y_p=r\theta$, $A=A_1+A_2$

3.3 부하외란 모델링

외란은 복잡한 유동현상으로 인하여 이론적으로 해석이 어려우므로 모형에 의한 실험적 방법에 의하여 모델링을 하나 본 논문에서는 단순화하여 외란 토오크를 각위치에만 비례하여 발생한다고 가정했으며 모델 결과는 그림 3.2와 같다.

이상에서 구한 관계식들을 블럭선도로 표시하면 그림 3.3과 같고, 제어기에서 나온 전압은 ±10V로 제한되어진다. 또한 질량관성모우멘트항이 시스템에 미치는 영향은 아주 미약하므로 무시하고 상태방정식으로 변환하면 식(3.17)과 같이 표현된다.

$$\frac{d}{dt}\begin{bmatrix}x_1\\x_2\end{bmatrix} = \begin{bmatrix}0 & 1\\ -\frac{K_pK_L}{A^2r^2\tau} & -\left(\frac{K_pK_L}{A^2r^2} + \frac{1}{\tau}\right)\end{bmatrix}\begin{bmatrix}x_1\\x_2\end{bmatrix} + \begin{bmatrix}0\\ \frac{K_1K}{Ar\tau}\end{bmatrix}u \quad (3.17)$$

4. 제어기 설계

제어 공학에서 광범위하게 사용되어지고 있는 PID제어기는 모든 산업분야및 특수한 목적의 모든 유형에서, 오랫동안 활용되어져 신뢰성이 높고 회로 구성이 간단해 H/W구현과 게인 조정등 이들의 응용에 대한 기술이 잘 확립되어 있다. 따라서, 신뢰성이 요구되어지는 본 시스템에서는 고전제어 이론인 PID로 제어기를 설계하고, 비선형 효과, 모델링 오차등의 문제를 극복하는데 유용한 현대제어이론 중의 하나인 가변구조제어기에 기초를 둔 슬라이딩 모우드로 제어기를 설계하여 시스템의 성능을 살펴보고자 한다.

4.1 PID 제어기 설계

PID제어기는 중요한 몇가지 작용을 가지고 있다. 피이드백을 제공하고, 적분 항을 통해 정상상태 오차를 제거할 수 있으며, 미분항을 통해 다음 상태를 예측할 수 있으며, 작동기 saturation을 잘 처리할 수 있다. 그러나 게인값을 조종하기 힘들고 미분기 특성으로 인해 노이즈에 민감해질 수 있다.[4)]

이상적인 PID 제어기는

$$\frac{U(s)}{E(s)} = K_c\left(1 + \frac{1}{T_iD} + T_dD\right) \quad (4.1)$$

로 표현되어질 수 있다. 그러나 미분기는 그차체로서는 불안정하고, 시간지연 없이는 미분기를 실현화 시킬 수 없다. PID제어기는 시정수 τ의 지연에 의해 식(4.2)와 같이 수정되어질 수 있고,

$$\frac{U(s)}{E(s)} = \frac{K_c}{1 + \tau D}\left(1 + \frac{1}{T_iD} + T_dD\right) \quad (4.2)$$

또다른 방법으로는 1차지연 요소를 미분기 바로 앞에 설치하여 제어기를 설계할 수도 있으나

$$\frac{U(s)}{E(s)} = K_c\left(1 + \frac{1}{T_iD} + \frac{T_dD}{1 + T_dD}\right) \quad (4.3)$$

본 연구에서는 식(4.1)과 같이 PID제어기 전체에 1차 지연요소를 첨가한 (4.2)식으로 제어기를 구성하였고, 이를 상태방정식으로 표현하면 다음식과 같다.

$$\frac{d}{dt}\begin{bmatrix}x_1\\x_2\end{bmatrix} = \begin{bmatrix}0 & 1\\ 0 & -1/\tau\end{bmatrix}\begin{bmatrix}x_1\\x_2\end{bmatrix} + \begin{bmatrix}0\\1\end{bmatrix}e \quad (4.4)$$

$$u = \begin{bmatrix}\frac{k_c}{T_i\tau} & \frac{k_c}{\tau}\left(1 - \frac{T_d}{\tau}\right)\end{bmatrix}\begin{bmatrix}x_1\\x_2\end{bmatrix} + \frac{k_cT_d}{\tau}e \quad (4.5)$$

여기서, e는 오차를 나타내고, τ는 작은 시정수를 가져야 한다.

컴퓨터 시뮬레이션에서 사용된 계수값 및 게인값으로 τ는 0.001을 사용하고 비례게인 K_p=25, 적분게인 K_i=22, 미분게인 K_d=0.05를 사용하였다.

4.2 슬라이딩 모우드 제어기 설계

가변구조제어는 상태공간 내에 설정한 초평면의 양측에 제어구조를 스위칭함으로서 슬라이딩 모우드를 발생시켜 상태궤적이 슬라이딩 모우드를 따라 거동함으로서 제어대상은 비선형성, 외란등에 강인한 시스템을 실현할 수 있다. 그러나 상태궤적을 초평면에서 구속할 때 발생하는 채터링현상으로 그 설계는 시간영역에서만 고려될 수 밖에 없었으나 1983년 Slotine 등에 의해 제안된 포화함수를 도입한 연속적 슬라이딩모우드 제어이론에서 어느정도 주파수영역을 고려한 설계가 이루어 졌다.

스위칭 평면을 다음과 같이 구성한다.

$$s(x) = \sum_{i=1}^{n-1} c_i(y^{(i)} - y_d^{(i)})$$

여기서 y_d는 목표치이다. 슬라이딩모우드가 존재하기 위해서는 식(4.9)를 만족해야 한다.

$$\frac{1}{2}\frac{d}{dt}\{s^2\} \le -\eta|s|, \quad \eta > 0 \quad (4.6)$$

제어입력은 파라미터변동, 모델링오차, 외란등을 고려하여 최악의 경우를 상정할 때 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$u = -\frac{1}{g}\{c_1\tilde{y}_1 + \cdots + c_{n-2}\tilde{y}_n + \hat{f} + (\alpha+\beta+\gamma+\eta)\mathrm{sgn}(s)\} \quad (4.7)$$

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

한편 윗식에서 나타나는 채터링현상은 채터링 그차체로서 뿐만 아니라 모델링되지 않은 고주파영역의 시스템을 여기할 수도 있어 바람직하지 않다. 이와 같은 결점을 보완하기 위해 J.J.Slotine이 제안한 포화함수[5)]를 도입한다.

경계층 구성은 그림4.1과 같이 나타낼 수 있으며, 포화함수를 다음과 같이 도입한다.

$$\mathrm{sat}(s/\lambda^{n-1}\phi) \quad (4.8)$$

포화함수를 도입한 제어입력식은

$$u = -\frac{1}{g}\{c_1\tilde{y}_1 + \cdots + c_{n-2}\tilde{y}_n + \hat{f} + K(x,t)\mathrm{sat}(\frac{s}{\lambda^{n-1}\phi})\} \quad (4.9)$$

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

와 같이 표현된다.

슬라이딩 모우드 제어기에서 가장 중요한 문제의 하나는 스위칭함수와 제어입력의 계산에 모든 상태변수의 정보가 요구된다는 사실이다. 즉, 가변구조제어기를 설계하기 위해서는 모든 상태변수가 측정가능한 경우라도 고가의 계측장비가 요구되고, 측정불가능한 변수가 포함되어 있는 경우에는 제어기의 설계상 대단히 곤란한 문제로 되고 있다.

본 연구에서 대상으로 유압식 구동장치는 설치공간상의 제약으로 인해 속도센서를 부착하는 것이 어려우므로 출력성분만을 피이드백하여 슬라이딩모우드를 구성하기 위해 PID제어기 설계시 취득할수 있었던 오차성분의 적분, 미분, 비례항을 이용하여 슬라이딩평면을 구성하고 제어입력을 계산하도록한다. 즉, PID형 슬라이딩평면 s_r을 식(4.10)로 둔다.

$$s_r = c_0 \int e\,dt + c_1 e + \frac{d}{dt} e \qquad (4.10)$$

여기서 $e = y_d - y$ 이다.

슬라이딩모우드의 존재조건식(4.6)을 이용하여 제어입력을 계산하고, 피이드백 되어지지 않는 상태의 값은 최대값으로 보상만을 행하면 식(4.11)과 같은 형태가 된다.

$$u = -\frac{1}{g}\{c_0 e + K_r(e, d, \cdots)\mathrm{sgn}(s_r)\} \qquad (4.11)$$

본 시뮬레이션에서는 다음과 같이 슬라이딩 모우드 제어기를 설계하였다. 슬라이딩 평면을 식(4.10)과 같이 구성하고, 슬라이딩 모우드가 존재하기 위한 조건식 (4.6)식을 이용해 제어입력 u를 구한다.

$$u = \frac{1}{b}\left(\lambda_1 x_1 + \lambda_2 x_2 + c_{-1} R + \eta \cdot \mathrm{sgn}(s)\right) \qquad (4.12)$$

여기서, $b = K_1 K K_f / A r \tau$

$\lambda_1 = K_f K_p K_L / (A^2 r^2 \tau) - c_{-1} K_f$

$\lambda_2 = K_f (K_p K_L / (A^2 r^2) + 1/\tau - c_0)$

우변 마지막 항의 부호함수에 의한 보상은 채터링현상을 유발하므로 이를 제거하기 위해 식(4.8)과 같은 포화함수를 도입하면 식(4.13)과 같다.

$$u = \frac{1}{b}\left(\lambda_1 x_1 + \lambda_2 x_2 + c_{-1} R + \eta \cdot \mathrm{sat}\left(\frac{s}{\lambda^{n-1}\varphi}\right)\right) \qquad (4.13)$$

그러나, 공간상의 제약에 의해 각속도를 센싱할 수 없기 때문에 슬라이딩 평면은 PID 제어기와 같은 형태로 소프트웨어적으로 구현하고 제어입력은 상태 x_2인 각속도항에 관한 항을 각속도의 최대값으로 보상만을 실시하여 구하면 제어입력 u는 다음과 같이 구성된다.

$$u = \frac{1}{b}\left(\lambda_1 x_1 + c_{-1} R + (\lambda_2 x_{2max} + \eta) \cdot \mathrm{sat}\left(\frac{s}{\lambda^{n-1}\varphi}\right)\right) \qquad (4.14)$$

Slotine이 제안한 Static blance 조건을 이용하면 η와 φ를 구할 수 있다. 본 시뮬레이션에서는 스위칭평면에 도달시간을 0.05초에 맞추어 η = 20000, c_0=100, c_{-1}=18, x_{2max}=5를 사용하였다.

5. 컴퓨터 시뮬레이션 및 결과 고찰

컴퓨터 시뮬레이션을 하기 위하여 상태방정식 (3.17)을 사용하였고, 미분방정식을 풀기위해 4계 Runge_Kutta를 이용하였다. 이때, 사용된 계수값들은 표5.1과 같다.

표5.1 컴퓨터 시뮬레이션에 사용된 시스템 파라미터

계 수		값	단 위	비 고
차동 증폭기	DifAmp1		V/V	
	DifAmp2		V/V	
전류변환기	K		ma/V	
Servo V/V	K		$cm^3/sec/mA$	
	τ		sec	유량게인
	K_p		$cm^5/kgf \cdot sec$	압력-유량게인
Actuator	J		$kgf \cdot cm \cdot sec^2$	
	A		cm^2	(A_1+A_2)의 값
	r		cm	Arm의 반경
Torque	K_L		$kgf \cdot cm/^0$	토오크 피이드백 게인

개루프 시스템에 대한 응답은 그림5.1과 같다. 각도는 비례적으로 계속 증가하고 있으며 속도 profile에서 주어진 요구사양 150°/sec까지 도달하는데 걸리는 시간은 0.0008초로 응답속도가 매우 빨라 속도 피이드백을 내부 루프로 첨가하여 속도제어를할 필요는 없을 것으로 생각된다.

그림5.2는 무부하시 PID제어에 대한 위치, 속도, 제어입력을 나타내고 있다. 입력은 10V로 11°에 해당되는 값이다. 정착시간은 0.036초 정상상태오차는 0.18°가 발생하였는데 이는 사용된 게인값들이 부하시의 값을 사용한 것으로 게인 조정이 요구된다.

그림5.3은 부하시 PID제어로 부하의 형태는 그림3.2와 같이 가정하였을 때이다. 정착시간은 0.049초로 무부하시 보다 0.013초 늦어지고 정상상태오차는 발생하지 않았다.

이상의 결과에서 설계되어진 시스템은 요구사양을 만족하는 설계가 이루어졌음을 확인할 수 있었다.

그림5.4는 각도만을 피이드백하여 가변구조제어기를 설계하였을 때와 PID 제어기의 응답을 비교해서 나타내었다. 변위만을 계측하여 설계한 슬라이딩 모우드 제어기의 응답은 PID제어기와 비교해 볼때 정착시간에서의 약간의 차이 이외에는 거의 똑 같은 성능을 보이고 있다. 이는 제어기에서 나온 제어입력이 ±10V로 제한되어짐으로 인하여 큰 제어입력이 들어가도 영향을 미치지 못하기 때문이라 생각되어진다.

6. 결 론

본 연구에서는 공간적 제약조건과 큰 부하토크의 요구사양에 적합한 소형, 고정밀, 고출력 유압식 구동장치를 설계하였다. 또한 시스템의 제어기는 H/W 구현이 용이하고, 신뢰성이 높은 PID와 비선형성, 외란등에 강인한 슬라이딩 모우드로 설계하였고, 이를 컴퓨터 시뮬레이션하여 설계된 구동장치의 성능을 분석하였다.

고속 수중운동체의 유압식 구동장치 설계 결과는 다음과 같다.

- ○ 제한된 좁은 설치공간을 고려하여 설계된 소형의 편로드 복동 복수 실린더의 작동기는 비정상 유동에 의한 큰 부하토크를 견디며 빠른 응답속도를 나타내었다.
- ○ 저속에서 용이한 자세제어를 위하여 추진기 후미에 위치한 제어판의 효율적인 구동방안으로 서보밸브와 작동기를 분리 설치하였다.
- ○ 중량 감소를 위하여 서보밸브와 작동기 사이의 유로를 매니폴드(manifold)식으로 설계하였다.
- ○ 설계된 시스템에 적용한 PID와 VSC 제어기는 요구사양을 만족시켜서나 신뢰도가 높은 PID제어로서도 적절할 것으로 생각된다.

참 고 문 헌

[1] 이교일외 2인, "소형 고성능 구동시스템의 특성비교", 제1차 유도무기 유도조종 학술대회, 1991.

[2] Herbert E.Merritt, Hydraulic Control System, John Wiley & Sons, Inc., 1967.

[3] 대하출판, 유압서보제어의 설계, 기전연구사, 1989.

[4] Karl Johan Astrom, Tore Hagglund, "Automatic Tuning of PID Controllers", Instrument Society of America, 1988.

[5] Slotine, J.J., "Tracking Control of Nonlinear System Using Sliding Surfaces with Application to Robot manipulators", Int.J.Control, Vol.38, No.2, pp.465-492, 1983.

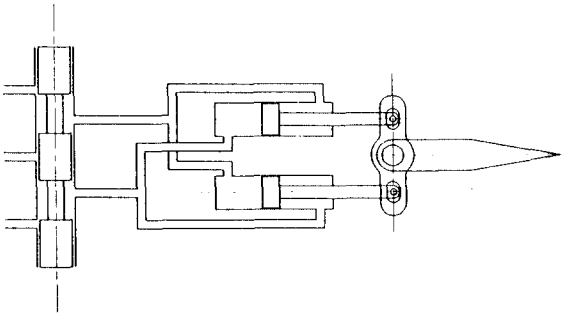

그림2.1 편로드 복동 복수 실린더

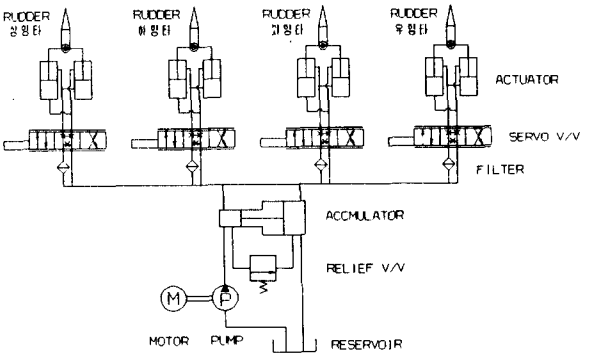

그림2.6 시스템 유압회로도

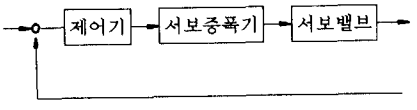

그림2.2 서보증폭기의 일반적인 구성도

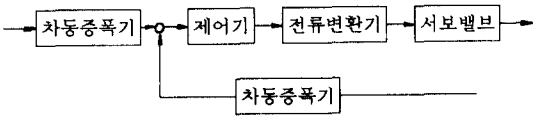

그림2.3 차동증폭기와 전류변환기로 서보증폭기를 대용한 시스템선도

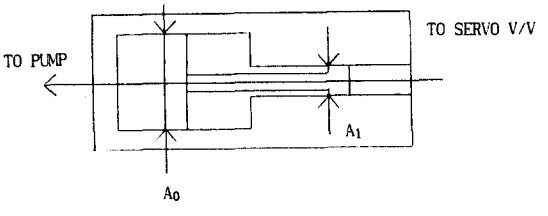

그림2.4 Differential Piston 형의 어큐뮬레이터

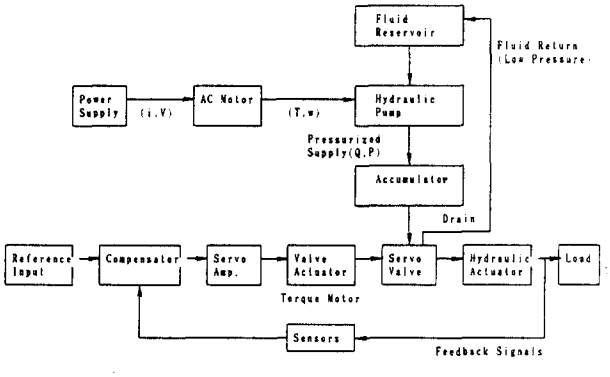

그림2.5 시스템 구성도

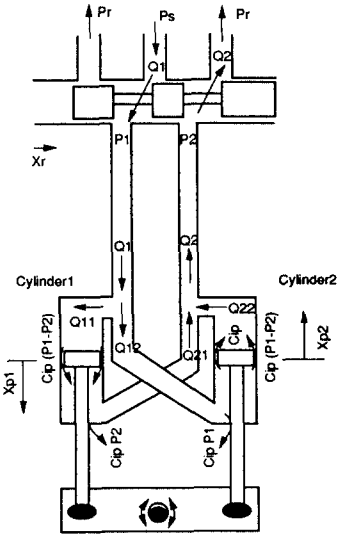

그림3.1 작동기의 유량 흐름도

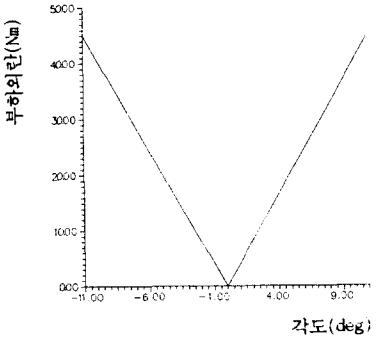

그림3.2 부하 모델링 선도

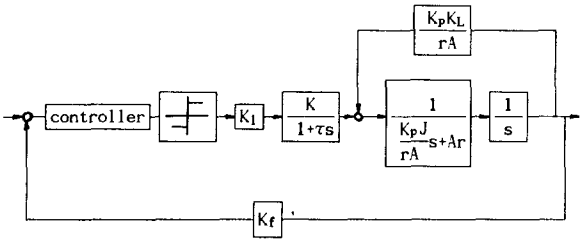

그림3.3 시스템 블럭선도

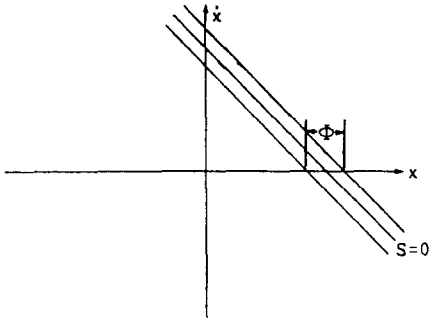

그림4.1 경계층 구성

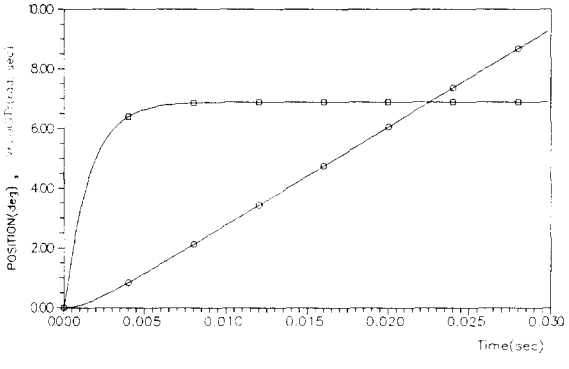

그림5.1 Open Loop 시스템의 응답

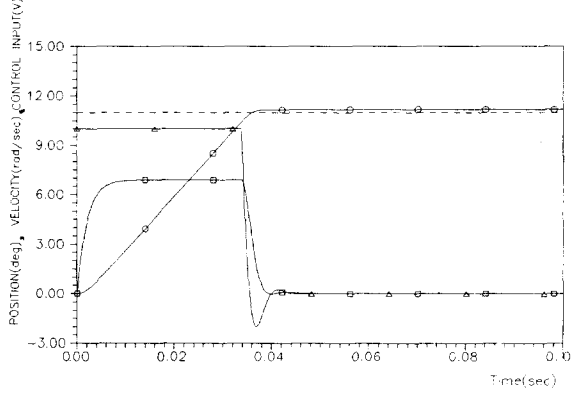

그림5.2 무부하시 PID제어에 의한 응답선도

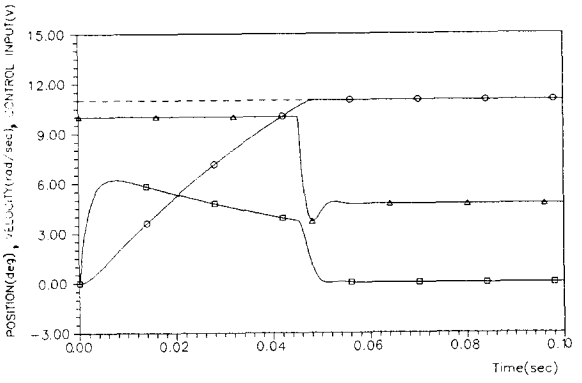

그림5.3 부하시 PID제어에 의한 응답선도

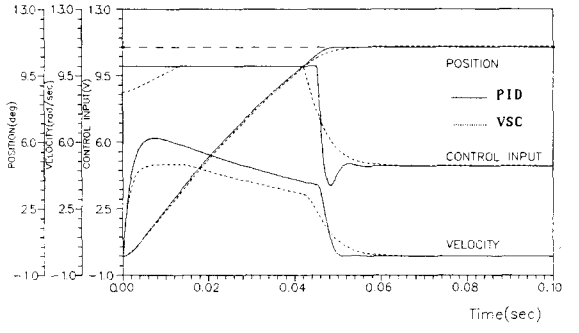

그림5.4 PID제어와 슬라이딩 모우드 제어의 응답비교