

LQ 제어를 이용한 붐형 크레인의 흔들림 제어기 설계 Design of the Anti-sway Controller for a Boom Type Crane Using the LQ Control

손정기 · 홍정표 · 권순재
J. K. Son, J. P. Hong and S. J. Kwon

Key Words : LQ Control(LQ 제어), Boom Type Crane(붐형 크레인), Trolley(횡행대차), Hoist(권상기), Anti-sway Controller(흔들림 제어기)

Abstract : An LQ controller design method is proposed for effective anti-sway control of boom type crane in this paper. It is important for high productivity that the sway of a load is controlled as fast as possible when the trolley arrives to the destination with maximum velocity. To prove the effectiveness of the proposed LQ controller, simulations and experiments using the boom type crane as experimental device is carried out. Tracking performance for a step type reference and robustness for the change of working environment such as the change of load weight and parameters produced by a wire rope and disturbance by the wind are proved by the experiment. It will be examined that boom type crane can be applied to industrial fields through experiment in this paper.

기호 설명

- K_g : Gear ratio in gear box
- K_m : Motor torque constant [V/rad/s]
- m : Mass of container [kg]
- M : Mass of trolley [kg]
- R_a : Motor armature resistance [Ω]
- r_d : Wire drum radius [m]
- l : Length of wire rope [m]

1. 서 론

대부분의 산업현장에서 사용되는 크레인은 붐을 따라 대차가 이동하는 구조의 크레인이 주류를 이루고 있다. 대차가 지나가는 붐의 길이는 현장의 장소와 작업여건에 따라 차이를 보이고 있으며 이는 대차의 속도에 많은 영향을 미치게 된다¹⁻⁵⁾.

예를 들면 항만에서 하역전용으로 사용되는 컨테이너 크레인은 현재 사용되고 있는 화물이송장비 중에서 가장 붐의 길이가 길고 속도도 빠르다.

이에 반해 산업용 크레인은 실내외에서 사용되지만 붐의 길이는 상대적으로 짧다. 그러므로 대차의 이송속도를 빠르게 하기 위해서는 붐의 길이가 길어야 되므로 현실적인 어려움이 있다. 따라서 화물을 이송할 때 가속과 감속에 의해 발생하는 화물 흔들림을 빠르게 제거 또는 억제하는 것이 현실적인 대안이라고 판단된다. 또한 해당 크레인을 조작하고 있는 작업자의 숙련도에 따라 많은 차이점을 보이고 있는 것이 현실이다⁶⁻⁹⁾.

그러므로 본 연구에서는 실제 현장에서 사용되어지는 시스템과 운전형태를 동일하게 구성하여 실험을 통해 현장의 크레인에 접목을 할 수 있는 기에 대해 검증하고자 한다.

2. 붐형 크레인의 수학적 모델링

2.1 트롤리와 컨테이너 화물의 운동방정식

Fig. 1은 붐형 크레인 시스템의 트롤리와 컨테이너 화물의 직교 좌표계를 나타낸 것으로 트롤리의 수평과 수직방향 변위를 x, y 로 표시하였다. 컨테이너 화

접수일 : 2003년 8월 5일
손정기(책임저자) : 한국함안연수원 부산연수원
E-mail : floging@hanmail.net Tel. 011-884-5187
홍정표 : 부경대학교 대학원 기계공학부
권순재 : 부경대학교 공과대학 기계공학부

물결량은 집중결량, 와이어 로프의 길이 변화는 없는 것으로 가정하며 컨테이너 화물 흔들림은 직교 좌표계에서 평면 2차원적인 운동으로 간주한다.

호이스트 와이어 로프의 수직에 대한 각도를 θ [rad], 각속도를 $\dot{\theta}$ [rad/s], 트롤리의 수평방향 위치를 z [m], 트롤리의 수평방향 속도를 \dot{z} [m/s], 컨테이너 화물의 질량을 m [kg], 트롤리의 질량을 M [kg], 트롤리에서 컨테이너 화물 중심까지의 거리를 l [m], 트롤리 마찰계수를 c_1 [kg/s], 컨테이너 화물의 회전모멘트 계수를 c_2 [kg · m²/s], 중력 가속도를 g [m/s²], 트롤리에 가해지는 힘을 F [N], 컨테이너 화물이 흔들릴 때 트롤리가 받는 수평방향의 힘을 F_h [N], 수직방향의 힘을 F_v [N]라고 정의하고 속도에 비례한 마찰력 $c_1\dot{z}$ [N]과 컨테이너 화물이 흔들릴 때 지점축의 마찰에 의해 각속도 $\dot{\theta}$ 에 비례한 모멘트 $c_2\dot{\theta}$ 를 받는다고 가정하여 모델링 한다.

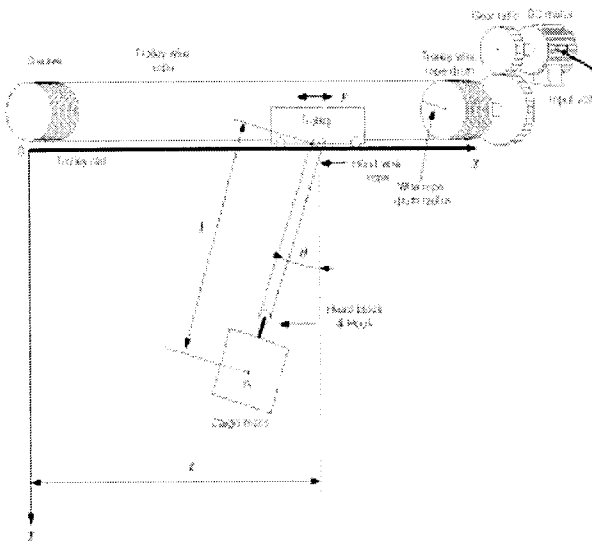


Fig. 1 Coordinate system of a boom type crane system

먼저 화물의 중심좌표를 Fig. 1과 같이 정의하고 트롤리가 수평방향으로 운동할 때 트롤리와 컨테이너 화물에 대한 운동방정식을 구한다.

1) 컨테이너 화물의 중심좌표 $G(z_0, y_0)$

$$z_0 = z - l \sin \theta, \quad y_0 = -l \cos \theta \quad (1)$$

2) 트롤리의 수평방향 운동방정식

$$M\ddot{z} = F - c_1\dot{z} - F_h \quad (2)$$

3) 컨테이너 화물의 수평과 수직방향 운동방정식

$$F_h = m\ddot{z}_0 \quad (3)$$

$$F_v - mg = m\ddot{y}_0 \quad (4)$$

4) 컨테이너 화물 중심주위의 회전 운동방정식

$$F_y/\sin \theta - F_h/\cos \theta - c_2\dot{\theta} = 0 \quad (5)$$

식(3)을 식(2)에 대입하여 정리하면 다음과 같은 비선형 미분방정식을 얻을 수 있다.

$$\ddot{z} = \frac{F + m(l\dot{\theta}\cos \theta - \dot{\theta}^2 \sin \theta) - c_1\dot{z}}{M + m} \quad (6)$$

식(3)과 식(4)를 식(5)에 대입하여 F_h 와 F_v 를 소거하여 정리하면 다음과 같다.

$$mg/\sin \theta - m\dot{\theta}^2 + ml\ddot{z}\cos \theta + c_2\dot{\theta} = 0 \quad (7)$$

식(6)과 식(7)에서 θ 의 변동이 미소하다고 가정하여 $\theta \cong 0$ 근방에서 선형으로 근사화하고($\sin \theta \cong \theta$, $\cos \theta \cong 1$, $\cos^2 \theta \cong 1$, $\dot{\theta}^2 \cong 0$), 트롤리의 이동속도에 비례한 마찰력 $c_1\dot{z}$ 와 호이스트 와이어 로프가 흔들림으로써 발생하는 계수 $c_2\dot{\theta}$ 는 미소하므로 무시한 후 $\dot{\theta}$ 와 \ddot{z} 에 관하여 정리하면 다음과 같다.

$$\dot{\theta} = -\frac{(M+m)g}{Ml}\theta + \frac{1}{Ml}F \quad (8)$$

$$\ddot{z} = -\frac{mg}{M}\theta + \frac{1}{M}F \quad (9)$$

2.2 트롤리 구동부의 운동방정식

Fig. 2는 트롤리 구동부를 나타내고 있으며 직류모터에 전압을 가하면 모터에 회전력이 발생되고 기어를 통해 와이어 드럼을 회전시킴으로써 와이어 로프에 힘이 작용하게 되어 트롤리는 전·후진하게 된다.

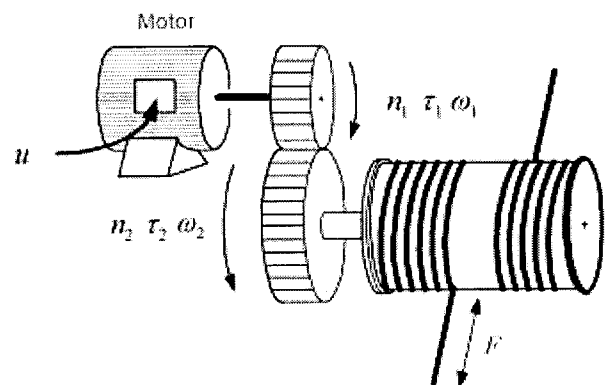


Fig. 2 DC motor driving system for a boom type crane

직류모터의 인가전압 u [V], 전기자 전류 i_a [A], 전기자 저항 R_a [Ω], 모터의 토크상수 K_m [V/rad/s], 모

터의 회전 각속도를 ω_1 [rad/s], 와이어 드럼의 회전 각속도를 ω_2 [rad/s], 모터의 회전력을 τ_1 [N·m], 와이어 드럼의 회전력을 τ_2 [N·m], 와이어 로프에 작용하는 힘을 F [N], 와이어 드럼의 반경을 r_d [m]라 하고, 이 관계식을 나타내면 다음과 같으며 이때 모터의 인덕턴스 값은 미소하므로 무시한다.

$$u = i_a R_s + K_m \omega_1 \quad (10)$$

$$\tau_1 = K_m i_a \quad (11)$$

$$\tau_2 = F r_d \quad (12)$$

그리고 기어비 $K_g = n_1/n_2$ 이면 와이어 드럼의 회전 각속도 $\omega_2 = \omega_1/K_g$, 드럼의 회전력 $\tau_2 = K_g \tau_1$ 이다. 트롤리의 이동속도 $\dot{z} = r_d \omega_2$ 이므로 식(10)을 다시 쓰면 다음과 같이 표현된다.

$$u = \frac{R_s r_d}{K_g K_m} F + \frac{K_g K_m}{r_d} \dot{z} \quad (13)$$

2.3 불형 크레인의 전체 운동방정식

구동부 전체를 모델링하기 위해서 식(13)을 식(8)과 식(9)에 대입해서 z 와 θ 에 관해 정리하면 다음과 같은 2계 미분방정식으로 표현된다.

$$\ddot{z} = -\frac{K_g^2 K_m^2}{MR_d r_d^2} \dot{z} - \frac{mg}{M} \theta + \frac{K_g K_m}{MR_d r_d} u \quad (14)$$

$$\ddot{\theta} = \frac{K_g^2 K_m^2}{MIR_d r_d^2} \dot{z} - \frac{(M+m)g}{MI} \theta + \frac{K_g K_m}{MIR_d r_d} u \quad (15)$$

식(14), 식(15)에서 $x_1 = z$, $x_2 = \dot{z}$, $x_3 = \theta$, $x_4 = \dot{\theta}$ 로 상태변수를 정의하면 다음과 같은 동적방정식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}u \\ y &= \mathbf{C}\mathbf{x} \end{aligned} \quad (16)$$

$$\text{단, } \mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{K_g^2 K_m^2}{MR_d r_d^2} & -\frac{mg}{M} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\frac{K_g^2 K_m^2}{MIR_d r_d^2} & -\frac{(M+m)g}{MI} & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{K_g K_m}{MR_d r_d} \\ 0 \\ \frac{K_g K_m}{MIR_d r_d} \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{C} = [1 \ 0 \ 0 \ 0]$$

식(16)에서 $\mathbf{x} = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4]^T$ 는 상태벡터이고, y 는 출력이다.

3. LQ 제어기 설계

식(16)의 동적방정식을 오차시스템으로 표시하기 위하여 상태 x_1, x_2, x_3, x_4 와 이들의 각 정상값 $x_{1r}, x_{2r}, x_{3r}, x_{4r}$ 와의 오차신호를 식(17)과 같이 정의한다.

$$\begin{aligned} \Delta \mathbf{x} &= \mathbf{x} - \mathbf{x}_r \\ \Delta u &= u - u_r \\ \Delta y &= y - y_r \end{aligned} \quad (17)$$

단, $\mathbf{x}_r = [x_{1r} \ x_{2r} \ x_{3r} \ x_{4r}]^T$ 이고, y_r 은 기준입력이다. 그리고 정상상태에 대한 동적방정식으로 표현하고 \mathbf{x}_r 과 u_r 을 구하면 식(19)와 같이 된다.

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{x}}_r &= \mathbf{A}\mathbf{x}_r + \mathbf{B}u_r \\ y_r &= \mathbf{C}\mathbf{x}_r \end{aligned} \quad (18)$$

$$\begin{bmatrix} \mathbf{x}_r \\ u_r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{A} & \mathbf{B} \\ \mathbf{C} & 0 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ y_r \end{bmatrix} \quad (19)$$

식(16)과 식(17)로부터 오차시스템에 대한 동적 방정식을 구하면 다음과 같으며

$$\begin{aligned} \Delta \dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A}\Delta \mathbf{x} + \mathbf{B}\Delta u \\ \Delta y &= \mathbf{C}\Delta \mathbf{x} \end{aligned} \quad (20)$$

이 오차 동적방정식에서 식(21)과 같은 2차 형식의 평가함수를 최소로 하면서 피드백 시스템을 점진적으로 안정하게 하는 LQ 제어법칙은 식(22)으로 주어진다. 한편, \mathbf{Q} 와 R 은 상태벡터와 제어입력의 상대적인 중요성에 근거를 두고 설계자가 선정하는 하중행렬과 하중계수로서 $\mathbf{Q} \geq 0$, $R > 0$ 인 관계를 가진다.

$$J = \int_0^{\infty} (\Delta \mathbf{x}^T \mathbf{Q} \Delta \mathbf{x} + \Delta u^T R \Delta u) dt \quad (21)$$

$$\Delta u = -R^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{P} \Delta \mathbf{x} = -\mathbf{K} \Delta \mathbf{x} \quad (22)$$

$$\text{단, } \mathbf{K} = [\mathbf{K}_1 \ \mathbf{K}_2 \ \mathbf{K}_3 \ \mathbf{K}_4] = R^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{P}$$

여기서 \mathbf{K} 는 피드백 이득행렬이며 \mathbf{P} 는 다음 식의 리카치(Riccati) 방정식의 해행렬이다.

$$A^T P + PA - PBR^{-1}B^T P + Q = 0 \quad (23)$$

식(17)을 이용하여 식(22)를 다시 표현하면 다음과 같게 된다.

$$u = u_r - K_1(x_1 - y_r) - K_2(x_2 - x_{2r}) - K_3(x_3 - x_{3r}) - K_4(x_4 - x_{4r}) \quad (24)$$

Fig. 3은 붐형 크레인의 제어시스템 동가회로를 나타내고 있으며 점선 부분이 LQ 제어기이다. 여기에서 정상상태의 값 $x_{1r} = y_r$, $x_{2r} = x_{3r} = x_{4r} = 0$, $u_r = 0$ 이다.

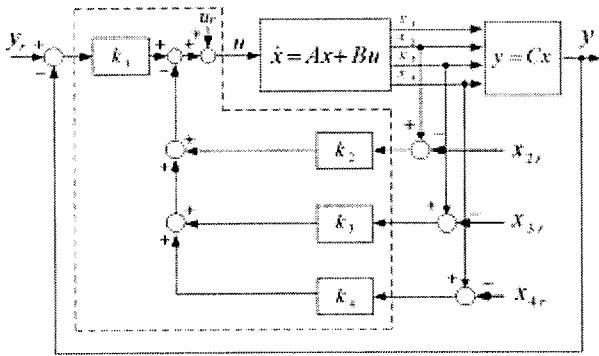


Fig. 3 Block diagram of a LQ control system for a boom type crane

4. 시뮬레이션 및 실험결과 고찰

Fig. 4는 본 연구에 사용된 실험장치이며 파라미터는 Table 1과 같다. 이 파라미터들을 식(16)에 대입하면 시스템행렬 A 와 입력행렬 B 및 출력행렬 C 를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1.0000 & 0 & 0 \\ 0 & -0.5043 & -1.93690 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1.0000 \\ 0 & -0.7641 & -17.7832 & 0 \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0.1111 \\ 0 \\ 0.1684 \end{bmatrix} \quad (25)$$

$$C = [1 \ 0 \ 0 \ 0]$$

그리고 하중행렬 Q 와 하중계수 R 을 바라는 제어 응답이 되도록 다음과 같이 선정하였다.

$$Q = \begin{bmatrix} 75 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 46 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 120 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 80 \end{bmatrix} \quad (26)$$

$$R = 0.05 \quad (27)$$

다음으로 리카치 방정식의 해행렬 P 가 정정 대칭행렬로 존재하는지를 확인한다. 정정 대칭행렬 P 가 존재하면 이 시스템은 안정한 시스템이다.

행렬 A, B, Q, R 을 식(23)에 대입하여 리카치 방정식의 해행렬 P 를 구하면 다음과 같이 정정 대칭행렬이 되므로 이 시스템은 안정한 시스템이라고 말할 수 있다.

$$P = \begin{bmatrix} 99.5951 & 42.6131 & 50.7847 & -16.6245 \\ 42.6131 & 48.9602 & 84.0632 & -18.3898 \\ 50.7847 & 84.0632 & 462.9344 & -22.8061 \\ -16.6245 & -18.3898 & -22.8061 & 19.9243 \end{bmatrix} \quad (28)$$

또는 상태 피드백 제어시스템의 모든 고유값이 다음과 같이 실수부가 음이므로 안정한 시스템인 것을 알 수 있다.

$$E = [-4.7402, -1.9766 \pm 2.3381i, -1.4383] \quad (29)$$

앞에서 구하거나 선정된 행렬 R, B 및 P 를 최적 제어 법칙의 식(22)에 대입하면 다음과 같은 최적제어기의 이득 K 를 구할 수 있다.

$$K = [K_1 \ K_2 \ K_3 \ K_4] = [38.7298 \ 46.8928 \ 110.0443 \ 26.225] \quad (30)$$

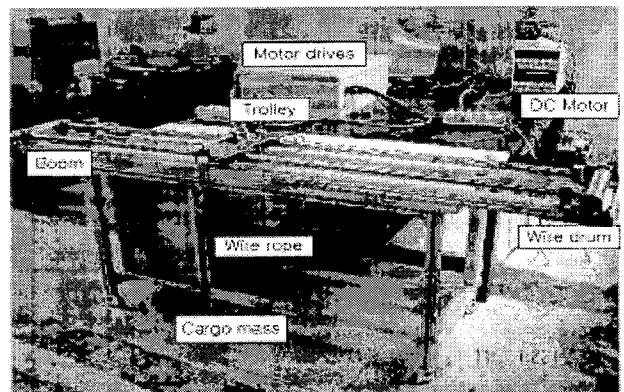


Fig. 4 The boom type crane in the experiment

Table 1 Parameters of a boom type crane system

Parameter	Unit	Value	Description
M	[kg]	2.7221	Mass of trolley
m	[kg]	0.3914	Mass of container
l	[m]	0.66	Length of wire rope
R_a	[Ω]	15	Motor armature resistance
K_m	[V/rad/s]	0.2998	Motor torque constant
K_g		0.333	Gear ratio in gear box
r_d	[m]	0.022	Wire drum radius

4.1 계단상의 기준입력 변화에 대한 검토

기준입력 변화에 대한 제어시스템의 목표위치 추종 성능을 알아보기 위하여 트롤리 이동거리에 대해 계단상의 기준입력을 변경시켜 보았다. 제어시작과 동시에 초기위치 0[m]에서 전진방향으로 목표위치 1[m]의 기준입력을 가하고 다시 20초 후에 후진방향으로 1[m]의 기준입력을 가하여 최종위치가 초기위치인 0[m]가 되도록 정했다.

Fig. 5는 파라미터 변화가 없는 경우 계단상의 기준입력 y 에 대한 LQ 제어기와 실험장치에 의한 응답곡선으로 LQ 제어를 SIM으로 실험장치를 EX로 표기하였다. 또한 트롤리에서 컨테이너 화물의 중심까지 거리 l 은 0.66[m]이다. 그림에서 (a)는 트롤리의 위치 (b)는 컨테이너 화물의 흔들림 각도 (c)는 직류 모터에 인가되는 제어전압을 나타내고 있다.

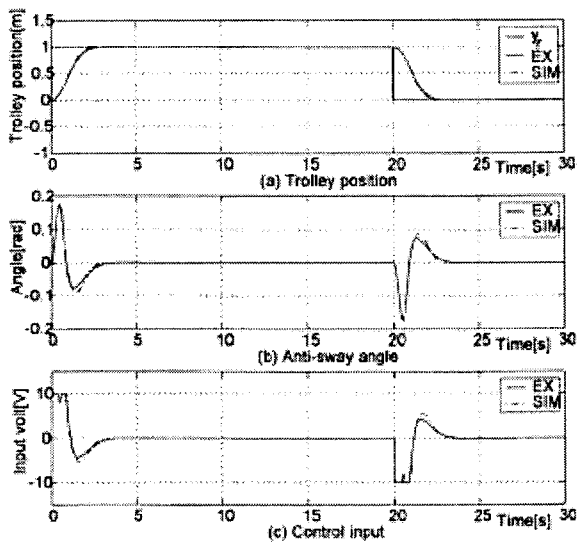


Fig. 5 Step response and control input using the LQ controller

Fig. 5는 제어시작 후 목표위치 도달시간이 LQ 제어기는 2.6초, 실험장치는 3.2초 정도로 LQ 제어기가 약 0.6초 빠르다. 트롤리 이동 중의 흔들림 각도는 LQ 제어기는 0.176[rad], 실험장치는 0.174[rad]이고 컨테이너 화물의 흔들림 정지시간은 LQ 제어기는 2.8초, 실험장치는 3.4초로 LQ 제어기가 약 0.6초 빠르게 나타난다. 목표위치에서 전진방향으로 진행할 때와 후진방향으로 진행할 때의 제어결과는 비슷하다. 직류모터의 인가전압은 목표위치를 변경할 때 10[V]를 나타내는 것을 제외하고는 -4.4~-5.5[V]이하로 인가되고 있다.

4.2 외란에 대한 검토

일반적으로 제어시스템은 운전 중에 외란이 가해 지거나 부하가 변동될 수 있다. 따라서 외란에 대해서도 본 제어기는 출력이 정상편차 없이 기준입력을 잘 추종할 수 있다는 것을 보이기 위해서 제어시작 후 각각 1초, 10초, 21초 시점에서 돌풍과 같은 외란이 작용하여 컨테이너 화물이 아주 급격하게 흔들린다고 간주하여 $\pm 0.05[\text{rad}]$, $\pm 0.1[\text{rad}]$ 크기의 흔들림을 0.01초 동안 가하여 보았다. 1초와 10초에서의 외란은 트롤리가 전진방향으로 진행중일 때 진행방향과 같은 쪽으로 가해지는 경우이고 21초에서의 외란은 후진방향으로 진행중일 때 진행방향과 같은 쪽으로 가해지는 경우이다. 그리고 실험장치에 가한 외란은 프로그램 상에서 0.01초 동안 $\pm 0.05[\text{rad}]$, $\pm 0.1[\text{rad}]$ 의 크기로 인가한 것이다.

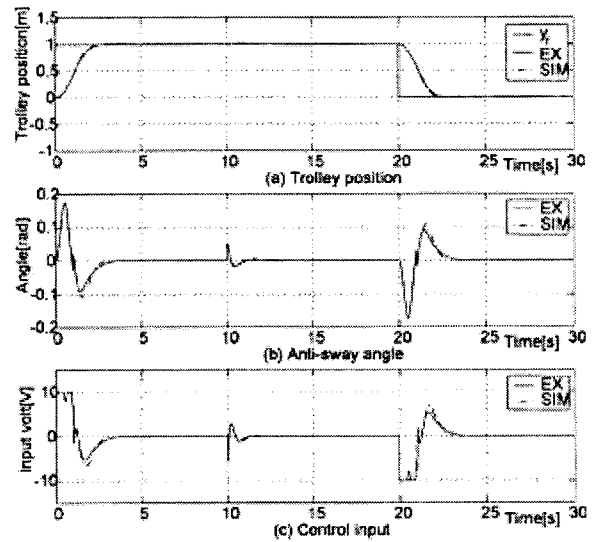


Fig. 6 Step response and control input using the LQ controller (Disturbance $\pm 0.05[\text{rad}]$)

Fig. 6은 와이어 로프의 길이는 0.66[m], 외란은 $\pm 0.05[\text{rad}]$ 인 경우, 목표위치 정정시간은 LQ 제어기가 2.4초 그리고 실험장치는 2.7초를 나타내고 컨테이너 화물의 흔들림 각도는 LQ 제어기는 최대 0.176[rad], 실험장치는 0.174[rad]으로 나타난다. 그러나 10초에 $\pm 0.05[\text{rad}]$ 의 크기로 인가한 외란에 대해 LQ 제어기는 0.01[rad] 크기의 오버슈트가 생기고 외란에 대한 흔들림 제거시간은 LQ 제어기는 12.2초, 실험장치는 11.2초로 실험장치가 좋은 결과를 나타내는 것은 컨테이너 화물의 지중에 의해 흔들림이 억제된 결과이다. 직류모터의 인가전압은 목표위치를 변

정할 때 10[V]를 나타내는 것을 제외하고는 -5.2~-6.2[V]이하로 인가되고 10초에 인가한 외란에 대해서는 -10[V]를 나타내고 이외에는 3[V]이하로 인가되고 있다.

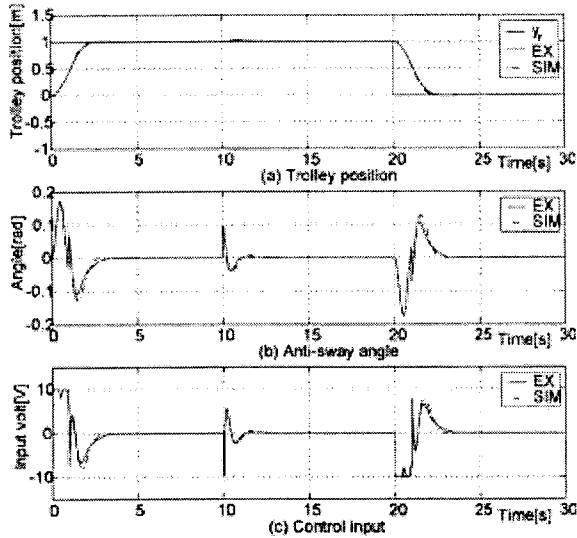


Fig. 7 Step response and control input using the LQ controller (Disturbance $\pm 0.1[\text{rad}]$)

Fig. 7은 외란을 $\pm 0.1[\text{rad}]$ 인 경우, 목표위치 정정시간, 컨테이너 화물의 최대 흔들림 각도와 흔들림 억제시간은 Fig. 6과 비슷하게 나타난다. 그러나 10초에 인가된 $\pm 0.1[\text{rad}]$ 에 따라 LQ 제어기는 $0.01[\text{rad}]$ 크기로 오버슈트가 발생하고 흔들림 제거 시간은 LQ 제이기가 12.2초, 실험장치는 11.2초를 나타내고 있다. 직류모터에 인가되는 전압의 크기도 외란의 크기에 따라 크게 나타나는 것을 볼 수 있다. Fig. 6과 Fig. 7에서 크기가 다른 외란이 인가되더라도 흔들림 제거 시간은 동일하다.

4.3 파라미터 변화에 대한 검토

일반적으로 제어시스템은 제어기 설계시 파라미터의 값이 정확하게 선정된다 하더라도 주위환경에 따라 운전 중에 파라미터의 값이 변할 수 있다. 제인한 LQ 제어기에 컨테이너 화물을 0.0763[kg], 0.7344[kg]으로 변화시키고 이를 실험장치의 결과와 비교·검토하였다.

Fig. 8은 파라미터 변화량을 0.0763[kg]인 경우, 목표위치 정정시간은 LQ 제어기가 2.7초, 실험장치가 3.3초이다. 컨테이너 화물의 흔들림 각도는 최대 $0.183[\text{rad}]$, $0.193[\text{rad}]$ 으로 흔들림 제거시간은 2.6초, 3.6초로 LQ 제어기가 우수한 성능을 나타내고 있으

나 LQ 제어기에서는 $0.0001[\text{rad}]$ 크기의 오버슈트와 $0.0002[\text{rad}]$ 크기의 언더슈트가 나타난다. 직류모터에 인가되는 제어전압은 목표변경시 10[V] 이외에는 $-4.5 \sim -7[\text{V}]$ 로 인가되고 있다.

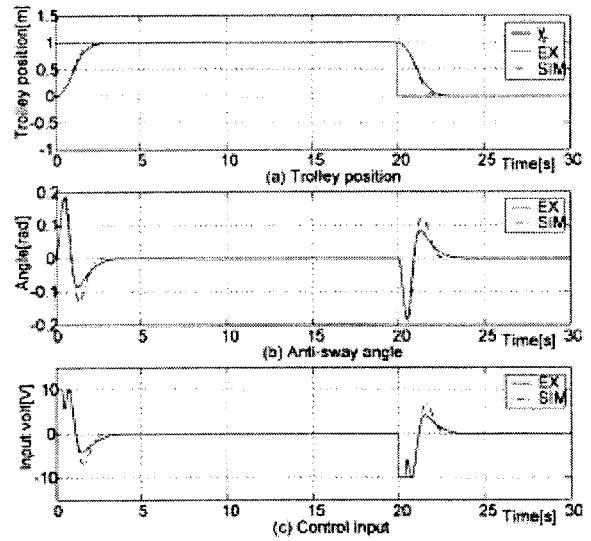


Fig. 8 Step response and control input using the LQ controller (Cargo mass 0.0763[kg])

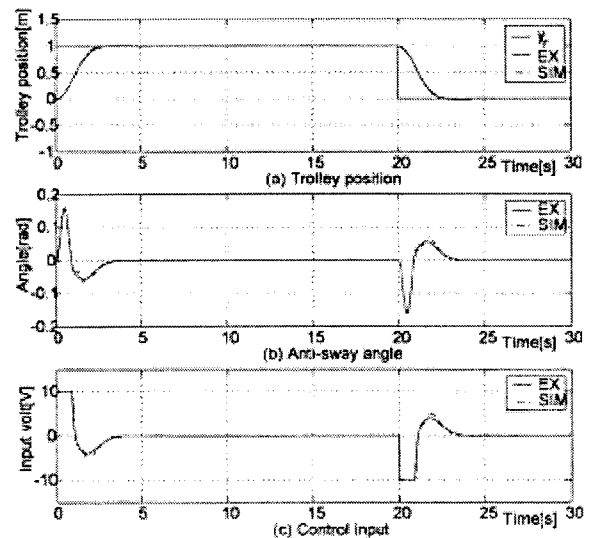


Fig. 9 Step response and control input using the LQ controller (Cargo mass 0.7344[kg])

Fig. 9는 파라미터 변화량을 0.7344[kg]인 경우, 목표위치 정정시간은 2.7초로 비슷하게 나타나고 실험장치에서는 $0.01[\text{rad}]$ 크기의 오버슈트가 발생된다. 컨테이너 화물의 흔들림 각도는 최대 $0.16[\text{rad}]$ 으로 동일하다. LQ 제어기에서는 2.8초, 실험장치는 3.4초에 흔들림 각도가 $0[\text{rad}]$ 이 된다. 직류모터에 인가되

는 제어전압은 목표위치를 변경할 때 10[V]를 나타내는 것을 제외하고 -4~-5[V]로 인가되고 있다.

4.4 외란과 파라미터 변화에 대한 검토

불형 크레인 시스템에서 운전 중에 여러 가지 외란이 기해질 수 있으며 이러한 외란이 전체적인 제어 성능에 영향을 미치기 때문에 외란에 대해서도 강인한 제어기를 설계해야 하는 필요성이 대두된다. 따라서 외란과 파라미터 변화가 동시에 초래될 경우에 제어기 출력이 정상편차 없이 계단상 기준입력을 잘 추종할 수 있다는 것을 보이기 위해 파라미터 변화량을 각각 0.0763[kg], 0.7344[kg]일 때 제어시작 후 1초와 10초 그리고 21초에 컨테이너 화물이 급격히 흔들린다고 간주하여 $\pm 0.05[\text{rad}]$, $\pm 0.1[\text{rad}]$ 크기의 흔들림을 0.01초 동안 가하여 보았다. 1초와 10초에서의 외란은 트롤리가 전진할 때 진행방향과 같은 방향 즉, 컨테이너 화물이 흔들리는 방향으로 컨테이너 화물에 추가되는 경우이다. 21초에서의 외란은 트롤리가 후진할 때 진행방향과 같은 경우 즉, 컨테이너 화물의 흔들림 방향과 같은 방향으로 컨테이너 화물에 작용하는 경우이다.

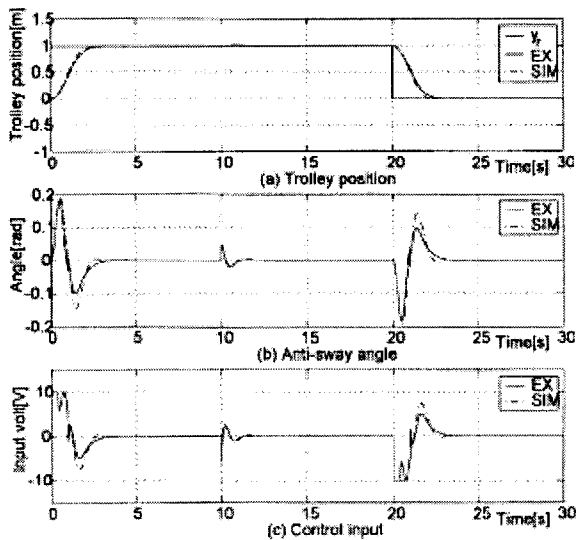


Fig. 10 Step response and control input using the LQ controller (Disturbance $\pm 0.05[\text{rad}]$, Cargo mass 0.0763[kg])

Fig. 10은 외란을 $\pm 0.05[\text{rad}]$, 파라미터 변화량을 0.0763[kg]인 경우, 목표위치 도달시간이 2.4초로 실험장치의 3초에 비해 0.6초 더 빠르다. 컨테이너 화물의 최대 흔들림 각도는 0.194[rad], 0.184[rad]이고 흔들림 제거시간은 2.5초, 3.4초로 LQ 제어기가 우수하

게 나타나지만 약간의 오버슈트가 생기는 것을 볼 수 있다. 또한 10초에 $\pm 0.05[\text{rad}]$ 크기의 외란을 줄 때 LQ 제어기에서는 0.005[rad] 크기의 오버슈트가 발생되고 흔들림 제거시간은 12.2초, 11.2초로 실험장치가 우수하다.

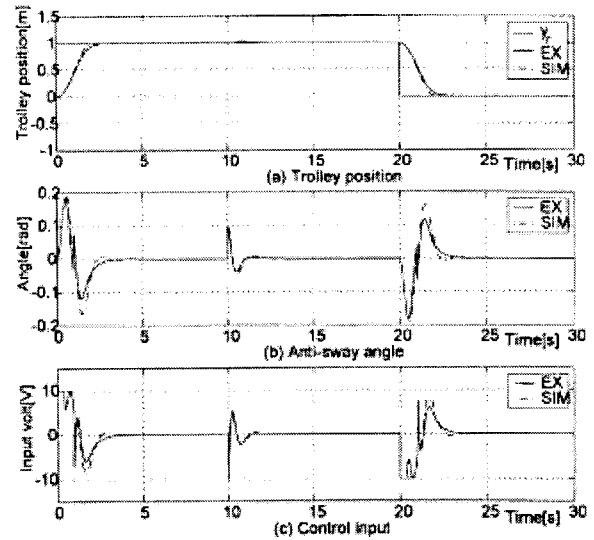


Fig. 11 Step response and control input using the LQ controller (Disturbance $\pm 0.1[\text{rad}]$, Cargo mass 0.0763[kg])

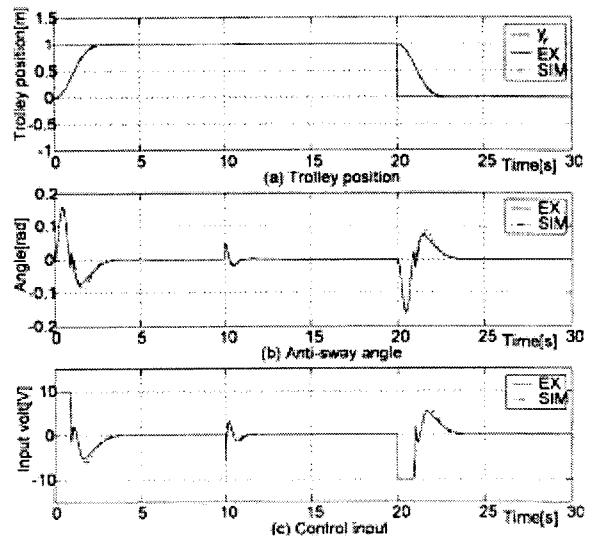


Fig. 12 Step response and control input using the LQ controller (Disturbance $\pm 0.05[\text{rad}]$, Cargo mass 0.7344[kg])

Fig. 11은 외란을 $\pm 0.1[\text{rad}]$, 파라미터 변화량을 0.0763[kg]인 경우, 목표위치 도달시간이 2.2초로 실험장치의 2.8초에 비해 더 빠르고 오버슈트나 정상편

차 없이 안정하며 두 결과의 최대 흔들림 각도는 0.184[rad], 0.194[rad]으로 약간의 차이를 보이고 있다. 컨테이너 화물의 흔들림 정지시간은 LQ 제어기, 실험장치는 각각 2.8초, 3.4초이며 LQ 제어기에서는 0.01[rad] 크기의 오버슈트가 생기는 것을 볼 수 있다. 또한 10초에 가한 외란에 대해 LQ 제어기는 0.01[rad] 크기의 흔들림이 발생하고 흔들림 제거시간은 12.2초, 11.2초로 실험장치가 우수하게 나타난다. 직류모터에 인가되는 제어전압은 외란의 크기에 따라 외란 발생시 인가되는 전압이 상승하고 있다.

Fig. 12와 Fig. 13은 Fig. 10과 Fig. 11의 결과와 비슷하게 나타난다.

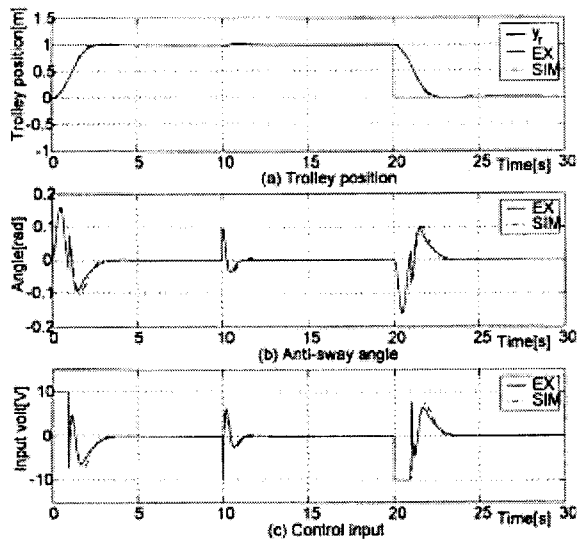


Fig. 13 Step response and control input using the LQ controller (Disturbance ± 0.1 [rad], Cargo mass 0.7344[kg])

5. 결 론

본 연구에서는 범형 크레인의 생산성 효율을 높이기 위해서 트롤리를 고속으로 주행시키고 트롤리가 목표위치에 도달했을 때 컨테이너 화물의 흔들림을 가능한 빨리 제어하도록 하는 LQ 제어기의 설계 기법을 제안하였고, 다양한 방법으로 시뮬레이션 및 실험장치에 의한 결과를 비교·검토하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 개단상의 목표위치 변경에 대하여 추종성능이 양호하며 빠른 응답특성을 가진다.
2. 돌풍과 같은 강한 외란과 컨테이너 화물의 질량 변화로 야기되는 시스템의 파라미터 변화에 대해

서도 적응성이 있고 강인하다.

3. 시뮬레이션과 실험장치에 의한 결과를 비교할 때 만족한 결과를 얻을 수 있었다.

본 연구에서 제안한 범형 크레인의 LQ 제어기를 이용하여 산업현장에서 사용되는 크레인에 적용할 수 있다는 결론을 얻었다. 따라서 크레인을 사용하는 작업현장의 안전과 빠른 시간 내에 화물을 이송할 수 있으므로 생산성 향상에 큰 도움을 줄 것으로 사료된다.

참고 문헌

1. R. C. Goertz, 1957, "United State Patent Office 2806610".
2. J. S. Kerkerinck and W. Trautnitz, 1966, "Siemens, Z.", Vol. 40, No. 7, pp. 522.
3. 윤지섭, 박병석, 이재실, 1990, "무진동 크레인을 이용한 흔들림 제어에 관한 연구", KACC, Vol. 1, pp. 292~297.
4. 홍금식, 이신섭, 1995, "크레인 진자계의 최적제어", 대한기계학회춘계학술대회논문집, pp. 832~837.
5. 정승현, 박정일, 1997, "피지제어기를 이용한 크레인의 진동억제 및 위치제어", 제어·자동화·시스템공학회 논문지, Vol. 3, No. 3, pp. 435~442.
6. 홍금식, 손성철, 이만형, 1997, "컨테이너 크레인의 흔들림 제어", 제어·자동화·시스템공학회논문지, Vol. 3, No. 1, pp. 23~30.
7. 신민생, 1995, "다변수 제어계 설계법을 이용한 컨테이너 크레인의 운전자동화에 관한 연구", 부경대학교 공학박사학위논문.
8. 임태승, 1992, "최소 진동을 유지하는 천정 크레인의 위치제어", 한국과학기술논문집.
9. 김용석, 2002, "대달린 부하의 흔들림 억제를 위한 비전 시스템을 사용하지 않는 제어 시스템", 서울대학교 공학박사학위논문.