

## 항만공사용 로봇의 실린더 길이 측정을 위한 압력 옵서버 개발

김치효\*† · 박근우\* · 김태성\* · 이민기\*\*

\* 창원대학교 메카트로닉스공학부, \*\* (주)로토스

### Development of Pressure Observer to Measure Cylinder Length of Harbor-Construction Robot

ChiHyo Kim\*†, Kunwoo Park\*, TaeSung Kim\* and MinKi Lee\*\*

\* Dept. of Control and Instrumentation Eng., Changwon Nat'l Univ.,

\*\* Rotos Co., Ltd.

(Received September 4, 2010 ; Revised January 7, 2011 ; Accepted January 10, 2011)

**Key Words:** Armor Stone(피복석), Harbor Construction(항만공사), Parallel-Typed Robot(병렬기구형 로봇), Pressure Sensor(압력센서), Pressure Observer(압력옵서버)

**초록:** 본 논문은 항만공사용 로봇의 실린더 길이 측정을 위한 압력 옵서버 개발이다. 로봇의 유압 실린더 제어를 위해 변위 센서가 필요하며 일반적으로 LVDT, 리니어 스케일 등이 사용된다. 이러한 센서는 실린더 외부몸통에 장착되므로 건설현장과 같은 열악한 환경에서 사용할 경우 내구성이 좋지 못하다. 본 논문에서는 압력센서를 이용하여 간접적으로 실린더 길이를 측정한다. 압력센서는 유압 밸브박스 내부에 장착되어 외부충격으로부터 보호되며 방수가 용이하다. 오일을 압축성 매개체로 간주하여 실린더의 위치와 속도 함수인 동적압력 방정식을 유도하고 RLS를 이용하여 실린더가 전진, 후진 리미트에 도달할 때마다 파라미터를 갱신한다.

**Abstract:** In this study, we develop a pressure observer to measure the cylinder length of a harbor-construction robot. For the robot control, sensors are required to measure the length of a hydraulic cylinder. The cylinder-position sensor is relatively expensive when the operating environment prohibits external approaches for the measurement of the cylinder position. LVDT or linear scales are usually mounted on the outside of the cylinder, which causes poor durability on a construction site. We use a pressure sensor to indirectly estimate the length of the cylinder. The pressure sensor is mounted inside a hydraulic valve box so that it is protected by the box and easy to waterproof for an underwater robot. By treating oil as a compressible fluid, we derive the nonlinear pressure dynamics as a function of the cylinder position, velocity, and pressure. The recursive least squares (RLS) algorithm is applied to identify the dynamic parameters, and the pressure observer estimates the cylinder position through the pressure acting on the head and the rod of the hydraulic cylinder. The position accuracy is relatively low, but it is acceptable for a construction robot that handles large armor stones.

#### 1. 서론

방파제 피복작업은 사석의 유실을 방지하기 위해 방파제 결면에 2-3ton의 돌을 쌓는 작업으로 육상뿐만 아니라 수중에서도 이루어진다. 이러한 피복작업은 인력에 의존하고 있어 무거운 돌을 체인으로 감고, 쌓는 과정에서 산재가 자주 발생한다. 이와 같은 문제점을 해결하기 위해 수상 작업용 항만공사 로봇인 스톤맨이 Fig. 1과 같이 유

압구동 6축 병렬기구 로봇으로 개발되었다.<sup>(1)</sup> 스톤맨은 피복석의 위치와 자세를 제어하여 방파제면을 짜 맞추는 작업을 한다. 이러한 스톤맨의 유압 실린더 제어를 위해 길이를 측정하는 센서<sup>(2)</sup>가 필요하며 일반적으로 마그네틱 변위센서<sup>(3)</sup>를 주로 사용한다. 마그네틱 변위센서는 실린더 로드와 부착된 영구자석과 센서가 보내는 전류 펄스에 의해 유도되는 비틀림 스트레인 펄스를 감지하여 실린더 길이를 측정한다. 비록 이 센서가 간단하지만 실린더 로드와 긴 구멍을 뚫어야 하는 드릴링 작업이 필요하다. 이와 같이 드릴링 작업이 필요 없는 실린더 위치 센

† Corresponding Author, chkim@changwon.ac.kr

© 2011 The Korean Society of Mechanical Engineers



Fig. 1 Stone Man

서는 포텐션미터<sup>(4)</sup>와 LVDT<sup>(5)</sup> 등이 있으며 센서의 저항변화로부터 길이를 측정한다.

이러한 직접측정 방식의 변위센서는 실린더 외부 몸통에 설치되므로 피복석을 뚜드리는 과정에 발생하는 충격이 센서에 직접적으로 전달되어 쉽게 파손된다. 또한 야외에서 작업할 경우 분진이나 습기 등에 의해 오동작을 일으킬 수 있다. 반면 압력센서는 압력을 측정하고자 하는 유압 라인 상에 설치할 수 있으므로 이와 같은 문제를 해결할 수 있다. 뿐만 아니라 밸브 박스 내에 설치가 가능하여 수중에 적용할 경우 방수가 용이하다.

본 논문에서는 압력으로부터 실린더 길이를 간접적으로 측정하기 위해 실린더 위치와 속도의 함수인 동적압력 방정식을 유도한다. 실린더가 움직일 때 헤드부와 로드부의 내부압력, 공급압력 및 리턴 압력을 분석하여 압력옵서버가 작동하는 시간을 결정하여 옵서버를 개발한다. 이러한 유압시스템은 비선형으로 부하변동, 온도 및 외부 환경 요인에 의해 동적모델링 변수가 변하므로 선형화로 성능을 향상 시키는데 한계가 있다.<sup>(6)</sup> 따라서 RLS를 이용하여 실린더가 전진/후진 리미트에 도달할 때마다 동적압력 방정식의 파라미터를 갱신한다. 또, 압력 옵서버를 항만공사용 로봇에 적용한 실험 결과와 이를 이용하여 실용화한 2축 스톤맨을 보인다.

## 2. 유압서보 실린더의 모델링

서보밸브와 유압 실린더를 이용한 유압시스템은 Fig. 2와 같이 구성된다. 서보밸브에 인가하는 전압에 따라 스펴의 변위  $x_s$ 가 결정되고 스펴의 변위에 따라 실린더 헤드부로 유입되는 유량  $Q_H$  또는 실린더 로드부로 유입되는 유량  $Q_R$  이 결

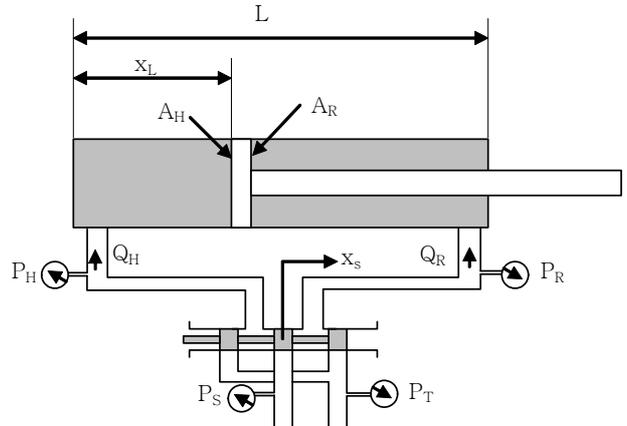


Fig. 2 Hydraulic cylinder controlled by a servo valve

정된다. 실린더 헤드부로 유량이 유입될 경우 실린더는 전진하고 반대로 로드부로 유량이 유입될 경우 실린더는 후진하게 된다. 이때 실린더의 속도에 따라 공급 압력  $P_S$ , 리턴 압력  $P_T$ , 헤드부의 압력  $P_H$  및 로드부의 압력  $P_R$ 이 변화하게 된다.

유체를 압축성으로 간주하여 벌크 상수  $\beta$ 가 포함된 압력과 부피의 관계를 나타내면

$$\dot{P} = -\frac{\beta}{V_0} \dot{V} \tag{1}$$

으로  $V_0$ 는 초기 부피이다. 식 (1)을 유압서보 실린더에 적용하여 헤드와 로드부의 동적압력 방정식을 유도하면 다음과 같다.<sup>(6)</sup>

$$\dot{P}_H = \frac{\beta}{V_H(x_L)} (-A_H \dot{x}_L + Q_H) \tag{2a}$$

$$\dot{P}_R = \frac{\beta}{V_R(x_L)} (A_R \dot{x}_L + Q_R) \tag{2b}$$

여기서 아래첨자 H와 R은 각각 헤드부와 로드부의 파라미터를 나타낸다.  $\dot{P}$ 는 압력속도,  $V$ 는 실린더내부 및 관로상의 부피,  $A$ 는 실린더 단면적,  $x_L$ 은 실린더의 길이,  $\dot{x}_L$ 은 실린더의 속도이다.  $Q$ 는 유량으로 베르누이 원리로 다음과 같이 나타낼 수 있다.<sup>(7)</sup>

$$Q_H = K_H x_s \sqrt{|P_S - P_H|} \quad (x_s \geq 0) \tag{3-1a}$$

$$= K_H x_s \sqrt{|P_H - P_T|} \quad (x_s < 0) \tag{3-1b}$$

$$Q_R = -K_R x_s \sqrt{|P_R - P_T|} \quad (x_s \geq 0) \tag{3-2a}$$

$$= -K_R x_s \sqrt{|P_S - P_R|} \quad (x_s < 0) \quad (3-2b)$$

여기서  $K$ 는 밸브의 유량 유출상수이다. 실린더가 움직일 때 실린더 헤드로 유입되는 유량과 실린더 로드로 유출되는 유량은 동일하므로 스풀의 변위가 (+)일 때 유량은 식 (3-1a) 또는 식 (3-2a)을 이용하여 구할 수 있다. 마찬가지로 스풀의 변위가 (-)일 때 유량은 식 (3-1b) 또는 식 (3-2b)을 이용하여 구한다. 그러나 실린더의 방향이 변할 때 시간지연을 감안하고, 전진 및 후진 리미트를 감지하기 위해서는 헤드와 로드의 압력을 모두 이용해야 한다. 즉, 전진할 때는 식 (3-1a)을 이용하고 후진할 때는 식 (3-2b)을 이용한다. 이 두식을 이용할 경우 리턴압력에 대한 정보는 사용되지 않는다.

헤드부의 총 부피  $V_H(x_L)$ 와 로드부의 총 부피  $V_R(x_L)$ 는 실린더 내부 부피와 관로상의 부피를 합한 것으로

$$\begin{aligned} V_H(x_L) &= A_H x_L + V_{dH} \\ V_R(x_L) &= A_R(L - x_L) + V_{dR} \end{aligned} \quad (4)$$

이다. 여기서  $V_{dH}$ 와  $V_{dR}$ 는 각각 서보밸브에서 실린더 헤드와 로드까지 관로상의 부피를 나타내며  $L$ 은 실린더의 스트로크를 나타낸다. 식 (4)와 식 (3-1a), 식 (3-2b)을 식 (2)에 대입하면 실린더의 속도  $\dot{x}_L$ 는

$$\dot{x}_L = -\frac{\dot{P}_H}{\beta} x_L - \frac{V_{dH}}{\beta A_H} \dot{P}_H + (K_H/A_H) x_s \sqrt{|P_S - P_H|} \quad (x_s > 0) \quad (5a)$$

$$\dot{x}_L = -\frac{\dot{P}_R}{\beta} (L - x_L) + \frac{V_{dR}}{\beta A_R} \dot{P}_R + (K_R/A_R) x_s \sqrt{|P_S - P_R|} \quad (x_s < 0) \quad (5b)$$

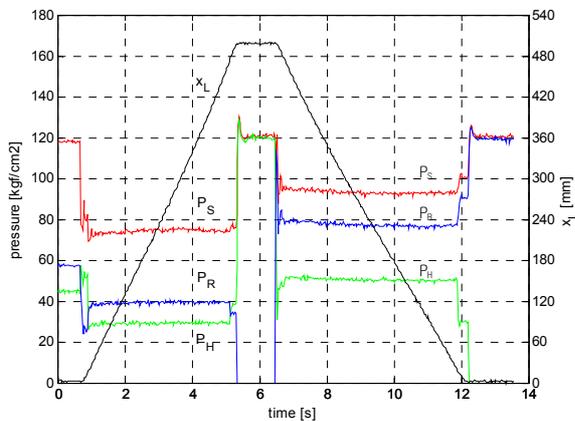


Fig. 3 Pressure profile of  $P_s$ ,  $P_H$  and  $P_R$  while a hydraulic cylinder is sliding forward and backward

으로 공급압력, 헤드 또는 로드부의 압력속도와 압력의 함수가 된다. 위 식으로부터 얻어진  $\dot{x}_L$ 를 적분하여 실린더의 길이  $x_L$ 를 구할 수 있다.

### 3. 압력센서를 이용한 실린더 길이 측정 옵서버 설계

#### 3.1 실린더 운동에 따른 압력 변화

실린더를 전진, 후진 리미트까지 구동하였을 때 압력 변화는 Fig. 3과 같다. 실린더가 움직일 때 공급 압력은 유체의 흐름에 의해 압력 강하가 일어난다. 또한 헤드부의 단면적이 로드부의 단면적보다 크므로 길이변화에 따른 체적변화가 커서 실린더가 후진할 때 보다 전진할 때 압력강하가 더 크게 일어난다. 또한, 실린더의 속도를 적분하여 길이를 예측하는 것이므로 실린더가 운동을 시작할 때와 멈출 때, 전진 및 후진 리미트에 도달 했을 때를 정확히 인식해야한다. 본 논문에서는 실린더의 속도, 길이, 압력 등을 관찰해 이들의 성향에 맞는 압력옵서버를 개발한다.

**1) 실린더의 전진, 후진 리미트 인식 :** 실린더가 전진 및 후진 리미트에 도달할 때 마다 옵서버의 길이를 최장 및 최단 길이로 초기화한다. 따라서 실린더가 언제 리미트에 도달 했는지를 인식하는 것은 매우 중요하다. 전진 리미트에 도달하면 실린더로 유량이 유입되지 못하므로  $P_H = P_S$ ,  $P_R = 0$ 이 되고 반대로 후진 리미트에 도달하면  $P_R = P_S$ ,  $P_H = 0$ 이 된다. 스톱맨은 안전상의 이유로 구동 명령이 있을 경우만 유압을 공급하고 구동 명령이 없을 때는 유압을 차단한다. 따라서 유압을 차단하는 시간이 길어지면 서보밸브의 누유에 의해  $P_H$  또는  $P_R$ 은 압력이 점점 감소하여 0이 되므로 리미트로 잘못 인식할 수 있다. 본 압력옵서버는  $P_H = P_S$ 일 경우 전진 리미트에 도달하고,  $P_R = P_S$ 일 경우 후진 리미트에 도달한 것으로 판단하며 동시에  $P_R = 0$ 와  $P_H = 0$ 를 추가로 확인해 실린더의 길이를 초기화한다.

**2) 리미트에서 압력 충격 :** 전진, 후진 리미트를 치는 순간 실린더는 급정지를 하게 되므로 압력 충격이 발생하여 순간적으로 공급 압력보다 큰 압력으로 상승한다. 따라서 식 (5)의  $\dot{P}_H$ 와  $\dot{P}_R$ 이 큰 값으로 변하게 되어 옵서버 속도가 크게 변하게 된다. 그러나 실제로 압력이 변했는지

라도 실린더가 리미트에 도달했으므로 실린더는 정지 상태이다. 따라서 흡서버가 리미트를 감지하면  $P_R$  또는  $P_H$ 이  $P_S$ 까지 떨어질 동안 압력변화를 무시하고 초기화된 길이를 유지한다.

**3) 흡서버의 운동방향 변환 시점 :** 실린더의 운동 방향을 전환하기 위해 서보밸브에 전압을 반대로 인가하면 스펴의 방향이 바뀌어 실린더 내부에 과도기적인 압력변화가 일어난다. 이러한 압력의 변화는 짧은 순간에 일어나고 리미트에 도달할 때와 같이 압력속도가 크므로 흡서버의 오차를 유발한다. 또한, 서보 밸브의 응답속도, 스펴과 실린더의 관성 등에 의한 시간지연도 존재한다.<sup>(8)</sup> 따라서 방향이 전환할 때 압력의 변화를 모두 관측하는 것 보다 실린더가 언제부터 방향이 바뀌어 움직이기 시작하는가를 판단하는 것이 중요하다. 실제 실린더가 운동방향을 바뀌 움직이기 시작하는 것은 헤드부의 힘이 로드부의 힘 보다 클 경우이다. 따라서 힘의 방향이 바뀔 때까지  $P_H$ 와  $P_R$ 의 변화는 실린더 길이변화에 영향을 주지 않으므로 과도기적인 압력변화는 무시하고 단면적을 고려한 힘의 균형으로 운동방향 시점을 판단한다.

**4) 서보밸브에 인가되는 전압과 스펴 변위의 관계 :** 서보 밸브의 스펴변위에 따라 실린더로 유입되는 유량이 결정된다. 이상적인 경우 서보 밸브의 인가전압  $v_s$ 에 따라 스펴변위가 일정하고 유량은 비례관계를 가지지만 실제 스펴변위는 비선형성을 가진다. 따라서 실험을 통하여 인가전압에 따른 스펴의 변위를 찾아야 한다. 서보밸브에 인가하는 전압을 다르게 하면서 실린더가 후진 리미트에서 전진 리미트까지 도달하는 시간을 측정하면 실린더에 유입된 유량은 동일하므로 서보밸브의 인가전압과 스펴변위의 관계를 찾을 수 있다. 인가전압과 스펴변위 관계를

$$x_s = \aleph(v_s) \tag{6}$$

으로 하고 함수  $\aleph(\cdot)$ 를 보간법을 이용하여 구한다.

3.2 LS(Least Square) 방법을 이용한 실린더 동 특성 식의 파라미터 인식

압력으로부터 실린더 길이를 예측하려면 식 (5)에 포함된 동적 파라미터를 찾아야한다. 식 (5)로부터 동적 파라미터로 이뤄진 벡터를 실린더가

전진할 경우와 후진할 경우로 분리하여

$$\begin{aligned} B_1 &= [1/\beta_H \quad V_{dH}/\beta_H \quad K_H]^T_{3 \times 1} \\ B_2 &= [1/\beta_R \quad V_{dR}/\beta_R \quad K_R]^T_{3 \times 1} \end{aligned} \tag{7}$$

으로 정의하고 측정 변수로 이뤄진 벡터를

$$\begin{aligned} S_1 &= [-\dot{P}_H x_L \quad -\dot{P}_H/A_H \quad x_s \sqrt{|P_S - P_H|/A_H}]^T \\ S_2 &= [-\dot{P}_R(L-x_L) \quad \dot{P}_R/A_R \quad x_s \sqrt{|P_S - P_R|/A_R}]^T \end{aligned} \tag{8}$$

으로 정의한다. 압력속도는 압력을 시간으로 미분해 구한다. 압력센서에서 출력하는 값을 디지털화 할 때 노이즈가 발생되어 미분하는 과정에서 큰 오차를 유발하므로 로우패스 필터를 사용해 노이즈를 걸러낸다.<sup>(9)</sup> 초기에 파라미터를 찾을 때는 실린더 외부에 LVDT를 설치해 실린더의 길이를 측정하고 이를 미분해 실린더 속도를 구한다. 식 (5)를 위에서 정의한 벡터 식으로 나타내면

$$\dot{x}_L = B_i^T S_i \quad (i=1(x_s \geq 0), i=2(x_s < 0)) \tag{9}$$

이다. 측정 데이터가 k-개일 때 실린더 속도를  $\overline{x}_L(k) = [\dot{x}_L(1), \dot{x}_L(2), \dots, \dot{x}_L(k)]_{1 \times k}$ 으로, 측정변수를  $\overline{S}_i(k) = [S_i(1), S_i(2), \dots, S_i(k)]_{3 \times k}$ 으로 나타내면 식 (9)로부터 실린더 속도와 측정변수 벡터의 관계는

$$\overline{x}_L(k) = B_i^T \overline{S}_i(k) \tag{10}$$

이 된다. 따라서 시스템 파라미터는 pseudo inverse에 의해

$$B_i = ((\overline{S}_i(k)^T \overline{S}_i(k))^{-1} \overline{S}_i(k)^T \overline{x}_L(k))^T \tag{11}$$

으로 구해진다. 스톤텐의 파라미터를 찾기 위해  $x_s = 5 \sin(2/5\pi t)$ 가 되도록 서보밸브에 전압을 인가하고 이 때 측정된 데이터  $S_i(k)$ ,  $\dot{x}_L(k)$ 를 이용하여 파라미터를 구하면 Table 1과 같다.

유압시스템은 비선형 특성을 나타내며 환경에 따라 변수가 변하기 때문에 실린더가 전진할 때와 후진할 때 파라미터는 차이가 있다. Table 1의 파라미터는 측정할 때의 시스템 환경과 서보밸브의 입력에 맞는 최적의 결과이지만 시스템 환경은 항상 변화하기 때문에 파라미터가 갱신되어야 한다.

3.3 RLS를 이용한 파라미터 갱신

실제 스톤맨에는 변위센서가 장착되지 않으므로 실린더의 정확한 길이정보를 항상 알 수 없다. 하지만 압력 센서로부터 전진과 후진 리미트에 도달한 것을 알 수 있으므로  $x_L=L$ 와  $x_L=0$ 으로 초기화하고 옵서버에서 예측한  $\hat{x}_L$ 과 실제 길이  $x_L$ 을 이용하여 RLS 방법으로 파라미터를 아래와 같이 갱신한다.

$$B_i(k+1) = B_i(k) + \frac{P_i(k)S_i(k+1)}{(1+S_i(k+1)^T P_i(k)S_i(k+1))} (x_L(k) - \hat{x}_L(k))$$

$$P_i(k+1) = P_i(k) - \frac{P_i(k)S_i(k+1)S_i(k+1)^T P_i(k)}{(1+S_i(k+1)^T P_i(k)S_i(k+1))} \quad (12)$$

여기서 k는 실린더가 전진 또는 후진 리미트에 도달할 때 샘플링 시간을 나타내며  $P_i(k)$ 는 3x3 covariance 행렬이다. 파라미터 벡터는 옵서버의 오차에 따라 갱신되고 Covariance 행렬은 측정변수 벡터에 의해 갱신된다.

4. 옵서버 성능실험

옵서버의 성능을 실험하기 위해 LVDT를 임시로 장착하고 실린더가 구동 중에 리미트에 도달하지 않도록 서보밸브에 임의의 전압을 인가하여 Fig. 4의 결과를 얻었다. 이때 Fig. 4(a)는 LVDT와 옵서버의 길이를 나타내며 Fig. 4(b)는 LVDT의 길이에 의해 계산된 실린더의 속도를 나타낸다. 또, Fig. 4(c)는 옵서버의 오차를 나타낸다. 초기 30초 동안 옵서버의 오차는 약 ±7mm이내지만 시간이 지나면 오차는 증가하여 50초 일 때 약 25mm에 이른다. 옵서버는 실린더의 속도를 적분해 실린더 길이를 예측하게 되므로 오차는 점점 증가하게 된다. 실린더의 속도 변화가 심할 경우 옵서버의 성능은 저하될 수 있으나 피복작업시 안전상의 이유와 정교한 작업을 위해 스톤맨을 천천히 구동하게 되므로 Fig. 4(b)와 같은 속도 변화 내에서 옵서버는 30초 동안 만족할만한 결과를 보인다.

RLS를 이용하여 파라미터가 수렴되는 과정을 점검하기 위해  $v_s$ 를 0~±5V까지 반복적으로 변화시켜 각 리미트에 도달하도록 하였다. 초기 파라미터는 임의의 값을 사용하여 각 리미트에서 파라미터를 업데이트시킬 때 Fig. 5(a)는 LVDT와

Table 1 Parameters by LS

Forward			Backward		
$\beta_H$ (kgf/cm <sup>2</sup> )	$V_{dH}$ (cm <sup>3</sup> )	$K_H$	$\beta_R$ (kgf/cm <sup>2</sup> )	$V_{dR}$ (cm <sup>3</sup> )	$K_R$
34011.7	1645.3	3.51	40125.9	1187.9	3.48

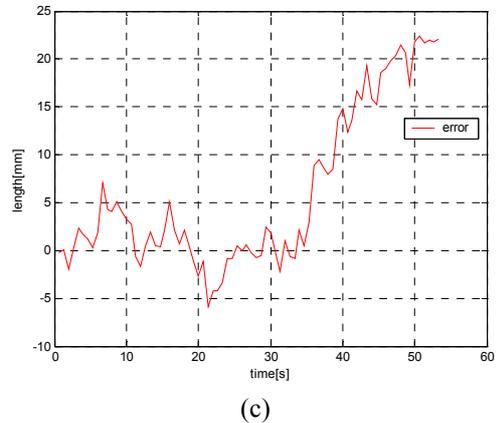
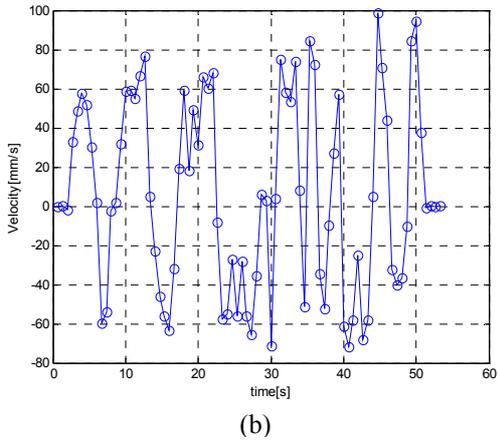
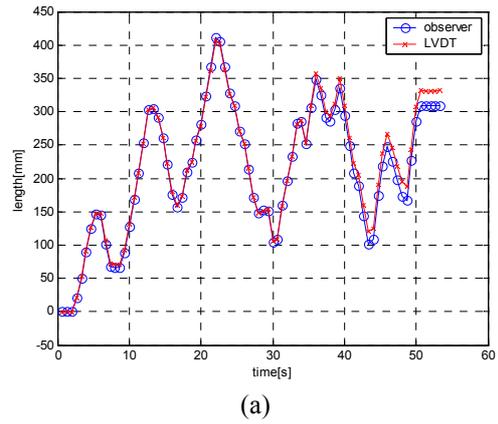


Fig. 4 (a) Lengths estimated by observer and lengths measured by LVDT, (b) Velocity of cylinder and (c) observer error while a cylinder move within the stroke not reaching the maximum and the minimum limits

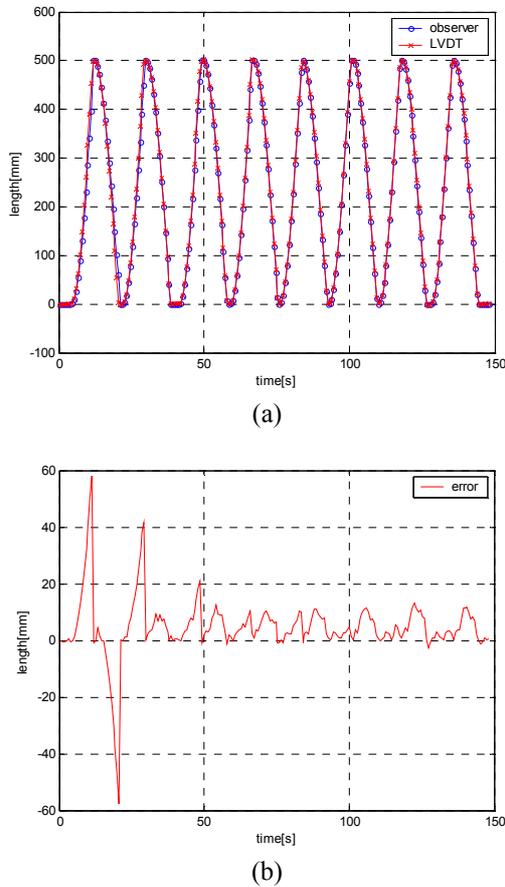


Fig. 5 (a) Cylinder length of observer & LVDT and (b) observer error when parameters are updated by RLS

옵서버의 길이를 나타며 Fig. 5(b)는 옵서버의 오차를 나타낸다. 최초 리미트에 도달했을 때 오차는 60mm이며 60초 후에는 약 15mm까지 감소한다. 실린더가 전진할 경우 헤드부의 파라미터를 이용하여 실린더 길이를 계산하므로 전진 리미트에 도달할 경우 헤드부 파라미터를 갱신하고 반대로 후진 리미트에 도달할 경우 로드부의 파라미터를 갱신하여 Table 2와 같이 변화하였다. 전진/후진 리미트에 각각 3번 도달할 경우 오차는 현저히 줄어들고 현재 시스템의 파라미터가 점점 수렴됨을 알 수 있다. 따라서 옵서버는 시스템 파라미터가 변하더라도 리미트에서 파라미터를 업데이트하므로 수렴하게 되고 Fig. 4와 같이 임의로 구동할 경우 약 30초 동안 오차는 10mm 이내가 된다.

### 5. 압력 옵서버를 적용한 항만공사용 로봇 제어

#### 5.1 스톤맨의 기계적 구조

스톤맨은 Fig. 6과 같이 베이스, 플랫폼 그리고

Table 2 Variation of parameters in the pressure dynamic model

iteration	extending parameters			retracting parameters		
	$\beta_H$ (kgf/cm <sup>2</sup> )	$V_{dH}$ (cm <sup>3</sup> )	$K_H$	$\beta_R$ (kgf/cm <sup>2</sup> )	$V_{dR}$ (cm <sup>3</sup> )	$K_R$
0	30000	2000	3.00	30000	2000	3.00
1	34714	1857	3.28	35822	1752	3.39
2	33897	1832	3.41	34974	1846	3.41
3	35841	1787	3.47	37697	1688	3.42
4	35196	1746	3.50	37056	1524	3.42
5	37498	1683	3.52	39473	1465	3.43
6	36841	1675	3.52	41853	1385	3.43
7	36514	1599	3.52	39948	1316	3.44
8	36247	1601	3.53	39782	1328	3.45

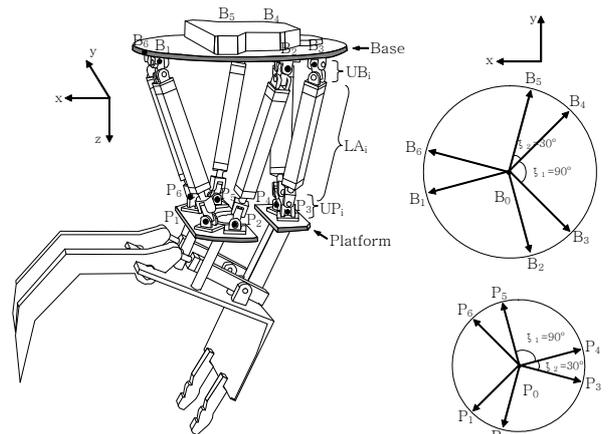


Fig. 6 Kinematic structure of Stone Man

그 사이에 설치된 6개의 리니어 액추에이터  $LA_i$  ( $i = 1, 2, \dots, 6$ )로 이루어져 있다.  $LA_i$ 의 길이 조절에 의해 플랫폼을 밀고, 당겨 원하는 위치와 자세를 생성한다. 베이스 반지름은 400mm, 플랫폼의 반지름은 200mm, 실린더의 스트로크는 500mm이다.

역방향 기구학 해석은 플랫폼의 위치와 자세를 만족하는 유압 실린더의 길이를 계산하는 것이며 순방향 기구학 해석은 역방향 기구학 해석과는 반대로 각 리니어 액추에이터의 길이가 주어질 때 플랫폼의 위치와 자세를 구하는 것이다. 병렬 기구의 기구학 해석 방법<sup>(10)</sup>은 많이 알려져 있으므로 본 논문에서는 생략한다.

#### 5.2 옵서버를 적용한 항만공사 로봇의 제어

유압 시스템은 동력원인 유압펌프와 유량 및

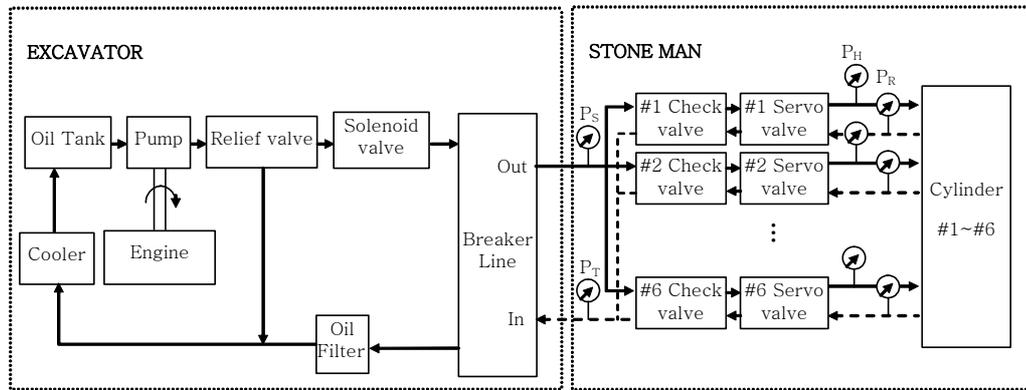


Fig. 7 Hydraulic servo system of Stone Man

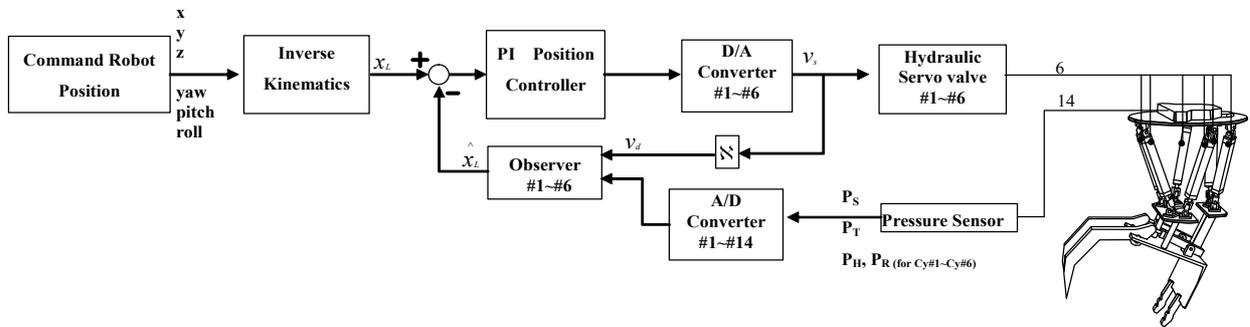


Fig. 8 PI position control scheme of Stone Man

유압을 조절하는 제어 밸브, 압력 에너지를 기계적인 일로 변환하는 실린더, 이들을 연결시키고 유체를 수송하는 파이프 및 유체의 청결을 위한 필터 등으로 구성되어 있다. 스톤맨의 유압 회로는 Fig. 7과 같으며 굴삭기의 브레이크용 유압라인에 연결되어 로봇의 구동 명령이 있을 경우 유량을 공급 받는다. 굴삭기의 유압 펌프는 가변용량형 피스톤 펌프로 부하에 따라 펌프의 토출유량이 조절된다. 굴삭기에서 스톤맨으로 유체가 유입, 유출되는 메인 관로에  $P_S$ ,  $P_T$  압력 게이지와 각 실린더의 헤드부와 로드부에  $P_H$ ,  $P_R$  압력 게이지를 각각 설치한다.

스톤맨은 그래플로 피복석을 집고 굴삭기가 쌓을 근방에 이동시키면 굴삭기 운전원 또는 석공의 조이스틱 조작에 의해 피복석을 짜 맞춘다. 피복석을 짜 맞추는 과정에서 로봇의 위치제어가 필요하며 Fig. 8은 로봇의 제어 흐름을 나타낸다. 로봇의 위치 명령이 주어지면 기구학 해석을 통해 각 실린더의 길이를 구하고 옵서버에서 제공하는 예측 길이와 비교해 오차를 구한다. PI 위치제어는 오차를 줄이기 위해 D/A 컨버터를 통해 유압 서보밸브에 전압으로

인가한다. 인가된 전압에 따라 오일이 유입되어 실린더의 길이가 변화하고 압력변화가 발생하면 압력 센서는 공급압력, 헤드 및 로드압력, 리턴 압력을 측정해 압력 옵서버에 제공한다. 압력 옵서버는 이들의 압력변화에 따라 실린더의 길이를 예측해 PI 제어기의 레환값으로 제공한다.

### 5.3 실험결과

압력 옵서버의 성능을 알아보기 위해 로봇에 위치/자세 명령을 주었다. X, Y, Z 위치 명령 중 X-축과 Y-축 운동은 각 실린더의 길이 변화가 비슷하고 Z-축 운동은 각 실린더의 길이 변화가 동일하므로 X-축 운동시 실험 결과만 나타낸다. 마찬가지로 자세 명령 시는 피치 명령을 주었을 때 결과를 나타낸다.

Fig. 9(a)는 X-방향으로  $x=-500\text{mm}\sim+500\text{mm}$ 로 이동하고 나머지 위치는  $y=0, z=600\text{mm}$ 으로 고정시킬 때 각 실린더의 길이 명령이고, Fig. 9(b)는 피치 방향으로  $\Omega_X=-50^\circ\sim+50^\circ$ 으로 회전하고 나머지 자세는  $\Omega_Y=\Omega_Z=0$ 으로 고정할 때 각 실린더의 길이명령이다. 또한, 위치 명령을 줄 때 자세는  $\Omega_X=\Omega_Y=\Omega_Z=0$ 으로 고정시키고, 자세 명령을 줄

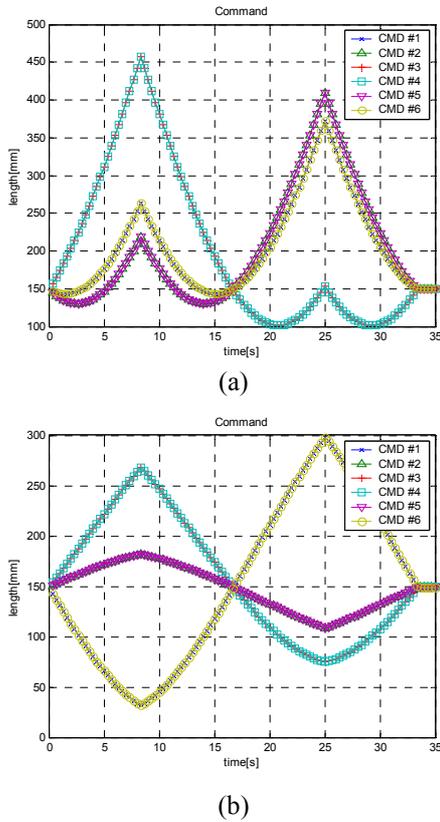


Fig. 9 Cylinder lengths when (a)  $x = -500\text{mm} \sim +500\text{mm}$  and (b)  $\Omega_X = -50^\circ \sim +50^\circ$

때 위치는  $x=y=0, z=600\text{mm}$ 으로 고정한다. 읍서버의 성능을 관찰하기 위해 각 실린더에 LVDT를 설치하여 실제 실린더 길이를 측정한다.

Fig. 10은 읍서버의 예측된 길이정보를 이용하여 Fig. 9의 위치/자세를 제어하였을 때 실린더의 길이 오차( $x_L - \hat{x}_L$ )를 나타낸다. X-축 운동 시 실린더의 최대 오차는 15mm이며 피치 운동 시 오차는 28mm이다.

Fig. 11(a)는 X-축 운동 시 LVDT로부터 얻은 길이로 순방향 기구학 해석을 하여 구한 실제 로봇의 위치이다. X-축 운동 명령 시 로봇의 위치 오차는 Fig. 11(b)와 같이 X-축 오차는 최대 27mm, Y-축 오차는 10mm, Z-축 오차는 -15mm 이다. 일반 유압로봇의 오차에 비해 오차가 상대적으로 크지만 1000mm 이상의 피복석을 조립하는 스톤맨에서는 정밀한 제어가 된다고 볼 수 있다.

Fig. 12(a)는 피치 운동 시 로봇의 실제 자세를 나타내며 Fig. 12(b)는 자세 오차를 나타낸다. 요오와 롤 오차는 약  $2^\circ$  정도이며 피치 오차는 약  $6^\circ$  이다. 피치의 운동범위가  $-50^\circ \sim +50^\circ$ 임을 감안하면 다소 큰 오차가 발생한다고 볼 수 있으나

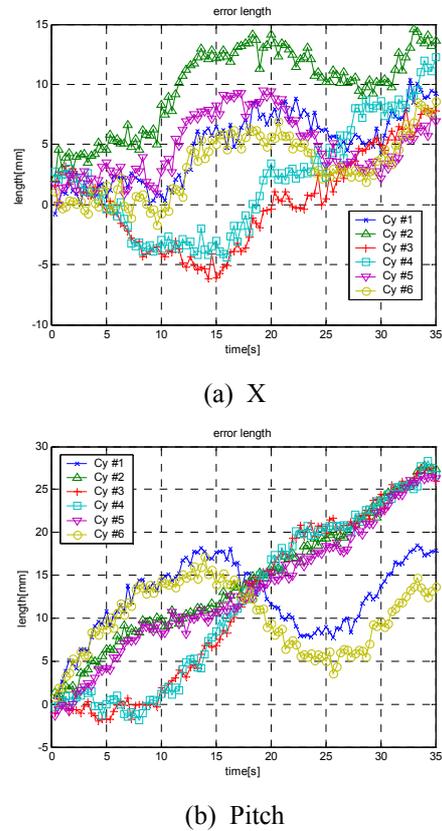
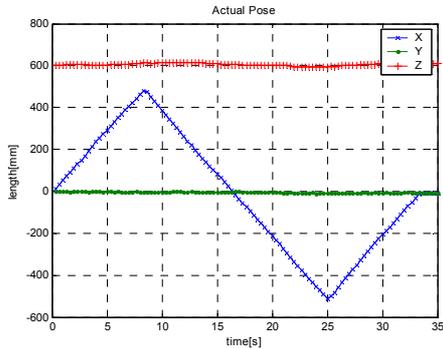


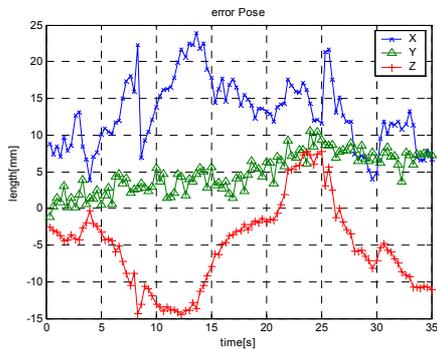
Fig. 10 observer error (a)  $x = -500\text{mm} \sim +500\text{mm}$  and (b)  $\Omega_X = -50^\circ \sim +50^\circ$

2~3ton의 피복석을 짜 맞추는 항만공사 현장에서는 허용될 수 있는 오차이다. 특히, 오차가 발산하지 않고 일정 범위 안에 있으며 실린더가 리미트에 도달할 때마다 동적 변수가 갱신되고 길이가 초기화되므로 실제 작업을 수행함에 있어 문제가 되지 않는다. 작업자는 피복석이 잘 맞을 수 있도록 눈으로 판단하여 스톤맨을 조작하게 되므로 이러한 구동명령 방향의 위치/자세 오차는 조작을 가감하면 되므로 해소된다. 중요한 것은 작업자의 구동명령 이외의 위치/자세 오차가 발생하지 않아야 하며 상기 결과와 같이 X 구동명령시 Y 및 Z 오차와 Pitch 구동명령시 Yaw 및 Roll 오차는 작으므로 피복작업시 문제가 되지 않는다.

우리는 압력센서를 이용하여 실린더의 길이를 간접적으로 측정하여 로봇을 제어함으로 항만공사 중 어려운 피복작업을 기계화하는데 성공했다. 스톤맨의 성능은 수작업보다 3배 이상의 생산성을 가지며 작업품질도 우수한 것으로 평가받고 있다. 피복석을 맞추는 과정에서 돌출된 부분을 심하게 두드려도 센서에 손상이 없으며 우천

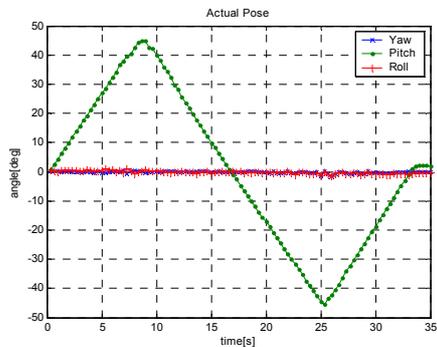


(a) Actual position

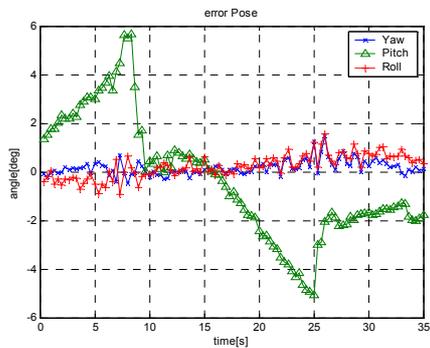


(b) Position error

Fig. 11 The position error of Stone Man controlled by pressure observers



(a) Actual orientation



(b) Orientation error

Fig. 12 The orientation error of Stone Man controlled with pressure observers



(a)



(b)

Fig. 13 (a) Stone Man attached to an excavator (b) Stone Man composed of two cylinders

시에도 작업을 할 수 있다. 현재 스톤맨은 Fig. 13과 같이 시스템을 간소화하고 기계적 강성을 높이기 위해 2축으로 상용화되어 방파제 피복작업 뿐만 아니라 하천 제방작업, 조정작업, 중량물 조립에도 투입되고 있다. 마찬가지로 2축 스톤맨에도 압력 옵서버가 적용되어 생산성 및 작업 품질을 향상시키고 있다. 이러한 스톤맨을 방수 처리하여 수중 중량물 조립작업을 수행하는 스톤다이버가 개발되었으며 이에 대한 성능평가도 향후 논문으로 발표할 예정이다.

## 6. 결론

압력센서를 이용해 유압실린더의 길이를 측정하는 옵서버를 설계하였다. 오일을 압축성 매개체로 간주하여 유압실린더의 압력 동특성식을 유도하였다. 실린더가 움직일 때 헤드부와 로드부의 내부압력, 공급압력 및 리턴압력을 분석하여 압력옵서버가 작동하는 시간을 결정하고 각 압력으로부터 실린더의 길이를 산출했다. 또 RLS 방법을 이용하여 실린더가 전진/후진 리미트에 도달할 때마다 동적압력 모델링의 파라미터를 갱신하여 장시간 운전하더라도 안정적으로 수렴해 실

린더의 길이 오차는 15mm이내였다. 압력 옵서버를 항만 공사용 로봇에 적용하였을 경우 위치 오차는 최대 20mm, 자세 오차는 최대 6°로 제조용 로봇과 같은 정밀도를 제공하지 못하지만 항만공사용 로봇과 같이 대형 중량물을 핸들링하는 작업에서는 만족스런 정밀도를 보였다. 압력센서는 장비의 충격이 전달되는 실린더에 설치되지 않고 밸브 박스 안에 설치됨으로써 충격으로부터 보호를 받을 뿐 아니라 건설현장에서 일어나는 분진, 습기 등에도 노출되지 않아 내구성을 높일 수 있다. 따라서 압력 옵서버는 건설현장과 같이 열악한 환경에 투입되는 유압 로봇의 제어에 적용해 볼 수 있는 센서로 제안한다.

### 후 기

이 논문은 2009~2010년도 창원대학교 연구비에 의하여 연구되었음.

### 참고문헌

- (1) Kim, T. S., Kim, C. H., Park, K. and Lee, M. K., 2004, "Development of Sensorless Hydraulic Servo System for Underwater Harbor Construction," *Proceedings of the KSME 2004 Fall Annual Meeting*, pp. 708~713.
- (2) Watton, J., 1990, "Digital Compensator Design for Electrohydraulic Single-Rod Cylinder Position Control Systems," *J. Dyn. Syst. Meas. Contr., Trans. ASME*, Vol. 11, No. 3, pp. 403~409.
- (3) Moreau, T. J. and McFayden, A. W., 1998, "Magnetostrictive Linear Displacement Transducer Utilizing Axial Strain Pulses," U.S. Patent 5,717 330.
- (4) Fraden, J., 2004, "Handbook of Modern Sensors-Physics, Designs and Applications(3rd Edition)," Springer-Verlag.
- (5) Francis, J. H., 1996, "New Position Sensors for Fluid Power and Other Control Applications," *Sensors*, pp. 80~85.
- (6) Conrad, F. and Jensen, C. J. D., 1987, "Design of Hydraulic Force Control Systems with State Estimate Feedback," *IFA C 10th Treennial World Congress, Munich, FRG*, Vol. 1, pp. 307~312.
- (7) Merritt, H. E., 1967, "Hydraulic Control Systems," Johnwiley & Sons, Inc.
- (8) Vossoughi, G. and Donath, M., 1995, "Dynamic Feedback Linearization for Electro hydraulically Actuated Control Systems," *Transactions of the ASME*, Vol. 117, pp. 468~477.
- (9) Toivonen, L. and Morsky, J., 1995, "Digital Multirate Algorithms for Measurement of Voltage, Current, Power and Flicker," *IEEE Transactions on Power Delivery*, Vol. 10, No. 1, pp. 116~126.
- (10) Zanganeh, K. E. and Angeles, J., 1995, "Real-Time Direct Kinematics of General Six-Degree of Freedom Parallel Manipulators with Minimum-Sensor Data," *J. of Robotic Systems*, Vol. 12, No. 12, pp. 833~844.