

# 고속 수중운동체의 구동장치 설계 및 실험적 검증

°곽동훈\*, 양승윤\*, 이동권\*, 김창걸\*\*, 서진희\*\*

\* 국방과학연구소, \*\* 동명중공업

## Actuator Design and Experimental Verification on a High Speed Underwater Vehicle

°Dong-Hoon Kwak, Seung-Yun Yang, Dong-Kwon Lee\*, Chang-Keol Kim, Jin-Hee Seo\*\*

\* Agency of Defence Department, \*\* Dong Myung Heavy Industry

### 1. 서 론

최초로 진정한 의미의 수중운동체는 18세기 중엽에 개발되기 시작하여, 제 1, 2차 세계대전중 크게 발전하였다. 이때의 수중운동체는 주로 수중함정 또는 고속정에서 발사하는 것이었으며, 제 2차 세계대전 중에는 항공기에서 수상함정을 목표로 발사되는 수중운동체도 쓰여지게 되었다.<sup>[1]</sup>

일반적으로 수중운동체는 탑재형태에 따라 다음의 3가지로 구분된다.

- 함정 발사형
- 헬기 발사형
- 고정익 항공기 발사형

헬기나 고정익 항공기에서 발사하는 수중운동체는 일반적으로 낙하산과 함께 발사되는데 수중운동체의 모터 작동과 동시에 낙하산은 제거된다. 이러한 단계에서 수중운동체는 두부가 아래 방향으로 된 상태에서 가속을 시작한다.

만일, 수중운동체가 일직선으로 낙하되거나 너무 얇은 수심에서는 아무리 밧데리가 신속히 작동한다 할지라도 밑바닥에 묻히는 경우가 있다. 또한, 충분한 추진력을 얻기전에 조종을 시도하면, 수중운동체는 속도를 잃게되고 두부가 들리는 피치율이 증가하여 결국은 표면으로 부상하게 된다.

이 문제는 충분한 추진력을 얻기전에 조종을 시도하면 자세측정 장치는 완전히 안정화 되지 않은 상태이고, 타 제어기는 부정확한 자세정보를 받을 수 있다는 사실등의 복합된 결과이다.<sup>[2]</sup>

설계의 모든 단계를 통하여 효과적인 제어만을 설계하고, 수중운동체의 무게를 엄격히 통제함으로써 양호한 지속제어 성능을 얻을 수 있다. 그렇게 하더라도 언제나 불균형이 존재하게 되며, 수중운동체는 근본적으로 두부가 들리게 됨에 따라 요구되는 타의 작동각에 더욱더 민감하게 된다.

따라서, 최근의 설계는 추진기 후류(wake) 속에 제어만을 부착하는데 이것이 상당히 효과적이다. 특히 설계범위를 벗어난 상태에서 수중운동체가 초기 가속될 경우 매우 효과적이다. 이러한 방법으로 제어만을 배열함으로써 보다 큰 설계 여유를 얻을 수 있다.

본 연구에서는 저속에서도 시스템의 자세제어가 용이하게 하기위하여 추진기 뒤에 제어판이 위치하도록 설계 하였으며, 일반 서보 시스템과는 달리 무게와 공간제약이 크고, 제어판 운동에 따른 외란 동특성의 변화가 심하므로 push-pull 형태의 소형, 고효율 편로드 복동 복수 실린더의 작동기를 설계하였다. 또한 일반적으로 서보밸브와 작동기는 일체형으로 설계되나 본시스템의 공간상 심한 제약으로 인하여 서보밸브와 작동기를 분리하는 방법으로 구조설계를

하고 그사이 유로는 매니폴드식으로 하여 동력전달을 하였다.

설계된 구동장치를 실제 정밀제작하여 실험을 수행하였으며, 시뮬레이션 결과와 실험에 의하여 얻어진 결과를 비교 분석하여 설계의 타당성 및 시스템의 성능을 검증하였다.

### 2. 유압서보 시스템의 설계 및 모델링

#### 2.1 시스템의 구성

수중운동체의 구동시스템은 그림 2-1과 같이 제어기, 서보앰프, 서보밸브, Push-pull 형태의 편로드 복동 복수 실린더와 제어판, 그리고 유압 Power Pack으로 구성되어 있다.

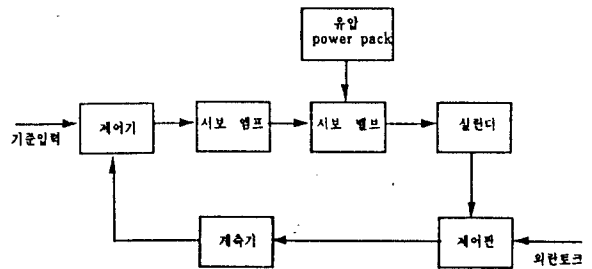


그림 2-1 구동시스템의 구성

#### 2.2 시스템 설계<sup>[3][4]</sup>

고속 수중운동체의 요구성능은 소형, 경량, 고효율 및 고정밀의 특성을 필요로 하며 요구사항은 표 2-1과 같다.

표 2-1 시스템 설계사항

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 토크
최 대 공 급 압 력	

유압식 서보 구동장치의 설계는 먼저, 설계목적에 맞는 작동이 이루어 질수 있도록 유압시스템의 회로를 구성한 후 시스템 설계 사양을 만족할 수 있는 작동기를 설계하고, 서보밸브를 결정하였다. 선정된 서보밸브의 사용압력과 필요유량을 기준으로 유압펌프와 원동기의 사양을 결정한 후 유압탱크의 크기, 유압유의 종류, 배관, 냉각장치, 필터 등을 결정하는 방법으로 고속 수중운동체의 유압식 구동장치를 설계하였다.

본 연구대상 구동시스템의 서보밸브를 이용한 유압회로는 그림 2-2와 같다.

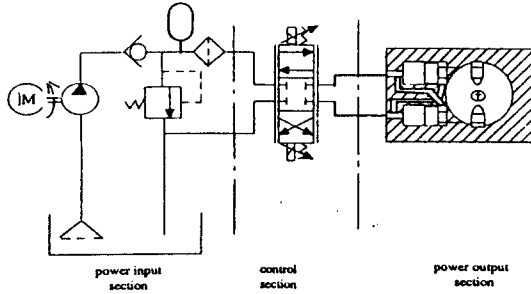


그림 2-2 유압시스템 회로도

### 2.2.1 작동기

설계 공간상의 제한 조건으로 먼저 실린더의 최소 직경을 결정하고 하우징의 강도 등을 고려하여 실린더의 직경을 정하였고, 작동기의 형태는 Push-Push 복동 복수 실린더나 복동 실린더로는 요구사양에서 주어지는 최대 부하 토크를 견딜 수 없기 때문에 Push-Pull 형태의 펀로드 복동 복수 실린더를 설계하였다.

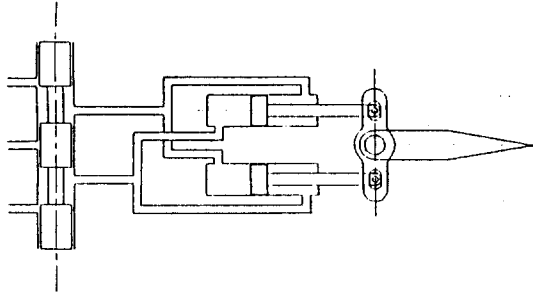


그림 2-3 펀로드 복동 복수 실린더

- 공급압력 :
- 링크 암의 길이 :
- 실린더 로드 직경 :
- 실린더의 최소 반경 :

### 2.2.2 서보 밸브

선정된 힘 피이드백 2단 서보밸브는 다음과 같은 특성을 가지고 있다.

- 공급압력 :
- 정격 유량 :
- 주파수 응답 특성 :
- 외경 :
- 최대 필요 유량 :

### 2.2.3 서보 증폭기

그림 2-3에서와 같이 차동 증폭기와 전류변환기로 구성되어 있다.

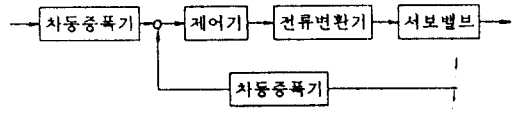


그림 2-3 서보 증폭기 구성도

### 2.2.4 펌프

일정 회전 속도에서 요구토출 유량을 얻을 수 있는 기어 펌프를 선정하였으며 서보밸브의 공급압력을 일정하게 유지시키기 위해 릴리프 밸브를 설치하였다.

- 최대 유량 :
- 최대 압력 :
- 최대 마력 :

### 2.2.5 축압기

Differential piston type으로 설계 하였으며, 설계된 축압기의 개념도는 그림 2-4와 같다.

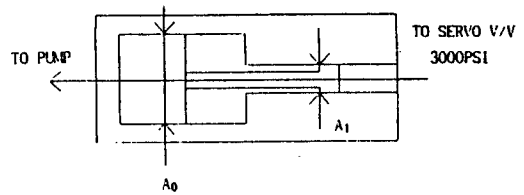


그림 2-4 Differential piston 형의 축압기

### 2.2.6 센서

사용된 센서는 변위각을 측정하기 위한 포텐시미터, 각속도 측정을 위한 레졸버 그리고, 압력 측정을 위한 Pressure Transducer를 사용하였다.

## 2.3 시스템 모델링 [5][6]

서보밸브로서 실린더의 변위를 제어하여 최종적으로 제어판의 각도를 제어하는 유압서보 시스템을 모델링한다.

(가정)

- 유압펌프의 공급압력은 일정하다.
- 서보밸브의 오리피스의 개구면적은 밸브 스톱의 변위에 비례한다.
- 실린더 각 실의 압력분포는 균일하다.
- 공동현상은 일어나지 않는다.

설계된 시스템의 유압회로는 그림 2-5와 같다.

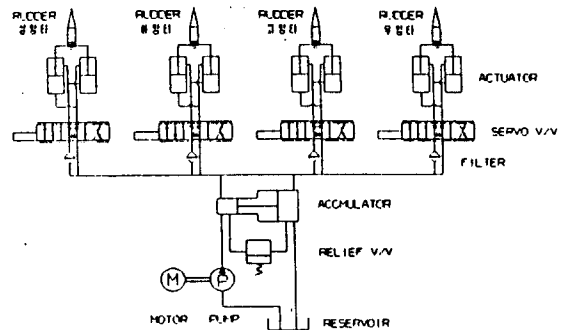


그림 2-5 설계된 시스템 유압회로도

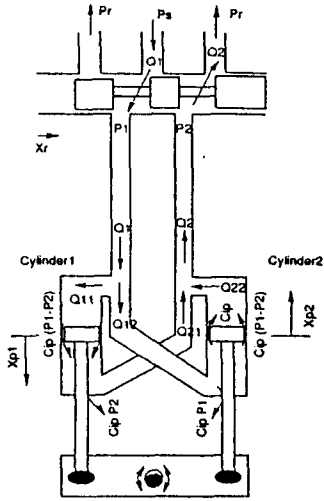


그림 2-6 유압서보시스템의 모델링

### 2.3.1 서보 밸브

일반적으로 서보밸브는 토크모터, 유압증폭기, 밸브 스톱 등으로 구성되어 있고, 이들 관계식은 다음과 같다.

1) 토크 모터

$$T_f = K_{t1} - K_{w}x_v$$

2) amature-flapper

$$I_f \ddot{x}_f + b_f \dot{x}_f + K_f x_f = T_f$$

3) 유압 증폭부

$$\Delta Q = K_2 x_f$$

4) 밸브 스톱

$$\dot{x}_v = \frac{\Delta Q}{A_s}$$

각 파라미터 및 변수의 정의는 표2-2에 나타나 있다.

표 2-2 HR-TEXTRON V/V 파라미터 및 변수 정의

$K_1$	Torque motor gain	0.013 in-lb/ma
$\omega_f$	Natural frequency of 1st stage	920 Hz
$b_f$	Damping ratio of 1st stage	1.4
$K_f$	Net stiffness on armature/flapper	40 in-lb/in
$K_2$	Hydraulic amplifier flow gain	245 in/sec/in
$A_s$	Spool and area	0.028 in
$K_w$	Feedback wire stiffness	0.3 in-lb/in
$K_3$	Flow gain of spool	70 in/sec/in

그리고, 블록선도도 나타내면 그림 2-7과 같다.

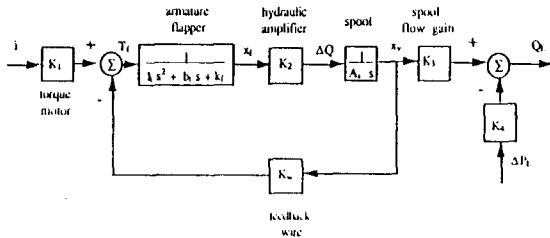


그림 2-7 서보밸브의 블록선도

### 2.3.2 작동기

서보 밸브 스톱에 의한 오리피스를 통과한 각각의 유압 실린더에 대한 유량식은

1) 실린더 1의 경우는 식 (2-1)과 같다.

$$Q_{11} = C_{\phi}(P_1 - P_2) + \frac{v_{11}}{\beta_e} \frac{dP_1}{dt} + \frac{dv_{11}}{dt} \quad (2-1)$$

$$Q_{21} = C_{\phi}(P_1 - P_2) - C_{\phi}P_2 - \frac{v_{21}}{\beta_e} \frac{dP_2}{dt} - \frac{dv_{21}}{dt}$$

2) 실린더 2의 경우는 식 (2-2)와 같다.

$$Q_{12} = C_{\phi}(P_1 - P_2) + C_{\phi}P_1 + \frac{v_{12}}{\beta_e} \frac{dP_1}{dt} + \frac{dv_{12}}{dt} \quad (2-2)$$

$$Q_{22} = C_{\phi}(P_1 - P_2) - \frac{v_{22}}{\beta_e} \frac{dP_2}{dt} - \frac{dv_{22}}{dt}$$

여기서,  $C_{\phi}$ : 내부누설 계수  $C_{\phi}$ : 외부누설 계수

$\beta_e$ : 체적탄성 계수

$v_{11}$ : 실린더 1의 위쪽 용적

$v_{21}$ : 실린더 1의 아래쪽 용적

$v_{12}$ : 실린더 2의 아래쪽 용적

$v_{22}$ : 실린더 2의 위쪽 용적

부하 유량  $Q_L$ 을 식 (2-3) 과 같이 가정하면 식 (2-4) 가 얻어진다.

$$Q_L = \frac{Q_1 + Q_2}{2} \quad (2-3)$$

$$Q_L = C_d w x_v \sqrt{2 \frac{(P_s - P_L)}{\rho}} \quad (2-4)$$

앞에 작용하는 토크 T 는 식 (2-5) 가 되고 타에 대한 운동 방정식은 식 (2-6) 과 같이 된다.

$$T = r(A_1 P_1 - A_2 P_2 + A_2 P_1 - A_1 P_2) \quad (2-5)$$

$$J\ddot{\theta} + B\dot{\theta} + K\theta = T - T_L \quad (2-6)$$

### 2.4 모델의 선형화

유압 서보 시스템은 2.3 절에서 유도된 바와 같이 복잡한 비선형의 특성을 보이고 있다. 따라서 이를 수학적으로 다루기 쉬운 형태로 만들기 위해 선형화를 행한다.

서보 밸브에서 flapper의 동특성을 무시할 수 있다고 가정하면 스톱에 대한 식 (2-7)이 구해진다.

$$\dot{x}_v = \frac{K_2}{K_f A_s} (K_1 i - K_w x_v) \quad (2-7)$$

식 (2-4)를 선형화 하면 식 (2-8)과 같이 표현할 수 있고 이때 계인은 식 (2-9)와 같이 구해진다.

$$Q_L = K_s x_v - K_p P_L \quad (2-8)$$

여기서, 유량계인  $K_s = C_d w \sqrt{\frac{P_s - P_{L0}}{\rho}}$  (2-9)

$$\text{입력계인 } K_p = \frac{C_d w x_{v0} \sqrt{V \rho}}{2 \sqrt{P_s - P_{L0}}}$$

식 (2-1)과 (2-2) 를 식 (2-8)에 대입하여 정리하고, 누설이 없다고 가정하면 식 (2-10) 이 구해진다.

$$Q_L = \frac{V_s}{4\beta_e} \dot{P}_L + (A_1 + A_2) \dot{y}_p \quad (2-10)$$

여기서,  $V_s = v_{110} + v_{120} + v_{210} + v_{220}$

$r\theta = y_p$ ,  $x_1 = x_v$ ,  $x_2 = P_L$ ,  $x_3 = \theta$ ,  $x_4 = \dot{\theta}$ ,  $A = A_1 + A_2$  라 두고 상태 방정식으로 식을 정리하면 식 (2-11) 과 같이 된다.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{K_2 K_w}{K_f A_s} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{4\beta_e K_s}{V_s} & -\frac{4\beta_e K_p}{V_s} & 0 & -\frac{4\beta_e A r}{V_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\frac{rA}{J} & -\frac{K}{J} & -\frac{B}{J} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{K_1 K_2}{K_f A_s} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{T_L}{J} \end{bmatrix} \quad (2-11)$$

### 3. 제어기 설계 및 시뮬레이션

#### 3.1 제어기 설계<sup>[7]</sup>

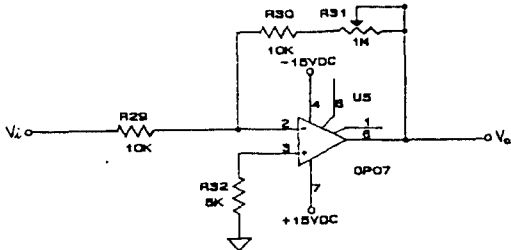
시스템의 성능 뿐만 아니라 신뢰성이 특히 요구되어지는 본 시스템에서는 신뢰성이 높고 회로구조가 간단해 H/W 구현과 계인 조정등 이들의 응용에 대한 기술이 잘 확립되어 있는 비례-적분-미분 제어이론으로 제어기를 설계하고 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 설계된 시스템의 성능을 예측하였다.

비례-적분-미분 제어기의 구조는 식 (3-1)과 같다.

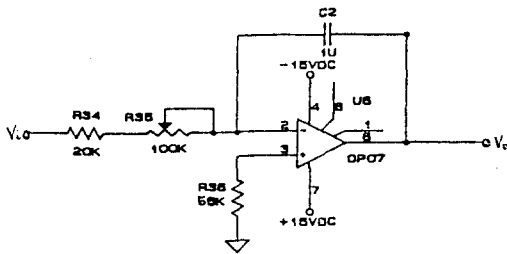
$$U(s) = \frac{1}{1 + \tau s} \left( K_p + K_d s + \frac{K_i}{s} \right) E(s) \quad (3-1)$$

비례, 적분, 미분 제어기의 상세설계는 다음과 같다.

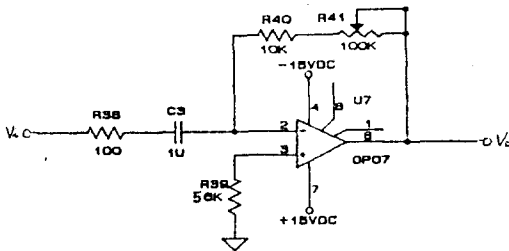
##### ○ 비례 제어기



##### ○ 적분 제어기



##### ○ 미분 제어기



### 3.2 시뮬레이션 및 결과고찰

#### 3.2.1 시뮬레이션

시뮬레이션을 실시한 목적은 H/W를 제작하여 실험을 수행하기 전에 설계된 시스템의 응답특성을 고찰하기 위함이다. 시뮬레이션의 타당성을 보이기 위하여 실험과 동일한 경우를 전산기에서 모의실험 하였으며, 정현파 입력에 대한 추종능력, 주파수의 변화와 외부부하의 변화에 대한 시스템의 성능을 분석하였다. 시뮬레이션 조건은 표 3-1과 같다.

표 3-1 시뮬레이션 조건

실험명	실험 조건		
	크기	주파수	부하
1 정현파 입력 크기 변화	10°	1.0 Hz	22.5 Nm
	5°	1.0 Hz	
2 주파수 변경	5°	3.0 Hz	22.5 Nm
	5°	0.5 Hz	
3 부하 변화	5°	1.0 Hz	22.5 Nm
	5°	1.0 Hz	12.0 Nm

#### 3.2.2 결과 고찰

시뮬레이션 1, 2, 3은 정현파 입력의 변화, 주파수 변화 및 부하 변화에 대한 응답특성으로서 시뮬레이션 결과를 그림 3-1, 3-2, 3-3에 나타내었다. 기준입력은 10°, 5°의 정현파로서 주파수는 1Hz이고, 22.5Nm의 부하가 걸려 있다. 그림 3-1에서 보는 바와 같이 기준입력에 대한 변위는 10° 일 때 정착시간 0.025sec이고 정상상태오차는 0.016°로 무시할 만하고, 5°일 때 0.018sec로 추종하는 것을 보이고 있다. 그림 3-2는 주파수 변경을 하였을 때의 응답으로 3Hz에서도 정착시간 0.018sec로 양호한 응답성능을 보이고 있다. 그림 3-3은 부하 변경을 하였을 때 응답으로 정착시간이 0.014sec로 부하가 적게 걸릴 때 정착시간이 더 빠른 특성을 보이고 있다.

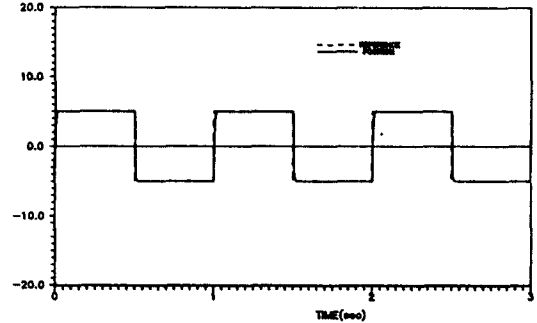
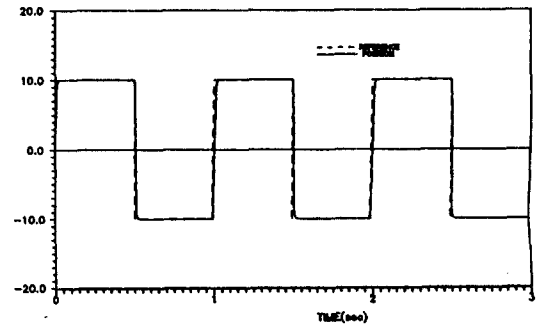
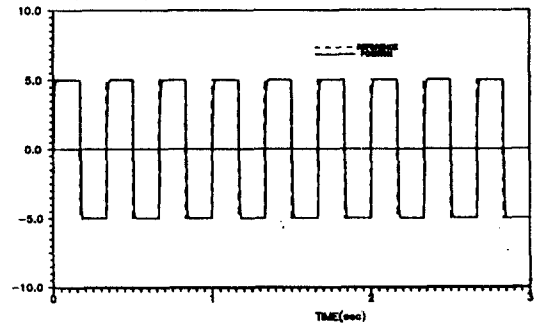


그림 3-1 정현파입력 크기변화에 따른 추종 능력 결과



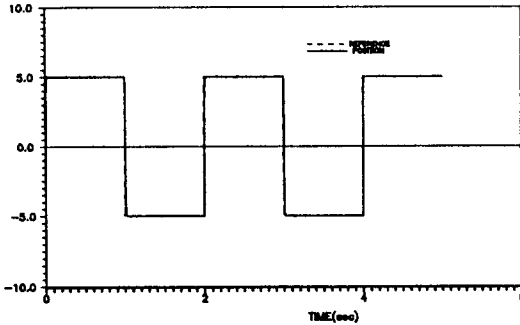


그림 3-2 주파수 변경에 따른 응답 결과

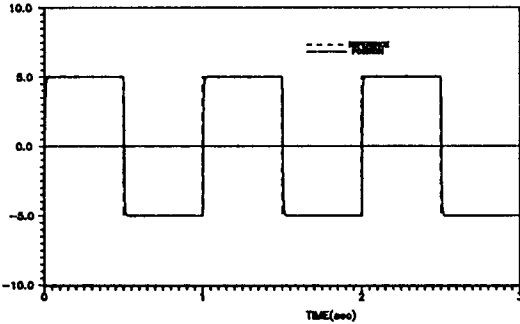


그림 3-3 부하변화에 대한 강인성 결과

## 4. 실험 및 결과

### 4.1 실험장치

설계된 고속수중운동체의 구동장치를 실험적으로 검증하기 위하여 구동장치를 모터 회전수가변기, Electric Equipment(E.E), A/D, D/A 변환기 그리고, DAS(Data Acquisition System)와의 인터페이스로 시뮬레이터를 구성하였다.

설계된 구동장치 및 구성한 시뮬레이터의 모습은 그림 4-1, 4-2와 같다.

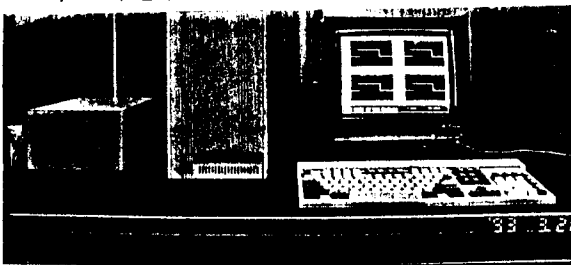


그림 4-1 변환기 및 데이터 저장 장치

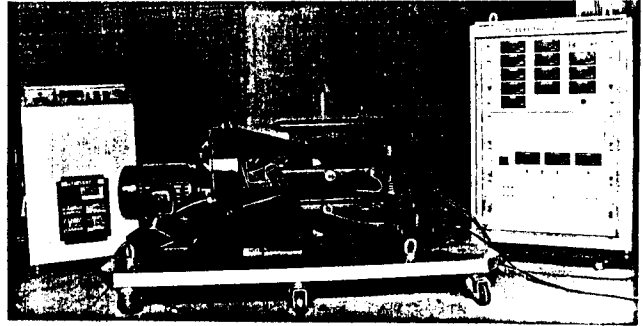


그림 4-2 구동장치, 모터 회전수가변기 및 E.E의 형상

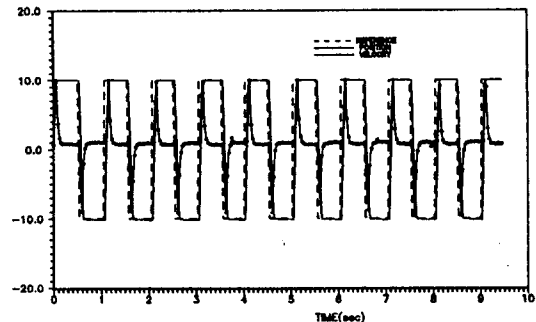
### 4.2 실험결과

실험은 고속 수중 운동체의 운용특성을 고려하여 최대 변위 추종능력, 시스템의 주파수 응답특성, 정착시간(Setting Time), 및 정상상태 오차 등을 해석하기 위하여 주로 수행되었으며, 부하 변화에 따른 응답특성도 실험을 통하여 분석하였다. 또한, 펌프 구동을 위한 동력원인 모터의 회전수를 가변시켜 가면서 시스템을 실험하였다.

표 4-1 실험조건

실험명	실험 조건			
	크기	주파수	회전수	부하
1 정현파 입력 크기 변화	10°	1.0 Hz	1500 rpm	22.5 Nm
	5°	1.0 Hz	1500 rpm	22.5 Nm
2 주파수 변경	5°	3.0 Hz	1500 rpm	22.5 Nm
	5°	0.5 Hz	1500 rpm	22.5 Nm
3 부하 변화	5°	1.0 Hz	1500 rpm	12.0 Nm
	10°	1.0 Hz	1500 rpm	12.0 Nm
4 회전수 변화	5°	1.0 Hz	1000 rpm	22.5 Nm
	5°	1.0 Hz	600 rpm	22.5 Nm

실험결과를 그림 4-3, 4-4, 4-5, 4-6에 나타내었다. 정현파 입력을 10°, 5°로 가변시키고 주파수를 3Hz, 0.5Hz, 부하를 22.5Nm, 12.0Nm로 변화시켜 가면서 실험을 수행한 결과 시뮬레이션 결과 보다 정착시간은 늦지만 응답은 잘 추종하고 있음을 알 수 있다. 그림 4-3은 정현파 입력의 크기를 변화 시킨 것으로 10°일때 정착시간은 0.12sec, 5°일때 0.095sec이며, 정상상태오차는 0.1°가 발생하였다. 그림 4-4는 주파수 변경에 대한 것으로 정착시간 0.12sec, 정상상태 오차는 0.15°가 발생하였다. 그림 4-5는 부하 변경 시험으로 부하변화에도 거의 응답이 같게 나왔다. 그림 4-6은 회전수 변화에 대한 실험으로 이는 실제로 수중에서 동력은 추진축에 의해 받기 때문에 프로펠러에 부하가 크게 걸릴 경우 회전수가 떨어질 수 있기 때문에 이때의 성능에 대해서도 실험한 것이다. 정착시간은 1000rpm일때 0.15sec, 600rpm일때 0.19sec로 1500rpm일때 보다는 늦지만 응답성능은 기준입력을 잘 추종하고 있는 결과를 보이고 있다.



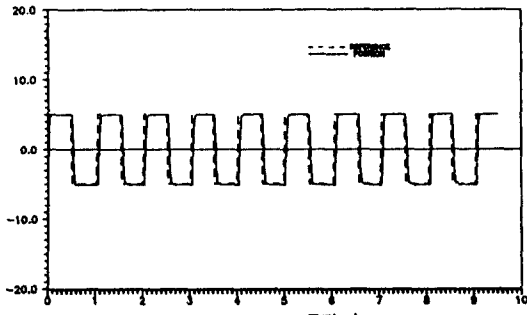


그림 4-3 정현파입력 크기변화에 따른 추종능력 결과

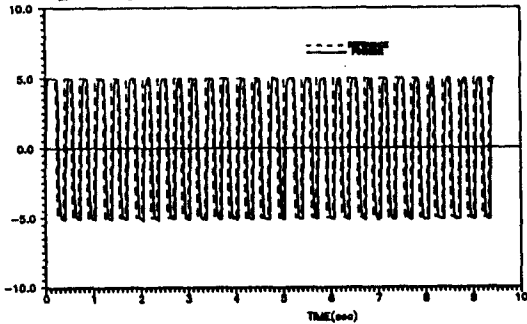


그림 4-4 주파수 변경에 따른 응답 결과

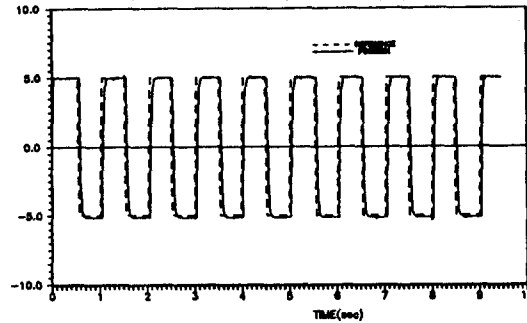


그림 4-5 부하변화에 대한 강인성 결과

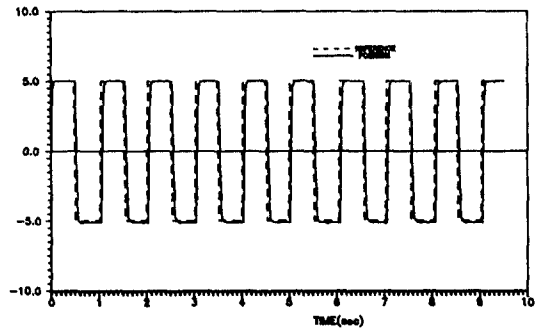


그림 4-6 회전수 변화에 따른 시스템 성능 결과

## 5. 결 론

고속 수중운동체에 대하여 저속에서 자세제어를 용이하게 하고, 제한된 좁은 설치공간의 문제점을 해결하기 위하여

- 1) 추진기 후미에 독립된 4개의 상, 하, 좌, 우 제어판 설치
- 2) 서보밸브는 몸체에, 작동기는 Tail Tube에 분리 작동 설계

3) 소형의 편로드 복동 복수 실린더로 설계 구성된 유압식 구동장치는 시뮬레이션과 실험 결과를 통하여 시스템의 타당성을 입증하였다.

그러므로, 개발한 구동장치는 저속에서도 큰 제어력으로 자세제어가 용이하기 때문에 얕은 수심에서 발사시 예상되는 위험 요소를 상당히 개선 시키므로써 운용범위의 다양화를 가져 올것으로 기대된다.

### 참고 문헌

- [1] 남무열, "어뢰의 발전추세와 각국의 어뢰 개발 정책에 관한 고찰", 해양전력, 제63권, 1989
- [2] 해군본부, "영국의 최신에 대잠수함 경어뢰, Sting Ray", 기술정보 2-11-158, 1991
- [3] 이진걸 역, "유압 서보 제어의 설계", 기전연구소, 1989
- [4] Moog Technical Bulletin & Catalog
- [5] H. E. Merrit, "Hydraulic Control System", John Wiley & Sons, New York, 1967
- [6] 이교일 외 3인, "비정상 토크 하에서의 유압서보시스템 연구", NSDW-413-92419, 국방과학연구소, 1992
- [7] Karl Johan Astrom and Tove Hagglund, "Automatic Tuning of PID controllers", Instrument Society of America, 1988