

마찰 보상을 갖는 컨테이너 크레인의 흔들림 억제 추종 제어

백운보*, 신진호⁺

(Manuscript received: Aug, 14, 2012 / Revised: Sep, 13, 2012 / Accepted: Sep, 26, 2012)

Anti-Sway Tracking Control of Container Cranes with Friction Compensation

Woon-Bo Baek*, Jin-Ho Shin⁺

Abstract

In this paper, we consider the sway suppression control problem for container cranes with the frictions between the trolley and the rail. If the friction effects in the system can be modelled, there is an improved potential to design controllers that can cancel the effects. The proposed control improves the trolley positioning and sway suppressing against various frictions. The proposed synthesis combines a variable structure control and the adaptive control to cope with various frictions including the unknown constants. First, the variable structure control with the simple switching action is designed, which is based on a class of feedback linearization methods for the fast stabilization of the under-actuated sway dynamics of container. Second, the adaptive control with a parameter estimation is designed, which is based on Lyapunov stability methods for suppressing the oscillation of the trolley travelling, especially due to Coulomb friction in the vicinity of the target position. The asymptotic stability of the overall closed-loop system is assured irrespective of variations of rope length. Simulation are shown under initial sway, external wind disturbances, and various frictions.

Key Words : Container cranes(컨테이너 크레인), Sway suppression(흔들림 억제), Coulomb friction(쿨롱 마찰), Variable structure control(가변구조 제어), Adaptive control(적응 제어)

1. 서론

컨테이너 크레인을 이용한 신속하고 정확한 하역 작업에서 가장 큰 문제는 트롤리(Trolley)의 주행과 권상(Hoist) 구동이 목표지점에 도달했을 때 로프 끝에 매달린 컨테이너의 잔류 흔들림(Sway)으로 인해 다음 작업이 신속히 이루어지기 어렵다는 데 있다⁽¹⁾. 이는 크레인이 트롤리와 권상의 2개 구동으로 트롤리와 권상 위치, 그리고 흔들림 각의 3자유도 시스템을 제어하는 부족구동(Under-actuated) 시스템이기 때문이다. 그리고

트롤리와 레일사이의 건 마찰을 포함한 강한 비선형성과 바람 등의 외란도 극복해야하며, 또한 고속 주행으로 발생할 수 있는 큰 오버슈트를 수반하지 않고 목표위치에 도달하게 함으로써 불필요한 트롤리의 전진 및 후진을 억제하여 운전자의 피로를 경감시키는 것이 필요하다. 크레인 제어에 관한 연구는 선형제어, 퍼지제어 방법, 그리고 비선형제어를 이용하는 방법으로 크게 나누어 볼 수 있다. 선형제어 방법에서는 트롤리 및 권상운동과 흔들림의 간섭을 선형화하여 제어기를 설계한 후 이를 추정하여 보상하거나 외란으로 취급하여 이에 강인한 제어기

* 동의대학교 메카트로닉스공학과
주소: 614-714 부산시 부산진구 엄광로 995

+ 동의대학교 메카트로닉스공학과

✉ Corresponding Author E-mail: wbaek@deu.ac.kr

를 설계하는 방법이 주로 연구되었다. 퍼지제어를 이용한 방법^(2,3)은 전문가의 지식을 활용하거나 흔들림 억제를 위한 퍼지 보상기를 결합하는 방법 등이 연구되었다. 비선형 제어 방법으로는 일반화된 상태공간 모델에서 적응 및 가변구조 제어^(4,5) 및 이들과 퍼지 제어를 결합한 방법⁽⁶⁻⁹⁾ 그리고 피드백 선형화(Feedback linearization)를 이용하는 방법⁽¹⁰⁻¹²⁾ 등이 연구되었다. 적응 및 가변구조 제어 방법에서는 일정 권상 속도의 경우에 점근적 안정성을 보였거나, 임의 권상 속도를 갖는 경우는 제약된 안정성을 보였으나, 피드백 선형화 방법⁽¹⁰⁾에서는 임의 권상 속도를 갖는 경우 내부 동역학의 안정성을 보였다. 그리고 피드백 선형화에 기반하여 시변 경계층(Time-varying boundary layer)을 사용한 에너지기반 함수 방법⁽¹¹⁾으로, 또는 단순 스위칭함수를 사용한 가변구조 제어방법⁽¹²⁾으로 점근적 안정성을 보였으나, 마찰력을 반영하지 않았다. 기존 방법에서는 마찰에 대한 모델링 없이 외란으로 고려하여 추정하거나⁽⁸⁾, 마찰 모델을 포함하는 경우 단순한 크레인 모델을 사용하거나⁽¹³⁾, 권상 운동이 없는 경우를 고려하였다⁽¹⁴⁾.

본 연구에서는 트롤리와 레일사이의 다양한 마찰 및 권상운동을 포함하는 크레인에 대한 흔들림 억제 추종 제어 방법을 제시하고, 제시된 방법에 의한 트롤리 위치 추종 및 급속한 잔류 흔들림 억제 성능을 보인다. 본 논문의 구성을 다음과 같다. 2절에서는 적용된 크레인 모델⁽¹²⁾에 대해 개략적으로 기술하고, 3절에서는 마찰을 고려하지 않은 경우 피드백 선형화 방법에 기반한 가변구조 제어 설계 방법, 그리고 리아프노프 안정성 방법에 근거한 마찰 매개변수 추정기를 갖는 적응제어 설계 방법을 제시한다. 4절에서는 초기 흔들림, 강풍, 쿨롱 마찰 등의 외란이 존재하는 경우에 대한 시뮬레이션 결과를 통해 제시된 방법의 우수성을 보이고, 5절에서 결론을 맺는다.

2. 시스템 모델링

본 연구에 사용된 크레인 모델은 Fig. 1에 도시하였으며, Euler-Lagrange 방법으로 유도된 기존의 운동방정식⁽¹²⁾에서

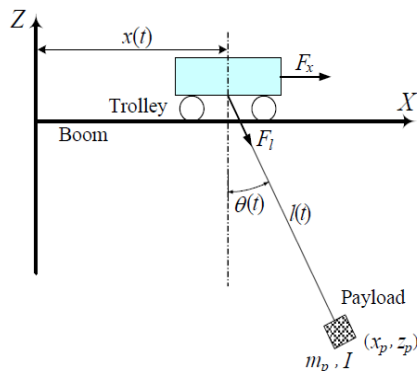


Fig. 1 Sway of the container by trolley movement

마찰력을 포함하여 나타내면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} (m_t + m_p)\ddot{x} + m_p \sin\theta \ddot{l} + m_p l \cos\theta \ddot{\theta} \\ 2m_p \cos\theta \dot{l}\dot{\theta} - m_p l \sin\theta \dot{\theta}^2 + f_{dx} = f_x \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} m_p \sin\theta \ddot{x} + (m_p + m_l)\ddot{l} - m_p l \dot{\theta}^2 \\ - m_p g \cos\theta + f_{dl} = f_l \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} m_p l \cos\theta \ddot{x} + (m_p l^2 + I)\ddot{\theta} + 2m_p l \dot{l}\dot{\theta} \\ + m_p g l \sin\theta = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

여기서 x , l 는 각각 트롤리 및 권상 로프의 위치, θ 는 컨테이너의 흔들림 각으로 $|\theta| < \pi/2$ 이다. f_x , f_l 은 각각 트롤리와 권상의 구동제어 입력이다. m_t , m_b , m_p 는 각각 트롤리 및 권상 시스템, 컨테이너의 무게이며, I 는 컨테이너의 관성모멘트, 그리고 g 는 중력가속도이다. 그리고 f_{dx} , f_{dl} 은 각각 트롤리 및 권상 시스템에 작용되는 마찰력이다.

그리고 식 (3)을 $\ddot{\theta}$ 에 대해 정리하면 다음과 같다⁽¹²⁾.

$$\ddot{\theta} = -a \cos\theta (\ddot{x} + g \tan\theta) + 2a l \dot{\theta} \quad (4)$$

여기서, $a = m_p l / (m_p l^2 + I) > 0$

$r = [x, l]^T$, $F = [f_x, f_l]^T$, $F_d = [f_{dx}, f_{dl}]^T$ 로 두면, 식 (1), (2), (4)로 부터 다음과 같다.

$$\ddot{r} = PF + W - PF_d \quad (5)$$

여기서,

$$P = M^{-1} \in R^{2 \times 2}, \quad W = P \bar{W}, \quad \bar{W} \in R^{2 \times 1} \quad (6)$$

$$P = \frac{1}{\det(M)} \begin{bmatrix} m_p + m_l & -m_p \sin\theta \\ -m_p \sin\theta & m_p + m_t - am_p l \cos^2\theta \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$\bar{W} = \begin{bmatrix} 2m_p \cos\theta \dot{l}\dot{\theta}(al - 1) \\ + m_p l \sin\theta (\dot{\theta}^2 + ag \cos\theta) \\ m_p l \dot{\theta}^2 + m_p g \cos\theta \end{bmatrix} \quad (8)$$

3. 제어기 설계

트롤리 및 권상 구동의 위치 오차를 식 (9)로 둔다.

$$e = [e_x, e_l]^T$$

$$= r - r_d = [x - x_d, l - l_d]^T \quad (9)$$

여기서, $r_d = [x_d, l_d]^T$ 는 기준궤적이다. 먼저 식 (5)에서 $F_d = 0$ 인 경우, 피드백 선형화방법을 적용하면 안정한 페루프 시스템이 되는 제어입력은 다음과 같다⁽¹²⁾.

$$F = P^{-1} (\ddot{r}_d - k_d \dot{e} - k_p e - W + F_s) \quad (10)$$

여기서,

$$A_r = \text{diag}[A_x, A_l], \quad A_x, A_l \in R^+ \quad (11)$$

$$k_d = 2A_r, \quad k_p = A_r^2, \quad F_s = [f \ 0]^T \quad (12)$$

그러면 식 (5), (10)으로부터 오차 시스템은 다음과 같다.

$$\ddot{e}_x + 2A_x \dot{e}_x + A_x^2 e_x = f \quad (13)$$

$$\ddot{e}_l + 2A_l \dot{e}_l + A_l^2 e_l = 0 \quad (14)$$

$$\ddot{\theta} = -a \cos \theta (f + \ddot{x}_d - 2A_x \dot{e}_x - A_x^2 e_x + g \tan \theta) + 2a \dot{l} \dot{\theta} \quad (15)$$

스위칭 동작 설계를 위한 흔들림 다이내믹스 ϕ 를 다음과 같이 구성한다⁽¹²⁾.

$$\phi = \dot{\theta} + A_1 \theta + A_0 \int \theta dt \quad (16)$$

여기서 $A_1, A_0 \in R^+$ 이다. 그러면 식 (15), (16)으로부터 다음과 같다.

$$\dot{\phi} = \ddot{\theta} + A_1 \dot{\theta} + A_0 \theta$$

$$= -a \cos \theta (f + \ddot{x}_d - 2A_x \dot{e}_x - A_x^2 e_x + g \tan \theta) + 2a \dot{l} \dot{\theta} + A_1 \dot{\theta} + A_0 \theta \quad (17)$$

설계하고자 하는 제어 f 는 스위칭 동작을 포함한 f_s 와 f_{cq} 로 나누어 다음과 같이 구성한다.

$$f = \bar{f} = f_s + f_{cq} \quad (18)$$

여기서,

$$f_{cq} = \frac{1}{a \cos \theta} (2a \dot{l} \dot{\theta} + A_1 \dot{\theta} + A_0 \theta) \quad (19)$$

$$f_s = |\omega_d| \text{sgn}(\phi) + k_s \phi \quad (20)$$

$$\omega_d = \ddot{x}_d - 2A_x \dot{e}_x - A_x^2 e_x + g \tan \theta \quad (21)$$

$$k_s \in R^+, \quad \text{sgn}(\phi) = \begin{cases} 1 & \text{if } \phi > 0 \\ 0 & \text{if } \phi = 0 \\ -1 & \text{if } \phi < 0 \end{cases} \quad (22)$$

그러면 식 (17), (18)로부터 다음과 같다.

$$\dot{\phi} \leq -a \cos \theta \phi (|\omega_d| \text{sgn}(\phi) + \omega_d + k_s \phi) \leq -a \cos \theta k_s \phi^2 \quad (23)$$

즉, $\frac{d}{dt} \phi^2 \leq -2k_s \phi^2$, $k_r = a \cos \theta k_s \in R^+$ 이므로 ϕ 는 유한한 시간 내에 0에 도달한다. 이에 따라 식 (18)의 \bar{f} 가 0으로 수렴하게 되며, 식 (13), (14)에서 모든 위치 오차는 0으로 수렴한다⁽¹²⁾.

이제, 식 (24) 형태⁽¹⁵⁾로 표현되는 F_d 를 고려한다.

$$F_d = [f_{dx}, f_{dl}]^T = [\Phi_1^T Y_1, \Phi_2^T Y_2]^T \quad (24)$$

$$\Phi_1 = [k_{vx} \ k_{cx} \ k_{rx}]^T, \quad \Phi_2 = [k_{vl} \ k_{cl} \ k_{rl}]^T \quad (25)$$

$$Y_1(t) = [\dot{x}, \tanh(\dot{x}/\eta_x), \tanh(\dot{x}/\eta_x - h_x \tanh(\dot{x}/\eta_x))]^T \quad (26)$$

$$Y_2(t) = [\dot{l}, \tanh(\dot{l}/\eta_l), \tanh(\dot{l}/\eta_l - h_l \tanh(\dot{l}/\eta_l))]^T \quad (27)$$

여기서, $h_x, \eta_x, h_l, \eta_l \in R^+$ 이며, Φ_1, Φ_2 는 트롤리, 권상 운동 관련 미지의 매개변수이며, 각각 그 첫째 항은 점성마찰, 둘째 항은 쿨롱마찰, 셋째 항은 Stribeck 효과를 나타낸다. 매개변수 Φ 에 대한 추정기 $\hat{\Phi}$ 와 보상 제어 f_r 를 다음과 같이 설계한다.

$$\dot{\hat{\Phi}}_i = -\rho_i(t) \Gamma_{fi} Y_i, \quad i = 1, 2 \quad (28)$$

$$\rho_i(\cdot) = a \cos \theta \phi p_{1i} + \epsilon_x p_{1i} + \epsilon_l p_{2i}$$

$$f_r = \lambda(t)(\rho_1 \hat{\Phi}_1^T Y_1 + \rho_2 \hat{\Phi}_2^T Y_2) \quad (29)$$

$$\lambda(\cdot) = 1/(\epsilon_x - a \cos(\theta) \phi)$$

$$\epsilon = (\epsilon_x, \epsilon_l)^T = \dot{\epsilon} + \Lambda_r \epsilon, \quad \tilde{\Phi} = \Phi - \hat{\Phi} \quad (30)$$

식 (18)의 \bar{f} 와 식 (29)의 f_r 를 합성한 식 (31)과 (10)으로부터 오차 시스템은 식 (32)와 같다.

$$f = \bar{f} + f_r \quad (31)$$

$$\ddot{e} + k_d \dot{e} + k_p e = \begin{pmatrix} f_r \\ 0 \end{pmatrix} - P F_d \quad (32)$$

식 (32)를 풀어서 나타내면 다음과 같다.

$$\ddot{e}_x + 2\Lambda_x \dot{e}_x + \Lambda_x^2 e_x = f_r - p_{11} \hat{\Phi}_1^T Y_1 - p_{12} \hat{\Phi}_2^T Y_2 \quad (33)$$

$$\ddot{e}_l + 2\Lambda_l \dot{e}_l + \Lambda_l^2 e_l = -p_{21} \hat{\Phi}_1^T Y_1 - p_{22} \hat{\Phi}_2^T Y_2 \quad (34)$$

그리고 합성 오차 $\dot{\epsilon}$, $\dot{\phi}$ 는 각각 다음과 같이 정리된다.

$$\dot{\epsilon}_x = \ddot{e}_x + \Lambda_x \dot{e}_x = -2\Lambda_x \dot{e}_x - \Lambda_x^2 e_x + \Lambda_x \dot{e}_x + f_r - p_{11} \hat{\Phi}_1^T Y_1 - p_{12} \hat{\Phi}_2^T Y_2 = -\Lambda_x \epsilon_x + f_r - p_{11} \hat{\Phi}_1^T Y_1 - p_{12} \hat{\Phi}_2^T Y_2 \quad (35)$$

$$\dot{\epsilon}_l = \ddot{e}_l + \Lambda_l \dot{e}_l = -\Lambda_l \epsilon_l - p_{21} \hat{\Phi}_1^T Y_1 - p_{22} \hat{\Phi}_2^T Y_2 \quad (36)$$

$$\dot{\phi} = -a \cos \theta (\ddot{x}_d - 2\Lambda_x \dot{e}_x - \Lambda_x^2 e_x + g \tan \theta + f - p_{11} \hat{\Phi}_1^T Y_1 - p_{12} \hat{\Phi}_2^T Y_2) + (2a \dot{l} \dot{\theta} + \Lambda_1 \dot{\theta} + \Lambda_0 \theta) = -a \cos \theta (\omega_d + \bar{f} + f_r) + (2a \dot{l} \dot{\theta} + \Lambda_1 \dot{\theta} + \Lambda_0 \theta) - p_{11} \hat{\Phi}_1^T Y_1 - p_{12} \hat{\Phi}_2^T Y_2 \quad (37)$$

식 (38)의 리아프노프 함수에 대해 미분하면, 식 (23), (28), (29), (35), (36), (37)로부터 식 (39)와 같다.

$$V_1 = \frac{1}{2} \phi^T \phi + \frac{1}{2} \epsilon^T \epsilon + \frac{1}{2} \tilde{\Phi}^T \Gamma_f^{-1} \tilde{\Phi} \quad (38)$$

$$\begin{aligned} \dot{V}_1 &= \dot{\phi} \dot{\phi} + \epsilon_x \dot{\epsilon}_x + \epsilon_l \dot{\epsilon}_l + \tilde{\Phi}^T \Gamma_f^{-1} \dot{\tilde{\Phi}} \\ &= -a \cos \theta \phi (\omega_d + \bar{f}) + \phi (2a \dot{l} \dot{\theta} + \Lambda_1 \dot{\theta} + \Lambda_0 \theta) \\ &\quad - a \cos \theta \phi f_r - a \cos \theta \phi (p_{11} \hat{\Phi}_1^T Y_1 + p_{12} \hat{\Phi}_2^T Y_2) \\ &\quad - \epsilon^T \Lambda_r \epsilon + \epsilon_x f_r - (\epsilon_x p_{11} + \epsilon_l p_{21}) \hat{\Phi}_1^T Y_1 \\ &\quad - (\epsilon_x p_{12} + \epsilon_l p_{22}) \hat{\Phi}_2^T Y_2 - (\Phi^T - \hat{\Phi}^T) \Gamma_f^{-1} \dot{\tilde{\Phi}} \\ &\leq -a \cos \theta k_s \phi^2 - a \cos \theta \phi f_r - \epsilon^T \Lambda_r \epsilon + \epsilon_x f_r \\ &\quad - \rho_1 \hat{\Phi}_1^T Y_1 - \rho_2 \hat{\Phi}_2^T Y_2 - (\hat{\Phi}_1^T - \hat{\Phi}_1^T) \Gamma_{f1}^{-1} \dot{\hat{\Phi}}_1 \\ &\quad - (\hat{\Phi}_2^T - \hat{\Phi}_2^T) \Gamma_{f2}^{-1} \dot{\hat{\Phi}}_2 \\ &= -a \cos \theta k_s \phi^2 - \epsilon^T \Lambda_r \epsilon + (\epsilon_x - a \cos \theta \phi) f_r \\ &\quad - \rho_1 \hat{\Phi}_1^T Y_1 - \rho_2 \hat{\Phi}_2^T Y_2 \\ &= -a \cos(\theta) k_s \phi^2 - \epsilon^T \Lambda_r \epsilon \end{aligned} \quad (39)$$

여기서, $a \cos \theta, k_s \in R^+$, $\Lambda_r = \text{diag}[\Lambda_x, \Lambda_l]$, $\Lambda_x, \Lambda_l \in R^+$ 이므로 모든 위치 오차는 유한한 시간 내에 0에 도달한다. 이에 따라 제어 (18), (28), (29)를 갖는 시스템 (1), (2), (3)은 안정하다. 하지만 식 (29)에서 $\epsilon_x = a \cos \theta \phi$ 일 때 내부 안정성 문제가 야기되므로 다른 리아프노프 함수 식 (40)을 도입한다. 매개변수 추정 식 (41), 보상 제어 식 (42)를 적용하면 식 (44)와 같이 안정함을 보일 수 있다. 그리고 식 (42) 대신에 식 (43)을 적용하면 내부 안정성을 확보할 수 있으며, 특히 $\epsilon_l \approx 0$ 인 목표위치 근방에서 효과적인 보상 제어가 가능하게 된다.

$$V_2 = \frac{1}{2} \epsilon^T \epsilon + \frac{1}{2} \tilde{\Phi}^T \Gamma_f^{-1} \tilde{\Phi} \quad (40)$$

$$\dot{\hat{\Phi}}_i = -(\epsilon_x p_{1i} + \epsilon_l p_{2i}) \Gamma_{fi} Y_i, \quad i = 1, 2 \quad (41)$$

$$f_r = (p_{11} + p_{21} \epsilon_l / \epsilon_x) \hat{\Phi}_1^T Y_1 + (p_{12} + p_{22} \epsilon_l / \epsilon_x) \hat{\Phi}_2^T Y_2 \quad (42)$$

$$f_r \approx p_{11} \hat{\Phi}_1^T Y_1 + p_{12} \hat{\Phi}_2^T Y_2 \quad (43)$$

$$\begin{aligned} \dot{V}_2 &= \epsilon^T \dot{\epsilon} + \tilde{\Phi}^T \Gamma_f^{-1} \dot{\tilde{\Phi}} \\ &= -\epsilon_x \dot{\epsilon}_x - \epsilon_l \dot{\epsilon}_l - (\Phi^T - \hat{\Phi}^T) \Gamma_f^{-1} \dot{\tilde{\Phi}} \\ &= -\epsilon^T \Lambda_r \epsilon + \epsilon_x f_r - (\epsilon_x p_{11} + \epsilon_l p_{21}) \hat{\Phi}_1^T Y_1 \\ &\quad - (\epsilon_x p_{12} + \epsilon_l p_{22}) \hat{\Phi}_2^T Y_2 - (\hat{\Phi}_1^T - \hat{\Phi}_1^T) \Gamma_{f1}^{-1} \dot{\hat{\Phi}}_1 \\ &\quad - (\hat{\Phi}_2^T - \hat{\Phi}_2^T) \Gamma_{f2}^{-1} \dot{\hat{\Phi}}_2 \\ &= -\epsilon^T \Lambda_r \epsilon + \epsilon_x f_r - (\epsilon_x p_{11} + \epsilon_l p_{21}) \hat{\Phi}_1^T Y_1 \\ &\quad - (\epsilon_x p_{12} + \epsilon_l p_{22}) \hat{\Phi}_2^T Y_2 \\ &= -\epsilon^T \Lambda_r \epsilon \end{aligned} \quad (44)$$

4. 시뮬레이션 결과

시뮬레이션 도구로 Matlab을 이용하였으며, 시뮬레이션에 사용된 공칭 시스템⁽¹²⁾은 Table 1과 같다. 적용된 제어 파라미터는 Table 2에 나타내었으며, 기존 방법⁽¹²⁾과 같이 식 (11)에서 A_x , A_l , 식 (16)에서 A_1 , A_0 , 식 (20)에서 k_s 의 값은 모두 1.0으로 두었다. 그리고 매개변수 추정 식 (41)에서 $A_{f1}=0.1I_3$, $A_{f2}=0.1I_3$ 로, 초기 흔들림 각은 0.01 rad으로 두고, 샘플링 시간은 20 ms로 하였으며, 트롤리 주행은 40m까지, 권상 로프는 초기 2.5m에서 10.0m까지 이동한다. 기준 궤적은 식 (45), (46)의 속도 프로파일⁽⁵⁾을 이용하였으며, $t_a=10$, $t_c=10.667$, $t_d=10$, 그리고 $t_{la}=0.8$, $t_{lc}=0.7$, $t_{ld}=0.8$ 로 각각 설정하였다.

$$\dot{r}_r = \frac{v_{x\max}}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi}{t_a} t \right), \quad 0 \leq t \leq t_a \quad (45)$$

$$\dot{r}_r = \frac{v_{x\max}}{2} \left(1 + \cos \frac{\pi}{t_d} (t - t_a - t_c) \right), \quad t_a + t_c \leq t \leq t_d$$

Table 1 Parameters of the nominal crane system

Mechanical property	Symbol	Value	Unit
Trolley system weights	m_t	1.06	kg
Hoist system weights	m_l	0.5	kg
Payload weights	m_p	0.73	kg
Rope length	l	10.0	m
Moment of Inertia of payload	I	0.005	kgm ²
Max. trolley velocity	$v_{x\max}$	1.5	m/s
Max. hoisting velocity	$v_{l\max}$	4.5	m/s

Table 2 Parameters of the control system

Symbol	Values	Symbol	Values
A_x	1.0	A_1	1.0
A_l	1.0	A_0	1.0
A_{f1}	$0.1I_3$	A_{f2}	$0.1I_3$

Table 3 Condition of simulation

Case	Op. condition	Details
(i)	Nominal condition	Nominal system
(ii)	External winds	$f_{d1} = -1N, 22 \leq t \leq 24s$ $f_{d2} = 1N, 26 \leq t \leq 28s$
(iii)	External winds & Friction model	Model-A: $k_{vx} = k_{vl} = 0.2$, $k_{cx} = k_{cl} = 0.1$ in Eq. (25)
(iv)	Friction model	Model-B: $k_{vx} = k_{vl} = 0.1$, $k_{cx} = k_{cl} = 0.2$ in Eq. (25)

$$\dot{r}_l = \frac{v_{l\max}}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi}{t_l} t \right), \quad 0 \leq t \leq t_{ld} \quad (46)$$

$$\dot{r}_l = \frac{v_{l\max}}{2} \left(1 + \cos \frac{\pi}{t_{ld}} (t - t_{la} - t_{lc}) \right), \quad t_{la} + t_{lc} \leq t \leq t_{ld}$$

크레인 운전 조건은 Table 3에 제시된 바와 같이, Case (i) 공칭시스템 적용, Case (ii) 트롤리에 대한 역방향 및 순방향 강풍의 적용, Case (iii) 강풍과 함께 마찰 모델-A의 적용, 그리고 Case (iv) 쿨롱마찰 요소가 강한 마찰 모델-B의 적용으로 4개 경우를 선정하였다. Table 3에 제시된 점성마찰계수 k_{vx} , k_{vl} 와 쿨롱마찰 계수 k_{cx} , k_{cl} 외에 다른 매개변수는 식 (25), (26), (27)에서 $k_{rx} = k_{rl} = 1.0$, $\eta_x = \eta_l = 100$, $h_x = h_l = 10$ 으로 각각 두었다. 먼저 공칭 시스템이 적용된 Case (i)의 결과를 Fig. 2에 보였다.

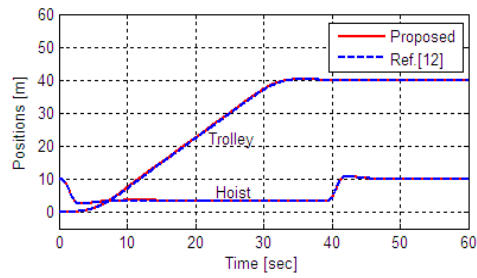
Fig. 2(a)에서 기존 방법⁽¹²⁾과 제시된 방법 모두 우수한 트롤리 및 권상 위치 추종 성능을 보였다. Fig. 2(b)에서 기존 방법⁽¹²⁾이 초기에 빠른 흔들림 억제를 보이나, 두 방법 모두 유사하게 급속한 흔들림 억제를 보였다. 강풍이 적용된 Case (ii)의 결과, Fig. 3(a)에서 두 방법 모두 우수한 트롤리 및 권상 위치 추종 성능을 나타내며 Fig. 3(b)에서 흔들림도 같은 결과를 보였으며, 40초 이내에 3 mrad의 잔류 흔들림 억제 성능을 모두 만족하였다.

Case (iii)에서 강풍과 함께 마찰 모델-A가 적용된 경우 시뮬레이션 결과를 Fig. 4에 나타내었다. Fig. 4(a)에서 두 방법 모두 양호한 권상의 위치 추종을 보이나, 트롤리 위치를 y축 방향으로 확대하여 나타낸 Fig. 4(b)에서와 같이 기존 방법은 약 45초 후에도 50mm 오차를 나타내는 데 비해 제시된 방법은 보다 급속한 트롤리 추종을 보였다.

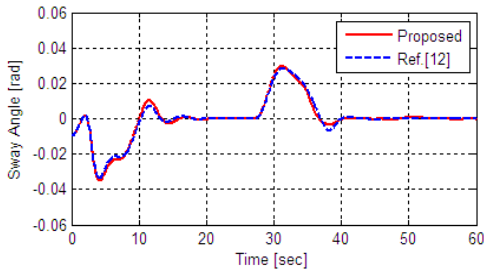
Fig. 4(c)에서 두 방법이 유사한 과도 응답을 보이나, 기존 방법은 42초 후에도 5mrad의 흔들림을 보이는 반면에, 제시된 방법은 40초 이내에 3mrad의 흔들림을 보였다. 3mrad의 흔들림 각 기준으로 제시된 방법이 약 3.5초의 빠른 성능을 보이나, 두 방법 모두 효과적인 추종 제어가 가능함을 보였다. Case (iv)에서 마찰 모델-B가 적용된 경우 Fig. 5에 나타내었다. Fig. 5(a)에서 두 방법 모두 양호한 권상의 위치 추종을 보였으나, 트롤리 위치를 y축 방향으로 확대하여 나타낸 Fig. 5(b)에서 기존 방법에 의한 트롤리 추종은 효과적으로 제어되지 못하고 있는 반면에, 제시된 방법에 의한 위치 추종은 40초 이내에 제어됨을 보였다.

Fig. 5(c)에서와 같이 기존 방법에 의한 흔들림 억제는 느린 응답을 나타내며 50초 후에도 20mrad의 흔들림 각을 보여 주는 반면에, 제시된 방법에 의한 흔들림 억제는 약 47초 이내 3mrad의 제어가 가능함을 보였다.

이상과 같은 시뮬레이션 결과, 공칭시스템이 적용된 경우,

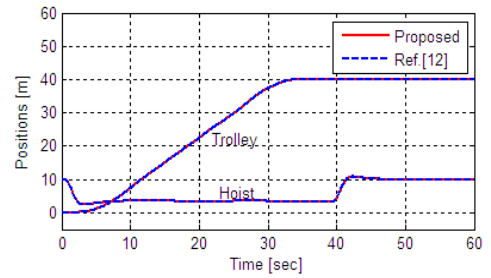


(a) Positionings

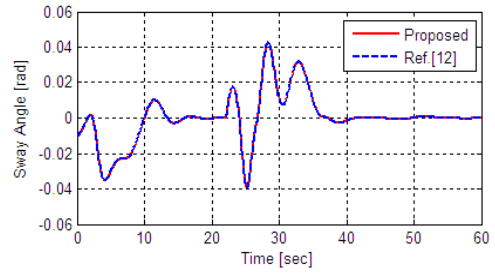


(b) Sway motions

Fig. 2 Comparison of the proposed control law with the one in [12] in the case of (i)

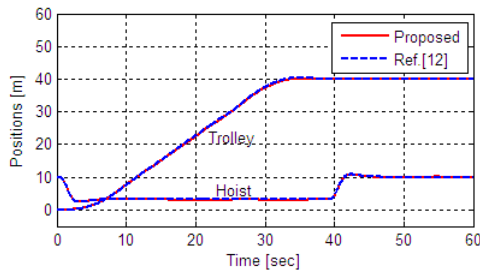


(a) Positionings

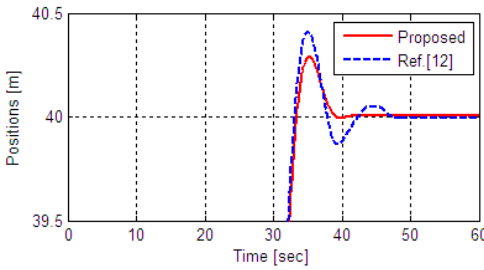


(b) Sway motions

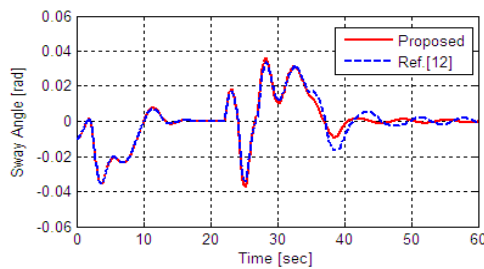
Fig. 3 Comparison of the proposed control law with the one in [12] in the case of (ii)



(a) Positionings

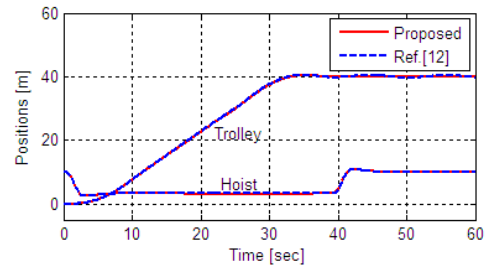


(b) Zoom-in of Trolley positionings

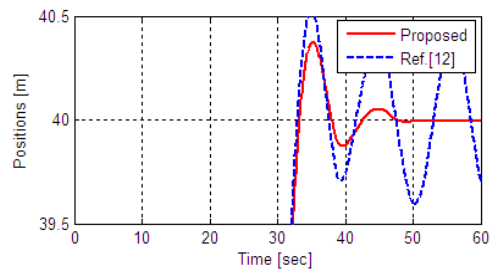


(c) Sway motion

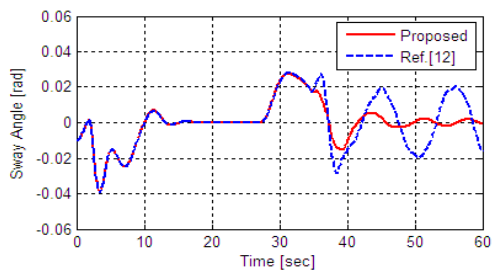
Fig. 4 Comparison of the proposed control law with the one in [12] in the case of (iii)



(a) Positionings



(b) Zoom-in of Trolley positionings



(c) Sway motion

Fig. 5 Comparison of the proposed control law with the one in [12] in the case of (iv)

그리고 순방향 및 역방향 강풍이 적용된 경우에는 기존 방법과 제시된 방법 모두 우수한 성능을 보이며, 별다른 차이가 없으나, 다양한 마찰 모델이 적용되는 경우, 특히 쿨롱마찰이 강하게 작용되는 경우, 제시된 방법에 의해 효과적인 제어가 가능함을 보였으며, 트롤리 위치 추종 및 흔들림 억제 성능이 현저하게 개선됨을 확인하였다.

5. 결론

마찰을 포함하지 않는 컨테이너 크레인에 대해 피드백 선형화 방법에 기반하여 단순 스위칭 함수를 사용한 흔들림 억제 가변구조제어를 설계하고, 시변 경계층의 도입 없이 점근적 안정성을 보였다. 그리고 트롤리와 레일사이의 마찰을 포함한 모델에 대해 리아프노프 안정성 방법에 근거하여 마찰 매개변수 추정기를 갖는 적응제어 설계 방법을 제시하였다. 시뮬레이션 결과, 트롤리 주행에 순방향 및 역방향 강풍이 적용되는 경우에 전반적으로 트롤리 위치추종 및 흔들림 억제 성능은 기존 방법⁽¹²⁾과 별다른 차이가 없었다. 다양한 마찰이 적용되는 경우에 특히 쿨롱 마찰이 강하게 작용되는 경우, 기존 방법은 트롤리 위치 추종 및 흔들림 억제가 매우 어려운 반면에, 제시된 방법은 효과적인 제어가 가능함을 보였다. 향후, 실제 크레인 운전 환경에 보다 근접한 마찰 모델을 고려하고, 이에 대한 적응제어 방법 그리고 실제 실험 결과와의 비교 연구가 계속될 것이다.

후 기

이 연구는 동의대학교 교내연구비에 의하여 연구되었음(과제번호 2011AA165).

References

- (1) Hong, k. S., Park, B. J., and Lee, M. H., 2000, "Two-stage Control for Container Cranes," *JSME International Journal, Series C*, Vol. 43, No. 2, pp. 273~282.
- (2) Yi, J., Yubazaki, N., and Hirota, K., 2003, "Anti-swing and Positioning Control of Overhead Traveling Crane," *Information Science: an International Journal*, Vol. 155, No. 1-2, pp. 19~42.
- (3) Omar, H., and Nayfeh, A., 2005, "Anti-swing Control of Gantry and Tower Cranes using Fuzzy and Time-Delayed Feedback with Friction Compensation," *Shock and Vibration*, Vol. 12, No. 2, pp. 73~89.
- (4) Lee, H. H., 2003, "New Approach for the Anti-swing Control of Overhead Cranes with High-Speed Load Hoisting," *International Journal of Control*, Vol. 76, No. 15, pp. 1493~1499.
- (5) Lee, H., Liang, Y., and Segura, D., 2006, "Sliding-mode Anti-swing Trajectory Control for Overhead Cranes with High-Speed Load Hoisting," *Trans. of ASME*, Vol. 128, No. 4, pp. 842~845.
- (6) Orbisaglia, M., Orlando, G., and Longhi, S., 2008, "A Comparative Analysis of Sliding-mode Controller for Overhead Cranes," *16th Mediterranean Conf. on Control and Automation Congress Centre*, pp. 670~675.
- (7) Park, M. S, Chwa, D., and Hong, S. K., 2008, "Anti-sway Tracking Control of Overhead Cranes with System Uncertainty and Actuator Nonlinearity Using an Fuzzy Sliding_Mode Control," *IEEE, Trans. on Industrial Electronics*, Vol. 55, No. 11, pp. 3972~3984.
- (8) Chwa, D., 2009, "Nonlinear Tracking Control of 3-D Overhead Cranes Against the Initial Swing Angle and the Variation of Payload Weight," *IEEE, Trans. on Control Systems Technology*, Vol. 17, No. 4, pp. 876~883.
- (9) Yu, W., and lia, X., 2010, "Anti-swing Control for an Overhead Crane with Intelligent Compensation," *3rd Int. Symposium on Resilient Control Systems*, pp. 85~90.
- (10) Zhang, X., Gao, B., and Chen, H., 2005, "Nonlinear Controller for a Gantry Crane Based on Partial Feedback Linearization," *Conf. on Control and Automation*, pp. 1074~1078.
- (11) Park, H., Chwa, D., and Hong, K. S., 2007, "A Feedback Linearization Control of Container Cranes: Varying Rope Length," *Int. Journal of Control, Automation, and Systems*, Vol. 5, No. 4, pp. 379~387.
- (12) Baek, W. B., 2012, "A Study on the Sway Suppression Control of Container Cranes," *Journal of KSMTE*, Vol. 21, No. 2, pp.109~115.
- (13) Yu, L., and Zheng, y., 2011, "Trajectory Tracking Control of 2-Degree-of Freedom Gantry Crane Robot with Dynamic Friction Compensation," *Int. Conf. on Mechatronics and Automation*, pp. 1503~1507.
- (14) Fang, Y., Ma, B., Wang, P., and Zhang, X., 2012. "A Motion Planning-based Adaptive Control for an Under-actuated Crane System," *IEEE Trans on Control System Technology*, Vol. 20, No. 1, pp.241~248.