

〈論 文〉

## 수중운동체의 심도제어를 위한 제어기 설계

윤강섭\* · 박경철\*\* · 이만형\*\*\*

(1994년 9월 26일 접수)

### Controller Design for Depth Control of Vehicle under Seawater

Kang Sup Yoon, Kyung Cheol Park and Man Hyung Lee

**Key Words :** Vehicle under Seawater(수중운동체), Buoyancy Bag(부유백), LQG/LTR Control(LQG/LTR 제어), Fuzzy Control(퍼지제어), Elastic Coefficients(탄성계수), Solenoid Valve(솔레노이드 밸브), PWM(펄스-폭-변조), Operating Time(작동시간)

#### Abstract

In order to hold an underwater vehicle at a certain depth, buoyancy that acts on the underwater vehicle can be modulated. In this research, buoyancy that could control depth of underwater vehicle is generated by a buoyancy bag. Solenoid valves, and relief valve are used to control flux of air that is flowed in buoyancy bag. Then, solenoid valves are operated by pulse width modulation(PWM) method. State equation, in consideration of the volume of buoyancy bag, pressure inside bag, and dynamic of the underwater vehicle, is derived. This system is very unstable, includes modelling error and nonlinearity. In depth control system, maintenance of performance is required, against variation of system parameter and operating depth, and long operating time is required. For depth controller, LQG/LTR and Fuzzy controller are designed. Through the computer simulation, performance is compared for each controllers.

#### 1. 서 론

현대전의 양상이 점차 복잡해지면서, 전자기술을 응용하여 더욱 정확한 명중률을 가진 다양한 유도 무기체계가 등장하고 있다. 특히 해저에서 잠수함이나 선박 등의 공격을 위한 어뢰의 경우, 선체의 추진부에서 나오는 특정신호를 포착하여 공격하는 방법이 쓰이고 있다. 따라서 이러한 어뢰의 공격을

피하기 위한 효과적인 방법으로 아함과 같은 신호를 발생하는 물체를 수중에 남겨두어 적 어뢰를 교란시키고, 아함이 도피하는 방법을 생각할 수 있다.<sup>(1,2)</sup> 이러한 목적의 소형 수중운동체는 신호발생장치와 수중운동체를 일정 수심에 유지시키는 심도제어장치로 이루어진다.

현재 사용되고 있는 수중운동체의 심도제어방법은 부력조절형(중량/부피조절형), 추력조절형, 타각 및 양력을 이용하는 방법으로 나눌 수 있다. 대형 수중운동체에서는 항행속도가 작은 경우에는 해수의 유입/유출을 이용하여 중량을 조절하는 방법<sup>(3~5)</sup>이 주로 사용되고, 항행속도가 큰 경우에는 타각이

\*부산대학교 대학원 정밀기계공학과

\*\*삼성중공업(주) 중장비연구소

\*\*\*회원, 부산대학교 제어기계공학과, 기계기술연구소

나 양력을 이용하는 방법<sup>(6,7)</sup>이 주로 사용되며, 중량조절방법이 병행하여 사용되기도 한다. 그리고, 상하운동만을 목적으로 하는 소형 수중운동체의 경우에는 부유백(bouyancy bag)을 이용하여 부피를 조절하는 방법<sup>(8,9)</sup>이나, 추진 프로펠러의 회전수를 조절하는 추력조절방법<sup>(10)</sup>이 주로 사용된다. 대형 수중운동체의 심도제어에 관한 연구는 여러 제어이론(PDA, <sup>(3,5)</sup> Fuzzy 제어, <sup>(5,6)</sup> QLQG/LTR<sup>(4)</sup>)을 적용하여 좋은 결과를 얻고 있으나, 소형 수중운동체에 관한 연구는 국내에서는 아직 초기단계이므로, 이에 대한 많은 연구가 필요한 실정이다.

본 연구에서는 상하운동만을 목적으로 하는 소형 수중운동체의 심도제어장치 설계에 관한 연구를 수행하였다. 심도제어를 위해 부유백 방식을 이용한 부력조절장치를 사용하였으며, 솔레노이드 밸브(solenoid valve)를 사용하여 부유백에 공급 또는 배출되는 기체의 양을 조절하여 부유백의 부피를 조절하였다. 솔레노이드 밸브는 펄스-폭-변조(pulse width modulation; PWM) 방법에 의해 작동되며, 각 펄스의 폭은 제어기의 출력에 의해 결정되도록 하였다.

부유백 방식을 사용한 수중운동체는 시스템 자체가 매우 불안정하며, 특히 부유백 등의 모델링이 까다롭고, 기체의 온도변화 등에 따른 압력 및 부피의 오차, 부유백 자체의 비선형성이 예상된다. 그리고, 본 수중운동체의 심도제어 시스템은 작동수심의 변화나 파라미터의 변동에 대해서도 성능의 유지가 요구되며, 또한 긴 작동시간이 요구된다.

그래서 수중운동체의 심도제어기로서, 모델링오차에 대한 안정도-강인성, 명령추종성능, 외란제거성능, 센서잡음에 대한 저감도 등의 특성을 가진 것으로 알려진 LQG/LTR 제어방법과 정확한 모델링을 하지 않고도 제어기 설계가 가능한 퍼지제어기법을 이용하여, LQG/LTR 제어기 및 퍼지제어기를 설계하였다. 아울러, 컴퓨터 시뮬레이션을 통해서 설계된 각 제어기에 대한 명령추종성능, 작동수심에 따른 응답성, 부유백의 탄성계수 변화에 따른 강인성, 그리고 작동시간 등의 성능을 비교하였다.

## 2. 심도제어를 위한 시스템의 모델링

### 2.1 수중운동체의 구조

심도제어를 위한 수중운동체의 형상과 개념도는

Fig. 1과 같다. 그림에서와 같이 압력센서에 의해 수심을 측정하여, 기준입력과 오차에 따라 제어기로부터 유입밸브와 유출밸브에 제어신호가 주어지게 된다. 부유백이 일정 부피 이상이 되어 중성부력 이상이 되면 수중운동체는 상승하는데, 주변수압이 작아져 부유백이 더욱 팽창하여 상승속도가 빨라지게 된다. 그러므로, 부유백의 부피를 일정하게 유지시키기 위해 일정 압력차에서 작동하는 안전밸브(relief valve)를 사용하여 공기를 배출시킨다. 그리고 시작밸브(start valve)는 초기에 접혀져 있는 부유백을 빨리 팽창시키기 위해 사용한다.

수중운동체가 상승하기 위해서는 부유백의 부피가 팽창하여 중성부력 이상이 되어야 하고, 하강하기 위해서는 부피가 수축하여 중성부력 이하가 되어야 한다. 부력이 중성부력 보다 작아지기 위해서는 부유백의 압축력에 의해 내부의 공기가 배출될 수 있어야 한다. 따라서 부유백의 크기는 중성부력 시 보다 약간 작아야 한다. 수중운동체의 질량을  $m$ , 질량 가속도를  $g$ , 수중운동체의 부피를  $V_a$ , 해수의 밀도는  $\rho$ , 부유백의 부피를  $V_b$ 로 두면, 수중운동체의 중성부력시의 부유백의 부피는 다음과 같은 방법으로 결정한다.

$$mg = \rho g (V_b + V_a) \quad (1)$$

그러므로, 중성부력시의 부유백의 부피는  $V_b = \frac{m}{\rho} - V_a$ 이다.

### 3.2 수중운동체의 상태방정식

수중운동체의 운동을 수직방향으로만 고려할 때에 수중운동체의 운동방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.<sup>(2,10)</sup>

$$\ddot{h}(t) = a\dot{h}(t)^2 + bV_b(t) + c = f(\dot{h}(t), V_b(t)) \quad (2)$$

$$a = -\frac{C_d \rho A_a}{2(m + m_a)}$$

$$b = \frac{\rho g}{m + m_a}$$

$$c = \frac{-mg}{m + m_a} + \frac{\rho g}{m + m_a} V_a$$

여기서,  $h(t)$ 는 수심이고,  $C_d$ 는 항력계수이며,  $A_a$ 는 수중운동체의 운동방향에서 해수와 만나는 부분의 면적,  $V_a$ 는 수중운동체의 부피,  $V_b$ 는 부유백의 부피,  $m_a$ 는 부가질량으로 수중운동체의 장

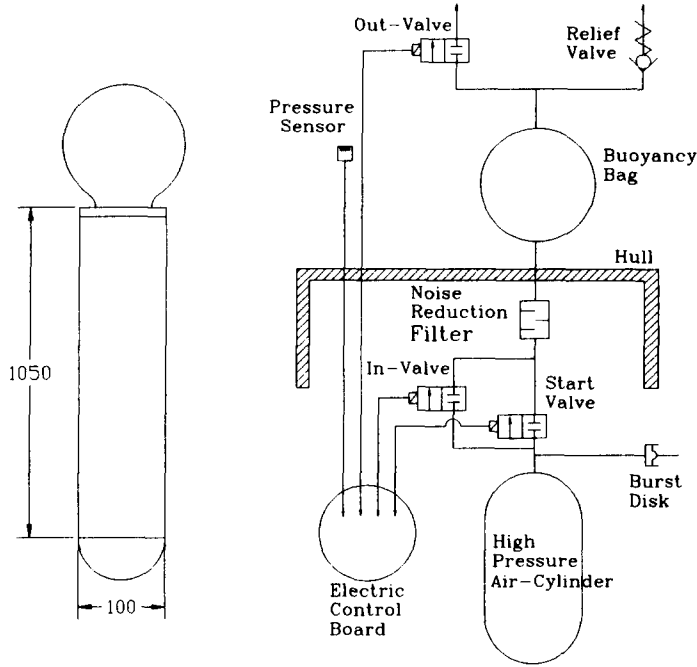


Fig. 1 Shape and schematic of vehicle under seawater

축/단축비가 10인 타원체로 가정하면 다음과 같이 표현된다.

$$\overline{m}_a = \overline{m}_a \frac{4}{3} \pi \rho \frac{L}{2} \frac{D}{2}$$

$$\overline{m}_a = 0.02 (L/D=10 \text{인 경우})$$

수심  $\bar{h}$ 를 평형점으로 하고, 이때 부유백의 부피를  $\bar{V}_b$ 로 두면, 운동방정식 (2)을 테일러(Taylor) 급수 전개하여 다음과 같이 선형화할 수 있다.

$$\dot{h}_2 = a \bar{h}_2^2 + b \bar{V}_b + c + \frac{\partial f}{\partial h_2} \Big|_{\bar{h}_2, \bar{V}_b} (h_2 - \bar{h}_2)$$

$$+ \frac{\partial f}{\partial V_b} \Big|_{\bar{h}_2, \bar{V}_b} (V_b - \bar{V}_b)$$

$$= 2a \bar{h}_2 h_2 + b V_b - a \bar{h}_2^2 + c \quad (3)$$

여기서,  $h_1 = h$ ,  $h_2 = \dot{h}_1$ ,  $h_3 = \dot{h}_2$ 이다. 상수항을 소거하기 위해 위의 식을 미분하면

$$\dot{h}_3 = 2a \bar{h}_2 h_3 + b \dot{V}_b \quad (4)$$

이므로, 심도의 변화는 부유백의 부피변화율에 관계됨을 알 수 있다.

수심제어를 위해, 본 시스템에서는 부유백에 공급/배출되는 공기의 질량유량(질량변화율)을 제어 입력으로 사용하기 위해서, 부유백의 부피변화율과

공기의 질량변화율의 관계식이 필요하고, 그 관계식을 구하는 과정은 다음과 같다.

부유백에 공급되는 공기(질량)에 의해서 부유백 내의 부피와 압력이 동시에 변하므로, 우선 부유백 내의 질량변화율, 부피변화율, 압력변화율에 대한 관계식을 구하고, 그리고 부피변화율과 압력변화율의 관계식을 구하여, 두 식으로부터 부피변화율과 공기의 질량변화율의 관계식을 구할 수 있다. 이때 부유백을 구(球)라고, 부유백내의 압력과 온도는 균일하게 분포하는 것으로 가정한다.

이상기체 방정식을 이용하면, 부유백의 부피와 압력의 관계는 다음과 같다.

$$P_b(t) V_b(t) = m_b(t) RT \quad (5)$$

여기서,  $P_b$ 는 부유백 내부의 압력,  $m_b$ 는 부유백내의 공기의 질량,  $R$ 은 기체상수,  $T$ 는 공기의 온도이다.  $P_b$ ,  $V_b$ 는 공기의 질량유량에 따라 동시에 변하므로,  $\dot{P}_b$ ,  $\dot{V}_b$ 를 작동수심에서의 부유백의 부피와 압력으로 두고 선형화하여 양변을 미분하면, 다음과 같은 질량변화율과 부피변화율, 압력변화율에 대한 관계식을 구할 수 있다.

$$\dot{V}_b(t) \bar{P}_b + \bar{V}_b \dot{P}_b(t) = \dot{m}_b(t) RT \quad (6)$$

부유백이 초기 접힌상태에서 펼쳐질 때까지는 부유백의 인장력을 받지 않으므로 부유백내의 압력은 부유백 외부의 압력과 동일하다고 볼 수 있다. 그리고, 부유백이 펼쳐진 후에는 인장력을 받으며 팽창하므로, 부유백의 부피는 Hook's Law를 이용해서 다음과 같이 구할 수 있다.<sup>(11,12)</sup>

$$V_b(T) = V(1 + \alpha(P_b(t) - P_h(t)))^3 \quad (7)$$

$$\alpha = \frac{R_{br}}{2Et_{br}}(1 - \nu)$$

여기서,  $V$ 는 부유백의 초기 부피,  $P_h$ 는 부유백 외부의 압력(수심  $h$ 에서의 수압),  $E$ 는 고무의 인장강도,  $t_{br}$ 은 고무의 두께,  $R_{br}$ 은 부유백의 반지름,  $\nu$ 는 푸아송비이다.

식 (7)을 선형화하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} V_b &= V(1 + \alpha(\overline{P_b} - \overline{P_h}))^3 + \frac{\partial V_b}{\partial \overline{P_b}} \Big|_{\overline{P_b}, \overline{P_h}} (P_b - \overline{P_b}) + \frac{\partial V_b}{\partial \overline{P_h}} \Big|_{\overline{P_b}, \overline{P_h}} (P_h - \overline{P_h}) \\ &= V(1 + \alpha(\overline{P_b} - \overline{P_h}))^3 + 3V(1 + \alpha(\overline{P_b} - \overline{P_h}))^2 \alpha (P_b - \overline{P_b}) - 3V(1 + \alpha(\overline{P_b} - \overline{P_h}))^2 \alpha (P_h - \overline{P_h}) \end{aligned} \quad (8)$$

부유백의 부피변화율을 구하기 위해 위 식을 미분하면, 다음과 같은 부유백의 부피변화율과 압력변화율의 관계식을 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{V}_b(t) &= \beta \dot{P}_b(t) - \beta \dot{P}_h(t) \\ \beta &= 3V(1 + \alpha(\overline{P_b} - \overline{P_h}))^2 \alpha \end{aligned} \quad (9)$$

여기서,  $\dot{P}_h(t)$ 는 수심  $h$ 에서 외부압력의 변화율이므로, 수심  $h$ 에서의 외부압력( $P_h$ )과 대기압( $P_a$ )과의 관계식의 미분으로 구할 수 있다.

$$P_h(t) = P_a - \rho gh(t) \quad (10a)$$

$$\dot{P}_h(t) = -\rho g \dot{h}(t) \quad (10b)$$

식 (10b)을 식 (9)에 대입하면, 다음과 같이 부유백의 부피변화율과 압력변화율의 관계식을 완성할 수 있다.

$$\dot{V}_b(t) = \beta \dot{P}_b(t) + \beta \rho g \dot{h}(t) \quad (11)$$

식 (11)을 식 (6)에 대입하여 압력변화율  $\dot{P}_b$ 를 소거하면, 다음과 같은 부피변화율  $\dot{V}_b$ 와 질량변화율  $\dot{m}(t)$ 의 관계식을 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{V}_b(t) &= \beta_1 \rho g \dot{h}(t) + \beta_2 \dot{m}(t) \\ \beta_1 &= \frac{\beta \overline{V_b}}{P_b \beta + \overline{V_b}}, \quad \beta_2 = \frac{\beta RT}{\beta \overline{P_b} + \overline{V_b}} \end{aligned} \quad (12)$$

식 (12)을 이용하면 수중운동체의 운동방정식 (4)는 공기의 질량유량  $\dot{m}(t)$ 을 제어입력  $u$ 로 두었을 때, 다음과 같은 상태방정식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \dot{h}_1 \\ \dot{h}_2 \\ \dot{h}_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & b\beta_1 \rho g & 2\alpha \overline{h}_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} h_1 \\ h_2 \\ h_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ b\beta_2 \end{bmatrix} u \quad (13)$$

### 2.3 공기압 밸브의 질량유량

식 (13)에서 제어입력  $u$ 는 부유백에 공급되는 압축공기의 질량유량이다. 기체의 유량제어는 솔레노이드 밸브를 통해 PWM 방식으로 제어가 된다. 밸브를 통한 공기의 질량유량은 다음과 같다.

스로틀의 면적이 변화하지 않는 경우에, 스토틀을 통과하는 공기의 흐름을 단열적이고 마찰이 없는 이상기체의 흐름으로 가정하고, 또한 상류 측의 유속을 스토틀부의 유속에 비하여 충분히 작다고 가정하면, 질량유량은 다음과 같다.<sup>(13,14)</sup>

$$\begin{aligned} \dot{m}(t) &= A \sqrt{\frac{2k}{R(k-1)}} \frac{P_H}{\sqrt{T_H}} \left( \frac{P_L}{P_H} \right)^{1/k} \\ &\quad \cdot \sqrt{1 - \left( \frac{P_L}{P_H} \right)^{(k-1)/k}} \end{aligned} \quad (14)$$

여기서,  $A$ 는 개구면적,  $k$ 는 비열비,  $P_H$ 와  $T_H$ 는 상류 측의 압력과 절대온도,  $P_L$ 은 하류 측의 압력이다. 밸브를 통과하는 공기의 유속은 밸브의 압력차에 따라 커지며 하류와 상류의 압력비 ( $P_L/P_H$ )가 0.528일 때 음속으로 최대가 되고, 질량유량도 최대가 된다.

$$\dot{m}(t)_{\max} = A \frac{P_H}{\sqrt{T_H}} \sqrt{\frac{k}{R \left( \frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}} \quad (15)$$

그러나 실제 밸브는 공기의 흐름에 축류현상과 마찰손실이 있기 때문에 축류계수( $C_{a0}$ )를 사용하여 다음과 같이 보정하여 사용한다.

$$\begin{aligned} \dot{m}(t) &= C_{a0} A \sqrt{\frac{2k}{R(k-1)}} \frac{P_H}{\sqrt{T_H}} \left( \frac{P_L}{P_H} \right)^{1/k} \\ &\quad \sqrt{1 - \left( \frac{P_L}{P_H} \right)^{(k-1)/k}} \end{aligned} \quad (16)$$

### 2.4 펄스-폭-변조

PWM(pulse width modulation)은 Fig. 2와 같이 일정한 샘플링 간격  $t_s$ 에 대한 밸브의 작동시간  $t_{on}$ 을 결정하고 On/Off방식으로 밸브를 제어하게

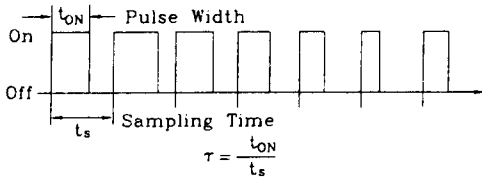


Fig. 2 PWM signal

된다. 따라서 일정한 샘플링 시간에 공급되는 제어 입력은 솔레노이드 밸브를 지나가는 공기의 유량의 크기에 각 밸브가 열려 있는 시간을 곱한 것으로 생각할 수 있을 것이다.

본 연구에서는 샘플링 시간마다 각 밸브가 열려 있는 시간(밸브의 on time)을 결정하기 위해 샘플링 순간의 제어입력(요구되는 질량유량)에 샘플링 간격을 곱하여 샘플링 시간동안 공급되어야 하는 제어유량을 계산하고, 이를 그 순간의 부유백 압력 하에서 유입, 유출밸브의 질량유량으로 나누어 밸브의 on time을 결정하였다.

### 3. 제어기 설계

#### 3.1 LQG/LTR 제어기

LQG/LTR 제어기법은 널리 알려진 강인한 다변수제어기 설계기법중 하나로서, 수학적 최적제어방법을 벗어나 설계시 모델링오차에 대한 안정도-강인성문제를 고려할 수 있는 공학적 설계방법으로 LQ 최적제어와 칼만(Kalman)필터이론에 기본을 두고 있다.

그 설계절 차를 살펴보면, 안정도-강인성 및 시스템의 주파수역 성능을 만족하는 목표필터루프(target filter loop; TFL)를 설계하고, 보상된 시스템의 루프전달함수행렬의 특이값 형상을 목표필터루프의 전달함수행렬의 특이값 형상으로 회복시키는 루프전달회복(loop transfer recovery; LTR) 단계로 설계를 수행한다.

LQG/LTR 제어기는 Fig. 3과 같은 모델기준보상기(model based compensator: MBC)의 구조를 하고 있다.<sup>(15)</sup> Fig. 3에서 필터게인행렬 H는 목표필터루프 설계시, 제어게인행렬 G는 루프전달회복절차 수행시 선정된다.

목표필터를 설계하기 위하여 프로세서와 센서에 가상적인 백색잡음을 고려한 설계 플랜트의 상태공간식은 다음과 같다.

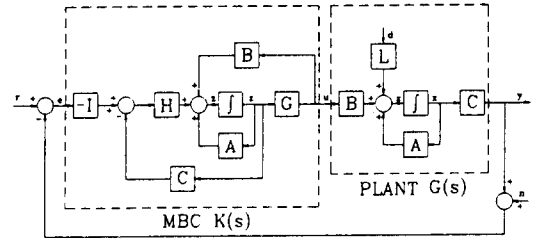


Fig. 3 Block-diagram of LQG/LTR control system

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= Ax(t) + Bu(t) + L\underline{\zeta}(t) \\ \underline{v}(t) &= Cx(t) + \underline{\theta}(t) \end{aligned} \quad (17)$$

$\underline{\zeta}(t)$  : 프로세서 백색잡음  
 $\underline{\theta}(t)$  : 센서 백색잡음

여기서,  $x(t) \in R^n$ 은 상태벡터,  $u(t) \in R^m$ 은 제어 입력벡터이고  $y(t) \in R^m$ 은 출력벡터이다.

수중운동체의 경우, 식 (13)에서 작동점을 수심 100 m로 하면, A, B, C는 다음과 같다.

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0,096 & 0 \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 44.6 \end{bmatrix}, \quad C = [1 \ 0 \ 0]$$

설계플랜트 모델에서 필터게인행렬 H는 Kalman 필터 설계방법을 이용하여 다음과 같이 구할 수 있다.

$$H = \frac{1}{\mu} PC^T \quad (18)$$

여기서, 행렬 P는 아래의 필터대수식(filter algebra riccati equation)으로부터 구한다.

$$AP + PA^T + LL^T - \frac{1}{\mu} PC^T CP = 0 \quad (19)$$

여기서, L과  $\mu$ 는 설계 파라미터로서 L은 바람직한 루프형상이 되도록 선정하고,  $\mu$ 는 요구되는 대역폭 혹은 교차주파수를 만족하도록 선정한다.

수중운동체는 수중에서 부유백의 부력을 이용하여 제어되어야 하므로 시스템 자체가 매우 느리고 부유백에 유입 혹은 유출되는 압축공기의 질량유량 또한 매우 작아 제어입력이 제한되어진다. 따라서 제어입력이 시스템에 충분히 반영되도록 목표필터루프의 대역폭을 1(rad/sec) 정도로 잡았다.

루프전달회복은 보상된 플랜트의 루프전달함수  $G(s)K(s)$ 를 목표필터루프의 전달함수로 회복시키

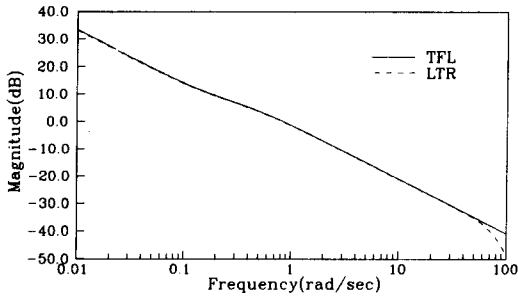


Fig. 4 Target filter loop and loop transfer recovery

는 단계로서, 저가제어 LQR 문제를 이용하여, 제어게인행렬  $G$ 를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$G = \frac{1}{\rho} B^T K \quad (20)$$

여기서, 행렬  $K$ 는 상태가중행렬  $Q = C^T C$ , 제어가중파라미터  $\rho$ 인 다음의 제어대수 Riccati 식으로부터 구해진다.

$$KA + A^T K + C^T C - \frac{1}{\rho} K B B^T K = 0 \quad (21)$$

여기서, 설계파라미터인  $\rho$ 는 보상된 플랜트의 루프전달함수를 목표필터루프 전달함수로 어느 정도 회복시킬 것인가를 고려하여 선정한다.

목표필터루프에 대해 루프전달회복을 거쳐 설계된 보상기  $K(s)$ 는 다음과 같다.

$$K(s) = \frac{8966s^2 + 3962s + 446.1}{s^3 + 153.7s^2 + 11813s + 456500} \quad (22)$$

그리고, 설계시에 사용된 목표필터루프의 Bode선도 및 회복된 루프전달함수  $K(s)G(s)$ 의 Bode선도는 Fig. 4과 같다.

### 3.2 퍼지제어기 설계

수중운동체는 부유백 등의 비선형성으로 인해 정확한 수학적 모델링이 어렵고, 부유백의 탄성계수의 변화에 따라 시스템의 응답특성이 달라지는 등 제어시스템의 설계에 많은 어려움이 있다. 따라서 정확한 모델링을 하지 않고도 제어기 설계가 가능한 퍼지제어기가 용이하리라 생각된다.

본 연구에서는 퍼지연산자의 입력변수로 위치에 대한 오차와 속도(오차변화율)를 사용하였으며, 입력변수와 출력변수에 대한 언어변수는 다음과 같은 7개의 용어집합으로 정의한다.

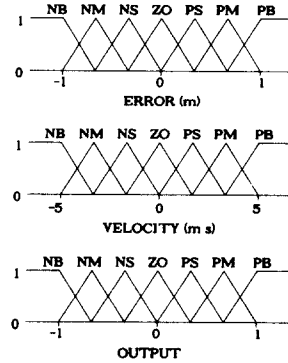


Fig. 5 Membership function

$$T = \{PB, PM, PS, ZO, NS, NM, NB\} \quad (23)$$

입력변수와 출력변수에 대한 멤버십함수(member-ship function)은 연속형인 삼각형 변수로 Fig. 5와 같이 두었다.<sup>(16,17)</sup>

각 입력변수는 7개의 언어변수를 가지므로 49가지의 제어규칙을 필요로 한다. 우선 아래와 같은 13가지 기본 제어규칙을 생성하고, 이를 기초로 나머지 제어규칙을 완성하여, Table 1에 나타내었다.

- (1) if  $e = NB$  and  $\dot{e} = ZO$ , then  $u = PM$ .  
(목표 상당히 아래에 있고, 거의 움직이지 않으면, 입력밸브를 짧게 연다.)
- (2) if  $e = NM$  and  $\dot{e} = ZO$ , then  $u = PS$ .  
(목표 조금 아래에 있고, 거의 움직이지 않으면, 입력밸브를 아주 짧게 연다.)
- (3) if  $e = NS$  and  $\dot{e} = ZO$ , then  $u = PS$ .  
(목표 아주 조금 아래에 있고, 거의 움직이지 않으면, 입력밸브를 아주 짧게 연다.)
- (4) if  $e = PS$  and  $\dot{e} = ZO$ , then  $u = ZO$ .  
(목표 근처에 있고, 거의 움직이지 않으면, 입/출력밸브를 닫는다.)
- (5) if  $e = PS$  and  $\dot{e} = ZO$ , then  $u = NS$ .  
(목표 아주 조금 위에 있고, 거의 움직이지 않으면, 출력밸브를 아주 짧게 연다.)
- (6) if  $e = PM$  and  $\dot{e} = ZO$ , then  $u = NS$ .  
(목표 조금 위에 있고, 거의 움직이지 않

Table 1 Fuzzy control rules

$e \backslash \dot{e}$	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
PB	ZO	ZO	NS	NM	NB	NB	NB
PM	PS	ZO	NS	NS	NM	NB	NB
PS	PM	PS	ZO	NS	NM	NM	NB
ZO	PB	PM	PS	ZO	NS	NM	NB
NS	PB	PM	PS	PS	ZO	NS	NM
NM	PB	PB	PM	PS	ZO	NS	NM
NB	PB	PB	PB	PM	PS	ZO	NS

으면, 출력밸브를 아주 짧게 연다.)

- (7) if  $e=PB$  and  $\dot{e}=ZO$ , then  $u=NM$ .  
(목표 상당히 위에 있고, 거의 움직이지 않으면, 출력밸브를 짧게 연다.)
- (8) if  $e=ZO$  and  $\dot{e}=NB$ , then  $u=PB$ .  
(목표 근처에 있고, 빨리 하강하면, 입력밸브를 길게 연다.)
- (9) if  $e=ZO$  and  $\dot{e}=NM$ , then  $u=PM$ .  
(목표 근처에 있고, 천천히 하강하면, 입력밸브를 짧게 연다.)
- (10) if  $e=ZO$  and  $\dot{e}=NS$ , then  $u=PS$ .  
(목표 근처에 있고, 아주 천천히 하강하면, 입력밸브를 아주 짧게 연다.)
- (11) if  $e=ZO$  and  $\dot{e}=PS$ , then  $u=NS$ .  
(목표 근처에 있고, 아주 천천히 상승하면, 출력밸브를 아주 짧게 연다.)
- (12) if  $e=ZO$  and  $\dot{e}=PM$ , then  $u=NM$ .  
(목표 근처에 있고, 천천히 상승하면, 출력밸브를 짧게 연다.)
- (13) if  $e=ZO$  and  $\dot{e}=PB$ , then  $u=NB$ .  
(목표 근처에 있고, 빨리 상승하면, 출력밸브를 길게 연다.)

또한, 퍼지추론에서는 Min-Max 합성법칙을 이용하였으며, 비퍼지화방법은 무게중심법을 이용하였다. 이 때, 제어기의 출력은  $[-1, 1]$ 로 사상되며, 양수의 값을 가지면 입력밸브가 작동하고, 음수의 값을 가지면 배출밸브가 작동하도록 하였고, 제어기의 출력은 그 값이 곧 밸브의 PWM 변조율이 되도록 하였다. 만일 출력이 1이면 입력밸브가 샘플링 시간동안 계속 열리게 되고,  $-1$ 이면 배출밸브가 샘플링 시간동안 계속 열리게 된다.

#### 4. 제어시스템의 성능분석 및 고찰

설계된 LQG/LTR 제어기와 퍼지제어기의 성능 분석을 위해서 2장에서 유도한 비선형 시스템에 적용하여 시뮬레이션을 수행하였다.

안전밸브는 부유백의 내부와 외부의 압력차가 일정압력 이상이 되면 부유백내의 기체가 압력차에 비례해서 선형적으로 배출되도록 한다. 또한 양성부력이 되어 상승되기 시작하면 외부 수압의 감소로 부유백은 팽창하게 되므로, 유입밸브는 하강할 때만 작동하도록 하였다. 그리고, 압력용기의 초기압력은 500 bar로 하였다.

##### 4.1 제어기의 명령추종성능

심도제어 시스템의 명령추종성능은  $\pm 0.5$  m이내의 정상상태오차를 요구한다. 시뮬레이션 초기치로 초기위치는 수심 110 m로 두고 기준입력을 100 m로 하고, 부유백의 초기부피는 4리터로 하여 시뮬레이션을 수행하였다.

Fig. 6은 간단한 PD 제어기와 LQG/LTR 제어기를 적용한 경우의 시스템의 응답이다. LQG/LTR 제어기의 경우에 정상상태에서 외란의 영향과 연속적인 부유백 부피의 변화로 진동하지만 목표심도의 0.5 m이내의 범위를 유지하므로 명령추종성능은 양호하다.

Fig. 7는 LQG/LTR 제어기를 사용한 경우의 제어입력을 나타내며, 그림에서 점선은 제어입력이고 실선은 제어입력이 펄스-폭-변조(PWM)되어 밸브의 개폐에 따라 부유백에 유입/유출되는 공기의 질량유량을 나타낸 것으로 솔레노이드밸브를 통한 공

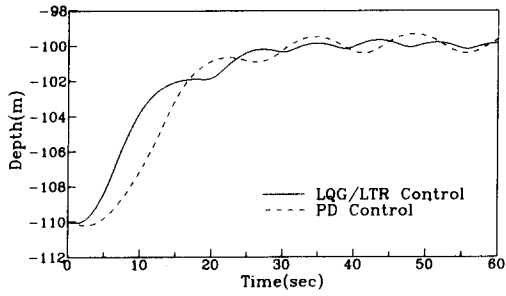


Fig. 6 Response of PD and LQG/LTR control systems

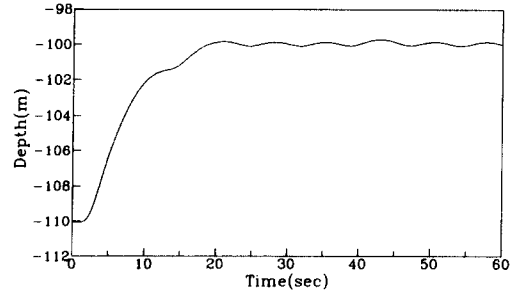


Fig. 9 Reponse of fuzzy control systems

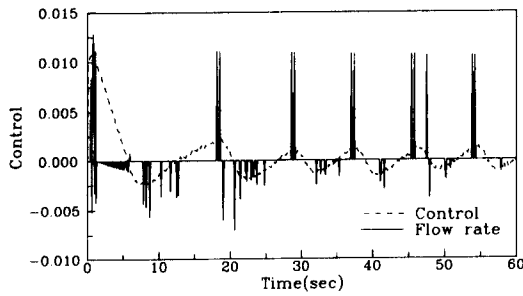


Fig. 7 Control input and flow rate in solenoid valve of LQG/LTR control systems

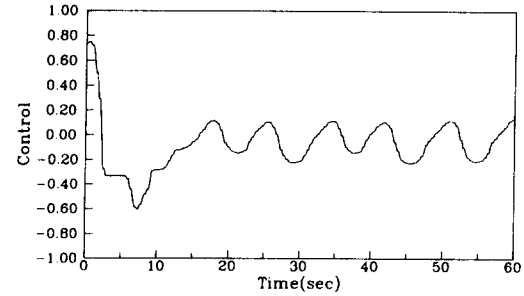


Fig. 10 Control input of fuzzy control systems

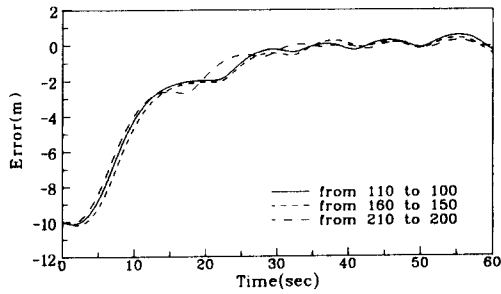


Fig. 8 Response of LQG/LTR control systems for several operating depth

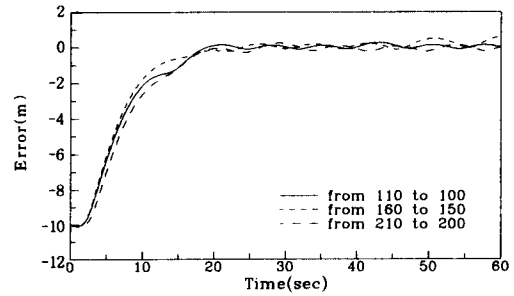


Fig. 11 Response of fuzzy control systems for several operating depth

기의 질량유량을 보여준다. 여기서, 초기에 정상상태에 도달하기까지(1초~6초) 공기가 배출되는 것을 볼 수 있는데, 이것은 안전밸브에 의한 기체의 배출이다.

그리고, Fig. 8은 초기위치와 기준입력을 110 m와 100 m, 160 m와 150 m, 그리고 210 m와 200 m로 하였을 때, 수중운동체의 응답을 비교한 것으로 작동수심의 변화에 대해서도 양호한 성능을 나타냄을 알 수 있다.

퍼지제어기를 사용한 경우에 응답은 Fig. 9와 같

으며, LQG/LTR 제어기를 사용한 경우(Fig. 6)와 비교할 때, 응답속도가 빠르고 정상상태에서 진동의 폭이 감소되었다.

퍼지제어기의 출력은 Fig. 10와 같으며, 제어기의 출력은 -1과 1 사이에 존재하여 PWM을 위한 변조율이 된다. 따라서 퍼지제어기를 이용하여 심도제어를 할 경우, LQG/LTR 제어와 같이 PWM을 위해 부유백내에 별도의 압력센서를 설치하고, 밸브의 질량유량을 구할 필요없이 간단히 변조할 수 있는 장점이 있다. 작동수심의 변화에 따른 응



답은 Fig. 11과 같으며, LQG/LTR 제어시스템 (Fig. 8)보다 양호한 성능을 보이고 있는 것을 알 수 있다.

#### 4.2 파라미터 변동에 따른 제어시스템의 성능

제어기 설계를 위한 선형시스템은 부유백을 구로 가정하고 탄성계수를  $300 \text{ kgf/cm}^2$ 으로 두고 계산하였다. 그러나 실제 시스템은 부유백의 형상 혹은 고무의 재질에 따라 정확한 탄성계수의 측정이 어려울 것으로 예상된다. 따라서 탄성계수의 변화에 따른 제어시스템의 성능은 수중운동체의 심도제어에 매우 중요하다.

탄성계수의 변화에 따른 성능분석을 위해서, 탄성계수  $300 \text{ kgf/cm}^2$ 를 기준으로 20%를 변화(증가/감소)시킨 경우에 대하여 시뮬레이션을 수행하였다. 이때, 안전밸브의 작동압력은 동일하게 두었다.

LQG/LTR 제어기를 사용한 경우에 탄성계수의 변화에 대한 응답은 Fig. 12과 같다. 탄성계수가

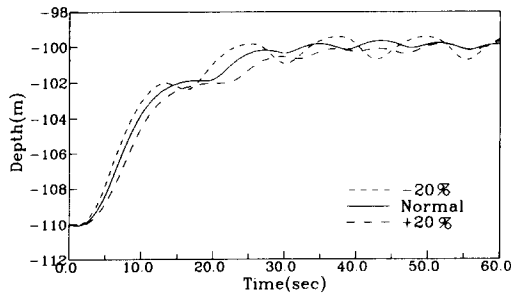


Fig. 12 Response of LQG/LTR control systems (variation of elastic coefficients of buoyancy bag)

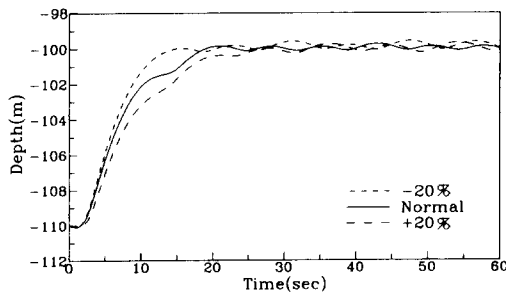


Fig. 13 Response of fuzzy control systems (variation of elastic coefficients of buoyancy bag)

20% 큰 경우는 상승속도가 느려지고, 탄성계수가 20% 작은 경우는 상승속도가 빨라지게 되지만 정상상태에서 진폭이 커짐을 알 수 있다. 이것은 탄성계수의 감소로 부유백이 쉽게 팽창하여 같은 제어유량에도 부피가 빨리 팽창하고, 탄성계수의 크기에 따라 부유백의 최대 팽창부피가 달라지기 때문이다.

퍼지제어기를 사용한 경우에 탄성계수의 변화에 대한 응답은 Fig. 13과 같다. 퍼지제어기의 경우도 탄성계수의 변화에 대해서 상승속도는 약간의 차이를 보이고 있으나, 정상상태에서의 진폭은 증가되지 않으므로, LQG/LTR 제어기 (Fig. 12)에 비해 양호한 성능을 보이고 있다.

그러므로, 본 수중운동체에서는 특별한 수학적 모델링없이 선형적인 방법에 의해서 설계된 퍼지제어시스템이 선형시스템을 바탕으로 설계된 LQG/LTR 제어기에 비해서 파라미터변화에 대해 강한 제어성능을 보임을 알 수 있다.

#### 4.3 작동시간

수중운동체는 적을 교란시키고, 아함이 안전하게 도피할 수 있는 시간확보를 위해서 충분한 작동시간이 요구된다.

부유백을 이용한 수중운동체의 심도제어 방법은 압력용기내의 한정된 기체를 가지고, 제어를 해야 하므로 압력용기내의 초기압력, 용기의 용량, 작동수심, 제어방법 등에 따라 작동시간이 달라진다.

여기서는 압력용기의 초기압력을 500 bar, 용량을 1리터, 작동수심을 100 m로 하고, 초기에 부유백이 접혀진 상태(초기부피는 0)에서 시작 밸브에 의해서 팽창하도록 하여, 두가지 제어기에 대하여 작동시간을 계산하였다.

Fig. 14는 두 제어기에 대한 압력용기내의 압력

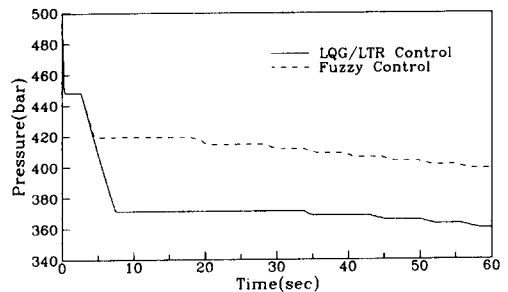
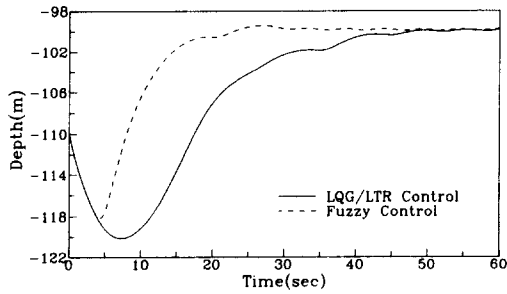


Fig. 14 Pressure drop in air-cylinder



**Fig. 15** Response of LQG/LTR and fuzzy control systems (when initial volume of buoyancy bag is zero)

변화를 나타내고, Fig. 15은 두 제어기에 대한 수중운동체의 응답을 나타내고 있다.

압력용기내의 압력변화를 살펴보면, 초기에 압력이 급격히 떨어지고 어느 정도의 시간이 지난 후인 정상상태에서는 수심이 거의 일정한 주기와 진폭으로 변화함으로써 압력강하도 거의 일정한 계단모양이 되는 것을 볼 수 있다. 초기의 급격한 압력강하는 접혀진 부유백에 시작밸브를 사용하여 기체를 공급하기 때문이다. 이러한 압력강하는 LQG/LTR 제어기가 퍼지제어기의 경우에 비해 더 큰 것을 볼 수 있다. 이것은 수중운동체의 하강으로 인한 외부수압의 급격한 증가로 안전밸브가 작동하기 때문이다. 그러나 퍼지제어기의 경우에는 수중운동체의 속도와 위치에 따라 배출밸브를 통해서 기체가 배출되므로 이러한 현상이 나타나지 않는다. 그래서, 퍼지제어기가 초기에 작은 압력강하에도 불구하고, LQG/LTR 제어기에 비해 더욱 빠른 시간에 상승을 시작하게 된다.

작동시간은 압력용기의 압력이 낮아져 부유백에 기체를 공급할 수 없을 때까지의 시간이며, 정상상태에서의 압력강하량과 주기로부터 계산할 수 있다. 작동수심이 100 m인 경우 수압은 11 bar가 되고, 부유백에 기체공급을 위해 20 bar 정도의 압력을 요한다.

LQG/LTR 제어시스템의 경우, 초기의 압력강하가 약 30초 동안 130 bar 이고, 정상상태에서 6초 주기로 2.85 bar의 압력강하가 일어나고 있다. 사용가능한 압력 350 bar를 모두 제어에 사용할 수 있다면 작동시간은  $30\text{초} + 350/2.86 \times 6\text{초} \cong 13\text{분}$  이다.

퍼지제어 시스템의 경우, 초기의 압력강하가 약 15초 동안 80 bar이고, 정상상태에서 5.3초 주기

로 2.55 bar의 압력강하가 일어나고 있다. 사용가능한 압력은 400 bar이므로, 작동시간은  $15\text{초} + 400/2.55 \times 5.3\text{초} \cong 14\text{분}$  이다. 그러므로 작동시간이 퍼지제어 시스템의 경우가 약 1분 정도 길다. 이것은 작동가능시간을 결정짓는 가장 중요한 요인이 초기에 부유백을 팽창시키는데 필요한 압력강하인데 퍼지제어 시스템이 압력강하가 적기 때문이다.

## 5. 결 론

수중운동체의 심도제어를 위한 LQG/LTR 및 퍼지제어기를 설계하고, 성능을 비교한 결과, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

퍼지제어 시스템이 LQG/LTR 제어기의 경우보다 빠른 응답속도를 얻을 수 있었고, 정상상태에서 더욱 안정된 응답을 보였다.

파라미터의 변동으로 부유백의 탄성계수의 변화를 고려하였을 경우에 선형시스템을 바탕으로 설계된 LQG/LTR 제어기에 비해 수학적 모델링이 선형적인 방법에 의해서 설계된 퍼지제어 시스템이 정상상태에서 수심의 진폭변화가 작은 양호한 응답을 보였으며, LQG/LTR 제어기는 탄성계수가 줄어들 경우, 부유백이 쉽게 팽창하여 같은 제어유량에도 부피가 빨리 팽창하기 때문에 정상상태에서 수심의 진폭이 커진다는 것을 알 수 있었다.

작동시간을 결정하는 요인은 초기에 부유백을 팽창시키는데 필요한 압력강하임을 알 수 있었다. LQG/LTR 제어기의 경우 안전밸브의 작동으로 퍼지제어기의 경우보다 큰 초기 압력강하가 일어났다. 따라서 퍼지제어 시스템이 작동시간에 있어서도 좋은 성능을 보였다.

## 참고문헌

- (1) 이만형, 손권, 박대원, 1991, "화학가스식에 의한 부력 발생기법 연구," 국방과학연구소 보고서.
- (2) 이만형, 손권, 박대원, 권순홍, 1992, "화학가스식에 의한 기만기 동특성 해석기법 연구," 국방과학연구소 보고서.
- (3) 조현진, 최중락, 이동권, 김홍렬, 1992, "미속 수중함의 자동심도 제어장치 설계연구," 한국자동제어학술회의 논문집, pp. 776~7792.
- (4) 한성익, 김종식, 김용복, 1993, "QLQG/LTR

- 방법을 이용한 수중운동체의 심도 제어시스템 설계,” 대한기계학회 춘계학술대회 논문집, pp. 575~582.
- (5) 김종식, 최중락, 김성민, 1994, “수중운동체를 위한 PDA/FLC 심도제어시스템 설계,” 한국정밀공학회지, 제11권, 제5호, pp. 25~32.
- (6) 이동익, 조현진, 최중락, 이동권, 1991, “수중운동체 자동심도제어 시스템의 실시간 구현,” 한국자동제어학술회의논문집, pp. 633~636.
- (7) 이동익, 윤희식, 최중락, 양승윤, 1990, “수중운동체 자동심도제어 시스템 설계연구,” 한국자동제어학술회의논문집, pp. 481~484.
- (8) 박경철, 이만형, 곽한우, 1993, “수중에서 운동하는 물체의 수심제어,” 대한기계학회 춘계학술대회 논문집, pp. 583~586.
- (9) 박경철, 이만형, 1993, “수중운동체의 심도제어를 위한 제어기 설계,” 한국자동제어학술회의 논문집, pp. 516~521.
- (10) 정연태, 이영섭, 1993, “수중운동체의 자동 수심조절장치 설계,” 한국자동제어학술회의 논문집, pp. 527~532.
- (11) Ugural, A.C., 1981, *Stresses in Plates and Shells*, McGraw-Hill, New York.
- (12) Needleman, A., 1977, “Inflation of Spherical Rubber Balloons,” *Int. J. of Solids Structures*, Vol. 13, pp. 409~421.
- (13) 黃世後, 1989, 油空壓의 디지털制御와 應用, 機電硏究社, pp. 165~170.
- (14) Yeaple, F. D., 1966, *Hydraulic and Pneumatic Power and Control*, McGraw-Hill, New York.
- (15) 김종식, 1991, “선형제어 시스템 공학,” 청문각.
- (16) 菅野道夫, 1990, “퍼지제어 시스템,” 대영사.
- (17) Lee, C. C., 1990, “Fuzzy Logic in Control System: Fuzzy Logic Controller - Part I, II,” *IEEE Trans. System, Man & Cybernetics*, Vol. 20, pp. 404~435.