

〈논 문〉 SAE NO. 96370119

# 신경 제어 기법을 이용한 ER 밸브-실린더 시스템의 위치 제어

## Position Control of ER Valve-Cylinder System Via Neural Control Technique

정 재 민\*, 최 승 복\*\*, 정 재 천\*\*  
J. M. Jung, S. B. Choi, C. C. Cheong

### ABSTRACT

This paper presents an active position control of a single-rod cylinder system featuring an electrorheological(ER) fluid-based valve. The ER fluid consisting of silicone oil and chemically treated particles is firstly composed and its Bingham property is tested as a function of imposed electric field. A multi-channel plate type of ER valve is then designed and manufactured on the basis of the field-dependent Bingham model. Performance test of the ER valve is undertaken by evaluating pressure drop with respect to the number of electrode as well as the intensity of the electric field. Subsequently, the ER valve-cylinder system is constructed and its governing equation of motion is derived. A neural control scheme for position control of the cylinder is formulated by incorporating proportional-plus-derivative(PD) controller and implemented. Experimental results of both regulating and tracking control responses are presented in order to demonstrate the efficacy of the proposed ER valve-cylinder control system.

주요기술용어 : Electrorheological fluid (전기 유동 유체), ER valve-cylinder (ER 밸브-실린더), Electric field(전기장), Pressure drop(압력 강하), Position control(위치 제어), Neural control(신경 제어)

———— 기 호 설 명 —————  
 $A_p$  : 피스톤 램 면적  
 $A_r$  : 피스톤 램 면적에서 피스톤 로드 면적을 제외한 면적

$b$  : 전극판 유효 너비  
 $E$  : 전기장  
 $F_f$  : 정지 마찰력  
 $F_0$  : 최대 정지 마찰력  
 $h$  : 전극판 사이의 간극  
 $L$  : 전극판 길이  
 $M_p$  : 피스톤 로드의 질량

\* 인하대학교 대학원 기계공학과  
\*\* 정희원, 인하대학교 기계공학과

- $m_m$  : 전기장이 부하된 유로 수
- $n_n$  : 전기장이 부하되지 않은 유로 수
- $P_0$  : 공급 압력
- $P_1$  : 검사 체적 1의 압력
- $P_2$  : 검사 체적 2의 압력
- $Q_1$  : 검사 체적 1의 유량
- $Q_2$  : 검사 체적 2의 유량
- $Q_m$  : 전기장이 부하된 유로를 통과하는 유량
- $Q_n$  : 전기장이 부하되지 않은 유로를 통과하는 유량
- $Q_t$  : ER 밸브를 통과하는 전체 유량
- $V_1$  : 검사 체적 1의 부피
- $V_2$  : 검사 체적 2의 부피
- $x$  : 피스톤 로드의 변위
- $\eta$  : ER 유체의 점성 계수
- $\dot{\gamma}$  : 전단비
- $\tau$  : ER 유체의 전단 응력
- $\tau_s(E)$  : ER 유체의 항복 전단 응력
- $\Delta P_p$  : 점성에 의한 압력 강하
- $\Delta P_{ER}$  : 전기장 부하에 의한 압력 강하
- $\Delta P$  : 전체 압력 강하

## 1. 서 론

밸브는 각종 유압 시스템의 메카니즘을 구성하는데 있어 가장 기본적이며 중요한 구성 요소로서 유체의 압력과 유량을 기계적인 이동 장치에 의해 조절하여 제어 대상 시스템의 전달력을 변화시킨다. 대부분의 기존 유압 시스템의 경우 기계적 이동 장치 메카니즘에 의해 밸브를 개폐하기 때문에 이에 따른 시스템 응답성 저하가 불가피하다. 이러한 문제점을 극복하기 위한 일환으로 기계적인 설계 변경이나 피드백 제어와 연계된 서보 유압 제어 시스템에 관한 많은 연구가 수행되어 오고 있다. 그러나 점차적으로 기계적 메카니즘이 고속, 고 정밀성의 높은 시스템 성능을 요구함에 따라 밸브 시스템이 복잡해지고 저가의 우수한 성능/비용을 구현하기 어렵게 되었다. 따라서, 최근 소위 스마트(smart) 유체라 불리는 전기 유동(electro-rheological : ER) 유체(이하 'ER 유체'라 표현)를 이용한 새로운 차

원의 밸브 시스템 연구가 활발히 진행되고 있다.

ER 유체는 부하되는 전기장의 강도에 따라 역학적 특성이 변하는 유체를 말하며, 외면상 가장 두드러진 특징은 전기장 무부하시 액체 상태에서 전기장 부하시 고체 상태로 상 변화(phase change)하는 것이다. 이를 역학적 관점에서 표현하면 전기장 무부하시의 랜덤 구조를 갖고 있던 뉴토니안(Newtonian) 유체에서 전기장을 가하면 체인형 구조를 갖는다. 따라서 항복 전단 응력을 갖는 빙햄(Bingham) 유체로 변하게 된다. 이때 발생하는 ER 유체의 항복 전단 응력은 부하되는 전기장의 함수가 되며, 전기장을 조절(tuning) 하므로써 밸브 시스템에서 요구되는 압력 크기를 얻을 수 있다. 그리고, 전기장에 대한 ER 유체의 반응은 순간적으로 이루어진다. 이는 기존 기계적 장치에 의해 구현될 수 없는 매우 빠른 응답 조건을 충분히 만족시키고, 나아가서 연속적으로 압력을 가변할 수 있는 밸브 시스템 구현을 가능하게 한다.

설계 및 제작 측면에서 볼 때, 기존 밸브 장치는 복잡하고 정밀한 부품들로 구성되어 있는 반면에 ER 유체를 이용하면 압력과 유량을 조절하기 위한 전극(electrode)만을 필요로 하고 밸브 내부의 기계적 이동 장치는 필요 없게 된다. 다시 말하여 작동기(actuator) 및 밸브가 하나의 단일 구조로 형성되어 있어 설계의 단순화와 이에 따른 경제적 이득을 꾀할 수 있다. 한편, 제어성 측면에서는 ER 유체 자체의 힘(항복 응력)을 제어하므로써 대상 시스템의 속도와 위치 제어가 동시에 가능하게 되며, 제어 알고리즘 구성시 연속 가변성을 특징으로 하기 때문에 신뢰성과 정밀성이 높은 다양한 제어 이론을 도입할 수 있는 폭 넓은 자유도가 보장된다.

ER 유체의 고유 특성을 이용한 응용 장치 연구는 1980년대 후반부터 본격적으로 시작되었다. ER 유체 자체가 갖고 있는 몇 가지 문제점으로 인하여 아직 상품화된 것은 없으나, 잠재적 응용성의 매력 때문에 실제 시스템에 대한 효율성 연구와 새로운 메카니즘 고안에 대한 연구가 날로 증가하고 있다. 특히 유압 시스템과 자동차 부품 분야에서 활발한 연구와 투자가 진행 중에

있다. 구체적 사례로, ER 유체를 이용한 속 압 소바 연구<sup>1),2)</sup>, 엔진 마운트 연구<sup>3),4)</sup>, 클러치 및 브레이크 시스템 연구<sup>5)</sup>, 지능 구조물 연구<sup>6)</sup>, 그리고 밸브 시스템 연구<sup>7)~11)</sup> 등이 있다. 특히 ER 유체를 이용한 밸브(이하 'ER 밸브'라 표현)에 대한 연구는 ER 유체의 고유 특성과 연계해 볼 때 가장 적합한 응용 장치로 인식되어 많은 진전이 이루어지고 있다. Simmonds<sup>7)</sup>는 평판형의 ER 밸브를 제안하여 전기장에 따른 압력 강하를 고찰하였고 이를 바탕으로 실용화를 위한 문제점과 방향을 제시하였다. Brooks<sup>8)</sup>는 ER 밸브를 이용한 유압 회로를 구성하여 성능 시험을 수행하였으며 이를 응용한 연구 분야에 대하여 언급하였다. Nakano<sup>9)</sup> 등은 평판형 밸브를 통과하는 ER 유체를 하겐-포아젤(Hagen-Poiseuille) 흐름으로 해석하고 전기장 부하시의 압력 강하에 대한 과도 응답과 ER 유체의 압축성 효과를 고찰하였다. Whittle<sup>10)</sup> 등은 전기장 부하에 따른 압력 강하 응답 특성으로부터 선형 2차 밸브 시스템을 모델링 하였으며, 모델의 타당성을 실험적으로 입증하였다. 한편 국내에서도 다단 실린더형 ER 밸브를 제안하여 전기장 크기와 유량에 따른 압력 강하를 실험적으로 고찰한 연구가 있다<sup>11)</sup>.

그러나, 지금까지의 연구는 ER 밸브 자체의 성능 시험과 모델링에 대한 연구가 대부분이며 이를 이용한 실린더 시스템의 위치 제어에 관한 연구는 거의 전무한 상태이다. 따라서 본 연구에서는 평판형(plate type)의 ER 밸브를 제작하여 밸브-실린더 시스템을 구성하고 이 시스템의 위치 제어를 수행하고자 한다. 이를 위해 먼저 자체 조성한 ER 유체의 빙행 특성을 실험적으로 측정하고 이를 근거로 ER 밸브를 모델링 하였다. 밸브 성능에 영향을 주는 각종 설계 변수를 변화시켜 압력 강하를 분석한 후 알맞은 크기의 ER 밸브를 설계 제작하였다. 이를 이용 ER 밸브-실린더 시스템을 구성하였으며, 제안된 시스템의 동적 모델링을 통해 제어기설계를 위한 상태 공간 지배 방정식을 도출하였다. 위치 제어 구현을 위하여 학습 능력을 통해 강한 적응성을 나타내는 신경 제어 기법이 도입되었으며, 비례-

미분(PD) 제어기와 연계하여 전체 제어 시스템을 구성하였다. 실험을 통하여 실린더 위치의 정착 및 추적 제어 결과를 고찰하였고, 이를 통하여 제안된 ER 밸브-실린더 시스템의 유용성을 입증하였다.

## 2. ER 밸브의 모델링

### 2.1 ER 유체의 빙행 특성

ER 유체는 일반적으로 비전도성 용매에 전도성을 갖는 입자들을 분산시킨 콜로이드(colloid) 용액이다. 역학적 특성은 전기장 무부하시의 액체 상태가 전기장 부하에 따라 고체 상태로 상변화를 하는 것이며, 이때 여기서 발생하는 ER 유체의 항복 전단 응력은 부하되는 전기장에 대하여 지수적 함수관계를 갖는다. 이러한 특성을 입자 이동에 따른 미시적 관점에서 보면 전기장 무부하시 ER 유체 중의 입자가 양극 또는 음극으로 자유로이 운동을 하기 때문에 ER 유체는 뉴토니안 유체 상태로 존재하게 된다. 그러나 전기장 부하시에는 유체 중에 분산된 입자가 양쪽의 전극을 향하여 체인형 구조를 형성하며, 그 결합력에 의하여 항복 응력 전까지는 유체 유동을 보이지 않다가 항복 응력과 외부에서 가해지는 전단력이 같아지면서 흐름이 시작되는 빙행 유체 상태로 변화하게 된다<sup>12),13)</sup>. 전기장 무부하시의 등방향(isotropic) 성질에서 전기장 부하시의 이방향(anisotropic) 성질로의 상 변화는 가역적으로 이루어지고, 그 반응 시간은 1~5ms 정도로 알려져 있다. 일반적으로 빙행 유체 성질에서도 출된 ER 유체의 전단 거동식은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\tau = \tau_s(E) + \eta \dot{\gamma}, \quad \tau_s(E) = \alpha E^{\beta} \quad (1)$$

여기서,  $\tau$ 는 ER 유체의 전단 응력을 나타내고,  $\eta$ 는 ER 유체의 점성 계수이며,  $\dot{\gamma}$ 는 전단비(shear rate)를 나타낸다. 그리고  $\tau_s(E)$ 는 ER 유체의 항복 전단 응력을 표현하는 것으로 전기장  $E$ 의 증가와 더불어 증가하며,  $\alpha E^{\beta}$ 의 함수 관계로 표현된다. ER 유체의 전단 거동식

(1)에서 비례 상수  $\alpha$ 와 지수  $\beta$ 값은 고체 입자 농도와 전기장 크기, 사용되는 입자와 용매의 종류, 수분 함유량, 사용 온도 등에 따라 달라지는 ER 유체의 고유 특성치로 실험을 통해 구할 수 있다. 식 (1)의 관계로부터 전기장에 대한 전체 전단 응력의 증가 및 항복 전단 응력의 크기 등을 예측할 수 있다.

본 연구에서 조성된 ER 유체의 용매는 실리콘 오일(점성 : 30cs)을 사용하였으며, 전도성의 입자는 특수 화학 처리된 전분체를 사용하여 용매에 대한 무게 중량비를 25%가 되도록 ER 유체를 조성하였다. 이때 사용된 입자의 크기는 26~88 $\mu\text{m}$ 로 제한하였다. ER 유체의 역학적 특성을 고찰하기 위해 사용된 실험 장치는 동축 실린더(couette)형으로, 안쪽 실린더와 바깥쪽 실린더에 전극부를 만들어 전기장을 형성할 수 있도록 하였다. 실험 조건으로, 형성된 전극을 통하여 전기장을 0~3kV/mm까지 1kV/mm씩 증가시켰다. 그리고 전기장을 가하면서 바깥쪽 실린더를 0~450rpm까지 50rpm씩 단계적으로 증가시켰다. 간극 사이에 채워진 ER 유체로부터 전달되는 토크를 측정하여 유체의 전단 응력으로 환산하였다. 또한 실험 결과의 오차를 줄이기 위하여 같은 조건에 대하여 5번씩 반복 측정하였고, 그 평균값을 이용하여 항복 전단 응력을 구하였다.

Fig.1은 실험에서 얻은 빙햄 특성 결과를 나타낸 것으로 (a)는 전기장의 크기 변화에 따른 ER 유체의 항복 전단 응력의 변화를 나타내며, (b)는 부하되는 전기장의 세기와 전류 밀도와의 관계를 나타낸다. 항복 응력 변화를 식(1)의 표현과 같이 전기장에 의한 항복 응력  $\tau_y(E)$ 로 표현하면 전기장  $E$ 에 대하여  $99.3E^{1.42}\text{Pa}$ 의 관계가 된다. 한편, 전기장의 세기가 증가함에 따라 ER 효과를 나타내는데 요구되는 전류 밀도의 크기를 전기장의 함수로 표현하면  $0.0893E^{1.97}\mu\text{A}/\text{cm}^2$ 가 되어 요구되는 항복 전단 응력을 발생시키기 위해 소모되는 전력은 매우 작음을 알 수 있다.

## 2.2 ER 밸브의 모델링 및 제작

Fig.2는 본 연구에서 제안된 ER 밸브의 전체

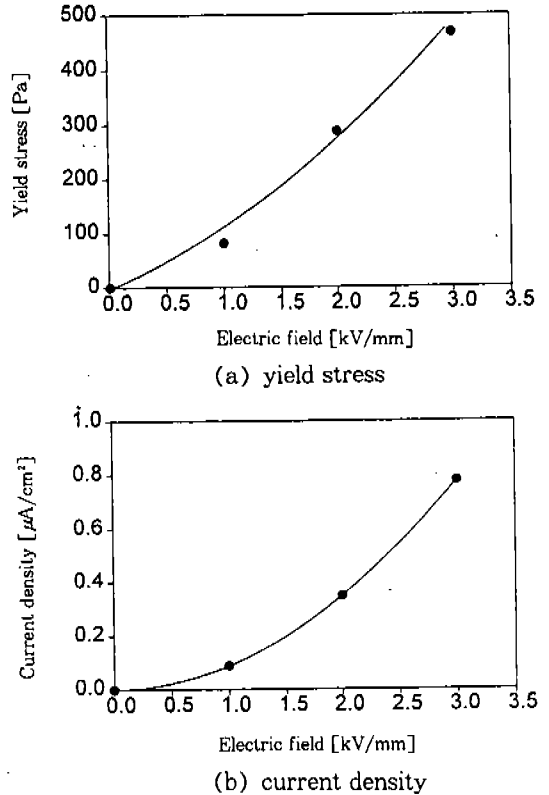


Fig.1 Bingham property of the ER fluid

적인 형상과 내부 구조를 나타낸다. 제안된 ER 밸브는 평판형으로 평판과 평판 사이를 글라시 에폭시(glassy epoxy)로 절연 시켰다. 이러한 간극들 사이로 ER 유체를 유입 시켜 유동을 발생시킨 후, 요구되는 크기의 전기장을 부하하여 ER 효과를 발생하도록 하였다.

제안된 단단 평판형 ER 밸브의 압력 강하 수식을 도출하기 위하여 단순화된 유체 역학적 모델을 Fig.3에 도시하였다. 전극 틈새의 형상에 따른 압력 손실은 무시하였으며, 동일 단면적에서의 내부 압력은 모든 방향으로 균일하게 작용한다고 가정하였다. 먼저 ER 유체가 평판과 평판 사이의 간극이 하나만 존재하는 단일 유로를 통과할 때의 압력 강하를 고려하면, 전기장을 가하지 않을 경우의 압력 강하는 유체의 점성에만 기인하며, 전극 틈새를 통과하는 유량에 비례한다. 따라서 점성에 의한 압력 강하( $\Delta P_v$ )만이 발

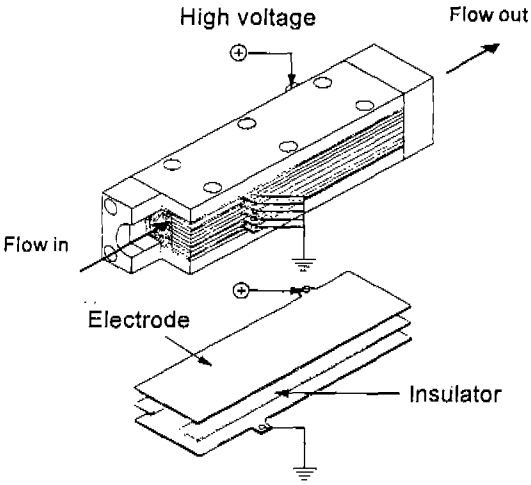


Fig.2 Schematic diagram of the ER plate valve

$Q_{NE}$ 는 전기장이 부하되지 않은 경우에 간극 사이를 통과하는 유량을 나타낸다. 한편, 전기장이 부하된 경우에는, 전기장의 세기  $E$ 에 따라 일정한 크기로 발생되어지는 ER 유체의 항복전단응력  $\tau_y(E)$ 에 의한 압력 강하 ( $\Delta P_{ER}$ )가 추가적으로 발생된다. 전기장 부하시 ER 유체의 항복 전단 응력 증가에 의한 압력 강하는 다음과 같다.

$$\Delta P_{ER} = 2 \frac{L}{h} \tau_y(E) \quad (3)$$

따라서, 단일 유로의 경우 전기장 부하시의 압력 강하  $\Delta P_E$ 는 유체의 점성에 의한 압력 강하와 ER 효과에 의한 압력 강하의 합으로 표현될 수 있으며 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \Delta P_E &= \Delta P_{ER} + \Delta P_\eta \\ &= 2 \frac{L}{h} \tau_y(E) + 12\eta \frac{L}{bh^3} Q_E \end{aligned} \quad (4)$$

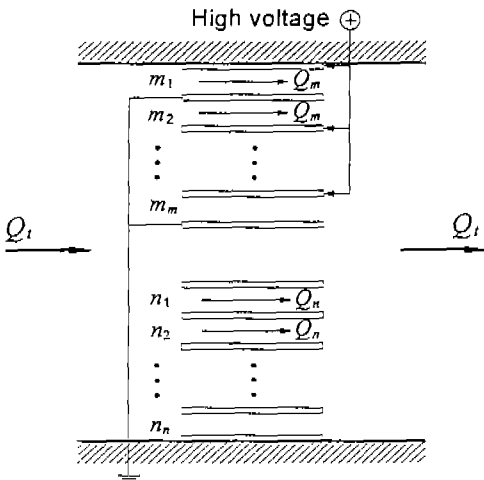


Fig.3 Hydraulic model of the ER plate valve

여기서,  $Q_E$ 는 전기장이 부하될 경우에 간극 사이를 통과하는 유량을 나타낸다.

그러나, Fig.3에서 보듯이 ER 유체가 통과하는 유로의 수가 여러개인 다단 평판형 밸브일 경우, 전기장이 부하되는 유로와 전기장이 부하되지 않는 유로가 모두 존재할 수 있다. 이러한 다단 평판형 ER 밸브를 통과하는 전체 유량( $Q_i$ )에 대하여 연속 방정식을 적용하면 다음의 관계식을 얻을 수 있다.

$$Q_i = m_m Q_m + n_n Q_n \quad (5)$$

생되며, 이는 다음 식으로 표현된다.

$$\Delta P_\eta = 12\eta \frac{L}{bh^3} Q_{NE} \quad (2)$$

여기서,  $L$ 은 밸브 전극판의 길이,  $b$ 는 전극판의 유효 너비,  $h$ 는 전극판 사이의 간극, 그리고

여기서,  $m_m$ 은 전기장이 부하된 유로의 수,  $n_n$ 은 전기장이 부하되지 않은 유로의 수를 나타낸다. 그리고  $Q_m$ 과  $Q_n$ 은 각각 전기장이 부하된 유로와 전기장이 부하되지 않은 유로를 통과하는 유량이다. 식 (5)를 살펴보면 ER 유체가 통과하는 유로의 수가 여러개일 경우에  $m_m$ 과  $n_n$ 의 변화에 따라, 즉 전기장이 부하되는 유로의 수가 변화하는 것과 더불어  $Q_m$ 과  $Q_n$ 이 변화되는 것을 알 수 있다. 그리고, 전기장이 부하되는 유로

와 전기장이 부하되지 않는 유로에서의 압력 강하로부터  $Q_n$ 과  $Q_m$ 은 각각 다음과 같이 얻어진다.

$$Q_n = \frac{bh^3}{12\eta L} \Delta P_{ER} + Q_m \quad (6)$$

$$Q_m = \frac{1}{m_m + n_n} \left[ Q_i - \frac{n_n bh^3}{12\eta L} \Delta P_{ER} \right] \quad (7)$$

식 (7)을 식 (4)에 대입하여 정리하면 단단 평판형 ER 밸브의 전체 압력 강하  $\Delta P$ 는 다음과 같이 된다.

$$\Delta P = \frac{1}{m_m + n_n} \left[ m_m \Delta P_{ER} + 12\eta \frac{L}{bh^3} Q_i \right] \quad (8)$$

식 (8)로부터 전기장이 부하되는 유로의 수가 변화하면, 즉 전기장이 부하되는 전극판의 수가 증가하는 것과 더불어 밸브 양단에서 발생하는 전체 압력 강하  $\Delta P$ 도 증가되는 것을 알 수 있다. 그리고, 전기장이 모든 유로에 부하 되지 않을 경우에  $m_m$ 은 0이 되므로 전체 압력 강하는 ER 유체의 점성에 의한 압력 강하만을 발생하게 된다. 또한 전기장을 모든 유로에 가했을 경우에는  $n_n$ 이 0이 되므로 식 (4)와 같은 형태로 표현된다. 따라서, 단단 평판형밸브에서 모든 유로에 전기장을 부하하거나, 부하하지 않을 경우에는 식 (2)와 (4)에서 표현된 것과 같은 단일 평판 유동으로 해석될 수 있다. 도출된 식 (8)로부터 알 수 있듯이 ER 밸브의 성능은 밸브 전극의 너비와 길이, 전극의 간극 등과 같은 설계 변수와 부하 되는 전기장의 크기, 그리고 ER 유체의 성질, 즉 전기장에 따른 항복 전단 응력의 크기 등에 의해 영향을 받는다. 특히 전극 간격  $h$ 가 매우 중요한 설계 변수임을 알 수 있다.

본 연구에서 조성된 ER 유체의 빙햄 특성과 연계하여 전기장의 크기 및 설계 변수에 따른 밸브 성능(압력 강하)을 고찰한 후 알맞은 크기의 평판형 밸브를 제작하였다(Fig.4의 사진 참조). 내부 전극판의 재질은 스테인레스 강이며 플라스



Fig.4 Photograph of the ER plate valve

틱 재질의 덮개를 밸브 양측면에 부착하여 볼트로 압착 시켰다. 전극판의 수를 10개로 하여 ER 유체가 통과하는 유로의 수가 9개가 되도록 하였다. 그리고, 전극판과 전극판 사이에 실리콘 고무(silicone rubber)를 사용하여 ER 유체의 누유를 방지하였다. 설계된 ER 밸브의 제원을 살펴보면 밸브 전극판의 길이는 200mm이고, 각 전극판의 유효 너비는 전극판 전체 너비 50mm에서 절연판 너비 15mm(×2)를 제외한 20mm이다. 유체가 흘러 들어가는 전극판 사이의 간극은 0.8mm이다.

### 3. ER 밸브-실린더 시스템 구성

알맞은 실린더 형태와 용량을 결정하기 위해서는 제작된 ER 밸브의 성능 시험이 선행되어야 한다. Fig.5는 빙햄 특성 실험에 사용한 동일한 ER 유체를 작동 유체로 사용하여 얻은 ER 밸브의 압력 강하를 나타낸다. 식 (1)과 (3) 그리고 (8)에서 예상된 바와 같이, 전기장 증가에 따라 압력 강하는 지수 함수적으로 증가하며, 전기장이 부하된 전극수가 많을 수록 높은 압력 강하를 나타낸다. 이러한 결과를 바탕으로 허용 압력 980kPa의 실린더를 채택하였으며, 그 형태는 한쪽 로드형 복동식으로, 실린더의 내경은 20mm, 전체 행정은 230mm이다.

Fig.6은 ER 유체와 공압을 작동 유체로 하는 밸브-실린더 시스템의 역학적 모델을 나타낸 것

으로 실린더, 피스톤 로드(rod)의 질량, 그리고 ER 밸브로 구성되어 있다. 이로부터 피스톤에 대한 운동 방정식을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$M_p \ddot{x} = A_p P_1 - A_r P_2 - F_f \quad (9)$$

여기서,  $M_p$ 는 피스톤 로드(rod)의 질량,  $A_p$ 는 피스톤 램(ram) 면적,  $A_r$ 은 피스톤 램 면적에서 피스톤 로드(rod)의 면적을 제외한 면적이며,  $x$ 는 피스톤 로드(rod)의 변위이다. 그리고  $P_1$ 과  $P_2$ 는 각각 검사 체적 1과 2에서의 압력이다.  $F_0$ 는 최대 정지 마찰력을 나타내며,  $F_f$ 는 정지 마찰력으로 다음과 같다.

$$F_f = F_0 \text{sign}(\dot{x}) \quad (10)$$

Fig.6에서 유량의 흐름이 검사 체적으로 들어오는 경우를 (+)로 정의하고, 피스톤 로드(rod)의 변위  $x$ 가 오른쪽 방향으로 작동하는 것을 확장(+), 그 반대의 경우를 귀환(-)으로 하여 검사 체적 1과 2에 흐르는 유체에 대해 연속 방정식을 적용하면 다음과 같다.

$$Q_1 = A_p \dot{x} + C_1 \dot{P}_1 \quad (11)$$

$$Q_2 = A_r \dot{x} - C_2 \dot{P}_2 \quad (12)$$

여기서,  $C_1$ 과  $C_2$ 는 각각  $V_1/\beta_{ER}$ ,  $V_2/\beta_{ER}$ 로서  $V_1$ 은 검사 체적 1의 부피,  $V_2$ 는 검사 체적 2의 부피이다. 그리고  $\beta_{ER}$ 은 ER 유체의 체적 탄성 계수(bulk modulus)이다. 한편, 확장시 ER 밸브의 모든 유로에 전기장을 부하한 것으로 고려하여 식 (8)을 다시 표현하면 다음과 같다.

$$P_0 - P_1 = 2 \frac{L}{h} \tau_s(E) + 12\eta \frac{L}{m_m b h^3} Q_1 \quad (13)$$

$$= \Delta P_{ER} + R Q_1$$

여기서,

$$R = 12\eta \frac{L}{m_m b h^3} \quad (14)$$

식 (13)에서  $P_0$ 는 공급 압력을 나타낸다. 따라서 식 (13)에 식 (11)을 대입하면 다음과 같은 압력 강하에 대한 식을 얻는다.

$$P_0 - P_1 = \Delta P_{ER} + A_p R \dot{x} + C_1 \dot{P}_1 \quad (15)$$

확장시 검사 체적 2에서의 압력  $P_2$ 는 유량이 흐르는 관 내에서의 마찰 손실을 무시하면 대기압( $P_{atm}$ )과 같다고 볼 수 있다<sup>14)</sup>. 그리고, 귀환 방향으로 피스톤이 움직일 경우에 ER 밸브에 의한 압력 강하식  $P_1 - P_0$ 는 식 (13)의 오른쪽 항과 동일하게 표현될 수 있다. 그리고,  $P_0$ 는 귀환

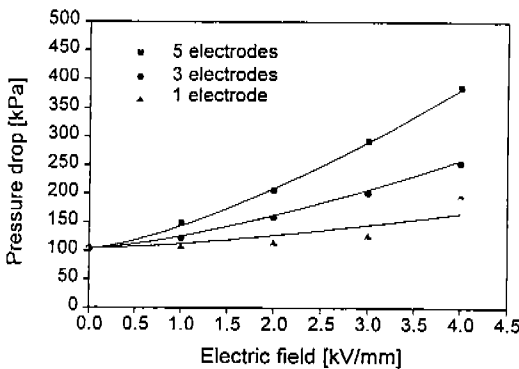


Fig.5 Field-dependent pressure drop with respect to the number of electrodes

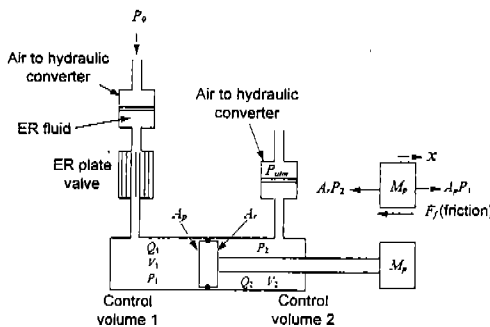


Fig.6 Governing model of the proposed ER valve-cylinder system

시, 외부와 연결되므로 확장시의 경우와 같이 대기압과 같게 된다.

결국 제안된 ER 밸브-실린더 시스템의 지배 방정식을 상태 공간 모델(state space model)로 표현하면 다음과 같다.

$$\dot{X} = AX + BU + D \quad (16)$$

여기서,

$$X = [x_1 \ x_2 \ x_3]^T = [x \ \dot{x} \ P_1]^T$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{A_P}{M_P} \\ 0 & -\frac{A_P}{C_1} & -\frac{1}{C_1 R} \text{sign}(\dot{x}) \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -\frac{1}{C_1 R} \end{bmatrix}$$

$$D = \begin{bmatrix} 0 \\ -\frac{A_P P_2}{M_P} \gamma(x) - \frac{F_f}{M_P} \\ \frac{P_0}{C_1 R} \delta(x) \end{bmatrix}, U = \Delta P_{ER}$$

$$\gamma(x) = \begin{cases} 0 & x \geq 0 \\ 1 & x < 0 \end{cases}, \delta(x) = \begin{cases} 1 & x > 0 \\ 0 & x \leq 0 \end{cases}$$

#### 4. 제어기 설계

일반적으로 유압 서보 시스템은 측정 불가능하거나 생략된 파라미터(parameter), 외란 등과 같은 불확실성과 비선형성으로 인하여 플랜트(plant)를 정확하게 모델링하는 것과 강건한 제어를 설계하는 것이 매우 어렵다. 따라서, 본 연구에서는 외란과 주위 환경의 변화에 학습 능력이 있어 강건한 적응성을 갖는 신경 제어 기법을 사용하여 제안된 ER 밸브-실린더 시스템의 위치 제어를 수행하였다. 이 제어기는 학습 능력을 통하여 요구 출력과 플랜트의 실제 출력과의 오차가 최소화되도록 제어 입력을 발생하게 하는 구조로 되어 있다. 본 연구에서 사용된 제어 및

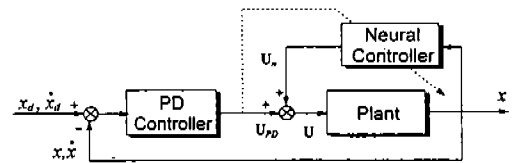
학습 구조는 피드백 오차 학습(feedback error learning) 방식<sup>15),16)</sup>으로 그 구조를 Fig.7에 도시하였다.

구조를 살펴보면 신경 제어기는 입력층(input layer), 중간층(hidden layer), 출력층(output layer)으로 구성되며 플랜트에서의 위치 오차와 속도 오차는 피드백 되어서 PD 제어기의 입력이 된다. PD제어기의 출력  $U_{PD}$ 는 신경 제어기의 학습 신호로 사용되고, 신경 제어기는 학습 알고리즘을 통하여 제어 입력  $U_n$ 을 능동적으로 발생시킨다. 결국, ER 밸브-실린더 시스템에 입력되는 제어 입력  $U$ 는 신경 제어기의 출력  $U_n$ 과 PD 제어기의 출력  $U_{PD}$ 의 합이 되며 다음과 같다.

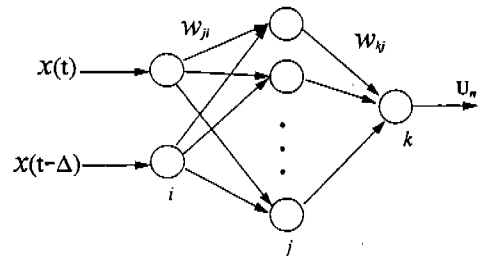
$$U = U_n + U_{PD} \quad (17)$$

여기서, 제어 입력  $U$ 는 지배 방정식 (16)에서 보듯이 전기장에 의한 압력 강하  $\Delta P_{ER}$ 로 매순간마다 능동적으로 변화된다.

전기장에 의한 압력 강하  $\Delta P_{ER}$ 을 제어 전기장  $E$ 로 변환하며, 식(1)과 (3)으로부터 다음과 같이 주어진다.



(a) block diagram



(b) architecture

Fig.7 neuro controller structure



$$E = \left[ U \cdot \frac{h}{2La} \right]^{1/\beta} \quad (18)$$

식 (18)로부터 결정된 제어 전기장  $E$ 를 매 순간마다 ER 밸브-실린더 시스템에 공급하여 피스톤 로드 끝단의 변위를 정확히 제어하게 된다. 또한 신경 제어기의 출력  $U_i$ 은 능동적으로 변화되어 PD 제어기가 나타내지 못하는 플랜트의 비선형성과 파라미터 변화를 강건하게 보상해 준다.

신경 제어기의 학습 목적을 달성하기 위하여 다음과 같은 위치 오차와 속도 오차의 제곱으로 표현되는 성능 지수  $J$ 를 설정하였다.

$$J = \frac{1}{2} \alpha_1 e^2(t) + \frac{1}{2} \alpha_2 \dot{e}^2(t) \quad (19)$$

여기서,  $e(t) = x_d(t) - x(t)$ 이고,  $x_d(t)$ 는 요구 변위이다. 그리고  $\alpha_1$ 과  $\alpha_2$ 는 각각 위치 오차와 속도 오차에 대한 가중치이다. 만약 제어 입력이 정확하여 오차가 없다면 뉴런(neuron)사이의 연결 강도(interconnection strength)는 변화되지 않는다. 그러나 오차가 발생되면, 뉴런 사이의 연결 강도는 오차로 표현된 성능 함수를 최소화하기 위하여 적절히 변화된다. 이 뉴런 사이의 연결 강도 변화식은 피드백 오차 학습 구조를 채택하여 PD 제어기의 출력 값을 학습 신호로 하는 오차 역전달 학습 알고리즘으로부터 다음과 같이 얻을 수 있다.

i) 중간층과 출력층간의 연결 강도 변화

$$\begin{aligned} (\Delta w_{kj}) : \\ \Delta w_{kj} = -\mu \frac{\partial J}{\partial w_{kj}} \quad (20) \\ = \mu \delta_k out_j \end{aligned}$$

여기서,

$$\delta_k = (K_p e + K_D \dot{e}) f'(net_k) \quad (21)$$

ii) 입력층과 중간층간의 연결 강도 변화

$$(\Delta w_{ji}) :$$

$$\Delta w_{ji} = \mu \delta_j out_i \quad (22)$$

여기서,

$$\delta_j = f'(net_j) \sum_k \delta_k w_{kj} \quad (23)$$

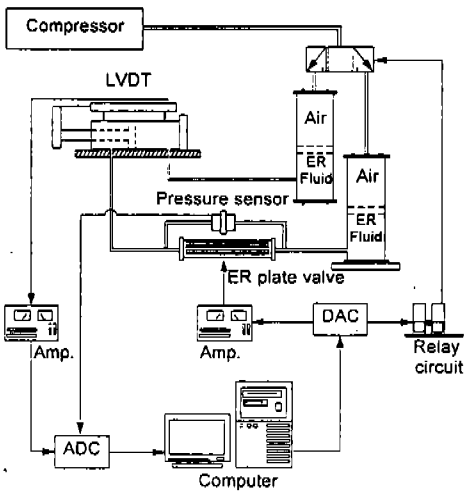
상기 식에서  $\mu$ 는 학습율을 의미하며,  $f'(\ )$ 는 뉴런의 입력을 요구 출력으로 맵핑(mapping)시키는 활성화 함수(activation function)의 1차 미분이다.  $net_j$ 와  $net_k$ 는 각각 중간층과 출력층의 활성화 함수에 대한 입력이고,  $out_j$ 와  $out_k$ 는 각각 입력층과 중간층에서의 활성화 함수의 출력이다.  $K_p$ 와  $K_D$ 는 PD제어기의 비례 제어 이득과 미분 제어 이득을 각각 나타낸다.

본 연구에서는 플랜트 상태공간 모델인 식 (16)을 도입하여 신경제어기의 제어성능을 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 분석한 후 여러 제어변수들을 결정하였다. 신경 제어기는 중간층을 하나 갖는 다층 신경망으로 입력층, 중간층, 출력층에서의 뉴런의 수는 각각 2개, 5개, 1개로 설정하였다. 또한, 제어기 실현 시 학습율  $\mu$ 는 0.01,  $K_p$  및  $K_D$ 는 각각 -4000과 -6으로 설정하였다.

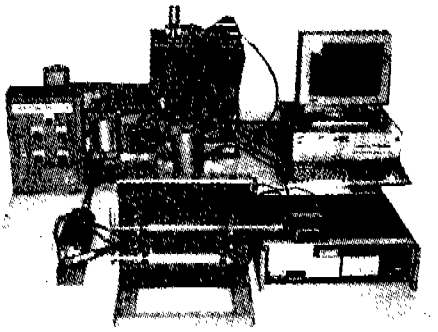
## 5. 실험 결과 및 고찰

제안된 신경 제어 기법을 이용하여 ER 밸브-실린더 시스템의 위치 제어를 실현하기 위하여 Fig.8과 같은 실험 장치를 구성하였다. 이 장치는 크게 작동부와 제어부로 나뉘어진다. 실린더를 구동시키기 위한 기본 동력원으로 공압을 사용하여, 내부에 채워진 작동 유체인 ER유체를 유동시켜 실린더의 피스톤 로드를 구동할 수 있도록 하였다. 이러한 방법을 채택하게된 이유는 일반적인 펌프에 의하여 ER 유체를 유동 시킬 경우 ER 유체 조성에 사용된 고체입자와 펌프의 회전 요소 사이에 마모 등의 불안정 요소가 발생하기 때문이다.

시스템을 제어하기 위한 제어부는 센서, 마이크로 컴퓨터, A/D 및 D/A 컨버터, 고전압 공



(a) schematic diagram



(b) photograph

Fig.8 Experimental configuration of the ER valve-cylinder control system

급 장치, 그리고 솔레노이드 밸브의 방향을 전환하기 위한 릴레이 회로로 구성하였다. 센서는 피스톤 로드의 변위를 측정하기 위한 변위 측정기(LVDT)와 밸브 양단의 압력 강하를 측정하기 위한 차압계를 사용하였다.

압축기에서 공급된 공압으로 작동 유체인 ER 유체를 유동시켜 실린더의 피스톤을 움직이게 한다. 이때 피스톤 로드 끝단의 변위를 변위 측정기로 측정하여 미리 설정된 요구 위치와 비교하

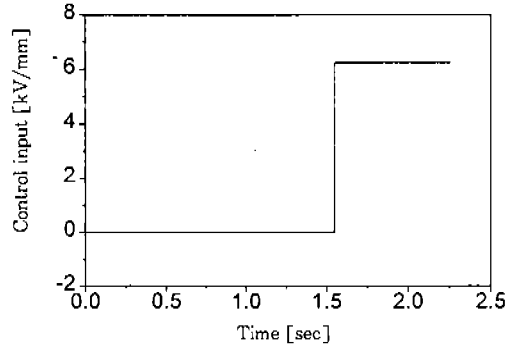
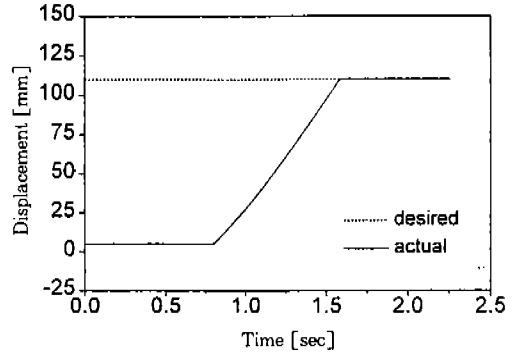


Fig.9 Set position control response

여 그 오차를 최소화 하도록 제어 입력인 전기장을 ER 밸브에 부하한다. 부하된 전기장에 의하여 밸브의 양단에서 압력차가 발생하므로, 부하되는 전기장의 세기를 조절하여 밸브 양단의 압력차의 크기를 제어함으로써 피스톤 로드의 위치 및 속도를 제어할 수 있다.

Fig.9는 미리 설정된 목표 지점을 110mm로 하였을 때의 정착 위치 제어 성능을 나타낸 것이다. 그림에서 보는 바와 같이 피스톤 로드가 목표 지점에 도달했을 때 6.3kV/mm의 전기장 제어 입력이 추가되었다. 전기장이 부하됨과 동시에 빠른 응답 특성으로 요구하는 위치에 오버슈트(overshoot) 현상없이 정확히 정착됨을 알 수 있다. 이러한 정착 제어성은 현재 여러 산업 현장에 설치되어 있는 조립 자동화 라인의 유압 및 공압 실린더 제어 시스템을 대체할 수 있는 높은 가능성을 제공한다.

Fig.10은 피스톤 로드의 변위  $x(t)$ 를 시간에 대한 함수 형태의 요구 출력이 되도록 설정하였

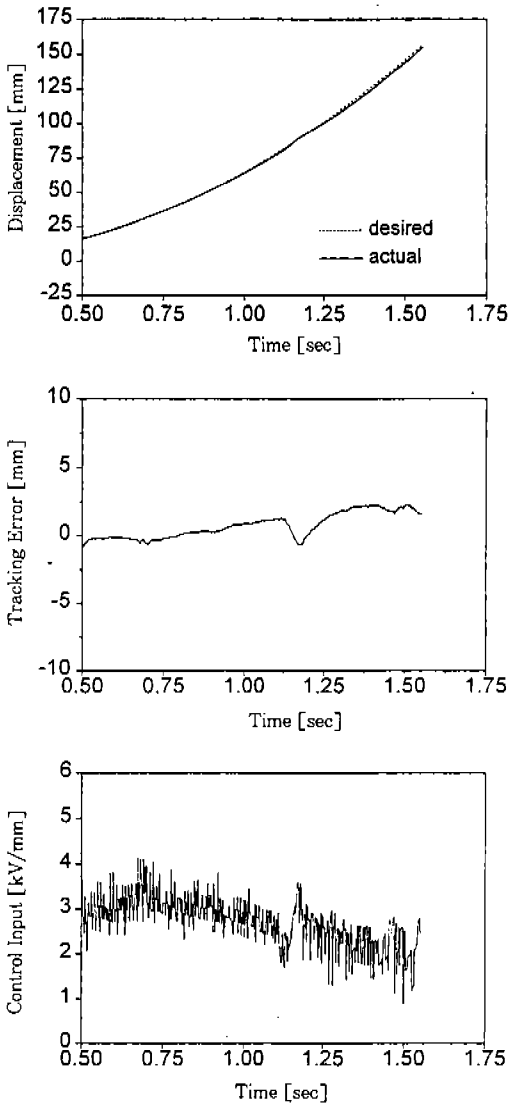


Fig.10 Tracking control response I :  
 $x_d(t) = 65t^2$

을 때의 위치 추적 제어 성능에 대한 실험 결과를 나타낸 것이다. 실린더의 요구 위치 출력은 다음과 같은 함수 형태로 선택하였다.

$$x_d(t) = 65t^2 \quad (24)$$

식(24)에서 주어진 요구 위치 출력 함수는 피스톤 로드의 위치가 시간의 제곱에 비례하여 변

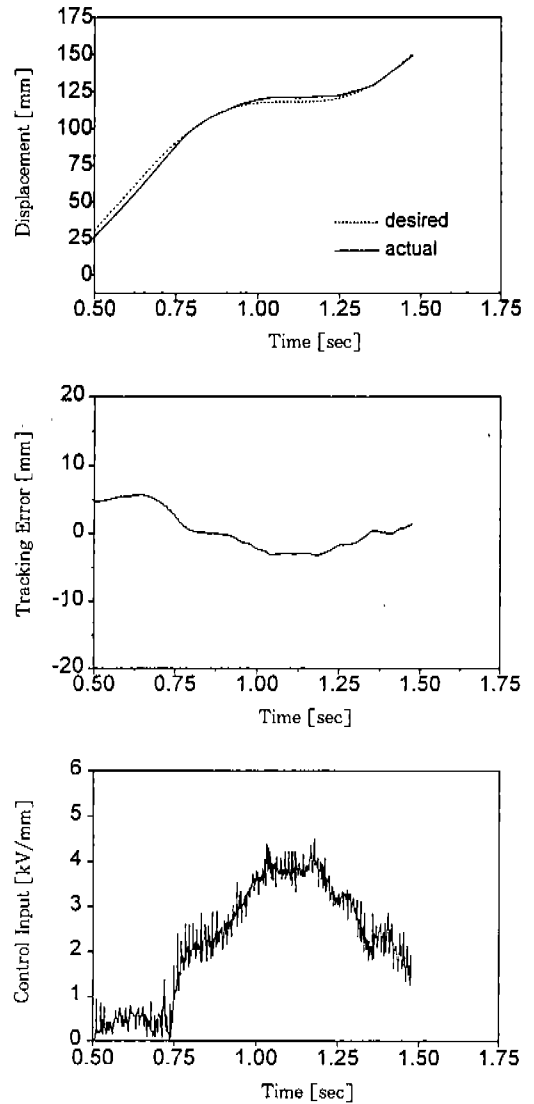


Fig.11 Tracking control response II :  
 $x_d(t) = 40\pi t - 20[1 + \cos(2\pi t - 27.3)]$

화하는 것과 더불어 속도의 일정한 증가를 나타낸다. 제어 결과에서 나타난 바와 같이 작동 구간 전역에 걸쳐서 우수한 위치 추적 제어 성능을 나타낸다. 요구 출력과 실제 출력 간에 발생하는 추적 오차의 크기는 연속적으로 변화하고 있지만 아주 작은 범위( $\pm 2.5\text{mm}$  이내)를 유지하고 있음을 알 수 있다.

Fig.11은 요구 위치 출력 함수를 다음과 같이

설정하였을 때의 위치 추적 제어 성능을 나타낸 것이다.

$$x_d(t) = 40\pi t - 20[1 + \cos(2\pi t - 27.3)] \quad (25)$$

식 (25)는 피스톤 로드의 연속적인 위치 변화와 더불어 작동 구간에서 속도의 증가와 감소가 연속적으로 존재하는 것을 보여 준다. 제어 결과를 살펴보면 Fig.10의 경우에서와 같이 작동 구간 전역에 걸쳐서 양호한 위치 추종 제어 성능을 나타낸다. 작동 구간 초기의 오차가 비교적 큰 이유는, 본 연구에서 사용한 실린더의 최고 속도보다 설정된 요구 출력의 속도가 빠르기 때문이며, 실제 출력과 요구 출력이 교차한 이후부터는 추적 오차의 크기 변화가 작음을 알 수 있다. 그리고 작동 구간 1.15초와 1.3초 사이에서 발생된 오차는, 본 연구에서 제안된 시스템의 제한성 때문에 기인한 것이다. 다시 말하여 요구 위치 출력이 일정한 값을 유지할 때 피스톤 로드의 위치가 요구 출력 위치를 지나치면 다시 그 위치로 돌아오기 위한 방향 전환을 빠르게 할 수 없기 때문이다. 물론 이러한 문제는 방향 전환을 위한 휘스톤 브리지(Wheatstone bridge) ER 밸브 회로를 구성하고, ER 유체의 유량을 조절할 수 있는 ER 유체 전용 펌프의 사용으로 해결될 수 있다. 한편, Fig.10과 Fig.11에서 제어 입력인 전기장의 형태가 비선형적인 이유는 실제 시스템 구동시의 불확실성 때문에 발생한 오차들을 신경 제어가 학습을 통하여 모든 작동점에서 오차가 최소가 되도록 제어 입력을 생성하기 때문이다.

## 6. 결 론

본 연구에서는 ER 유체를 작동 유체로 하는 새로운 형태의 ER 밸브-실린더 시스템을 제안하여 정착 및 위치 추적 제어를 수행하였다. 작동 유체의 유동 특성과 전기장 부하에 따른 ER 유체의 빙행 특성 모델을 연계하여 ER 밸브의 설계와 제작을 수행하였다. 기존 밸브와는 달리 ER 밸브는 매우 단순화된 구조로서 전기장의 크기만으로 요구 성능을 실현할 수 있다. 제작된

ER 밸브를 실린더 시스템과 연계하여 역학적 모델링을 통한 지배 방정식을 도출하였고, 학습 능력을 보유한 신경 제어 기법을 적용하여 매우 우수한 실린더의 위치 제어 성능을 얻었다. 기존의 밸브-실린더 시스템에서는 유동 흐름을 제어하기 위해 각종 밸브의 개폐 작용에 의한 기계적인 구동 방법을 이용하지만, 제안된 ER 밸브-실린더 시스템은 이러한 기계적인 구동 장치 없이 전기장의 크기만으로 위치 제어를 수행함에 따라 정확하고 빠른 응답 특성과 함께 밸브 자체의 내구성에서도 상당한 이점이 있다. 따라서 제안된 시스템은 기존의 서보밸브를 이용한 로봇, 능동 현수 장치등 각종 유압 제어 시스템에 응용될 수 있다. 그러나 이를 성공적으로 달성하기 위해서는 마모성이 적고 성능이 우수한 ER 유체 자체 개발은 물론, 방향 전환을 위한 ER 밸브의 회로 구성, ER 유체를 위한 전용 펌프 개발 등, 많은 연구가 지속적으로 수행되어야 할 것이다.

## 후 기

본 연구는 일부는 우덕재단(友德財團) 연구비 지원에 의해 수행되었으며, 이에 관계자에게 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

1. N. K. Petek, "An Electro-nically Controlled Shock Absorber Using Electro-Rheological Fluid" SAE Paper No. 920275, 1992.
2. 김기선, 장유진, 최승복, 정재천, 서문석, "ERF를 작동 유체로한 연속형 가변댐퍼의 성능 고찰", 한국자동차공학회 추계학술대회 논문집, pp. 88~92, 1994.
3. Shin Morishita and Ju'nichi Mitsui, "An Electronically Controlled Engine Mount Using Electro-Rheological Fluid", SAE Paper No. 922290, 1992.
4. 최영태, 김기선, 최승복, 정재천, 전영식, "전기유동유체를 이용한 엔진 마운트의 모델

- 구성과 성능 해석”, 한국자동차공학회 논문집, 제2권, 제3호, pp. 62~74, 1994.
5. A. R. Johnson, W. A. Bullough, “Testing on a High Speed Electro-Rheological Clutch”, Proceedings of the Third International Conference on Electrorheological Fluids, pp. 424~441, 1992.
  6. S. B. Choi, and Y. K. Park, “Active Vibration Control of a Cantilevered Beam Containing an Electro-Rheological Fluid”, Journal of Sound and Vibration, Vol. 172, No. 3, pp. 428~432, 1994.
  7. A. J. Simmonds, “Electro-Rheological Valves in a Hydraulic Circuit”, IEE Proceeding-D, Vol. 138, No. 4, pp. 400~404, 1991.
  8. D. A. Brooks, “Design and Development of Flow Based Electro-Rheological Devices”, International Journal of Modern Physics, Vol. 6, pp. 2705~2730, 1992.
  9. M. Nakano, T. Yonekawa, “Pressure Response of ER Fluid in a Position Cylinder-ER Valve System”, Proceedings of the Fourth International Conference on Electro-rheological Fluids, pp. 477~489, 1994.
  10. M. Whittle, R. Firoozian and W. A. Bullough, “Decomposition of the Pressure in an ER Valve Control System”, Journal of Intelligent Material Systems and Structures, Vol. 5, No. 1, pp. 105~111, 1994.
  11. 이효정, 김기선, 정달도, 최승복, 정재천, “전기유동유체를 이용한 실린더형 밸브의 성능 고찰”, 한국정밀공학회지, 제11권, 제4호, pp. 148~157, 1994.
  12. P. M. Adriani and A. P. Gast, “A Microscopic Model of Electrorheology”, Physics of Fluids, Vol.31, No. 10, pp. 2757~2768, 1988.
  13. R. W. Phillips, “Engineering Applications of Fluids with a Variable Yield Stress”, Ph. D. Dissertation, University of California, Berkely, 1969.
  14. J. Watton, Fluid Power System, Prentice Hall, 1989.
  15. H. Miyamoto, M. Kawato, T. Setoyama and R. Suzuki, “Feedback-Error-Learning Neural Network for Trajectory Control of a Robotic manipulator”, Neural Networks, Vol. 11, pp. 251~265, 1988.
  16. Y. S. Tarng, S. T. Hwang and Y. S. Wang, “A Neural Network Controller for Constant Turning Force”, International Journal of Machine Tools & Manufacture, Vol. 34, No. 4, pp. 453~460, 1994.