

적응-강인 제어기법을 이용한 유압 굴삭기의 궤적 제어

최종환⁺, 김용석⁺⁺, 김승수⁺⁺⁺, 양순용⁺⁺⁺⁺

Trajectory Control of a Hydraulic Excavator using Adaptive-Robust Control Method

Choi Jong-Hwan⁺, Kim Yong-Seok⁺⁺, Kim Seung-Soo⁺⁺⁺, Yang Soon-Yong⁺⁺⁺⁺

Abstract

This paper proposes a combined controller frame of the adaptive robust control(ARC) and the sliding mode control(SMC) for the trajectory tracking control of the excavator to preserve the advantages of the both methods while overcoming their drawbacks, namely, asymptotic stability of adaptive system for parametric uncertainties and guaranteed transient performance of sliding mode control for both parametric uncertainties and external disturbance. The suggested control technique is applied for the tracking of a straight-line motion of end-effector of manipulators, and through computer simulations, its trajectory tracking performances and the robustness to payload variation and uncertainties are illustrated.

Key Words : Hydraulic Excavator, Trajectory Tracking, Adaptive Robust Control, Sliding Mode Control

1. 서론

유압 굴삭기(hydraulic excavator)로 대표되는 필드 로봇(field robot)은 인간을 대신하여 위험하거나 반복적이고 힘든 일을 수행할 수 있는 기계를 의미한다. 이는 기계 자체가 갖는 기구학적 유연성과 유압을 이용한 고훈력 때문에 재료 작업이나 굴삭 작업 등을 위해 건설, 농업, 임업, 해저 그리고 중공업 등 다양한 옥외작업에서 그 역할과 기능이 확대되고 있다. 이런 종류의 일은 전형적으로 매니플레이터의 말단 작동기(end-effector)가 작업공간 내 임의의 바람직한 궤적을 잘 추종할 것을 요구한다. 그러나 이를 조

정하기 위한 숙련자를 훈련시키기 위해서는 많은 시간과 비용이 요구되며, 일반적으로 위험하고 열악한 작업환경 탓으로 갈수록 숙련 작업자의 수는 줄고 있는 실정이다. 이에 따라 다양한 작업 및 조건들에 대응할 수 있도록 원격조정, 로봇화 및 지능화 등을 비롯한 굴삭기 작업의 자동화가 현실적인 문제로 대두되고 있다.^{[1]-[3]}

유압 매니플레이터는 전기모터에 의해 구동되는 종래의 로봇시스템에 비해 제어기 설계가 훨씬 더 어렵다. 유압 실린더는 전기모터와 달리 강한 비선형 구동기이고, 팔을 회전하기 위한 복잡한 기계적 메카니즘이 요구되는 바, 운동위치에 따라 기구학적 및 역학적 관계 파라미터들이 변

* 부산대학교 대학원 지능기계공학과 (jonghan@pusan.ac.kr)

주소: 680-749 울산광역시 남구 무거2동 산29 남울산우체국 사서함18호 울산대학교 산학협동관 404호

++ 울산대학교 대학원 기계·자동차공학과

+++ 울산대학교 RRC

++++ 울산대학교 기계·자동차공학부

화한다. 이는 여러 조인트 동역학 사이에 강한 연성과 함께 비선형성을 더 하게 된다. 또한 유압회로에서의 밸브 개구특성, 작동유의 압축률 등 정확히 추정하거나 묘사하기 힘든 많은 비선형 파라미터들이 존재하며, 강체 팔들의 다변수 비선형 동역학에 더하여 유압 구동기들의 동역학들은 팔의 궤적 제어에 반드시 고려되어야 하며, 이는 본질적으로 제어기 설계의 어려움을 증가시킨다. 한편, 현대산업의 효율성과 성능에 대해 집중하고 있는 요구조건을 만족시키기 위해서 유압 매니플레이터의 운동제어에 있어서도 빠르고 정밀한 궤적추종 제어기 개발은 매우 중요하다. Kim^[4] 등의 연구에 의하면 굴삭기 시스템의 불확실성 및 시변성을 고려하여 실험 및 시스템 규명법으로 기준 설계모델을 선정하고 이를 기초로 병렬 모델기준 적응제어기를 설계하였다. 또한, Ha^[5] 등에 의해 제안된 퍼지-슬라이딩 모드 제어기는 퍼지 조정 기법을 적용하여 슬라이딩 모드 제어기법에서 발생하는 전환 특성을 감소시키고자 하였다. 제안된 제어기를 미니 굴삭기의 궤적 제어에 적용하여 파라미터 변동과 외부 외란 등과 같은 불확실성에 대하여 강인성을 확인하였고, Yao^{[6][7]}에 의해 제안된 적응-강인 제어는 1-자유도 편로드 실린더의 운동제어와 3-자유도 로봇 팔의 궤적제어에 적용하여 양호한 성능을 보인 바 있다. 그러나 3-자유도 로봇 팔의 궤적 제어에 적응-강인 제어기법의 적용시 요구되는 부하압력의 추정치에 대한 변화율을 구해야 하므로 제어기 구조가 매우 복잡해지는 단점을 가지고 있다.

본 연구에서는 유압 굴삭기 작업장치의 궤적 추종제어를 위해 적응-강인 제어(Adaptive-Robust Control)기법^{[6][8]}과 슬라이딩 모드 제어(Sliding Mode Control)기법을 동시에 적용하는 제어기 구조를 제안한다. 우선 작업장치 조인트에서의 마찰 등을 포함하는 외부 외란 그리고 버킷 팔단과 환경과의 접촉으로 발생하는 미지의 부하변동에 대한 강인성을 위해서 이들 외란과 파라미터 변동이 명시적으로 고려된 작업장치부 모델에 근거한 적응-강인 제어로 접근하고, 작업장치 및 유압부의 비선형성 및 모델링 오차 등에 대한 성능 저하문제는 적분요소 추가된 슬라이딩 모드 제어기법을 통해 극복하고자 하였다. 한편 굴삭기 팔의 다양한 운동형태 중 작업장치 팔단의 직선 궤적운동은 모든 관절링크가 독립적으로 동시에 구동되어야 한다. 이는 땅을 긁거나 평탄하게 하는 작업은 물론 일반적인 물체 이동 작업을 수행하기 위한 가장 기본적인 중요한 운동형태 중 하나로 간주될 수 있다. 본 연구에서는 제안한 제어기를 유압 굴삭기 작업장치의 수평 직선운동에 적용하여, 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 추종성능 및 강인성을 확인한다.

2. 유압 굴삭기 모델

유압 굴삭기 운동은 주행, 선회, 굴삭 등으로 구분된다. 주행과 선회운동은 유압모터에 의하여 발생되고 굴삭운동은 3개의 편로드 실린더를 독립적으로 조작하여 발생시킨다. 본 연구에서는 유압 굴삭기 운동을 모델링하는데 있어서 주행과 선회를 고려하지 않은 2차원 굴삭운동으로 한정한다.

2.1 유압 굴삭기 유압장치의 모델링

Fig. 1에는 굴삭기 유압회로도의 전체적인 개략도를 나타내고 있다. 디젤 엔진에 의하여 두개의 가변 용량형 피스톤 펌프가 작동하여 유량을 주 제어밸브(MCV)에 공급하며 전자비례 감압밸브의 파일럿 압력에 의하여 주 제어밸브의 스톱 범위가 제어되어 부하 유량을 각 작업장치의 편로드 실린더에 공급하여 굴삭기 작업장치를 구동시킨다.

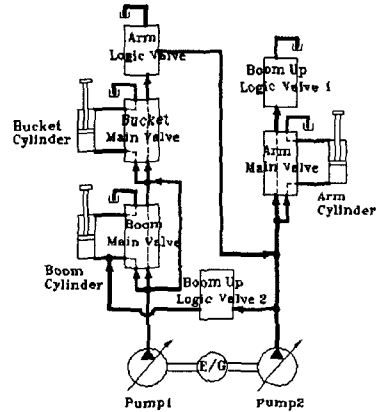


Fig. 1 Overall structure of the hydraulic circuit

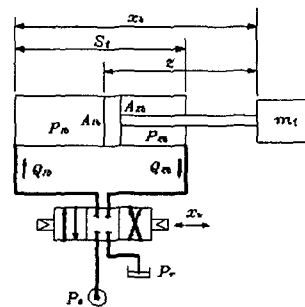


Fig. 2 Schematic diagram of boom circuit

Fig. 2에는 단순화시킨 굴삭기 붐에 대한 유압회로도를 나타내고 있으며, 압, 버켓 모두 동일한 구조를 갖는다. 이때 붐의 편로드 실린더에서는 붐을 지지하기 위하여 헤드(head)측이 고압이 되며, 압과 버켓의 경우에는 로드(rod)측이 고압이 된다. 베르누이 방정식에 의하여 스플 변위에 대한 편로드 실린더 헤드측 및 로드측 유량 Q_{1b} , Q_{2b} 는 식(1), (2)와 같이 표현된다.^[9]

$$\textcircled{1} \quad x_v \geq 0 \text{ 일 때}$$

$$Q_{1b} = k_{qb} x_v \sqrt{(P_s - P_{1b})} \quad (1)$$

$$Q_{2b} = k_{qb} x_v \sqrt{(P_{2b} - P_r)}$$

$$\textcircled{2} \quad x_v < 0 \text{ 일 때}$$

$$Q_{1b} = k_{qb} x_v \sqrt{(P_{1b} - P_r)} \quad (2)$$

$$Q_{2b} = k_{qb} x_v \sqrt{(P_s - P_{2b})}$$

여기서 x_v 는 스플변위, P_s 와 P_r 는 각각 공급압력과 귀화압력, P_{1b} 와 P_{2b} 는 각각 실린더 헤드측과 로드측 압력, k_{qb} 는 유량계수로서 $k_{qb} = c_d \omega \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ 이다. 여기서 c_d 는 밸브 스플의 오리피스 유량계수, ω 는 밸브 포트의 단면적 구배, ρ 는 작동유의 밀도 등을 나타낸다. 연속방정식에 의한 실린더 내의 압력-유량 특성은 식(3), (4)와 같고, 실린더 운동방정식은 식(5)와 같다.

$$Q_{1b} - C_p(P_{1b} - P_{2b}) = A_{1b} \dot{x}_b + \frac{V_{1b}}{\beta_e} \dot{P}_{1b} \quad (3)$$

$$= A_{1b} \frac{\partial(\theta_b)}{\partial(x_b)} \dot{\theta}_b + \frac{V_{1b}}{\beta_e} \dot{P}_{1b}$$

$$- Q_{2b} + C_p(P_{1b} - P_{2b}) = -A_{2b} \dot{x}_b + \frac{V_{2b}}{\beta_e} \dot{P}_{2b} \quad (4)$$

$$= -A_{2b} \frac{\partial(\theta_b)}{\partial(x_b)} \dot{\theta}_b + \frac{V_{2b}}{\beta_e} \dot{P}_{2b}$$

$$m_t \ddot{x}_b + D \dot{x}_b = (A_{1b} P_{1b} - A_{2b} P_{2b}) + F_d \quad (5)$$

여기서 m_t 는 붐의 등가 질량, x_b 는 실린더 변위, D 와 C_p 는 실린더 내 점성계수와 누유계수, β_e 는 체적탄성계수, A_{1b} 와 A_{2b} 는 실린더 양측의 유효 단면적, V_{1b} 와 V_{2b} 는 실린더 양측의 체적, θ_b 는 붐의 각변위, $\frac{\partial \theta_b}{\partial x_b}$ 는 붐의 링크

계인, F_d 는 실린더에서의 외란 등을 각각 나타낸다.

2.2 굴삭기 작업장치의 모델링

Fig. 3은 굴삭기 작업장치의 개략도를 나타낸다. 굴삭기 작업장치는 붐, 압, 버켓으로 이루어진 3자유도 매니퓰레이터 형태를 하고 있으며, 각 관절은 유압 편로드 실린더로 구동된다. m 과 I 는 각 관절의 질량과 관성 모멘트를 나타내며, θ 는 각 관절의 각도, L , l , δ 등은 그림에서 표시된 바와 같이 길이 및 각도 상수이다.

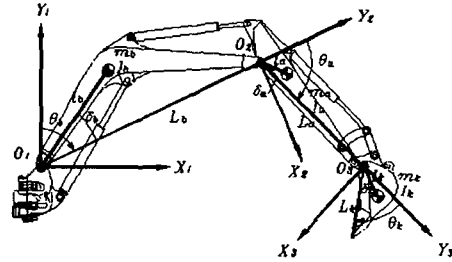


Fig. 3 Schematic diagram of excavator attachment

굴삭기 작업장치의 운동방정식은 Lagrange 방정식을 사용하여 유도하면 식(6)과 같다.^[10]

$$J(\theta)\ddot{\theta} + C(\theta, \dot{\theta})\dot{\theta} + G(\theta) = \frac{\partial \theta}{\partial x} (A_1 P_1 - A_2 P_2) + T_d(t, \theta, \dot{\theta}) \quad (6)$$

여기서 $J(\theta) \in R^{3 \times 3}$ 는 관성행렬로서 대칭인 양의 한정행렬이며, $C(\theta, \dot{\theta}) \in R^{3 \times 3}$ 는 코리올리(Coriolis)력과 원심력에 의한 항, $G(\theta) \in R^{3 \times 1}$ 는 중력항을 각각 나타낸다. $\theta = [\theta_b, \theta_a, \theta_k]^T$ 는 각 관절의 각도벡터이고, $P_1 = [P_{1b}, P_{1a}, P_{1k}]^T$, $P_2 = [P_{2b}, P_{2a}, P_{2k}]^T$ 와 $A_1 = \text{diag}[A_{1b}, A_{1a}, A_{1k}]^T$, $A_2 = \text{diag}[A_{2b}, A_{2a}, A_{2k}]^T$ 는 각각 작업장치 구동 실린더의 헤드측과 로드측의 압력벡터와 단면적 행렬이다. $T_d \in R^{3 \times 4}$ 는 작업장치 조인트에서의 마찰 등을 포함하는 외란 토크를 나타낸다. 또한 버켓 끝단과 작업 환경과의 접촉에 의해 발생하는 미지의 부하를 m_L 이라고 정의하면, 식(6)의 행렬 $J(\theta)$, $C(\theta, \dot{\theta})$, $G(\theta)$ 를 m_L 이 포함된 행렬로 표현하면 식(7)과 같다.

$$J(\theta) = J_c(\theta) + J_L(\theta) m_L \quad (7)$$

$$C(\theta, \dot{\theta}) = C_c(\theta, \dot{\theta}) + C_L(\theta, \dot{\theta})m_L$$

$$G(\theta) = G_c(\theta) + G_L(\theta)m_L$$

여기서 $J_c(\theta)$, $J_L(\theta)$, $C_c(\theta, \dot{\theta})$, $C_L(\theta, \dot{\theta})$, $G_c(\theta)$, $G_L(\theta)$ 등은 θ 와 $\dot{\theta}$ 에 관계하는 기지의 행렬을 나타낸다.

3. 제어기 설계

본 연구에서는 유압 굴삭기의 버킷 끝단 궤적 추종제어에 있어서 파라미터 불확실성과 모델링 오차 등을 고려하여 적응-강인 제어기법과 슬라이딩 모드 제어기법을 동시에 적용하는 제어를 제안한다. Fig. 4에는 제안된 제어시스템 구조를 나타내고 있다. 버킷 끝단의 기준 궤적에 의하여 도출되는 기준 관절각도와 피드백되는 실제 관절각도에 적응-강인 제어기법을 적용하여 원하는 부하력을 발생시키고, 유압장치에 슬라이딩 모드 제어기법을 적용하여 굴삭기 작업장치에 작용하는 부하력을 원하는 부하력으로 추종하도록 하여 버킷 끝단의 궤적 추종제어를 수행한다.

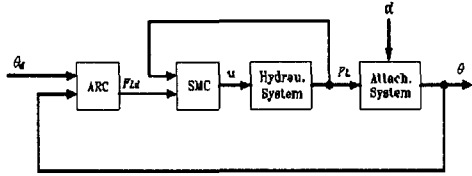


Fig. 4 Structure of the proposed control system

3.1 적응-강인 제어기 설계

미지의 파라미터 집합을 $d = [d_1, d_2]^T$ 라고 정의하면, d_1 은 미지의 부하 m_L 을 나타내고, d_2 는 외란 토크 T_n 을 나타낸다. 식(6)을 미지의 파라미터가 포함된 식으로 표현하면 식(8)과 같다.

$$J(\theta)\ddot{\theta} + C(\theta, \dot{\theta})\dot{\theta} + G(\theta) = \frac{\partial \theta}{\partial x}(A_1 P_1 - A_2 P_2) + d_2 + \tilde{T} \quad (8)$$

여기서, $J(\theta) = J_c(\theta) + J_L(\theta)d_1$,
 $C(\theta, \dot{\theta}) = C_c(\theta, \dot{\theta}) + C_L(\theta, \dot{\theta})d_1$
 $G(\theta) = G_c(\theta) + G_L(\theta)d_1$

$$\tilde{T} = T_d(t, \theta, \dot{\theta}) - T_n$$

미지의 파라미터 집합은 식(9)와 같이 구속한다.

$$d \in \Omega_d \equiv \{d : d_{\min} < d < d_{\max}\} \quad (9)$$

$$|\tilde{T}(t, \theta, \dot{\theta})| \leq \delta_T(t, \theta, \dot{\theta})$$

여기서 $\delta_T(t, \theta, \dot{\theta})$, $d_{\min} = [d_{1\min}, d_{2\min}]^T$, $d_{\max} = [d_{1\max}, d_{2\max}]^T$ 등은 알고 있는 값으로 가정된다.

이제 전환함수를 $z_2 = \dot{\theta} - \dot{\theta}_r$ 으로 정의한다. 여기서 $\dot{\theta}_r = \dot{\theta}_d - K_1 z_1$, $z_1 = \theta - \theta_d$ 를 나타내고, θ_d 는 기준 각도, K_1 은 양의 피드백 게인 행렬을 나타낸다. 제어기 설계 목적은 z_2 를 가능한 한 작게 하여 과도응답을 보장하는 것이다.

양의 반한정(semi-definite) 함수 $V_r = (z_2^T J(\theta) z_2)/2$ 을 정의하면, 함수 V_r 의 변화율은 식(10)과 같다.

$$\dot{V}_r = z_2^T (J(\theta)\dot{z}_2 + \frac{1}{2}\dot{J}(\theta)z_2) \quad (10)$$

$$= z_2^T (-J(\theta)\ddot{\theta}_r - C(\theta, \dot{\theta})\dot{\theta}_r + G(\theta) + \frac{\partial x}{\partial \theta}(A_1 P_1 - A_2 P_2) + d_2 + \tilde{T})$$

굴삭기 작업장치에 작용하는 부하력 $F_L = A_1 P_1 - A_2 P_2$ 은 식(10)의 실제적인 제어입력이 된다. 따라서 적응-강인 제어기법을 적용하여 z_2 를 가능한 한 작아지도록 제어입력을 발생시키도록 한다.

제어입력은 식(11)과 같이 두 개의 부분으로 나눌 수 있다.

$$F_{Ld}(\theta_r, \dot{\theta}_r, \hat{d}_1, \hat{d}_2, t) \equiv F_{Ld1} + F_{Ld2} \quad (11)$$

$$F_{Ld1} = \left(\frac{\partial x}{\partial \theta}\right)^{-1} \left[\hat{J}(\theta)\ddot{\theta}_r + \hat{C}(\theta, \dot{\theta})\dot{\theta}_r + \hat{G}(\theta) - K_2 z_2 - \hat{d}_2 \right]$$

여기서 K_2 는 양의 피드백 게인 행렬을 나타내고, $\hat{J}(\theta) = J_c(\theta) + J_L(\theta)\hat{d}_1$, $\hat{C}(\theta) = G_c(\theta) + G_L(\theta)\hat{d}_1$, $\hat{C}(\theta, \dot{\theta}) = C_c(\theta, \dot{\theta}) + C_L(\theta, \dot{\theta})\hat{d}_1$ 등을 나타낸다. 식(11)을 식(10)에 대입하고, $z_3 \equiv F_L - F_{Ld}$ 라고 정의하면 함수 V_r 의 변화율은 식(12)와 같다.

$$\dot{V}_r = z_2^T \frac{\partial x}{\partial \theta} z_3 - z_2^T K_2 z_2 + z_2^T \left[\frac{\partial x}{\partial \theta} F_{Ld2} + \phi^T \tilde{d} + \tilde{T} \right] \quad (12)$$

여기서 $\phi = [J_L(\theta)\dot{\theta}_r + C_L(\theta, \dot{\theta})\dot{\theta}_r + G_L(\theta), -I_{3 \times 3}]^T$, $\tilde{d} = \hat{d} - d$ 를 나타낸다. 그리고 F_{Ld2} 는 다음의 조건을 만족하도록 선정한다.

$$\text{조건 1 : } z_2^T \left[\frac{\partial x}{\partial \theta} F_{Ld2} + \phi^T \tilde{d} + \tilde{T} \right] \leq \varepsilon \quad (13)$$

$$\text{조건 2 : } z_2^T \frac{\partial x}{\partial \theta} F_{Ld2} \leq 0$$

여기서 ε 는 설계요소로서 작은 값으로 선정한다.

제어입력의 F_{Ld1} 은 적응제어에 의한 모델 보상을 나타내며, F_{Ld2} 는 파라미터 불확실성과 외란 등에 의하여 발생되는 모델 불확실성을 약화시키는 강인성을 위한 제어입력을 나타낸다.

적응함수 τ 와 파라미터 추정 적응기법은 식(14)와 같다.^{[6][8]}

$$\begin{aligned} \tau &= \phi z_2 \\ \dot{\hat{d}} &= -\text{Proj}_{\hat{d}}(\Gamma \tau) \end{aligned} \quad (14)$$

여기서 Γ 는 적응게인 행렬을 나타내며, projection mapping $\text{Proj}_{\hat{d}}(\cdot)$ 는 식(15)와 같이 정의된다.

$$\text{Proj}_{\hat{d}}(\bullet) = \begin{cases} 0, & (\hat{d}_i = \hat{d}_{i_{\max}} \text{ and } \bullet > 0) \\ 0, & (\hat{d}_i = \hat{d}_{i_{\min}} \text{ and } \bullet < 0) \\ \bullet, & \text{otherwise} \end{cases} \quad (15)$$

3.2 슬라이딩 모드 제어기 설계

본 연구에서는 슬라이딩 모드 제어기법^{[11][13]}을 적용하기 위하여 비선형 유압장치의 붐 모델을 선형화한다.(압과 버킷의 선형화 과정은 생략한다.) 실린더 내 누유를 무시하고 식(3), (4)를 동작점 근방에서 Taylor 급수 전개하여 선형화하면 식(16), (17)과 같다.

$$Q_{1b} = k_{1b} x_v - k_{2b} P_{1b} = A_{1b} \dot{x}_b + \frac{V_{1b}}{\beta_e} \dot{P}_{1b} \quad (16)$$

$$Q_{2b} = k_{1b} x_v + k_{2b} P_{2b} = A_{2b} \dot{x}_b - \frac{V_{2b}}{\beta_e} \dot{P}_{2b} \quad (17)$$

여기서 k_{1b} 는 유량이득, k_{2b} 는 유량-압력 계수를 나타낸다. 편로드 실린더 양측의 유량비를 $\eta_b = \frac{Q_{2b}}{Q_{1b}} = \frac{A_{2b}}{A_{1b}}$ 로 정의하고, 등가 부하압력과 작업장치에 가하는 부하력을 각각 $P_{\leq} = P_{1b} - \eta_b P_{2b}$, $F_L = A_{1b} P_{1b} - A_{2b} P_{2b} = A_{1b} P_{Le}$ 로 정의한다. 이때 실린더 양측의 압력 변화율은 식(18), (19)와 같다.

$$\dot{P}_{1b} = \frac{\dot{P}_{Le}}{1 + \eta_b^3} \quad (18)$$

$$\dot{P}_{2b} = \frac{-\eta_b^2 \dot{P}_{Le}}{1 + \eta_b^3} \quad (19)$$

식(18), (19)를 식(16), (17)에 대입하여 부하력과 실린더 운동방정식을 구하면 식(20), (21)과 같다.

$$(1 + \eta_b)k_{1b}x_v - \frac{k_{2b}}{A_{1b}}F_L = (A_{1b} + \eta_b A_{2b})\dot{x}_b + \frac{V_e}{A_{1b}\beta_e}\dot{F}_L \quad (20)$$

$$m_r \ddot{x}_b + D \dot{x}_b = F_L + F_d \quad (21)$$

여기서 V_e 는 편로드 실린더의 등가체적을 나타낸다.

이제 선형화된 유압장치를 상태공간방정식으로 나타내면 식(22)와 같다.

$$\dot{X} = \begin{bmatrix} a_1 & 0 & a_2 \\ 0 & 0 & 1 \\ a_3 & 0 & a_4 \end{bmatrix} X + \begin{bmatrix} b \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ f \end{bmatrix} \quad (22)$$

여기서 상태벡터 $X = [x_1, x_2, x_3]^T = [F_L, x_b, \dot{x}_b]^T$ 이고, 제어입력 $u = x_v$ 를 나타낸다. 그리고 행렬의 요소들은 다음과 같다.

$$a_1 = -\frac{k_{2b}\beta_e}{V_e}, \quad a_2 = -\frac{(A_{1b} + \eta_b A_{2b})A_{1b}\beta_e}{V_e}$$

$$a_3 = \frac{1}{m_t}, \quad a_4 = -\frac{D}{m_t}$$

$$b = \frac{(1 + \eta_b)k_{1b}A_{1b}\beta_e}{V_e}, \quad f = \frac{F_d}{m_t}$$

부하력 추종을 위한 슬라이딩 모드 제어기를 설계하기 위하여 새로운 상태변수 $\dot{\alpha} \equiv r - x_1$ 을 정의한다. 여기서 r 은 기준값을 나타낸다. 슬라이딩 평면 S 를 식(23)과 같이 정의한다.

$$S = c_1(x_1 - k\alpha) + c_2x_2 + c_3x_3 + x_4 \quad (23)$$

여기서 k 는 설계 파라미터를 나타낸다. 기준값에 추종하는 제어법칙에 의하여 제어입력 함수를 나타내면 식(24)와 같다.

$$u = u_1 + u_2 \quad (24)$$

여기서 u_1 은 등가 제어입력을 나타내고, u_2 는 모델링 오차의 영향을 줄이기 위해 추가된 제어입력을 나타낸다. 슬라이딩 평면의 변화율은 식(25)와 같다.

$$\dot{S} = c_1(a_1x_1 - k(r - x_1)) + c_3a_3x_1 + (c_1a_2 + c_2 + c_3a_4)x_3 + c_1bu + c_3f + r - x_1 \quad (25)$$

$\dot{S} = 0, f = 0$ 일 때 등가 제어입력은 식(26)과 같다.

$$u_1 = \frac{(c_1k - 1)(r - x_1) - (c_1a_1 + c_3a_3)x_1 - (c_1a_2 + c_2 + c_3a_4)x_3}{c_1b} \quad (26)$$

또한 추가된 제어입력은 식(27)과 같이 정의한다.

$$u_2 = \psi_1(x_1 - k\alpha) + \sum_{i=2}^4 \psi_i x_i + \Lambda \quad (27)$$

$S(t) = 0$ 에서 슬라이딩 모드가 존재하기 위해서는 제어시스템의 슬라이딩 평면은 식(28)의 조건을 만족해야 한다.

$$S\dot{S} = (c_1b\psi_1(x_1 - k\alpha) + \sum_{i=2}^4 c_1b\psi_i x_i + (c_1b\Lambda + c_3f))S < 0 \quad (28)$$

따라서 슬라이딩 모드 존재조건을 만족시키는 전환이득은 식(29)와 같다.

$$\begin{cases} c_1b\psi_1 < 0, & (x_1 - k\alpha)S > 0 \\ c_1b\psi_1 > 0, & (x_1 - k\alpha)S < 0 \end{cases} \quad (29)$$

$$\begin{cases} c_1b\psi_1 < 0, & x_i S > 0 \\ c_1b\psi_i > 0, & x_i S < 0 \quad (i = 2, 3, 4) \end{cases}$$

$$\Lambda = \begin{cases} \Lambda_1 < -\frac{c_3f}{c_1b}, & S > 0 \\ \Lambda_2 > -\frac{c_3f}{c_1b}, & S < 0 \end{cases}$$

4. 컴퓨터 시뮬레이션 및 결과 고찰

적용-강인 제어기법과 슬라이딩 모드 제어기법을 동시에 적용하여 유압 굴삭기 작업장치의 수평 직선 굴삭 작업에 대한 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였다. 2장에서 유도한 수학적 모델은 simulink를 이용하여 구축하였고, 제어기 설계는 MatLab Toolbox를 이용하였다. 본 연구에서는 5차 다항식을 통해 버킷 끝단에 대한 궤적계획을 생성하였으며, 이 때 붐과 암의 궤적은 기구학적 구속에 의해 결정된다. 궤적계획은 버킷 끝단의 수평 직선운동으로 선정하여 작업시간 5[sec] 동안 바깥쪽에서 안쪽으로 이동거리 3[m]로 선정하였다.

적용-강인 제어기의 설계 계인 행렬은 $K_1 = \text{diag}[20, 20, 50]$, $K_2 = \text{diag}[100, 100, 5000]$, $\Gamma = \text{diag}[100, 1000, 100]$, $\epsilon = 0.0001$ 으로 선정하였고, 슬라이딩모드 제어기의 설계 파라미터는 $k = \text{diag}[6000, 6000, 10000]$, $c_1 = \text{diag}[3, 4, 5]$, $c_2 = \text{diag}[100, 1000, 1000]$, $c_3 = \text{diag}[0.1, 0.1, 0.2]$ 으로 선정하였다. 또한 슬라이딩 모드 제어기 설계를 위한 유압 장치의 행렬계수는 Table 1과 같다. 그리고 컴퓨터 시뮬레이션을 위한 유압 굴삭기의 파라미터들은 Table. 2와 같다.

Table 1 Matrix gain of state-space equation

	Boom	Arm	Bucket
a_1	-3.8×10^{-18}	-4.7×10^{-18}	-4.2×10^{-18}
a_2	-3.0×10^{-11}	-1.6×10^{-11}	-1.9×10^{-11}
a_3	9.9×10^{-6}	5.8×10^{-5}	1.8×10^{-4}
a_4	-3.3×10^4	-1.9×10^3	-5.9×10^3
b	8.1×10^{10}	-5.3×10^{10}	4.4×10^{10}

Fig. 5는 부하(m_L) 변동만을 고려했을 때의 결과들이다. (a)~(c)는 붐, 암, 버킷의 관절 각도 궤적이고, (d)는 결과적인 버킷 끝단의 위치 궤적이며, (e)는 버킷 끝단의 궤적 오차를 나타낸다. 이는 Fig. 6에서도 동일하다. 각 관절 각도에서 부하 변동이 증가하더라도 약 1[sec] 이후에는 모두 작은 오차

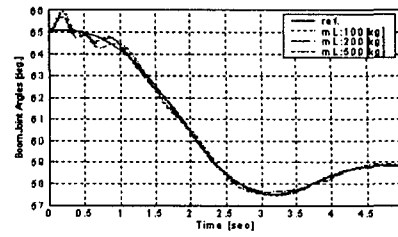
를 가지고 기준 궤적을 잘 추종함을 알 수 있다. 붐의 각도 오차는 압과 버킷의 영향으로 주기적인 변화를 보인다. 결과적으로 버킷 끝단의 궤적 오차 역시 부하 변동에 강인함을 확인할 수 있다.

Fig. 6은 부하와 외란 토크(T)를 동시에 고려했을 때의 결과들이다. 부하는 일정한 크기($m_L=200[\text{kg}]$)로 고정하고 외란 토크의 크기는 공칭 모델에서 굴삭기 작업장치에 작용하는 토크 크기의 5, 10, 30[%]를 더하여 변화시켰다. 이때 외란 토크의 주파수는 3[Hz]로 설정하였다. 각 관절 각도 및 버킷 끝단 궤적에서 주기적인 변동이 발생되고 있으나 결과적으로 외란 토크의 크기 변동에 강인함을 확인할 수 있다.

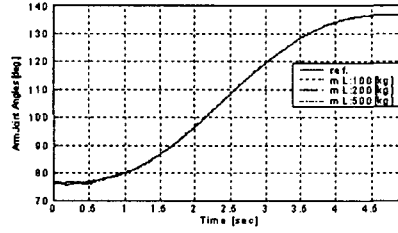
한편, 부하의 크기($m_L=200[\text{kg}]$)와 외란 토크의 크기($T=10[\%]$)를 고정하고 외란 토크의 주파수를 0.5, 3, 5[Hz]로 변화시킨 결과를 Fig. 7 (e2)에 나타냈다. 저주파 외란 토크에 비해 고주파 외란 토크를 고려한 경우가 오차량이 다소 작다. 이는 유압 굴삭기의 작동 주파수영역이 1[Hz] 근처이므로 이보다 큰 고주파 외란의 영향은 비교적 둔감함을 볼 수 있다.

Table 2 Parameters of excavator for simulations

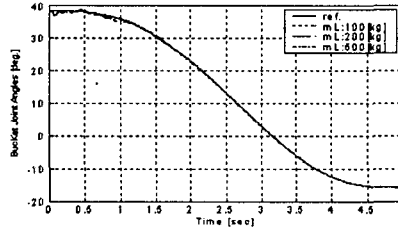
	Para	Value	Para	Value
B O O M	A_{1b}	0.0266 [m ²]	m_b	1260 [kg]
	A_{2b}	0.0138 [m ²]	I_b	31000 [kg.m ²]
	Z	1.72 [m]	L_b	5.64 [m]
	S_y	1.44 [m]	l_b	3.09 [m]
	k_{ob}	2.7×10^4	δ_j	10.8 [deg.]
A R M	A_{1a}	0.0154 [m ²]	m_a	638 [kg]
	A_{2a}	0.0075 [m ²]	I_a	2060 [kg.m ²]
	Z	2.04 [m]	L_a	3.03 [m]
	S_y	1.67 [m]	l_a	0.89 [m]
	k_{oa}	1.7×10^4	δ_2	14.4 [deg.]
B U C K E T	A_{1k}	0.0133 [m ²]	m_k	562 [kg]
	A_{2k}	0.0083 [m ²]	I_k	675 [kg.m ²]
	Z	1.66 [m]	L_k	1.29 [m]
	S_y	1.05 [m]	l_k	0.72 [m]
	k_{ok}	1×10^4	δ_3	30 [deg.]
	D	3300 [N.s/m]	ρ	711 [N.s ² /m ⁴]
	β_s	1.7×10^9 [N/m ²]	P_s	1.5×10^7 [N/m ²]



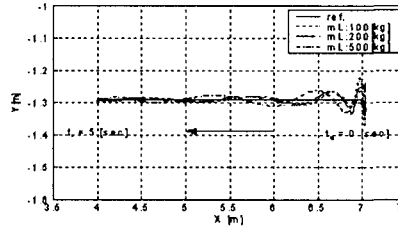
(a) Trajectory of boom angle



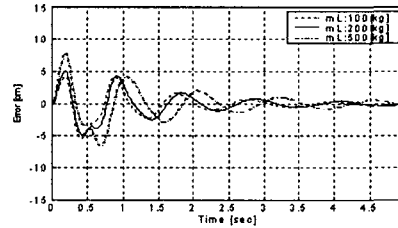
(b) Trajectory of arm angle



(c) Trajectory of bucket angle

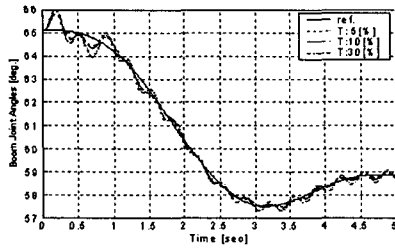


(d) Trajectory of end-effector position

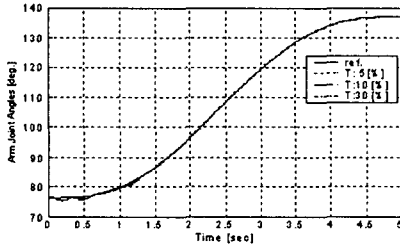


(e) Error on reference trajectory

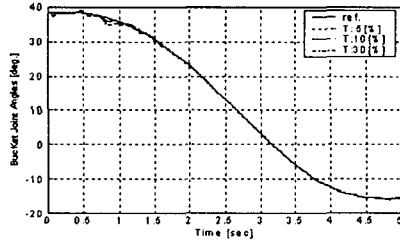
Fig. 5 Simulation results(with only load variation)



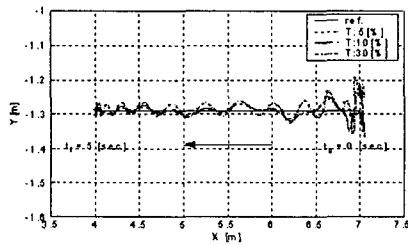
(a) Trajectory of boom angle



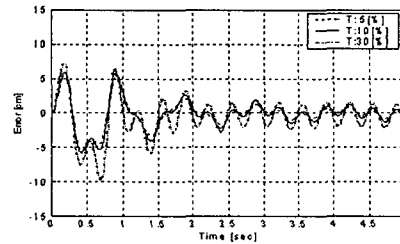
(b) Trajectory of arm angle



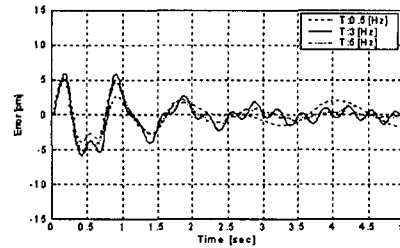
(c) Trajectory of bucket angle



(d) Trajectory of end-effector position



(e1) Error on reference trajectory(varying disturbance amplitude)



(e2) Error on reference trajectory(varying disturbance frequency)

Fig. 6 Simulation results (with load variation and torque disturbance)

5. 결론

본 연구에서는 유압 굴삭기 작업장치의 강인 궤적 추종제어를 위해 적응-강인 제어기법과 슬라이딩 모드 제어기법을 동시에 적용하는 제어기 구조를 제안하였다. 굴삭기 작업장치의 조인트에서의 마찰 등을 포함하는 외부 외란과 미지의 부하변동에 대한 강인성은 적응-강인 제어기법으로 접근하고, 유압장치의 비선형성 및 모델링 오차 등에 대한 성능 저하문제는 적분요소가 추가된 슬라이딩 모드 제어기법을 통해 극복하고자 하였다. 제안된 구조의 제어기를 유압 굴삭기 작업장치의 수평 직선운동에 적용하여 부하 변동 및 외란에 대하여 강인성을 확인할 수 있었다.

후기

본 연구는 과학기술부-한국과학재단 지정 울산대학교 기계 부품 및 소재 특성 평가 연구 센터 지원에 의한 것입니다.

참고문헌

- (1) N. Kimura, H. Araya, M. Kakuzer, Automatic Control System for Hydraulic Excavator, Kobe Steel Engineering Report, Vol. 37, No. 2, 1987.
- (2) W. S. Seo, S. S. Kim, S. Y. Yang, B. R. Lee, K. K. Ahn, A Study on Trajectory Tracking Control of Field Robot, Proc. ICCAS, pp. 2887- 2890, 2001.
- (3) S. Y. Yang, M. C. Lee, M. H. Lee, S. Arimoto, Measuring System for Development of Stroke-Sensing Cylinder for Automatic Excavator, IEEE Trans. Industrial Electronics, Vol. 45, No. 3,

- pp.376-384, 1998.
- (4) 김승수, 서우석, 양순용, 이병룡, 안경관, 적응제 및 시스템 규명을 이용한 Field Robot의 궤적 제어, 제어. 자동화.시스템공학 논문지, Vol. 8, No.9, pp. 728-735, September 2002.
 - (5) Q. P. Ha, Q. H. Nguyen, D. C. Rye, H. F. Durrant-Whyte, Fuzzy Sliding-Mode Controller with Applications, IEEE Trans. Industrial Electronics, Vol. 48, No. 1 pp. 38-46, 2001.
 - (6) F. Bu, B. Yao, Observer Based Coordinated Adaptive Robust Control of Robot Manipulators Driven by Single-Rod Hydraulic Actuators, Proc. of IEEE conf. on Robotics and Automation, pp. 3034-3039, 2000.
 - (7) B. Yao, F. Bu, J. Reedy, G. T.-C. Chiu, Adaptive Robust Motion Control of Single-Rod Hydraulic Actuators: Theory and Experiments, IEEE/ASME Trans. on Mechatronics, Vol. 5, No. 1 pp. 79-91, 2000.
 - (8) F. Bu, B. Yao, Nonlinear Model Based Coordinated Adaptive Robust Control of Electro-hydraulic Robotic Arms via Overparametrizing Method, Proc. of IEEE conf. on Robotics and Automation, pp. 3459-3464, 2001.
 - (9) H. E. Merritt, Hydraulic Control System, New York: Wiley, 1967.
 - (10) T. Morita, Y. Sakawa, Modeling and Control of a Power Shovel, Proc. of the Japan Society of Measurement and Automatic Control, Vol. 22, No.1, pp. 69-75, 1986.
 - (11) S. V. Emelyanov, Variable Structure Control Systems (in Russian), Moscow, U.S.S.R: Nauka, 1967.
 - (12) J. E. Slotine, Applied Nonlinear Control, New Jersey, Prentice-Hall, 1991.
 - (13) W.B. Gao, J.C. Hung, Variable Structure Control of Nonlinear System: A New Approach, IEEE Trans. Industrial Electronics, Vol. 40, pp.45-55, 1993.