

# 수중운동체의 호버링시스템을 위한 외란관측기 및 슬라이딩 모드 제어기 설계

## Design of Disturbance Observer and Sliding Mode Controller for the Hovering System of Underwater Vehicles

김종식, 김성민, 양화준  
(Jong Shik Kim, Sung Min Kim, Hwa Joon Yang)

**Abstract** : A robust disturbance rejection controller for the hovering motion of underwater vehicles in near the surface of sea is presented. The suggested controller consists of two control parts, the one is disturbance observer for taking into account the effects of sea wave and missile-launching forces, and the other is sliding mode controller for the robust stability of underwater vehicles with model uncertainties and nonlinearities. It is shown that the sliding mode control system with disturbance observer is more effective compared with the sliding mode control system, especially in case that large sea wave force is affected.

**Keywords** : hovering system, underwater vehicles, disturbance observer, sliding mode controller

### I. 서론

수중운동체의 제어는 임계속도(약 3노트) 이하에서의 운동에 관한 문제와 임계속도 이상에서의 운동에 관한 문제로 분류될 수 있으며, 본 논문에서는 임계속도 이하에서 임무수행시 요구되는 성능을 만족시킬 수 있는 제어기를 설계하고자 한다. 수중운동체의 전진방향의 속도가 임계속도 이하일 때는 제어타로 발생시킬 수 있는 제어력이 미약하므로 제어타에 의한 심도유지 및 심도변화가 거의 불가능하게 된다. 이 경우에는 수중운동체 내에 존재하는 해수탱크에 해수를 유출/입함으로써 발생하는 수중운동체의 중량변화와 부력과의 차에 의한 힘을 제어력으로 사용한다. 임계속도 이하의 운동에서는 잠망경관측, 무선통신, 유도탄 발사, 그리고 스노클링(snorkeling) 등의 임무를 수행하게 되며, 이러한 임무수행시에는 자유표면 근처에서의 항해가 불가피하게 되는데, 이 때 발생하는 가장 큰 어려움 중의 하나는 수중운동체의 심도를 조절하는 것으로서 심해에서와는 달리 해수의 흡인력이 강하고 해파력과 파고가 비선형 Pier-son-Moskoviz 스펙트럼[1]으로 기술되는 물리적 특성을 가지고 있으므로 이러한 해파의 영향을 효과적으로 제거하여야 한다. 그리고 무장발사나 그 밖의 충격 형태의 외란에 대해서도 수중운동체의 임무특성상 좋은 외란제거성능을 가져야 한다. 이러한 외란들의 영향은 수중운동체의 임무수행뿐만 아니라 경우에 따라서는 수중운동체에 위험상황을 유발시킬 수 있으므로 우수한 외란제거성능을 갖는 제어기의 설계가 절실히 요구된다.

이러한 특징을 갖는 수중운동체의 호버링 시스템에 대한 제어를 위해 본 연구에 앞서 비례-미분-가속(PDA) 제어기[2], 비례-미분-가속 및 퍼지(PDA/FLC) 제어기[3] 그리고 퍼지 슬라이딩 모드 제어기[4] 등의 제어기가 설계되었다. 유량제어 밸브에 존재하는 사역대(dead-zone)의 비선형 효과가 작은 경우에는 PDA 제어시스템의 성능이 만족할 만 하지만, 비선형 효과가 큰 경우에는 만족스러운 명령추종성능을 낼 수 없었다. PDA/FLC 제어시스템은 비선형 효과가 큰 경우에도 만족스러운 명령추종성능을 낼 수 있었으나,

톱니 형태의 충격외란이 가해지는 무장 발사시의 외란제거 성능은 만족스럽지 못했다. 그리고 퍼지 슬라이딩 모드 제어기는 비선형 플랜트에 대하여 만족스러운 명령추종성능 및 충격외란에 대하여 양호한 외란제거성능을 가졌으나, 실제 수중운동체의 임무수행 환경에 있어서 가장 중요하게 고려되어야 할 해파외란에 대한 고려가 없었기 때문에 자유표면 근처에서 수중운동체의 성능을 신뢰할 수 없다.

본 논문에서는 수중운동체가 가질 수 있는 비선형성 그리고 해파외란 등을 고려하여 실제 시스템과 유사한 상태에서 만족스러운 명령추종성능을 가질 수 있고 아울러 해파외란을 제거할 수 있도록 외란관측기(disturbance observer)를 가진 슬라이딩 모드 제어기를 설계하고 이를 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 입증하고자 한다.

### II. 수중운동체의 호버링시스템 및 해파의 모델링

#### 2.1 수중운동체 호버링시스템의 모델링

수중운동체 호버링시스템의 모델링을 위하여 수중운동체의 비선형 6자유도 운동방정식[5,6]으로부터 히브(heave) 방향의 운동방정식만을 고려하기로 한다.

$$m[\ddot{z} - \dot{x}q + y\dot{p}] = \frac{\rho}{2} \dot{z}_m^2 + \frac{\rho}{2} \dot{z}_w^2 (z_q \dot{x}q + z_w \ddot{z}) + \frac{\rho}{2} \dot{z}_w^2 (z_w \dot{x} \dot{z} + z_{|w|} |\dot{z}| + z_{ww} \dot{z}^2 + z_{ww} |\dot{z}| \sqrt{y^2 + z^2}) + \rho \dot{z}_s^2 (z_{\delta s} \dot{x}^2 \delta s + z_{\delta b} \dot{x}^2 \delta b) \quad (1)$$

여기서,  $x, y, z$ 는 각각 전진, 측면, 그리고 히브 방향에 대한 변위이고  $\dot{x}, \dot{y}, \dot{z}$ 는 각각 수중운동체의  $x, y, z$  방향에 대한 속도,  $p, q, r$ 은 각각 수중운동체의 롤(roll), 피치(pitch), 요(yaw) 방향에 대한 각속도,  $\ddot{z}$ 는 수중운동체의 히브방향에 대한 가속도, 그리고  $\delta s, \delta b$ 은 각각 선미타(stern)와 선수타(bow)의 각변위이다.  $m, l$ 은 각각 수중운동체의 질량과 길이이며,  $\rho$ 는 해수의 밀도이다. 그리고 아래첨자( $q, w, ww$  등)가 표시되어 있는  $z_q, z_w, z_{ww}$  등은 수중운동체의 수력학적 계수들이다.

수중운동체가 임계속도 이하에서 미속으로 운동하는 경우에는 수중운동체의 6자유도 운동방정식에서 수평상관 관성항을 무시할 수 있으며[7], 각 타의 각변위는 0으로 가정한다. 따라서 본 논문에서는 (1)로 표현되는 히브방향의 운

동방정식에서 수중운동체의 전진속도를  $\dot{x}_o$  그리고 측면속도  $\dot{y} = 0$ 으로 고려하고 수중운동체의 호버링시스템에서 중량변화에 의한 제어력  $F$ 와 외란  $d$ 를 고려하기로 한다. 이때 수중운동체 호버링시스템의 히브방향에 대한 운동방정식은 다음과 같이 표현된다[4].

$$M_e \ddot{z} = \frac{\rho l^2}{2} [z_w \dot{x}_o \dot{z} + z_{|w|} \dot{x}_o |z| + z_{ww} z^2] + F + d \quad (2)$$

여기서,

$$M_e = m - \frac{\rho l^3}{2} z_w$$

이제 수중운동체 호버링시스템의 구동부 동역학에 대하여 생각하기로 한다. 호버링 탱크의 내부를 유출/입하는 유량  $Q$ 와 수중운동체 호버링시스템의 제어력  $F$  사이에는 다음 관계식이 성립한다.

$$F = \rho g \int Q dt \quad (3)$$

여기서,  $g$ 는 중력가속도이다.

또한 펌프 및 구동모터 그리고 유량 제어밸브의 동역학은 전체적으로 수중운동체 시스템의 대역폭(약 0.1 rad/sec)보다 10배 빠르게 응답할 수 있다고 가정하고, 제어시스템의 시뮬레이션을 간단히 하기 위하여 다음과 같이 단순 1차 시스템으로 모델링하기로 한다.

$$\dot{Q} + Q = Q_c \quad (4)$$

여기서  $Q$ 는 호버링 탱크를 유출/입하는 해수의 유량이고,  $Q_c$ 는 유량제어를 위한 명령입력이다.

### 2.2 해파의 모델링

불규칙적인 해양(irregular sea)에서 발생하는 해파는 수많은 주파수에서 에너지를 갖는 정현파의 조합으로 가정할 수 있다. ITTC(International Towing Tank Conference)에 의해 채택된 해파에 대한 표준 스펙트럼  $S(\omega)$ 와 입력을 백색잡음(white noise)이라고 가정하고 해파 스펙트럼을 선형화한 전달함수  $G_s(s)$ 는 각각 다음과 같다[8].

$$S(\omega) = \frac{\alpha}{\omega^5} \exp\left(\frac{-\beta}{\omega^4}\right) \quad (5)$$

$$G_s(s) = \frac{1.028(0.605s^3 + 1.088s)}{0.607s^5 + 7.412s^2 + 48.36s^3 + 211s^2 + 523s + 884} \quad (6)$$

여기서  $\alpha$ ,  $\beta$ 는 파고에 의해서 결정되는 파라미터로서, 본 논문에서는 파고가 3m인 경우를 고려하여  $\alpha=0.779$ ,  $\beta=0.346$ 으로 선정한다.

그림 1은 (6)으로 표현되는 해파 스펙트럼에 대한 전달함수의 크기 Bode 선도이며, 해파는 약 4rad/sec의 주파수에서 가장 큰 에너지를 가지고 있음을 알 수 있다.

수중운동체의 히브운동에 영향을 주는 해파력은 크게 1차 해파력(primary forces)과 2차 해파력(secondary forces)으로 나눌 수 있다. 해파를 중심 주파수가  $\omega_i$ 이고  $\delta\omega$ 의 폭을 가지고 주파수 영역들로 분해하면, 해파는  $\omega_i$  근처의  $\delta\omega$ 내에서 1차 해파력은  $a_i \sin \omega_i t$ 로 표현되는 정현파 성분과 비교하는 힘으로, 그리고 2차 해파력은  $a_i^2 \sin^2 \omega_i t$  또는  $a_i^2(1 - \cos 2\omega_i t)/2$ 로 표현되는 힘으로 근사화할 수 있다.

여기서  $a_i = \sqrt{2S(\omega_i) \delta\omega}$ 이다.

2차 해파력은 1차 해파력과는 달리 정현파 성분외에 상수항이 존재하며, 이 때의 정현파 요소는 수중운동체의 거동에 많은 영향을 미치지 않으나, 상수항은 자유표면 방향으로의 흡인력(suction force)으로 작용한다. 따라서 이에 따

른 제어를 수행하지 않은 수중운동체는 수면으로 부상하려는 경향을 갖게 되고, 이 힘은 심도가 깊어짐에 따라 희석인자(attenuation factor)  $\exp(-\omega_i^2(Z_o - h(t)/g))$ 의 지배를 받고, 크기는 다음과 같이 표현된다[8].

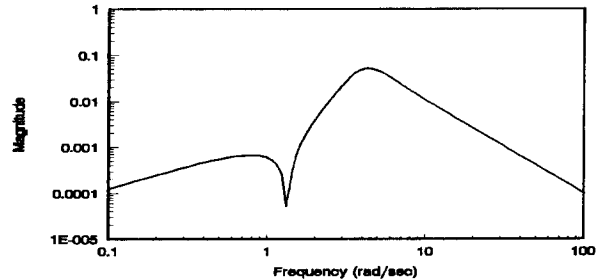


그림 1.  $G_s(s)$ 의 크기 Bode 선도.

Fig. 1. Magnitude Bode plot of  $G_s(s)$ .

$$f_i(t) = a_i \omega_i^2 \exp(-\omega_i^2(Z_o - h(t)/g)) \quad (7)$$

여기서  $Z_o$ 는 수중운동체에 대한 명령심도,  $h(t)$ 는  $Z_o$ 로부터 실제 수중운동체의 위치까지의 거리를 나타낸다.

그리고 해파가 수중운동체에 가하는 힘은 수중운동체와 해파가 부딪히는 상태에 의존하므로 둘 사이의 상대속도에 의한 조우주파수(encounter frequency)  $\omega_{ei}$ 를  $\omega_i$ 대신 사용하기로 한다.

$$\omega_{ei} = -\omega_i \left( \frac{1 - \omega_i \dot{x}_o}{g} \cos \theta \right) \quad (8)$$

여기서  $\theta$ 는 해파와 수중운동체와의 조우각으로서 최악의 상황을 고려하여  $\theta=180^\circ$ 로 가정한다.

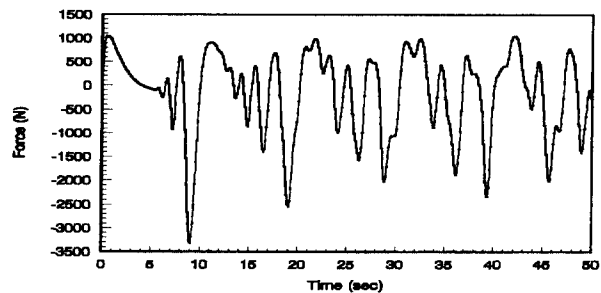


그림 2. 심도 0.5m에서 수중운동체에 가해지는 해파력.

Fig. 2. Wave force in the depth of 0.5m.

$z(t)$ 의 변화가 작다고 가정하면 최종적으로 해파가 수중운동체에 미치는 외란  $d_{wave}(t)$ 는 다음과 같이 표현된다[8].

$$d_{wave}(t) \approx \left( 780 - 145 \sum_{i=1}^N f_i \sin \omega_i t \right) \sum_{i=1}^N f_i \sin \omega_{ei} t \quad (9)$$

여기서  $N$ 은 해파를 주파수에 따라 분할할 때 분할된 주파수대의 개수이다.

그림 2는 심도 0.5m에서 해파가 수중운동체에 미치는 힘을 시뮬레이션 한 것이다.

### III. 외란관측기 설계

그림 3은 외란관측기를 포함하는 제어시스템의 구조를 나타낸다. 여기서  $K(s)$ 는 명령추종성능을 위한 피드백 제어기,  $P(s)$ 는 플랜트, 그리고  $P_n(s)$ 는 플랜트에 대한 모델이다. 그리고  $D(s)$ 는 외란관측기 필터로서 외란과 잡음을 제거하고  $1/P_n(s)$ 과 곱해져서 타당한(proper) 시스템이 되도록

하는 역할을 한다.

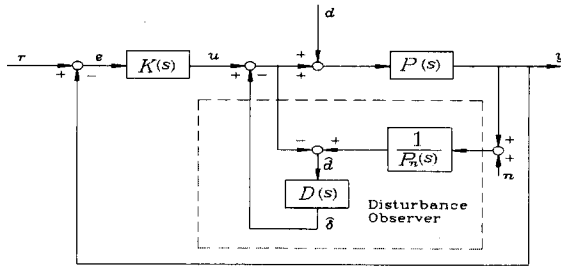


그림 3. 외란관측기의 구조.  
Fig. 3. Structure of the disturbance observer.

출력  $y$ 를 제어입력  $u$ , 외란  $d$ , 센서잡음  $n$ 과 각각에 대한 전달함수의 곱의 형태로 표현하면 다음과 같다.

$$y = G_u(s)u + G_d(s)d + G_n(s)n \quad (10)$$

여기서,

$$G_u(s) = \frac{P(s)P_n(s)}{P_n(s) + (P(s) - P_n(s))D(s)}$$

$$G_d(s) = \frac{P(s)P_n(s)(1 - D(s))}{P_n(s) + (P(s) - P_n(s))D(s)}$$

$$G_n(s) = \frac{P(s)D(s)}{P_n(s) + (P(s) - P_n(s))D(s)}$$

이다. 그리고  $P(s)$ 와  $P_n(s)$ 가 같다고 가정하면 (10)은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$y = G_u^*(s)u + G_d^*(s)d + G_n^*(s)n \quad (11)$$

여기서,

$$G_u^*(s) = P(s)$$

$$G_d^*(s) = P(s)(1 - D(s))$$

$$G_n^*(s) = D(s)$$

이다. 따라서 외란관측기 필터  $D(s)$ 를 외란이 에너지를 갖는 저주파역에서는 1, 센서잡음이 에너지를 갖는 고주파역에서는 0이 되도록 설계하면 만족스러운 외란제거 성능을 가질 수 있다. 이를 고려하여 일반적으로  $D(s)$ 를 다음과 같이 선정한다[9,10].

$$D(s) = \frac{1 + \sum_{k=1}^{N-2} a_k(\tau s)^k}{1 + \sum_{k=1}^N a_k(\tau s)^k} \quad (12)$$

여기서,

$$a_k = \frac{N!}{k!(N-k)!}$$

이다. 그리고  $N$ 은  $D(s)$ 의 차수이며,  $\tau$ 는 절단주파수의 역수로서 시스템의 교차주파수와 외란과 센서잡음이 에너지를 갖는 주파수를 고려하여 선정한다.

이제 외란관측기 설계를 위해 호버링 탱크의 유량  $Q(s)$ 에서 수중운동체의 심도  $z$ 로의 선형화된 플랜트 전달함수  $P(s)$ 를 구하기로 한다. 외란관측기의 구조를 간단히 하기 위하여 빠른 동역학을 갖는 유량 제어밸브의 동역학은 무시한다. 수중운동체 호버링시스템의 히브방향에 대한 비선형 운동방정식 (2)와 구동부 동역학 (3)을 고려하고, 이를 작동점  $\dot{z}_0 = 0$  근처에서 Taylor 급수전개를 통하여 선형화하고 수력학적 계수  $z_w, z_{|w|}, z_{|w|\dot{w}}$ 의 크기를 고려하면 다음과 같은 선형화된 플랜트 전달함수를 얻을 수 있다.

$$P(s) = \frac{-7.498 \times 10^{-17}s^2 + 0.0059}{s^3 + 0.0185s^2} \quad (13)$$

플랜트의 전달함수  $P(s)$ 는  $\pm 8.7706 \times 10^6$ 에 영점을 그리고  $-0.0185$ 와  $0$ 에 극점을 갖고 있다. 선형화된 플랜트의 영점이 우반평면에 존재할 경우  $1/P_n(s)$ 는 불안정한 극점을 포함하게 되므로 외란관측기의 적용이 곤란하다. 그렇지만 영점이 시스템 대역폭의 3배 이상 떨어져 있는 경우에는 영점의 영향을 거의 무시할 수 있으므로  $P(s)$ 에서 우반평면에 존재하는 영점을 무시하고  $P_n(s)$ 를 선정한다.  $r$ 는 해파가 에너지를 가지는 주파수, 플랜트 자체의 교차주파수를 고려하여 시행착오적으로 0.8로 선정하였다.

#### IV. 슬라이딩 모드 제어기 설계

외란관측기는 플랜트와 플랜트 모델이 근접할수록 명령 추종성능에는 영향이 작고 외란과 센서잡음제거 기능만 수행하므로, 플랜트와 플랜트 모델과의 차에 의한 불확실성에 대한 강인성 그리고 명령추종성능을 보장할 수 있도록 강력한 비선형 제어방법인 슬라이딩 모드 제어기법을 도입한다. 슬라이딩 모드 제어기 설계를 위해, 우선 수중운동체의 히브방향 운동방정식 (2)와 구동부 동역학 (3)을 결합하여 플랜트에 대한 운동방정식을 다음과 같은 미분방정식으로 표현한다.[4]

$$\begin{cases} M_e \frac{d^3 z}{dt^3} = \frac{\rho l^2}{2} [z_w \dot{x}_o + z_{|w|} \dot{x}_o + 2z_{w\dot{w}} \dot{z}] \ddot{z} + \rho g Q_s + \dot{d} \\ z \geq 0 \\ M_e \frac{d^3 z}{dt^3} = \frac{\rho l^2}{2} [z_w \dot{x}_o - z_{|w|} \dot{x}_o + 2z_{w\dot{w}} \dot{z}] \ddot{z} + \rho g Q_s + \dot{d} \\ z < 0 \end{cases} \quad (14)$$

여기서  $Q_s$ 는 슬라이딩 모드 제어에 의해 발생하는 유량 제어 명령입력이다.

슬라이딩 모드 제어는 관심있는 상태변수 값을 원하는 상태변수값이 놓여 있는 슬라이딩 평면에 수렴하도록 제어기를 설계하는 제어방법이므로 적절한 슬라이딩 평면의 선정 문제는 슬라이딩 모드 제어에서 매우 중요하다. 본 논문에서는 3차 미분방정식의 형태로 표현된 플랜트의 운동방정식에 대하여 다음과 같은 2차 형태의 슬라이딩 평면  $S(z;t)$ 를 선정한다.

$$S(z;t) = \left\{ z(t) \mid s(z;t) = \left( \frac{d}{dt} + \lambda \right)^2 (z(t) - z_d(t)) = 0 \right\} \quad (15)$$

여기서 파라미터  $\lambda$ 는 양의 실수이며,  $z(t)$ 는 상태변수 벡터,  $z(t)$ 는 관심있는 상태변수 그리고  $z_d(t)$ 는 목표로 하는 상태변수이다.

일반적으로  $z(t)$ 의 초기상태  $z(0)$ 와  $z_d(t)$ 의 초기상태  $z_d(0)$ 는 다르므로, 상태변수의 추적오차  $\tilde{z}(t) (= z(t) - z_d(t))$ 는 0이 아니다. 그러므로 추적오차가 0이 되기 위해서는 관심있는 상태변수  $z(t)$ 가 임의의 초기상태  $z(0)$ 로부터 슬라이딩 평면  $S(z;t)$  위로 수렴되어야 할 것이다. 이 조건을 만족시키기 위해서는 다음과 같은 슬라이딩 모드 존재조건식을 만족해야 한다.

$$\dot{s}(z;t) \leq -\eta \operatorname{sgn}(s(z;t)) \quad (16)$$

여기서  $\eta$ 는 양의 실수이고,  $\operatorname{sgn}(s)$ 는 부호함수이다.

슬라이딩 모드의 존재조건을 만족하면 상태변수  $z(t)$ 는 초기조건  $z(0)$ 가  $z_d(0)$ 와 다르더라도  $|s(0)|/\eta$  보다 작은 유한한 시간  $t_{reach}$ 내에 평면  $S(z;t)$ , 즉  $z(t) = z_d(t)$ 를 만족하는 평면 위에 놓이게 된다.

$$t_{reach} \leq \frac{|s(0)|}{\eta} \quad (17)$$

그리고 슬라이딩 평면의 정의에 의해서  $n$ 차 시스템에 대해 관심있는 상태변수가 슬라이딩 평면 상에 놓이면 상태변수의 추적오차  $\tilde{z}$ 는 다음과 같이 표현되는 시정수(time constant)  $T$ 를 가지고 지수함수적으로 0에 수렴한다.

$$T = \frac{n-1}{\lambda} \quad (18)$$

이제 제어입력  $Q_s$ 를 선정하기 위하여 슬라이딩 모드 존재조건식 (16)에서 등식만을 고려하기로 한다. (15)에 주어진  $s(z;t)$ 를 시간에 대하여 미분하고, (14)를 대입하여  $\dot{z}_d$ 가 상수인 경우를 고려하면  $\dot{z}_d = 0, \ddot{z}_d = 0, \frac{d^3 z_d}{dt^3} = 0$ 가 된다. 또한 외란에 대한 강인성을 위해 최악의 상태로 가정하여  $\dot{d}$ 의 최대크기만을 고려한다. 이 때 다음과 같은 수중운동체 호버링시스템의 제어입력  $Q_s$ 가 선정된다.

$$Q_s = -\frac{I}{2g}(z_w \dot{x}_o + z_{|w|} \dot{x}_o \text{sgn}(\dot{z}) + z_{uw} \dot{z}) \dot{z} - \frac{1}{\rho g} \{ 2\lambda M_e \dot{z} + \lambda^2 M_e z + k M_e \text{sgn}(s) \} \quad (19)$$

여기서  $k$ 는 슬라이딩 모드 존재조건에서 주어지는 파라미터  $\eta$ 와 외란의 변화율  $\dot{d}$ 의 최대크기가 고려된 슬라이딩 모드 제어기의 강인성 파라미터이다.

$$k = \eta + \max |\dot{d}| / M_e \quad (20)$$

(19)에 주어진 제어입력은 부호함수를 포함하고 있으므로 슬라이딩 평면 근처에서 일반적으로 채터링(chattering)을 발생시킨다. 따라서 본 논문에서는 이 문제를 해결하기 위하여 Slotine이 제안한 경계층(boundary layer)을 가진 슬라이딩 평면[11,12]을 이용하기로 하고, 제어입력에서 사용된 부호함수를 적절한 포화함수(saturation function)로 변환한다. 그림 4는 포화함수와 부호함수에 따른 제어입력의 형태를 나타낸 것이고, 그림 5는 상태변수  $\dot{z}$ 와  $z$ 평면상에서의 경계층의 형태를 표시한 것이다.

그림 5에 표시된  $\Phi$ 는 경계층의 두께이다. 그리고  $\epsilon$ 은 경계층의 폭으로서  $n$ 차 시스템의 경우에  $\Phi/\lambda^{n-1}$ 로 결정된다. 그림 4에 표시된 포화함수를 (19)의 모델링 불확실성 및 외란에 대한 항  $kM_e \text{sgn}(s)$  대신 적용하면, 슬라이딩 모드 제어시스템의 제어입력  $Q_s$ 는 다음과 같이 수정된다.

$$Q_s = -\frac{I}{2g}(z_w \dot{x}_o + z_{|w|} \dot{x}_o \text{sgn}(\dot{z}) + z_{uw} \dot{z}) \dot{z} - \frac{1}{\rho g} \left\{ 2\lambda M_e \dot{z} + \lambda^2 M_e z + k M_e \text{sat} \left( \frac{s}{\lambda^{n-1} \epsilon} \right) \right\} \quad (21)$$

여기서  $\epsilon$ 은 제어시스템의 허용되는 오차범위에 의하여 선정된다.

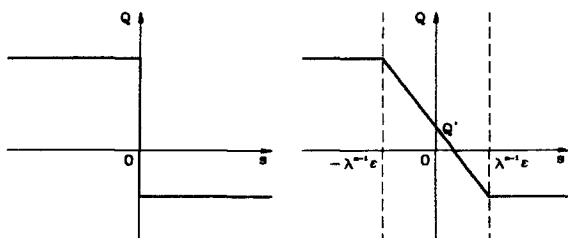


그림 4. 부호함수와 포화함수에 따른 제어입력.  
Fig. 4. Control inputs with sign and saturation functions.

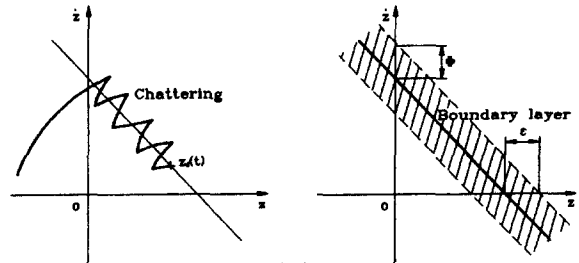


그림 5. 슬라이딩 평면 위의 경계층.  
Fig. 5. Boundary layer on the sliding surface.

V. 컴퓨터 시뮬레이션 결과 및 분석

그림 6은 수중운동체 호버링을 위한 제어시스템의 구조를 나타낸 것으로서 수중운동체의 히브방향 운동에 대한 비선형 1자유도 운동 및 호버링시스템의 구동부 동역학을 고려한 플랜트, 슬라이딩 모드 제어기 그리고 외란관측기로 구성되며 시뮬레이션을 통하여 수중운동체 호버링 시스템의 성능을 알아보려고 한다. 슬라이딩 모드 제어기의 강인성 파라미터  $k$ 는 상태변수  $z$ 가 슬라이딩 평면에 도달하는 시간, 충격외란의 변화율의 크기 그리고 해파외란의 크기의 변화율을 고려하여 선정하고 슬라이딩 모드 제어시스템의 시정수를 결정하는 파라미터  $\lambda$ 는 제어기 설계시에 무시한 2차 시스템의 대역폭을 고려하여 제어시스템의 시정수가 약 40초 되도록  $k = 0.01$  그리고  $\lambda = 0.05$ 로 선정하였다. 그렇지만 유량제어 밸브에 포화가 존재하므로  $\lambda = 0.05$ 일 때, 40초의 시정수를 가질 수 없다. 따라서  $\lambda = 0.05$ 이고 제어기에 포화가 존재하지 않을 때와 같은 성능을 얻기 위하여  $\lambda$  값을 크게하여 제어기가 포화되는 시간을 증가시킴으로써 원하는 성능을 얻도록 하였다.  $k$  값의 변화없이 시행착오적으로  $\lambda = 0.0595$ 로 선정하였다.

그림 7은 10m 상승 명령입력에 대하여 슬라이딩 모드 제어만 수행했을 경우와 슬라이딩모드 제어와 외란관측기 제

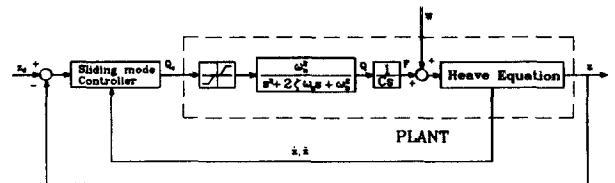


그림 6. 수중운동체를 위한 심도 제어시스템의 구조.  
Fig. 6. Structure of the depth control system for underwater vehicles.

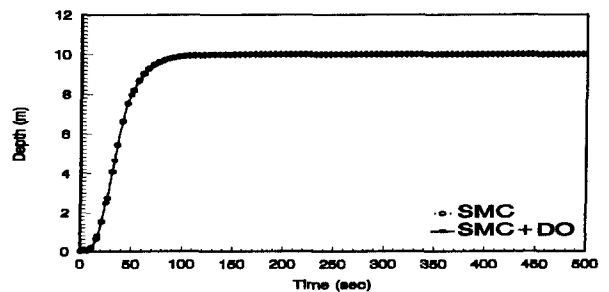


그림 7. 10m 상승명령에 대한 슬라이딩 모드와 외란관측기를 가진 슬라이딩 모드의 경우에 대한 시간응답.  
Fig. 7. Time response of the sliding mode and the sliding mode depth control system with disturbance observer for 10m rising command.

어를 병행하였을 경우에 대한 시뮬레이션 결과이다. 두 경우 모두 만족스러운 성능을 보이고 있는데, 이 결과를 통해 외란관측기가 명령추종성능에는 영향을 미치지 않음을 알 수 있다.

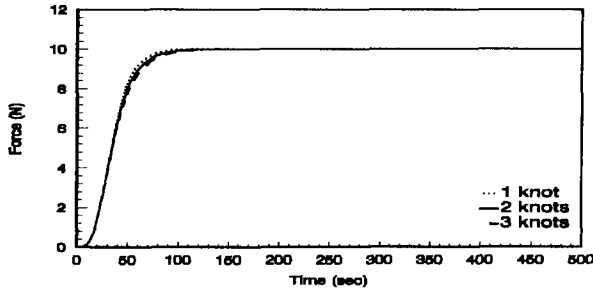


그림 8. 전진속도 변화에 따른 외란관측기를 가진 슬라이딩 모드 제어시스템의 시간응답.  
 Fig. 8. Time response of the sliding mode mode depth control system with disturbance observer for change in forward velocity.

그림 8은 2 노트의 전진속도를 가지는 수중운동체에 대하여 설계된 제어시스템의 응답을 전진속도의 변화에 대하여 나타낸 것이다. 수중운동체의 임계속도인 약 3 노트 이하의 전진속도 범위에서 작동하는 수중운동체의 호버링 시스템에 대하여 모든 범위의 작동영역에서 만족스러운 명령추종성능을 보임을 알 수 있다.

그림 9는 수중운동체에 다음과 같은 톱니형태를 갖는 충격외란  $d(t)$ 가 가해졌을 때의 제어시스템의 시간응답을 나타낸다.

$$d(t) = \begin{cases} 2000t & 0 < t < 5 \\ 0 & t \geq 5 \end{cases} \quad (22)$$

위와 같은 충격외란이 가해졌을 때 슬라이딩 모드 제어시스템은 큰 섭동과 정상상태에서 지속적인 진동이 나타나므로 만족스러운 외란제거성능을 갖지 못한다. 그렇지만 슬라이딩 모드 제어와 외란관측기 제어를 병행하여 수행한 경우 최대 섭동량이 현저하게 줄어들고 정상상태에서의 지속적인 진동도 많이 개선되었음을 알 수 있다.

그림 10은 (7)에 주어진 해파외란에 대한 제어시스템의 응답을 나타낸 것이다. 해파외란이 수중운동체에 가해졌을 때, 슬라이딩 모드 제어만 수행한 경우에는 그 최대 섭동량이 약 0.8m 정도이지만 슬라이딩 모드 제어와 외란관측기 제

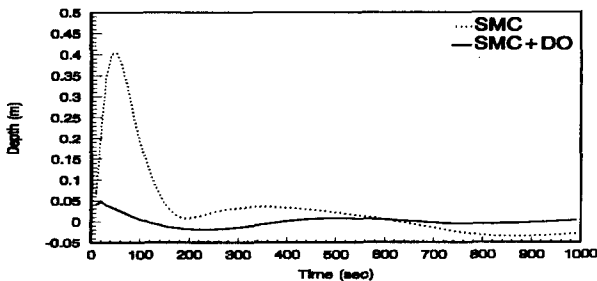


그림 9. 충격외란에 대한 슬라이딩 모드와 외란관측기를 가진 슬라이딩 모드의 경우에 대한 시간 응답.  
 Fig. 9. Time response of the sliding mode and the sliding mode depth control system with disturbance observer for the impact disturbance.

를 병행하여 수행한 경우 그 섭동량이 약 0.2m로서 해파외란에 대해서도 외란관측기에 의하여 상당히 개선된 외란제거성능을 보임을 알 수 있다.

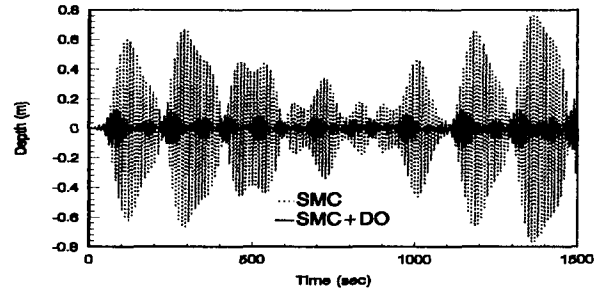


그림 10. 해파외란에 대한 슬라이딩 모드와 외란관측기를 가진 슬라이딩 모드의 경우에 대한 시간응답.  
 Fig. 10. Time response of the sliding mode and the sliding mode depth control system with disturbance observer to wave disturbance.

VI. 결론

본 논문에서는 임계속도 이하의 미속에서 운동하는 호버링 시스템을 제어하기 위하여 비선형 제어기법인 슬라이딩 모드 제어기를 설계하고, 자유표면 근처에서 해파외란이 수중운동체에 미치는 영향을 고려하기 위하여 해파의 수학적 모델을 제시하였으며, 외란제거를 위하여 외란관측기를 설계하였고, 구성된 제어시스템의 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

명령추종성능에 있어서 슬라이딩 모드 제어만 수행했을 때, 스태형태의 명령입력에 대하여 만족스러운 성능을 가졌고, 슬라이딩 모드 제어와 외란관측기 설계를 병행했을 경우에도 슬라이딩 모드 제어만 수행한 경우와 거의 동일한 결과를 얻음으로써 외란관측기가 제어시스템의 명령추종성능에는 거의 영향을 미치지 않음을 알 수 있었다. 또한 설계된 제어시스템이 수중운동체의 임계속도범위내에서 전진속도 변화에 대해서도 만족스러운 성능을 가짐을 알 수 있었다.

그리고 수중운동체의 호버링 시스템에 톱니형태의 충격외란이 가해졌을 때, 슬라이딩 모드 제어만 수행한 경우 큰 섭동량이 생겼으며 정상상태에서도 지속적인 진동이 발생하였으나, 외란관측기를 슬라이딩 모드 제어기와 병행하여 설계한 경우 최대 섭동량이 현저히 줄어들었고 정상상태에서의 지속적인 진동도 많이 개선되어 외란관측기가 충격외란에 대하여 우수한 외란제거성능을 가짐을 알 수 있었다.

자유표면 근처에서 지속적으로 가해지는 해파에 의한 힘이 수중운동체 호버링 시스템에 미치는 영향을 시뮬레이션했을 경우, 슬라이딩 모드 제어만 수행한 경우에는 비교적 큰 섭동량이 발생하였으나, 슬라이딩 모드 제어기에 외란관측기를 병행한 경우 해파력에 의한 섭동량이 상당히 개선되었다. 따라서 적당한 절단주파수를 선정하여 설계된 외란관측기가 해파에 대하여도 만족스러운 외란제거성능을 가짐을 알 수 있었다.

위와 같은 결과에서 플랜트와 유사한 모델을 이용하고 적절한 절단주파수를 갖도록 설계된 외란관측기는 제어시스템의 명령추종성능에는 영향을 주지 않고 단지 외란과 센서 잡음의 제거기능만 수행하여 외란관측기와는 독립적으로 명령추종성능 개선을 위한 피드백 제어기 설계를 가능케 함으로써, 전체적인 제어시스템의 설계를 조직적으로 할 수 있

었다.

**참고문헌**

[1] E. Liceaga-Castro and G. Van Der Molen, "A submarine depth control system design", *Int. J. Control*, vol. 61, no. 2, pp. 279-308, 1995.

[2] I. Koh, "Submarine automatic maneuvering controller/estimator", *ASME Winter Annual Meeting*, 88-WA/DSC-21. 1988.

[3] 김종식, 김성민, "수중운동체를 위한 PDA/FLC 심도 제어시스템 설계," 한국정민공학회지, 제 11권 제 5호, pp. 25-32, 1994.

[4] 김종식, 김성민, "수중운동체의 호버링시스템을 위한 퍼지 슬라이딩 모드 제어기 설계," 제어·자동화·시스템 공학회지, 제 1권 제 1호, pp. 25-32, 1995.

[5] J. Feldman, "DTNSRDC revised standard submarine equation of motion," DTNSRDC /spp-0393-09, 1979.

[6] M. Gerlter and B. R. Hagen, "Standard equation of motion for submarine simulation," *NavalShip Research and Development Report* 2520, 1967.

[7] 김종식, "수중운동체의 정적/동적 운동제어를 위한 시스템 모델링 및 제어알고리즘연구(II)", 국방과학연구소 연구보고서, 1992.

[8] R. J. Richards and D. P. Stoten, "Depth control of a submersible vehicle," *Int. Shipbuilding Progress*, vol. 28, pp. 30-39, Feb., 1981.

[9] T. Umeno and Y. Hori "Two degrees of freedom controllers for robust servo-mechanism" their application to robust manipulators without speed sensors," *Proc. the 1990 IEEE Int. Workshop on advanced motion Control*, pp. 179-188, March, 1990.

[10] T. Umeno and Y. Hori "Robust speed control of dc servomotors using modern two degrees of freedom controller design," *IEEE Trans. on Industrial Electronics*, vol. 38, no. 5, pp. 363-368. October, 1991.

[11] J. J. Slotine, W. Li, *Applied Nonlinear Control*, Prentice-Hall, 1991.

[12] K-K. D. Young, *Variable Structure Control for Robotics and Aerospace Application*, Elsevier science Pub. 1993.



**김 종 식**

1977년 서울대학교 기계설계학과 졸업. 1979년 한국과학기술원 기계공학과 석사. 1987년 미국 M.I.T. 기계공학과 박사. 1980년~현재 부산대학교 기계공학부 교수. 주관심분야는 차량 및 생산시스템의 동역학 및 제어, 다변수 비선형

강인 제어.



**김 성 민**

1993년 부산대학교 기계설계공학과 졸업. 동대학원 석사(1995년). 1995년~현재 동대학원 박사과정, 동대학 기계기술연구소 연구원. 주관심분야는 시간지연 시스템, 비최소 위상시스템 제어 및 다변수 비선형 제어.



**양 화 준**

1994년 부산대 기계설계공학과 졸업. 동대학원 석사(1996년). 1996년~현재 현대자동차 승용제품개발 1연구소 시작1팀 근무. 관심분야는 비선형 강인제어.