수중운동체의 호버링시스템을 위한 퍼지 슬라이딩 모드 제어기 설계

A Fuzzy Sliding Mode Controller Design for the Hovering System of Underwater Vehicles

김 종 식, 김 성 민
(Jong Shik Kim, and Sung Min Kim)

Abstract : Nonlinear depth control algorithms for the hovering system of underwater vehicles are presented. In this paper, a nonlinear effect in heave motion for underwater vehicles, a deadzone effect of the flow control valve in the hovering tank and an impact disturbance are considered. In this situation, in order to choose a desirable controller, sliding mode controller and fuzzy sliding mode controller are designed and compared. The computer simulation results show that the fuzzy sliding mode control system is more suitable in order to maintain a desirable depth of an underwater vehicle with a deadzone and impact disturbance.

Keywords: hovering system, underwater vehicles, fuzzy controller, sliding mode controller, fuzzy sliding mode controller.

I. 서론

수중운동체에 관한 제어 문제는 일반적으로 임계속도 (약 3 노트) 이하에서 수직 상승 및 심도유지 그리고 임계속도 이상에서 조타 및 잠수를 위한 제어로 구분한다[1]. 본 논문에서는 수중운동체의 전진속도가 거의 없는 미속상태에서 심도유지 및 심도변화가 요구되는 경우에 대하여 생각하기로 한다. 특히, 수중에서 요구되는 여러가지 임무를 수행하기 위해서는 선체의 안정화 및 심도유지가 우선 수행되어야 한다. 수중운동체의 미속운동에서는 임무의 특성상 은밀성과 정확성이 요구되며, 제어특성상 해파 및 수중무장발사 등에 대한 외란제거 성능이 중요하다[2,3].

수중운동체가 미속상태에 있을 경우에는 제어타에 의한 제어입력이 미약하게 되므로, 이 경우의 심도제어는 수중운동체 내에 있는 탱크의 물의 유출/입에 의한 수중운동체의 중량 변화에 따른 부력과의 차에 의해 이루어진다[4]. 그리고 수중운동체의 심도 제어시스템 설계시 고려되어야 할 사항은 호버링(hovering) 탱크의 적분효과를 포함한 수중운동체 자체가 갖는 경감쇠 특성 그리고 하드웨어적으로 유량제어밸브에 존재하는 사역대(deadzone) 및 포화(saturation) 비선형 특성 등이 있다. 따라서 수중운동체의 심도 제어시스템은 시스템의 경감쇠 및 비선형 특성을 고려할 수 있을 뿐만 아니라, 해파나 수중무장발사 등에 의해 발생되는 외란입력에 대하여 강인한 제어 알고리즘이 요구된다.

지금까지 연구된 수중운동체 호버링시스템의 제어방법은 수중운동체의 비선형 운동방정식을 선형화한 선형시스템에 대하여 제어기를 설계하는 선형 제어이론에 의한 것이었다[1]. 그러나 수중운동체 호버링시스템은 운동방정식 자체의 비선형성 그리고 유량제어 밸브에 존재하는 비선형 특성을 가지고 있다. 이와 같은 비선형 시스템 제어를 위해 퍼지제어기(fuzzy logic controller ; FLC)가 만족스러운 제어기의 역할을 할 수 있음을 많은 연구자들이 제안하였다[5,6,7].

그래서 본 연구에 앞서 수중운동체 호버링시스템을 위한 비례-미분-가속(PDA) 그리고 비례-미분-가속 및 퍼지 (PDA /FLC) 제어기 설계[5]를 수행하였고, 그 연구 결과를 살펴보면 사역대의 효과가 클 때 PDA 제어시스템은 만족스러운 명령추종 성능을 얻을 수 없었으나, PDA/FLC 제어시스템은 좋은 명령추종 성능을 얻을 수 있었다. 그러나 충격외란이 가해졌을 때 PDA 및 PDA/FLC 제어시스템 모두 만족스러운 외란제거 성능을 얻을 수 없었다.

본 논문의 목적은 수중운동체 호버링 제어시스템의 명령추종 및 외란제거 성능을 개선할 수 있는 수중운동체 호버링 제어시스템을 설계하는 것이다. 지금까지 선형화된 수중운동체 호버링시스템에 대하여 선형 제어이론을 적용해온 것과는 달리 수중운동체의 히브(heave) 운동에 존재하는 비선형성 그리고 유량 제어밸브에 존재하는 사역대에 의한 비선형 특성을 고려할 수 있는 비선형 제어기를 설계하고 그 성능을 분석하고자 한다.

그래서 수중운동체의 히브방향 운동 및 호버링 탱크에 대한 플랜트 모델링을 수행하고, 수중운동체의 호버링시스템에 존재하는 비선형성을 고려한 시스템을 제어하기 위한 제어방법으로 슬라이딩 모드 제어기(sliding mode controller)를 설계하고, 설계된 슬라이딩 모드 제어시스템의 명령추종 및 외란제거 성능을 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 평가한다. 또한 슬라이딩 모드 제어시스템의 성능 특히, 충격외란에 대한 외란 제거 성능을 더욱 개선시키기 위해 슬라이딩 모드 제어기에 퍼지제어기를 결합한 퍼지 슬라이딩 모드 제어기를 제안한다. 퍼지 슬라이딩 모드 제어시스템의 명령추종 및 외란제거 성능 그리고 수중운동체의 전진방향속도 및 사역대 등의 불확실성에 대한 강인성을 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 분석하고 슬라이딩 모드 제어시스템의 경우와 비교평가하기로 한다.

II. 수중운동체 호버링시스템의 모델링

그림 1은 수중운동체의 운동에 대한 개략도이다.

그림 1에서 x, y, z는 각각 수중운동체의 전진, 측면 및 히브 방향의 변위를 나타내고, $\dot{x}$, $\dot{y}$, $\dot{z}$는 각각 x, y, z방향에 대한 속도, p, q, r은 각각 수중운동체의 롤(roll), 피치(pitch), 요(yaw) 방향에 대한 각속도, 그리고 δs, δb, δr은 각각 선미타(stern), 선수타(bow) 및 방향타(rudder)의 각변위이다.

접수일자 : 1995. 4. 25.
1차 수정 : 1995. 6. 25., 2차수정 : 1995. 8. 30.
김종식 : 부산대학교 기계설계공학과
김성민 : 부산대학교 기계기술연구소

수중운동체의 호버링시스템 모델링을 위하여 그림 1에 표시된 수중운동체의 6자유도 운동을 나타내는 비선형 6자유도 운동방정식[8]으로부터 히브방향의 운동방정식만을 고려하기로 한다.

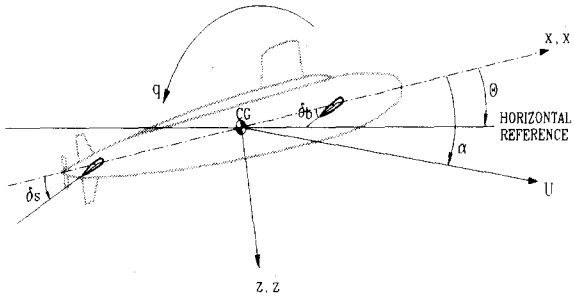


그림 1. 수중운동체의 개략도.
Fig. 1. A underwater vehicle.

$$\begin{aligned} m[\ \ddot{z}-\dot{x}q+\dot{y}p] \ = \ & \frac{\rho l^4}{2} z_{\dot{r}} \dot{r}^2+\frac{\rho l^3}{2}(z_q \dot{x} q+z_w \dot{x} \dot{z}) \\ & +\frac{\rho l^2}{2}(z_w \dot{x} \dot{z}+z_{|w|} \dot{x}|\dot{z}| \\ & +z_{vv} \dot{y}^2+z_{ww}|\dot{z}\sqrt{\dot{y}^2+\dot{z}^2}|) \\ & +\rho l^2(z_{\delta s} \dot{x}^2 \delta s+z_{\delta b} \dot{x}^2 \delta b) \end{aligned} \tag{1}$$

여기서, m, l은 각각 수중운동체의 질량과 길이이며, ρ는 해수의 밀도이다. 그리고 아래첨자(q, w, ww 등)가 표시되어 있는 z_q, z_w, z_{ww} 등은 수중운동체의 수력학적 계수들이다.

수중운동체가 임계속도 이하의 미속에서 운동하는 경우에는 수중운동체의 6자유도 운동방정식에서 수평상관 관성항을 무시할 수 있고 각 타의 각변위는 0으로 가정한다. 따라서 본 논문에서는 (1)로 표현되는 히브방향의 운동방정식에서 수중운동체의 전진속도 $\dot{x}=u_e$ 그리고 측면속도 $\dot{y}=0$으로 한다. 그리고 수중운동체의 호버링시스템에서 중량변화에 의한 제어입력 F와 외란입력 W를 고려하기로 한다. 이 때 수중운동체 호버링시스템의 히브방향에 대한 운동방정식은 다음과 같이 표현된다[4].

$$M_{eq} \ddot{z} \ = \ \frac{\rho l^2}{2}[\ z_w u_e \dot{z}+z_{|w|} u_e|\dot{z}|+z_{ww} \dot{z}^2] \ +F+W \tag{2}$$

여기서,

$$M_{eq} \ = \ m-\frac{\rho l^3}{2} z_{\dot{w}} \tag{3}$$

이제 수중운동체 호버링시스템의 구동부 동역학에 대하여 생각하기로 한다. 호버링 탱크의 내부를 유출/입하는 유량 Q(t)와 수중운동체 호버링시스템의 제어입력 F(t) 사이에는 다음 관계식이 성립한다.

$$F(t) \ = \ \rho g \int Q(t) dt \tag{4}$$

여기서, g는 중력 가속도이다. 또한 펌프 및 구동모터 그리고 유량 제어밸브의 동역학은 전체적으로 수중운동체 시스템의 대역폭보다 10배 빠르게 응답할 수 있다고 가정하고, 이를 다음과 같이 단순 2차 시스템으로 모델링하기로 한다.

$$\ddot{Q}(t)+2\zeta \omega_n \dot{Q}(t)+\omega_n^2 Q(t) \ = \ Q_c(t) \tag{5}$$

여기서 Q(t)는 호버링 탱크를 유출/입하는 해수의 유량이고, $Q_c(t)$는 유량제어를 위한 명령입력이다. 그리고 ω_n과 ζ는 각각 호버링시스템 구동부의 고유진동수와 감쇠비이다.

III. 슬라이딩 모드 제어기 설계

수중운동체의 히브방향 운동방정식에 포함되어 있는 비선형 특성 뿐만 아니라 유량 제어밸브에 존재하는 사역대의 비선형 특성을 고려하더라도 만족스러운 심도 제어성능 및 외란에 강인한 제어성능을 얻기 위해서는, 시스템에 존재하는 비선형성을 직접 고려할 수 있으며 외란 또는 모델링 오차에도 강인한 제어기가 요구된다. 따라서 이와 같은 상황에서 적합한 비선형 강인 제어기인 슬라이딩 모드 제어기를 설계하기로 한다.

1. 유량 제어밸브의 비선형성을 무시한 슬라이딩 모드 제어기 설계

슬라이딩 모드 제어기 설계를 위해, 우선 수중운동체의 히브방향 운동방정식 (2)와 호버링 탱크의 적분요소의 효과에 관한 (4)를 결합하여 플랜트에 대한 운동방정식을 다음과 같은 미분방정식으로 표현한다.

$$\begin{cases} M_{eq} \dfrac{d^3 z}{dt^3} \ = \ \dfrac{\rho l^2}{2}[\ z_w u_e+z_{|w|} u_e+2z_{ww} \dot{z}] \ \ddot{z} \\ \qquad\qquad +\rho g Q+\dot{W} \quad \dot{z} \geq 0 \\ M_{eq} \dfrac{d^3 z}{dt^3} \ = \ \dfrac{\rho l^2}{2}[\ z_w u_e-z_{|w|} u_e+2z_{ww} \dot{z}] \ \ddot{z} \\ \qquad\qquad +\rho g Q+\dot{W} \quad \dot{z} < 0 \end{cases} \tag{6}$$

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

$$\begin{aligned} S(\mathbf{z};t) \ = \ & \{\ \mathbf{z}(t)\ |\ s(\mathbf{z};t) \ = \ (\frac{d}{dt}+\lambda)^2(z(t)-z_d(t)) \\ & = \ 0\ \} \end{aligned} \tag{7}$$

여기서 파라미터 λ는 양의 실수이며, 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 $\tilde{\mathbf{z}}(t)$ = 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.

$$\dot{s}(\mathbf{z};t) \ \leq \ -\eta \ \ sgn(s(\mathbf{z};t)) \tag{8}$$

여기서 η는 양의 실수이고, sgn(s)는 부호함수이다.

위 식에서 알 수 있듯이 η는 슬라이딩 평면과 상태변수간의 거리에 대한 시간미분항에 영향을 주므로 상태변수가 슬라이딩 평면에 접근하는 속도를 직접적으로 결정한다. 그리고 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.

$$t_{reach} \ \leq \ \frac{|\ s(0)\ |}{\eta} \tag{9}$$

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

$$T \ = \ \frac{n-1}{\lambda} \tag{10}$$

이제 제어입력 Q를 선정하기 위하여 슬라이딩 모드 존재조건식 (8)에서 등식만을

고려하기로 한다. (7)에 주어진 s(z;t)를 시간에 대하여 미분한 식에 (6)을 대입하여 z_d가 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 $\dot{W}$의 최대크기만을 고려한다. 이 때 다음과 같은 수중운동체 호버링시스템의 제어입력 Q가 선정된다.

$$Q = -\frac{l^2}{2g}(z_w u_e + z_{|w|} u_e sgn(\dot{z}) + z_{ww}\dot{z})\ddot{z} - \frac{1}{\rho g}\{2\lambda M_{eq}\ddot{z} + \lambda^2 M_{eq}\dot{z} + k_0 M_{eq} sgn(s)\} \quad (11)$$

여기서 k_0는 슬라이딩 모드 존재조건에서 주어지는 파라미터 η 그리고 외란의 변화율 $\dot{W}$의 최대크기가 고려된 슬라이딩 모드 제어기의 강인성 파라미터이다.

$$k_0 = \eta + \max|\dot{W}|/M_{eq} \quad (12)$$

2. 유량 제어밸브의 비선형성을 고려한 슬라이딩 모드 제어기 설계

수중운동체 호버링시스템의 유량 제어밸브에 존재하는 사역대 비선형성은 호버링시스템의 모델식에 이들을 직접 고려하게 되면 부분적으로 연속인 여러 개의 방정식들로 표현되므로 이들을 직접 고려하여 제어시스템을 설계하는 것은 매우 어렵다. 따라서 본 논문에서는 이를 쉽게 고려할 수 있는 다음과 같은 슬라이딩 모드 제어기 설계방법을 제안한다.

우선 사역대 비선형 효과를 모델링 오차로 간주하여 수중운동체 호버링시스템의 슬라이딩 모드 제어기를 설계한다. 슬라이딩 모드 제어기법 적용시 모델링 오차에 대한 구체적인 크기는 고려되지 않고(또는 고려할 수 없고), 단지 모델링 오차의 크기에 대한 한계값만을 고려하여 슬라이딩 모드 제어시스템의 제어입력을 선정한다.

그림 2는 수중운동체 호버링시스템의 유량 제어밸브에 존재하는 사역대 비선형성을 나타낸다.

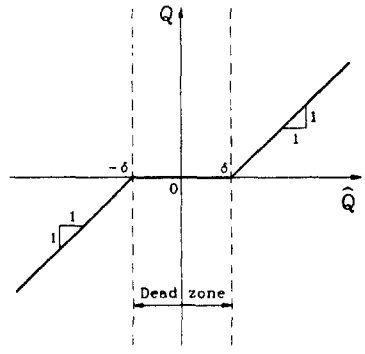


그림 2. 유량 제어밸브의 사역대 효과.
Fig. 2. Deadzone effect of the flow control valve.

그림 2에서 $\hat{Q}$는 사역대 비선형성이 고려되지 않은 경우의 유량, Q는 사역대 비선
형성이 고려된 경우의 유량, 그리고 δ는 사역대의 크기를 나타낸다. 이를 수식으로 표현하면 다음과 같다.

$$Q = \begin{cases} 0 & |\hat{Q}| \le \delta \\ \hat{Q} - \delta\, sgn(\hat{Q}) & |\hat{Q}| > \delta \end{cases} \quad (13)$$

사역대 효과를 무시한 플랜트의 모델식 (6)을 M_{eq}로 나눈 식을 G(t)라고 하고 사역대 효과에 의해서만 모델링 오차가 존재한다고 가정하면, 이 때 모델링 오차 $\Delta G(t)$는 다음과 같다.

$$\Delta G(t) = \frac{\rho l^2}{2M_{eq}}[z_w u_e + z_{|w|} u_e sgn(\dot{z}) + 2z_{ww}\dot{z}]\ddot{z} + \frac{\rho g}{M_{eq}}Q + \frac{\dot{W}}{M_{eq}} - \frac{\rho l^2}{2M_{eq}}[z_w u_e + z_{|w|} u_e sgn(\dot{z}) + 2z_{ww}\dot{z}]\ddot{z} - \frac{\rho g}{M_{eq}}\hat{Q} - \frac{\dot{W}}{M_{eq}} = \frac{\rho g(Q-\hat{Q})}{M_{eq}} \quad (14)$$

(13)과 (14)로부터 모델링 오차의 크기 $|\Delta G(t)|$의 최대값은 다음과 같이 유도된다.

$$\max|\Delta G(t)| = \rho g\delta/M_{eq} \quad (15)$$

슬라이딩 모드 제어에서의 모델링 오차는 그 크기의 최대값, 즉 최악의 상태를 고려하므로 다음과 같이 모델링 오차를 부호함수로 표시할 수 있다.

$$\Delta G(t) = \frac{\rho g\delta}{M_{eq}} sgn(s) \quad (16)$$

이를 (11)의 사역대 효과를 고려하지 않은 경우에 대한 슬라이딩 모드 제어시스템의 제어입력에 추가함으로써 모델링 오차로 가정된 사역대 비선형 효과를 고려한 제어입력 Q를 선정할 수 있다.

$$Q = -\frac{l^2}{2g}(z_w u_e + z_{|w|} u_e sgn(\dot{z}) + z_{ww}\dot{z})\ddot{z} - \frac{1}{\rho g}\{2\lambda M_{eq}\ddot{z} + \lambda^2 M_{eq}\dot{z} + kM_{eq} sgn(s)\} \quad (17)$$

여기서 k는 슬라이딩 모드의 존재조건에서 주어지는 파라미터 η, 사역대 비선형성의
크기 δ, 그리고 외란의 변화율 $\dot{W}$의 최대크기가 고려된 슬라이딩 모드 제어기의 강인성 파라미터이다.

$$k = \eta + \rho g\delta/M_{eq} + \max|\dot{W}|/M_{eq} \quad (18)$$

(17)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[9,10]을 이용하기로 하고, 제어입력에서 사용된 부호함수를 적절한 포화함수(saturation function)로 변환한다. 그림 3은 포화함수와 부호함수에 따른 제어입력의 형태를 나타낸 것이고, 그림 4는 상태변수 $\dot{z}$와 z평면상에서의 경계층의 형태를 표시한 것이다.

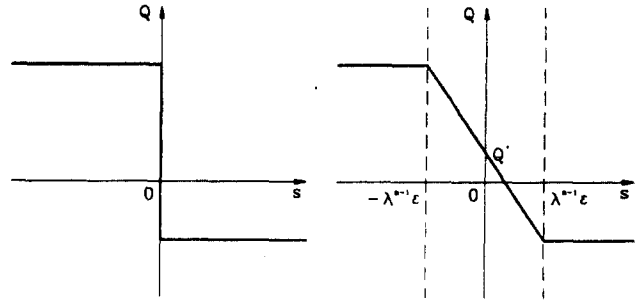


그림 3. 부호함수와 포화함수에 따른 제어입력.
Fig. 3. Control inputs with sign and saturation functions.

그림 3에서 Q'는 수중운동체 호버링시스템에 존재하는 불확실성 및 외란입력을 고려하지 않은 경우의 입력의 크기로서 다음과 같이 표현된다.

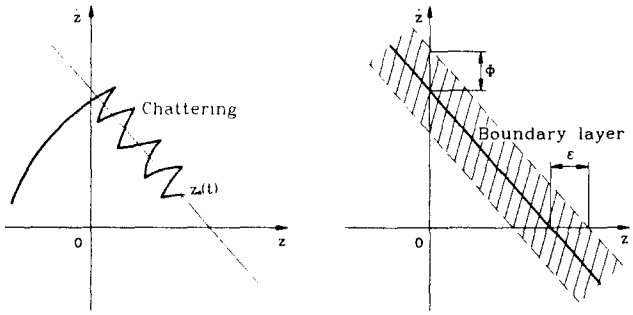


그림 4. 슬라이딩 평면 위의 경계층.
Fig. 4. Boundary layer on the sliding surface.

$$Q' = -\frac{l^2}{2g}(z_w u_e + z_{|w|} u_e sgn(\dot{z}) + z_{ww}\dot{z})\ddot{z} - \frac{1}{\rho g}\{2\lambda M_{eq}\ddot{z} + \lambda^2 M_{eq}\dot{z}\} \quad (19)$$

그림 4에 표시된 Φ는 경계층의 두께이다. 그리고 ε은 경계층의 폭으로써 n차 시스템의 경우에 Φ/λ^{n-1}로 결정된다. 그림 3에 표시된 포화함수를 (17)의 모델링 불확실성 및 외란에 대한 항 $kM_{eq}sgn(s)$ 대신 적용하면, 슬라이딩 모드 제어시스템의 제어입력 Q는 다음과 같이 수정된다.

$$Q = -\frac{l^2}{2g}(z_w u_e + z_{|w|} u_e sgn(\dot{z}) + z_{ww}\dot{z})\ddot{z} - \frac{1}{\rho g}\left\{2\lambda M_{eq}\ddot{z} + \lambda^2 M_{eq}\dot{z} + kM_{eq} sat\left(\frac{s}{\lambda^{n-1}\varepsilon}\right)\right\} \quad (20)$$

여기서 ε은 제어시스템의 허용되는 오차범위에 의하여 선정된다.

3. 시뮬레이션 및 성능 분석

그림 5는 수중운동체 호버링을 위한 슬라이딩 모드 제어시스템의 구조를 나타낸다. 이 제어시스템은 수중운동체의 히브방향 운동에 대한 비선형 1자유도 운동 및 호버링시스템의 구동부 동역학을 고려한 플랜트와 슬라이딩 모드 제어기로 구성되어 있다. 이 슬라이딩 모드 제어시스템에 대한 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 수중운동체 호버링 제어시스템의 성능을 검토하기로 한다.

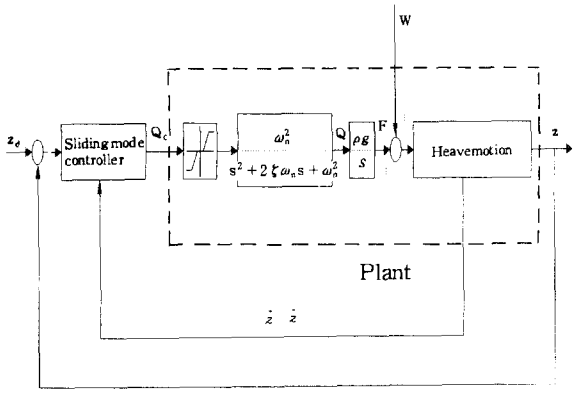


그림 5. 수중운동체를 위한 슬라이딩 모드 심도 제어시스템의 구조.
Fig. 5. Structure of the sliding mode depth control system for underwater vehicles.

여기서 슬라이딩 모드 제어기의 강인성 파라미터 k는 상태변수 z가 슬라이딩 평면에 도달하는 시간, 충격외란의 변화율의 크기 그리고 유량 제어밸브의 사역대 효과를 고려하여 선정한다. 그리고 슬라이딩 모드 제어시스템의 시정수를 결정하는 파라미터 λ는 제어기 설계시에 무시한 2차 시스템의 대역폭을 고려하여 제어시스템의 시정수가 약 40초 되도록 한다. 그래서 k = 0.01 그리고 λ = 0.05로 선정하였다.

그리고 유량 제어밸브에 존재하는 사역대(δ = 0.01)와 포화(최대유량 = ±0.4 m^3/sec) 비선형성을 고려한 수중운동체 호버링을 위한 슬라이딩 모드 제어시스템의 성능을 분석하기로 한다. 그림 6은 슬라이딩 모드 제어에 의한 수중운동체 호버링시스템의 시간응답을 나타낸다. 10 m의 명령입력에 대하여 약 120초의 정착시간 그리고 정상상태오차가 없는 만족할 만한 명령추종 성능을 보이고 있다.

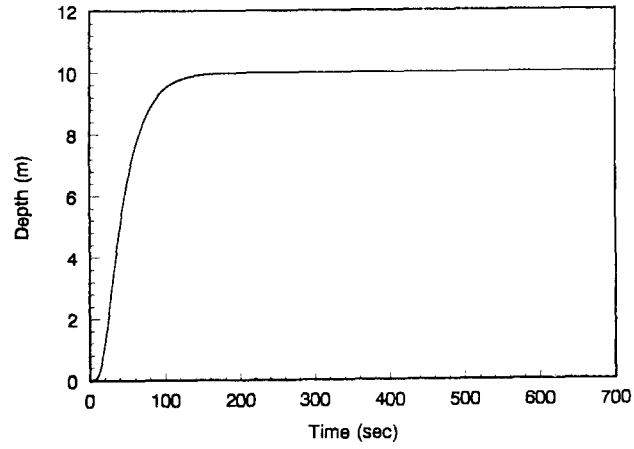


그림 6. 수중운동체를 위한 슬라이딩 모드 심도 제어시스템의 시간응답.
Fig. 6. Time response of the sliding mode depth control system for underwater vehicles.

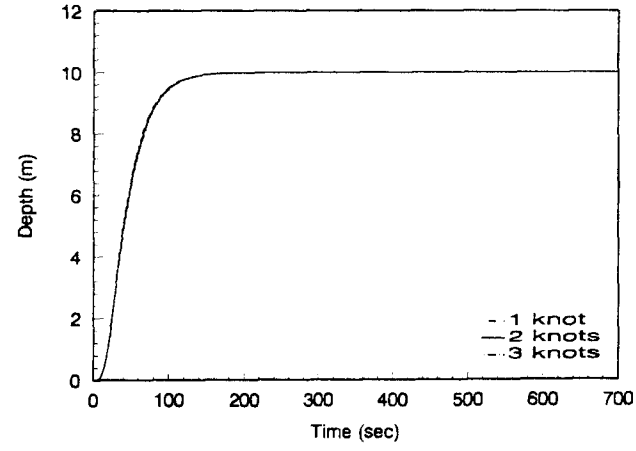


그림 7. 전진속도 변화에 따른 슬라이딩 모드 심도 제어시스템의 시간응답.
Fig. 7. Time response of the sliding mode depth control system to the change in forward velocity.

그림 7은 수중운동체가 2노트의 전진속도로 운동하는 경우에서의 시스템 파라미터에 대해 설계된 슬라이딩 모드 제어시스템에 대하여 전진속도가 1노트 또는 3노트로 변화할 때의 슬라이딩 모드 제어시스템의 시간응답을 나타낸다. 이 경우에도 오버슈트나 정상상태오차는 발생되지 않고 만족스

러운 명령추종 성능을 나타내고 있다. 이는 수중운동체 호버링 제어시스템은 수중운동체의 공칭 전진속도가 2 노트인 경우에 대하여 설계되었지만, 보다 넓은 전진속도 영역에서도 만족스러운 응답특성을 나타냄을 알 수 있다.

그리고 그림 8은 수중운동체가 미사일의 발사시 받을 수 있는, 다음과 같은 톱니형태를 갖는 충격함수의 외란입력이 가해졌을 때의 슬라이딩 모드 제어시스템의 시간응답을 나타낸다.

$$W(t)=\begin{cases}2000t & 0 < t < 5\\ 0 & t \geq 5\end{cases} \tag{21}$$

위와 같은 충격외란이 가해졌을 때 슬라이딩 모드 제어시스템은 큰 오버슈트와 정상상태에서 지속적인 진동이 나타나므로 만족스러운 외란 제거성능을 갖지 못한다. 따라서 이 문제점을 보완하기 위하여 슬라이딩 모드 제어기에 퍼지제어기를 결합한 퍼지 슬라이딩 모드 제어기를 설계하기로 한다.

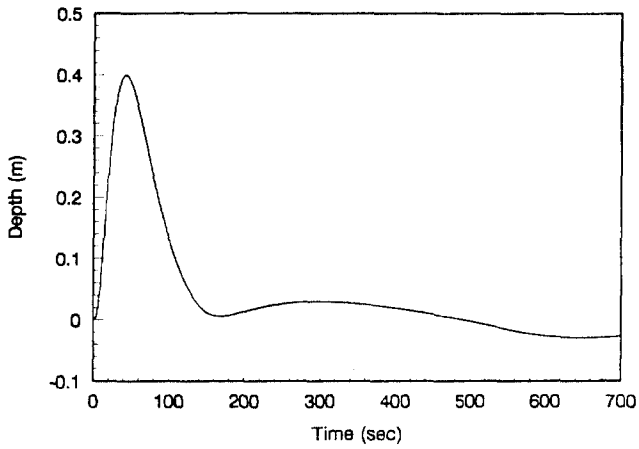


그림 8. 충격외란에 대한 슬라이딩 모드 심도 제어 시스템의 시간응답.

Fig. 8. Time response of the sliding mode depth control system to impact disturbance.

Ⅳ. 퍼지 슬라이딩 모드 제어기 설계

퍼지제어기는 숙련된 조작자의 경험이나 제어대상의 특성에 근거하여 적절한 퍼지 집합과 추론규칙을 선정하여 주어진 입력에 대해 퍼지추론을 통하여 조작량을 결정하는 제어방법이다. 퍼지제어기는 퍼지변수들에 대하여 퍼지집합을 분할하여 각 분할영역에 대응하는 제어규칙을 선정하면 비선형 프로세스를 제어할 수 있고, 시간에 따라 동특성이 변하는 시변(time varying)시스템에 대해서도 제어기 자체가 응답에 대응하는 성질을 가지므로 비선형-시변 프로세스의 제어에 유용하다. 그리고 시스템의 수학적 모델링이 어렵거나, 정량적 모델이 없어도 언어적인 표현에 의하여 제어시스템의 설계가 가능하다. 그렇지만 퍼지제어기의 성능에 가장 크게 영향을 미치는 제어규칙이 일반적으로 시행착오에 의해 만들어지므로 제어기 설계에 많은 시간이 요구된다.

본 절에서는 이미 설계된 슬라이딩 모드 제어기의 성능을 개선하기 위하여 퍼지제어기를 도입하기로 한다. 그림 9는 수중운동체 호버링을 위한 퍼지 슬라이딩 모드 제어기의 구조를 나타낸다. 이미 설계된 슬라이딩 모드 제어시스템을 기준 모델(desired model)로 선정하여 이 기준모델의 출력변수와 실제 수중운동체 호버링시스템에 시스템 불확실성이 존재하거나, 외란이 가해질 경우에 대한 제어시스템의 출력변수간의 오차량을 퍼지제어기의 입력변수로 선정하고 퍼지제어기를 통하여 오차량을 보정할 수 있는 출력을 얻어 이를 슬라이딩 모드 제어시스템의 제어입력과 함께 새로운 제어입력으로 하는 퍼지 슬라이딩 모드 제어기를 제안한다.

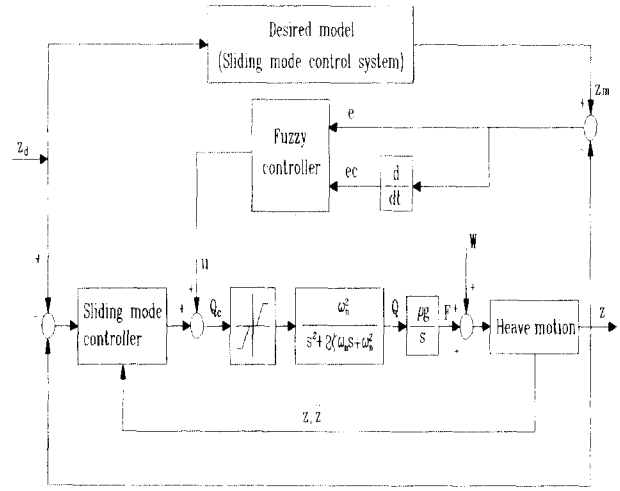


그림 9. 수중운동체를 위한 퍼지 슬라이딩 모드 심도 제어시스템의 구조.

Fig. 9. Structure of the fuzzy sliding mode depth control system for underwater vehicles.

퍼지제어기의 입력변수로 수중운동체의 심도(z) 및 심도 변화율 ($\dot{z}$)에 대한 기준모델과 실제 호버링 제어시스템간의 오차를 각각 e(k)와 ec(k)로 하고, 퍼지제어기의 출력변수를 호버링 탱크에 대한 해수의 유출/입 유량값 u(k)로 선정한다. 이와 같은 입출력 관계를 갖는 전형적인 퍼지제어기의 형태는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$u(k) = F[\ e(k),\ ec(k)] \tag{22}$$

여기서,

$$e(k) = z_m - z$$

$$ec(k) = \dot{z}_m - \dot{z}$$

그리고 F(· , ·)는 퍼지제어 규칙을 나타내고, 아래첨자 m은 기준모델을 나타낸다.

퍼지제어기의 입력변수 e(k) 및 ec(k)와 출력변수 u(k)의 언어변수는 각각 다음과 같이 PB(큰 양의 값), ZO(0), NB(큰 음의 값) 등으로 구성된 7단계의 용어집합으로 정의한다.

$$T = \{PB,\ PM,\ PS,\ ZO,\ NS,\ NM,\ NB\} \tag{23}$$

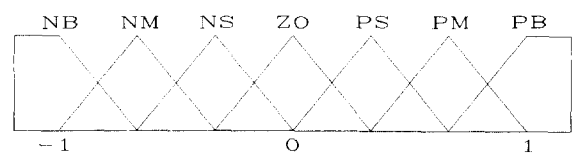


그림 10. 퍼지집합에 대한 멤버쉽함수.

Fig. 10. Membership function of the fuzzy set..

그리고 설계자의 경험과 기본적인 지식에 의해 주관적으로 결정되는 퍼지제어기의 멤버쉽 함수는 계산의 편리성을 고려하여 그림 10과 같은 삼각형태로 선정하였고, 입력 및 출력 변수의 전체집합 U를 다음과 같이 7개로 양자화하였다.

$$U = \{1, 2, 3, 4, 5, 6, 7\} \quad (24)$$

퍼지 제어규칙은 다음과 같은 Mamdani형이 일반적으로 많이 사용되고 있다[11,12].

$$\text{ALSO}_{i=1}^{n} \{\text{IF e is } A_i \text{ AND ec is } B_i, \text{ THEN u is } C_i\} \quad (25)$$

여기서 A_i, B_i 및 C_i는 그림 9와 같은 멤버쉽 함수에 의해 정의된 (23)의 언어변수 집합의 요소이다. 그리고 첨자 i는 퍼지 제어규칙 번호이다. 그리고 각각의 퍼지규칙을 R_i로 표시하면, R_i는 다음과 같은 카티시안 직곱형으로 표현된다.

$$R_i = (A_i \times B_i) \times C_i \quad (26)$$

일반적인 Mamdani형의 무게중심법에 의한 추론법을 프로그램을 통하여 구현하기 위해서는 전체적인 퍼지집합을 적분하여 퍼지제어기의 출력을 얻는데, 이것은 전체 퍼지집합에 대하여 적분을 수행하여야 하므로 많은 계산량이 요구되고, 따라서 일반적인 상용 마이크로 프로세스로는 구현이 어렵다. 따라서 본 논문에서는 주어진 상태에 가까운 카티시안 직곱형의 $A_i \times B_i \times C_i$ 트리플을 선정하고, 선정된 규칙번호를 갖는 제어규칙만을 이용하여 퍼지추론을 수행하는 퍼지제어셀을 이용한 단순화된 퍼지추론 방법을 이용하기로 한다. 다음은 단순화된 퍼지추론 방법을 사용하기 위하여 e(k)와 ec(k)에 대한 4개의 트리플과 작동구간을 나타낸 것이다.

$$A_i < e(k) \le A_{i+1} \text{ and } B_i < ec(k) \le B_{i+1} \quad (27)$$

이 방법은 단지 입력변수의 크기에 따라 선정된 언어변수 e와 ec의 영역의 멤버쉽함수를 그 외의 영역, 즉 출력변수의 선정에 영향을 미치지 않는 영역과 분리함으로써 병렬계산이 가능한 퍼지칩이 아닌 일반적인 상용 마이크로 프로세스를 이용하여 구현이 가능하고, 퍼지제어기를 구현할 경우 계산량을 크게 줄일 수 있을 뿐만 아니라, 설계된 퍼지제어기의 모든 영역의 제어규칙을 발화시킨 경우에 비해서도 일반성을 잃지 않는다[13]. 표 1에는 사용된 제어규칙들이 요약되어 있으며, 이 제어규칙들은 만족스러운 성능을 얻을 수 있도록 직관과 시행착오적인 방법을 통하여 구한 것이다.

표 1. 수중운동체 심도 제어시스템의 퍼지 제어규칙.
Table 1. Fuzzy control rules of the depth control system for underwater vehicles.

e \ ec	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB	PB	PB	PB	PB	PM	PS	ZO
NM	PB	PB	PB	PM	PS	ZO	NS
NS	PB	PB	PM	PS	ZO	NS	NM
ZO	PB	PM	PS	ZO	NS	NM	NB
PS	PM	PS	ZO	NS	NM	NB	NB
PM	PS	ZO	NS	NM	NB	NB	NB
PB	ZO	NS	NM	NB	NB	NB	NB

선정된 제어규칙이 적용되는 4개의 퍼지 제어셀을 이용하여 무게중심법에 의해 비퍼지화를 수행하면 제어입력 u는 다음 식으로 표현될 수 있다.

$$u = \frac{\sum_{i=1}^{4} \omega_i \times C_{id}}{\sum_{i=1}^{4} \omega_i} \quad (28)$$

여기서 ω_i는 i번째 퍼지추론의 결과, 그리고 C_{id}는 i번째 규칙의 결론부의 퍼지집합 C_i의 중심에 있는 대표값이다.

표 2에는 퍼지제어기의 입력값 e, ec 그리고 출력값 u의 각 언어변수에 대응되는 실제오차와 오차변화율 그리고 퍼지제어기의 출력의 크기가 표시되어 있다.

표 2. 언어변수 집합과 실제변수의 대응규칙.
Table 2. Relationship between linguistic variables and actual values.

언어변수 \ 변수	오차(e)	오차변화율(ec)	퍼지출력(C_{id})
PB	0.5	0.1	0.2
PM	0.3	0.03	0.03
PS	0.001	0.002	0.0078
ZO	0.0	0.0	0.0
NS	-0.001	-0.002	-0.0078
NM	-0.3	-0.03	-0.03
NB	-0.5	-0.1	-0.2

이제 그림 9에 표시된 수중운동체의 호버링 제어를 위하여 슬라이딩 모드 제어기에 앞에서 설계한 것과 같은 퍼지제어셀을 이용한 퍼지제어기를 병렬로 결합하여 오차량을 보정할 수 있는 퍼지 슬라이딩 모드 제어시스템에 대한 성능을 분석하기로 한다. 퍼지 슬라이딩 모드 제어기 설계를 위해 선정된 기준모델은 3절에서 설계된 슬라이딩 모드 제어시스템과 동일하다. 퍼지 슬라이딩 모드 제어기의 형태는 기준모델인 슬라이딩 모드 제어시스템의 출력과 실제 모델에 대한 슬라이딩 모드 제어시스템의 출력을 비교하여 이를 퍼지제어기에서 보상하여 제어시스템의 입력에 반영시키므로 슬라이딩 모드 제어시스템에서 정상상태오차가 없고, 플랜트의 파라미터 변동에 대하여 시스템이 강인한 경우에는 퍼지제어기의 입력이 제어시스템의 입력에 거의 반영되지 않는다. 따라서 그림 6에 표시된 슬라이딩 모드 제어시스템의 경우 명령입력 z_d = 10 m가 주어졌을 때 만족스러운 성능을 나타냈으므로, 퍼지 슬라이딩 모드 제어시스템의 경우에도 슬라이딩 모드 제어시스템의 경우와 같이 명령추종성능은 만족스럽게 얻을 수 있다. 그렇지만 외란 입력이 가해진 경우에는 기준모델과 플랜트 사이에 오차가 발생하게 되고, 이 때 바람직한 외란제거 성능을 갖도록 퍼지 제어기가 작동된다.

그림 11은 사역대의 크기를 0.001로 가정하여 설계된 퍼지 슬라이딩 모드 제어기에 대하여 사역대의 크기가 0.01 또는 0.0001로 변할 때의 퍼지 슬라이딩 모드 제어시스템의 시간응답을 나타낸다. 여기서는 사역대의 효과를 크게 하기 위하여 명령입력 z_d를 0.5 m로 작게 주었다. 각각의 사역대의 크기에 대하여 거의 정상상태 오차가 없는 만족스러운 명령추종 성능을 보이고 있다. 즉 설계된 퍼지 슬라이딩 모드 제어시스템은 사역대의 넓은 크기변화 영역에 대하여 만족할 만한 성능을 나타냄을 알 수 있다.

그림 12는 (21)에 주어진 충격외란이 가해졌을 때의 슬라이딩 모드 제어시스템과 퍼지 슬라이딩 모드 제어시스템의 시간응답을 나타낸다. 슬라이딩 모드 제어시스템의 경우에

는 최대 심도변화가 약 0.4 m 정도 발생했지만 퍼지 슬라이딩 모드 제어시스템의 경우에는 약 0.02 m 정도로써 슬라이딩 모드 제어시스템에 비해 외란제거 성능이 크게 개선되었다. 또한 정상상태에서 슬라이딩 모드 제어시스템은 진폭이 약 0.04 m 로 지속 진동하지만 퍼지 슬라이딩 모드 제어시스템은 심도변화가 거의 없는 매우 만족스러운 성능을 보여주고 있다.

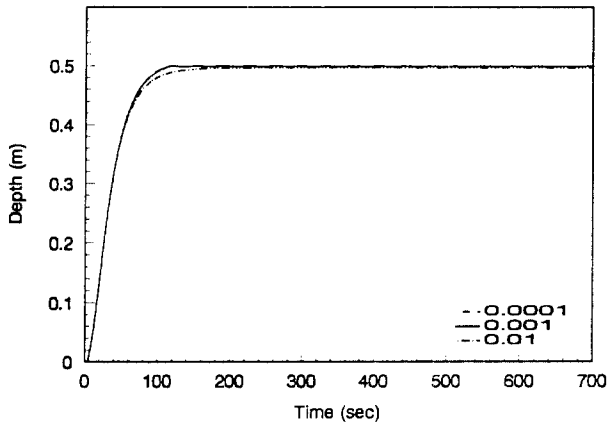


그림 11. 사역대의 크기 변화에 따른 퍼지 슬라이딩 모드 심도 제어시스템의 시간응답.

Fig. 11. Time response of the fuzzy sliding mode depth control system to the change in deadzone magnitude.

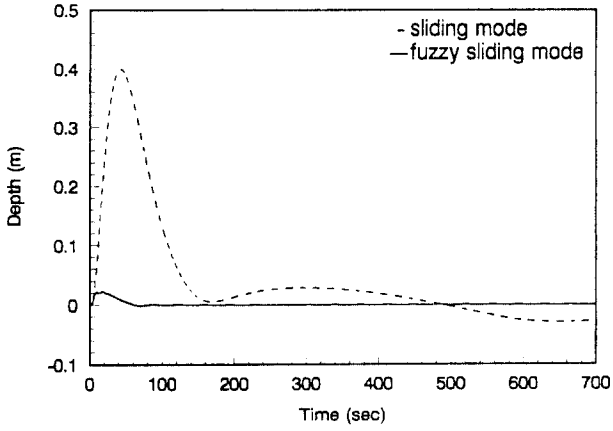


그림 12. 충격외란에 대한 슬라이딩 모드 및 퍼지 슬라이딩 모드 심도 제어시스템의 시간응답.

Fig. 12. Time responses of the sliding mode and fuzzy sliding mode depth control systems to impact disturbance.

V. 결론

본 논문에서는 미속에서 운동하는 수중운동체의 호버링시스템을 제어하기 위하여 수중운동체의 히브운동에 존재하는 비선형성과 호버링 탱크에 존재하는 유량 제어밸브의 사역대 비선형성이 고려된 플랜트 모델에 대하여 슬라이딩 모드 제어기와 퍼지 슬라이딩 모드 제어기를 설계하고, 각각의 제어시스템에 대한 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

슬라이딩 모드 제어시스템과 퍼지 슬라이딩 모드 제어시스템 모두 명령입력에 대해서는 만족할 만한 정착시간을 가지고 정상상태 오차가 없는 좋은 성능을 얻을 수 있었다. 그리고 수중운동체의 전진속도가 1노트에서 3노트 정도의 범위에서 변하더라도 슬라이딩 모드 제어시스템과 퍼지 슬라이딩 모드 제어시스템은 정상상태 오차가 없고, 역시 만족할 만한 정착시간을 가지는 명령추종 성능을 얻을 수 있으므로 넓은 속도범위의 작동영역에 대해서 적용될 수 있음을 알 수 있었다. 그리고 퍼지 슬라이딩 모드 제어시스템의 경우에 사역대의 크기 변화에 대해서 정상상태 오차가 거의 없는 만족할 만한 성능을 얻을 수 있었다. 즉 퍼지 슬라이딩 모드 제어시스템의 경우 사역대의 크기변화 및 수중운동체의 전진방향 속도변화에 대하여 강인한 성능을 얻을 수 있음을 알 수 있었다.

그리고 수중운동체에 톱니형태의 충격외란에 대해서는 슬라이딩 모드 제어시스템은 비교적 큰 심도변화가 발생하였고 정상상태에서 심도가 약간의 진폭을 가지고 지속 진동하는 만족스럽지 못한 외란제거 성능을 나타내었다. 그러나 퍼지 슬라이딩 모드 제어시스템의 경우에는 거의 무시할 만한 정도의 심도변화가 발생하였다. 따라서 수중운동체에 충격외란이 가해지는 경우에는 퍼지 슬라이딩 모드 제어기를 설계함으로써 만족스러운 명령추종 및 외란제거 성능을 갖는 수중운동체의 호버링시스템을 설계할 수 있음을 보였다.

참 고 문 헌

[1] I. Koh, "Submarine Automatic Maneuvering Controller/Estimator," *ASME Winter Annual Meeting*, 88-WA/DSC-21, 1988.

[2] 이동익, 조현진, 최중락, 이동권, "수중운동체 자동심도 제어시스템의 실시 간 구현," '91 한국 자동제어학술회의 논문집, pp. 633-636, 1991년 10월.

[3] 이석필, 윤형석, 박상희, "자유표면에서의 수중함의 심도 제어시스템 성능 개선," '91 한국 자동제어학술회의 논문집, pp. 637-641, 1991년 10월.

[4] 김종식, "수중운동체의 정적/동적 운동제어를 위한 시스템 모델링 및 제어 알고리즘 연구 (II)," 국방과학연구소 연구보고서, 1992년.

[5] 김종식, 최중락, 김성민, "수중운동체를 위한 PDA/FLC 심도 제어시스템 설계," 한국정밀공학회지, 11권 5호, pp. 25-32, 1994년 10월.

[6] S. K. Nam, J. S. Kim, W. S. Yoo, "Fuzzy Sliding-Mode Control of Gasoline Fuel-Injection System with Oxigen Sensor," *JSME Series C*, vol. 37, no. 1, pp. 100-106, March 1994.

[7] J. H. Kim, J. H. Park, S. W. Lee, "A Two-Layered Fuzzy Logic Controller for Systems with Deadzones," *Fifth IFSA World Congress*, pp. 826- 829, 1993.

[8] J. Feldman, "DTNSRDC revised Standard Submarine Equation of Motion," DTNSRDC/spp-0393-09, 1979.

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

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

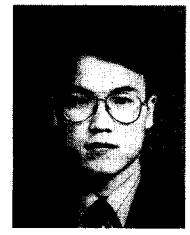
[11] E. H. Mamdani, "Applications of Fuzzy Algorithms for Control of Simple Dynamic Plant," *Proc. IEE*, vol. 121, no. 12, pp. 1585 - 1588, Dec. 1974.

[12] 菅野道夫, 퍼지 제어시스템, 대영사, 1990.

[13] 남세규, 김종식, 유완석, "퍼지셀을 이용한 퍼지논리 제어기의 조직적인 설계방법," 대한기계학회 논문집, 16권 7호, pp. 1234-1243, 1992년 7월.

김 종 식

1954년 3월 30일 생. 1977년 2월 서울대학교 기계설계학과(학사). 1979년 2월 한국과학기술원 기계공학과(석사). 1987년 2월 미국 M.I.T. 기계공학과(박사). 1980년 ~ 현재 부산대학교 기계설계공학과 전임강사, 조교수, 부교수, 주관심분야는 차량 및 생산 시스템의 동역학 및 제어, 다변수 비선형 강인 제어.



김 성 민

1970년 11월 21일 생. 1993년 2월 부산대학교 기계설계공학과(학사). 1995년 2월 부산대학교 기계설계공학과(석사). 1995년~현재 부산대학교 기계설계공학과(박사과정) 부산대학교 기계기술연구소 연구원. 주관심분야는 시간지연 시스템 제어, 다변수 비선형 제어.