韓國精密工學會 2001年度 秋季學術大會論文集 pp.496~499 KSPE 01F125

적응제어 기법을 이용한 필드 로봇의 궤적 추종에 관한 연구

서우석*(울산대 대학원 자동차공학과), 김승수(울산대 지역협력 연구센터),
양순용, 이병룡, 안경관(울산대 기계자동차공학부)

A Study on Trajectory Tracking of Field Robot using Adaptive Control

W. S. Seo(Automotive Eng. Dept., UOU), S. S. Kim(RRC, UOU),
S. Y. Yang, B. R. Lee, K. K. Ahn(School of Mech-Auto. Eng., UOU)

ABSTRACT

Field robot represented by excavator can be applied for various kinds of working in manufacturing, construction, agriculture etc. because of the flexibility of its multi-joint mechanism and the high power of hydraulic actuators. In general, the dynamics of field robot have strong coupling, various kinds of non-linearity, and time-varying parameters according to working conditions. Therefore, it is very difficult to describe the system well, and design controller systematically based on its model. This paper established the mathematical model of field robot driven by electro-hydraulic servomechanism and constructed the adaptive control system robust to external load variations. The proposed control system for the field robot was evaluated by the computer simulation and the performance results of trajectory tracking were compared with that of PID control system.

Key Words : Field Robot (필드 로봇), Excavator (굴삭기), Trajectory Tracking (궤적 추종), Adaptive Control (적응 제어)

1. 서 론

유압 굴삭기로 대표되는 필드 로봇은 다양한 종류의 작업에 대한 높은 적용성과 경제성으로 그 역할이 점차 확대되고 있으며, 오늘날 이미 높은 기술의 복합 기계가 되었다. 필드 로봇의 다기능성은 기계 자체가 갖는 기구학적 유연성과, 유압 액츄에이터를 이용한 고출력에 기인한다. 향후에는 기존의 건설 현장은 물론 제조업, 농업, 임업 나아가 해저영역까지 인간을 대신하여 일을 할 수 있는 지능적인 메카트로닉스 기계로 발전될 것으로 예상되며, 일본, 독일 등 일부 국가에서는 이미 오래 전부터 자동화 및 제어를 위한 많은 연구가 진행되고 있다. 따라서 앞으로는 필드로봇의 많은 적용 분야에서 보다 높은 작업 정밀도가 요구될 것이다.

필드 로봇 시스템은 작업조건에 따라 운전중 시스템 동특성이 변하여 그 특성들을 제대로 묘사하는 수학적 모델을 구축하는데 상당한 어려움이 따른다. 그리고 적절한 모델식을 얻었다 할지라도 기구부 및 유압부 모두에서 많은 비선형성 및 상태변수간 연성이 강하여 이론적 해석을 통한 제어이론의 적용 및 설계가 곤란하다. 또한, 작업성질 및 환경에 따라 시스템에 대한 외란이 다양하게 변하고, 제어입력 영점의 좌우에서 제어특성이 상이하여 산업현장에서 많이 이용되고 있는 PID 제어로는 본질적으로 성능 향상에 한계를 갖는다.[1]

본 논문에서는 유압굴삭기 시스템의 강한 비선형성 및 불확실성을 고려하여 적응제어 기법을 도입하기로 한다. 적응제어는 주로 불확실한 시스템 또는 시변 시스템을 다루기 위한 접근법으로서, 운동방정식의 구조는 알려져 있으나 미지의 상수 또는 천천히 변하는 파라미터를 가진 시스템에 흔히 적용된다.[2] 본 연구에서는 적응제어기를 설계하기 위해서 우선 실제 굴삭기에 대한 시스템 규명(identification)을 통해 선형모델을 얻는다. 그리고 이에 기초한 상태 피드백 제어기 구조에서 제어 파라미터는 온-라인으로 갱신된다. 이 때, 파라미터를 갱신하기 위한 적응 메카니즘은 동일 입력에 대한 기준모델과 플랜

트의 출력오차가 최소가 되도록 하는 것이다.

본 논문의 구성은 2장에서 굴삭기의 기구부인 링크시스템과 구동부인 유압시스템에 대한 동특성을 모델링 하고, 이들을 조합하여 전체 시스템에 대한 입출력 방정식으로 유도한다. 그리고, 3장에서는 시스템 규명을 이용한 적응제어기를 설계하고, 4장에서 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 제어기법의 유용성을 검토한다. 마지막으로 결론 및 추후 연구계획에 대해 기술한다.

2. 필드 로봇 시스템

굴삭기(excavator)의 일반적인 구조를 그림 1에 나타낸다. 본 논문에서는 작업장치를 모델링 하는데 있어서 각 링크는 강체로 가정하며, 붐의 선회(swing)를 배제한 2차원 평면 운동을 고려한다. 이때, 링크 연결부의 마찰과 변형은 무시한다.

2.1 링크 시스템의 모델링

굴삭기 작업장치의 모델식은 Denavit - Hatenberg 좌표계를 사용하고, Euler - Lagrange 운동방정식으로부터 도출한다. 그림 2에 본 논문에 사용된 좌표계와 각 링크의 파라미터를 나타낸다.

각 관절의 토크를 $\tau = [\tau_1, \tau_2, \tau_3]^T$로 하고, 운동에너지와 위치에너지를 구하여 Euler - Lagrange 방정식에 대입하면, 링크 시스템 전체의 운동방정식은 식(1)과 같다.[3]

$$\boldsymbol{J}(\theta)\ddot{\theta} + \boldsymbol{h}(\dot{\theta}, \theta) + \boldsymbol{g}(\theta) = \tau \qquad (1)$$

여기서, $\boldsymbol{J}(\theta)$는 관성항으로써 대칭인 양의 한정(symmetric positive definite) 행렬이며, $\boldsymbol{h}(\dot{\theta}, \theta)$는 coliolis력과 원심력에 의한 항, $\boldsymbol{g}(\theta)$는 중력에 의한 항을 나타낸다.

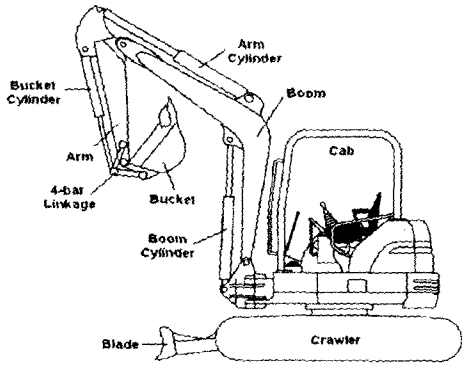

Fig. 1 Excavator Layout

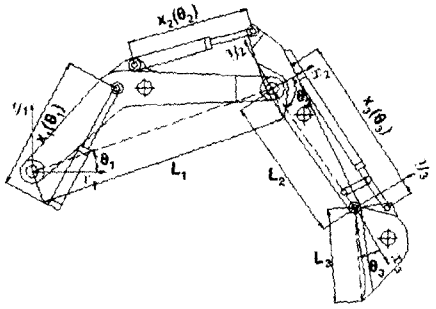

Fig. 2. Denavit-Hartenberg Coordinate System and Parameters of Attachment

2.2 유압 시스템의 모델링

굴삭기의 유압 시스템은 유압 펌프와 실린더로의 유량을 조절하는 유량제어밸브, 그리고 작업장치에 힘을 전달하는 유압 실린더로 구성되어 있다. 그림 3은 굴삭기 유압 회로의 도식적인 구성을 나타낸다.

유량 제어밸브의 스풀(spool)은 파일럿(pilot)압력에 의해 동작한다. 여기서, 제어전압에 대한 밸브의 스풀변위(α) 응답은 충분히 빨라서, 시간 지연은 무시할 수 있는 것으로 한다. 그러므로 스풀의 변위가 굴삭기 전체 모델의 제어입력이 된다. 그리고 펌프에 의해 밸브로 공급되는 기름은 릴리프(relief) 밸브에 의해 일정한 압력으로 유지되고, 밸브에서 오일탱크로 복귀하는 기름의 압력은 대기압으로 한다.

베르누이의 식에 의해 유압 실린더로 들어가는 유량은 식(2)와 같이 나타낼 수 있다.

$$q_b = \begin{cases} C_d S_{bh} \alpha \sqrt{2(P_h - p_b)/\rho}, & (\alpha \geq 0) \\ C_d S_{bl} \alpha \sqrt{2(p_b - P_0)/\rho}, & (\alpha \leq 0) \end{cases}$$
$$q_b = \begin{cases} -C_d S_{lh} \alpha \sqrt{2(p_l - P_0)/\rho}, & (\alpha \geq 0) \\ -C_d S_{ll} \alpha \sqrt{2(P_h - p_l)/\rho}, & (\alpha \leq 0) \end{cases} \qquad (2)$$

α : 스풀 변위(밸브 개도) $(-1 \leq \alpha \leq 1)$
C_d : 오리피스 유량계수
S_{bh}, S_{lh} : 고압측 공급부 및 저압측 복귀부 개구면적 $(\alpha = 1)$
S_{bl}, S_{ll} : 저압측 공급부 및 고압측 복귀부 개구면적 $(\alpha = -1)$

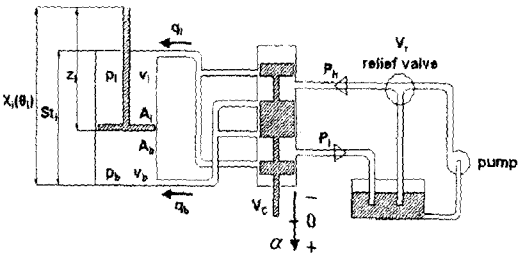

Fig. 3. Schematic Diagram of Hydraulic Circuit

전개 과정상 식(2)를 다음 식(3)으로 간단히 표현 한다.

$$\begin{cases} q_b = f_b(p_b)\alpha \\ q_l = f_l(p_l)\alpha \end{cases} \tag{3}$$

유압실린더의 압력-유량 특성은 식(4)와 같다.

$$\begin{cases} \dot{p}_b = \dfrac{K_b}{v_b(x)}(q_b - A_b\dot{x}) \\ \dot{p}_l = \dfrac{K_l}{v_l(x)}(q_l + A_l\dot{x}) \end{cases} \tag{4}$$

K_b, K_l : 작동유의 체적탄성율

$v_b(x), v_l(x)$: 실린더 체적

$\dot{x}$: 실린더 길이 변화율

한편, 실린더가 발생하는 힘 F는 식(5)로 표현 된다.

$$F = A_b p_b - A_l p_l - D\dot{x} \tag{5}$$

여기서, D는 실린더의 점성 마찰계수이다.

식(5)를 미분하여 식(3), 식(4)를 대입하면 유압 시스템 전체의 방정식을 식(6)과 같이 얻을 수 있다.

$$\dot{F} = \left(\frac{A_b K_b}{v_b(x)} f_b(p_b) - \frac{A_l K_l}{v_l(x)} f_l(p_l)\right)\alpha - \left(\frac{A_b^2 K_b}{v_b(x)} + \frac{A_l^2 K_l}{v_l(x)}\right)\dot{x} - D\dot{x} \tag{6}$$

2.3 링크 시스템과 유압 시스템의 조합

유압 시스템으로부터 발생되는 힘과 링크 시스템의 운동간의 관계를 표현하기 위해서는, 실린더의 길이 x_i를 관절각도 θ_i로 표시하고, 또한 실린더가 발생하는 힘 F_i를 관절 토크 τ_i로 변환할 필요가 있다. 이 때, 관계식은 다음 식(7), (8)로 표현될 수 있다.

$$\dot{x}_i(\theta_i) = H(\theta_i)\dot{\theta}_i \tag{7}$$

$$\tau_i(\theta_i) = G(\theta_i)F_i \tag{8}$$

여기서, 링크 계인 $H_i(\theta)$, 토크 계인 $G_i(\theta)$는 링크의 위치에 따른 함수이다.

실린더에서 발생되는 힘의 변화율에 대한 식(6)을 식(8)에 대입하면 입력토크는 식(9)와 같다.

$$\dot{\tau} = A(\theta, p)\dot{\alpha} - B(\theta)\ddot{\theta} - C(\theta)\dot{\theta} \tag{9}$$

여기서, $A(\theta, p) = G(\theta)\left(\dfrac{A_b K_b}{v_b(x)} f_b(p_b, \alpha_i) - \dfrac{A_l K_l}{v_l(x)} f_l(p_l, \alpha_i)\right)$

$$B(\theta) = H(\theta)\left(\frac{A_b^2 K_b}{v_b(\theta)} + \frac{A_l^2 K_l}{v_l(\theta)}\right)$$

$$C(\theta) = DH(\theta)$$

마지막으로, 링크 시스템의 운동방정식 식(1)을 시간 미분하여 식(9)에 대입하면, 스풀변위 α를 입력으로 하는 굴삭기 전체 시스템의 운동방정식이 식(10)과 같이 얻어진다.

$$J(\theta)\ddot{\theta} + \dot{J}(\theta)\dot{\theta} + h(\theta, \dot{\theta}) + g(\theta) = A(\theta, p)\dot{\alpha} - B(\theta)\ddot{\theta} - C(\theta)\dot{\theta} \tag{10}$$

3. 적응제어기 설계

적응제어 시스템은 미지의 파라미터를 포함하고 있는 플랜트, 제어 시스템의 원하는 출력을 간결하게 기술하는 기준모델, 조정가능한 파라미터를 포함하는 피드백 제어법칙 그리고 파라미터를 갱신하기 위한 적응 메카니즘으로 구성된다.[2] 그림 4는 본 논문에서 사용된 6개의 제어 파라미터를 가지는 모델 기준 적응제어기(MRAC)의 구조를 나타낸다.

본 연구에서는 적응제어기를 설계하기 위해서 시스템 규명(system identification)을 통하여 얻은 아래 식(11)과 같은 5차의 선형모델을 이용하였다.

$$G(s) = \frac{b_0}{a_5 s^5 + a_4 s^4 + a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0} \tag{11}$$

a_i, b_0 : *constants* $\quad (i = 0 \sim 5)$

그림 4의 구조에 의해 시스템의 폐루프 전달함수는 식(12)와 같이 나타낼 수 있다.

$$G_g(s) = \frac{b_0(K_{i0} + K_{i1}s + K_{i2}s^2)}{a_5 s^5 + a_4 s^4 + a_3 s^3 + (a_2 + b_0 K_{b2})s^2 + (a_1 + b_0 K_{b1})s + a_0 + b_0 K_{b0}} \tag{12}$$

여기서, 3차 기준모델이 설정되는데, 기준모델 식(13)은 최소의 ITAE(Integral of Time-Absolute Error) 기준에 의해 유도된다.

$$G_m(s) = \frac{\omega_n^3}{s^3 + 1.75\omega_n s^2 + 2.15\omega_n^2 s + \omega_n^3} \tag{13}$$

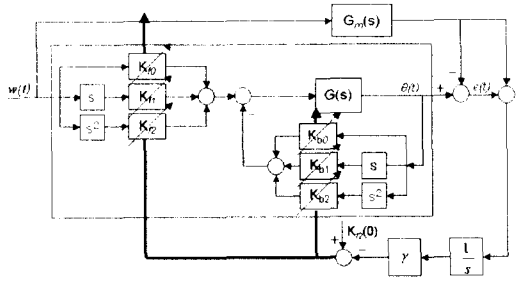

Fig. 4. Structure of Model Reference Adaptive Controller (MRAC)

만약, $G_g(s) = G_m(s)$이면, 6개의 제어 파라미터는 다음 식(14)의 관계로 유도된다.

$$\begin{cases} K_{f2} = \dfrac{a_5}{b_0}\,\omega_n^3 \\ K_{fi}, K_{bi} = f_i(K_{f2}, \cdots), \quad i = 0, 1, 2 \end{cases} \tag{14}$$

위 식의 의미는 K_{f2}가 우선 정해지면, 나머지 제어 파라미터 $K_{f0}, K_{f1}, K_{b0}, K_{b1}, K_{f2}$는 순차적으로 계산됨을 의미한다. 한편, 적응 오차를 실제 시스템과 기준모델과의 편차로 나타내면 식(15)와 같다.

$$e(t) = \theta(t) - \theta_m(t) \tag{15}$$

그러므로, 적응 오차를 최소화 하기 위한 평가함수를 도입하여 경사 추정법(gradient estimation)에 따른, 제어 파라미터 K_{f2}의 적응법칙은 다음 식(16)과 같이 나타낼 수 있다.

$$K_{f2}(t) = K_{f2}(0) - \gamma \int_0^t e\theta_m d\tau \tag{16}$$

γ : Adaptation Gain

4. 시뮬레이션

제안한 적응제어기의 성능을 평가하기 위해 굴삭기 작업장치를 대상으로 일정각 굴삭작업을 모델로 하여, 평면 직선 궤적을 추종하는 능력을 PID 제어기와 비교하였다. 시뮬레이션은 15초간 수행되었으며, 5차 다항식을 통해 궤적계획을 수립하였고, 버켓과 지면의 절대각도는 일정하게 유지하는 3축 제어 방식을 사용하였다.

이 때, 작업장치에는 지면의 부하력이 작용하지 않는 무부하 상태로 가정하였다.

각 그림은 작업장치의 움직임과 버켓 끝단의 목

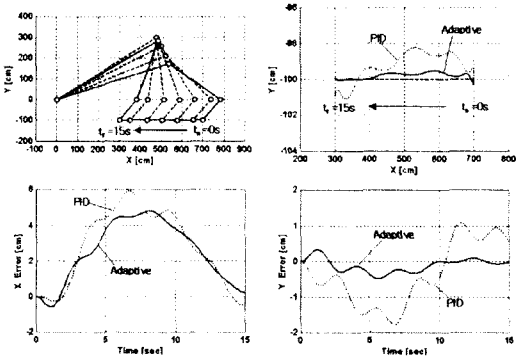

Fig. 5. Trajectory Tracking of Horizontal Work

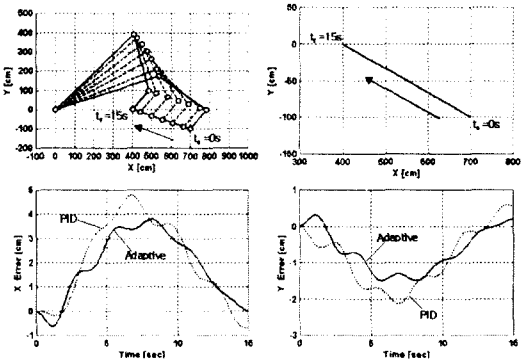

Fig. 6. Trajectory Tracking of Slide Work

표궤적 추종 능력, 그리고 x축 및 y축의 기준궤적에 대한 오차를 나타내고 있다.

그림 5와 그림 6은 각각 수평작업과 경사작업시 굴삭기 버켓 끝단의 목표 궤적 추종 능력을 나타내고 있다. PID 제어와 비교할 때 제안한 적응제어기의 성능이 보다 우수한 것을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 유압 굴삭기로 대표되는 필드 로봇의 궤적 추종 제어를 위해, 굴삭기 작업장치의 동역학 및 유압 특성을 분석하고 적응제어기를 설계하였다. 제안된 적응제어기는 시뮬레이션을 통해 PID 제어기와 비교하여 궤적제어에 대한 유효성을 검증하였다. 향후 연구과제는 제안된 적응제어기의 실제 시스템에 대한 적용과 그 타당성을 검증하는데 있다.

후 기

본 연구는 "과학기술부 - 한국과학재단 지정 울산대학교 기계부품 및 소재특성평가 연구센터" 의 지원에 의한 것 입니다.

참고문헌

1. N.Kimura, H.Araya, M.Kakuzer, "Automatic control system for hydraulic excavator" KOBE Steel Engineering Report, vol.37, No.2, 1987
2. J.E.Slotine, *Applied Nonlinear Control*, New Jersey, Prentice-Hall, 1991
3. M.W.Spong, *Robot Dynamics and Control*, United State, John Wiley & Sons, 1989
4. T.Morita, Y.Sakawa, "Modeling and Control of a Power Shovel" 計測自動制御學會論文集, vol.22, No.1, 1986