

트랜스퍼 크레인의 고정도 주행제어에 관한 연구 : 2자유도 서보계 설계법을 이용한 제어계 설계 및 실험적 연구

김영복* · 이권순** · 한승훈***

*부경대학교 공과대학 기계공학부

**동아대학교 공과대학 전기공학과

***동아대학교 대학원

An Experimental Study on the Accurate Tracking Control of a Transfer Crane Based on the 2DOF Servosystem Design Approach

YOUNG-BOK KIM*, KWON-SOON LEE** AND SEONG-HOON HAN***

*Faculty of Engineering, Pukyong National University, Busan, Korea

**Dept. of Electric Engineering, Dong-A University, Busan, Korea

***Graduate School, Dong-A University, Busan, Korea

KEY WORDS: Rail-mounted gantry crane RMGC, Rubber-tired gantry crane RTG, Automated container terminal 자동화 컨테이너 터미널, Two-degree-of-freedom(2DOF) servosystem 2자유도 서보계 설계법, Tracking control 주행제어

ABSTRACT: The most important thing in a container terminal is to handle the cargo effectively in the limited time available. To achieve this objective, many strategies have been introduced and applied. To create an automated container terminal, it is necessary for the cargo handling equipment to be equipped with more intelligent control systems. From the middle of the 1990's, automated rail-mounted gantry cranes (RMGC) and rubber-tired gantry cranes (RTG) have been widely used to handle containers in yards. Recently, many pieces of equipment, like CCD cameras and sensors, have been mounted in these cranes to cope with the automated terminal environment. In this paper, we try to support the development of more intelligent automated cranes, which allow for more effective cargo handling in yards. For this purpose, the modeling, tracking control, anti-sway system design, skew motion suppressing, and complicated motion control and suppressing problems must be considered. Especially, in this paper, the system modeling and a new tracking control approach are discussed, and an experimental study is performed based on a two-degree-of-freedom (2DOF) servosystem design.

1. 서 론

최근 항만 운영환경은 초대형 컨테이너선박에 효율적으로 대응함으로써 항만능력과 그 효율성을 배가시켜 국제경쟁력을 얻고자 하는데 집중적인 노력을 하고 있다. 국제적 경쟁력을 갖춘 항만으로서의 가장 기본적인 요건은 신속한 물류처리능력을 갖춘 제반시스템을 기반으로 한 효율적 항만환경 구축이다.

이러한 능력을 확보하기 위해 지금까지 많은 연구기술개발이 이루어져 그 결실도 다양하게 보고되고 있으나 가장 기본적인 것이 컨테이너 크레인의 Anti-sway 시스템 설계이다(김영복과 손유식, 2000; 김영복과 정용길, 200; 김영복과 채규훈, 2003; 김영복등, 2005; 박경택 등, 2004; Kim et al., 2004; kim et al., 2005; Lee, 2004). 그것은 컨테이너 크레인이 항만에서 컨테이너를 선박에서 트럭으로 혹은 트럭에서 선박으로 하역 또는 선적하는데 필요한 장비이며, 짧은 시간에 가능한 많은 컨테이너 물량을 처리해야 하는데 중요한 역할을 하기 때문이다. 컨테이너를 처리

하기 위한 크레인에는 용도에 맞게 형태도 다양하고 그 크기도 여러 가지이다. 이러한 크레인을 이용하여 신속하고 정확하게 화물을 처리하기 위해서는 컨테이너를 포함한 스프레더부의 흔들림을 효과적으로 억제하는 것이 가장 중요하다. 컨테이너를 파지하기 위한 스프레더가 로프에 종속되어 있는 한 이송과정에서 흔들림은 필연적으로 발생할 수밖에 없다.

크레인 운전시에는 Sway-motion 뿐 만 아니라 Skew-motion 등 하역작업을 지연시키는 다양한 장애운동이 발생한다. 특히 RMGC(Rail-mounted gantry crane) 및 RTG(Rubber-tired gantry crane)는 크레인 자체가 독립적으로 이동하면서 화물을 처리하는 장치이다. 독립적인 이동성을 갖추고 있기 때문에 항만에서 그 역할의 중요성도 더욱 높아지고 있다. 반면 레일 또는 타이어를 이용한 이송장치를 갖고 있기 때문에 컨테이너 처리작업 중 발생하는 흔들림의 형태도 다양할 수밖에 없다. 따라서 자동화 터미널의 효율적 운영을 위해서는 RMGC 및 RTG의 화물처리능력을 향상시키는 기술개발은 필연적이라 할 수 있다. RMGC 및 RTG는 무인화 운전시스템 구축을 위해 가장 우선적으로 고려되어야 할 제어대상 중 하나이다. 이를 위해 본 연구에서는 RTG의 주행제어 문제에 대해 고찰한다.

교신저자 김영복 : 부산광역시 남구 용당동 산100

051-620-1584 kpjiwoo@pknu.ac.kr

우선 이송 중 고려해야 할 다양한 동적특성을 표현한 모델을 기초로 하여 제어계를 설계하고 정확한 위치제어를 실현하기 위한 제어알고리즘을 구축한다. 본 연구에서는 추종제어 성능이 우수한 2자유도 서보계 설계법에 따라 제어계를 설계하고 실험을 통해 제어시스템의 유효성을 확인한다.

2. 제어대상 및 시스템 표현

2.1 모델링

본 연구에서 고려하고 있는 운동해석 및 제어대상은 Fig. 1에 나타난 것과 같이 고무타이어에 의해 이송작업이 이루어지는 RTG이다. 이송을 위해 양측의 타이어에 모터가 장착되고 이송거리 및 속도검출을 위한 엔코더 및 거리센서(초음파)가 설치된다. 그리고 트롤리 운동계측 및 제어시스템과 스프레더 운동 계측 및 제어시스템 등이 적절하게 배치된다.

이와 같은 준비아래

- i. 제어계설계를 위한 필요한 동적특성이 잘 표현된 모델구축
 - ii. 고정도 주행제어 알고리즘 개발
 - iii. 컨테이너 흔들림을 최대한 억제하는 고속 고정도 주행제어 알고리즘 개발
- 을 위한 기초연구를 수행한다.

Fig. 1 및 Fig. 2에 나타난 RTG는 독립된 2개의 모터에 의해 이동되는 특징 때문에 그 만큼 다양한 운동특성이 구해진다.

Fig. 2의 (a)와 (b)로부터 다음의 Lagrange 운동방정식을 이용하여 크레인의 운동방정식을 유도한다.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial \mathcal{J}}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial \mathcal{J}}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} = u_i, \quad (i = 1, \dots, p) \quad (1)$$

여기서 \mathcal{J} : 운동에너지, D : 손실에너지, U : 위치에너지이며 q_i 는 일반화좌표를 나타낸다.

우선 Fig. 2에서 크레인 구조물의 무게중심에 대한 좌표를 (x_G, y_G) , 컨테이너의 무게중심좌표를 (x_{G1}, y_{G1}) 라고 하면

$$\begin{cases} x_G = x_e + (h/2)\sin\theta_1 \\ y_G = (h/2)\cos\theta_1 \end{cases}, \quad (2)$$

$$\begin{cases} x_{G1} = x_e + h\sin\theta_1 + l_r T \sin\theta_2 \approx l_r \sin\theta_2 \\ y_{G1} = h\cos\theta_1 - l_r \cos\theta_2 \approx h - l_r \cos\theta_2 \end{cases}, \quad (\theta_1 \ll \theta_2)$$

로 나타낼 수 있고 운동에너지, 손실에너지 및 위치에너지를 다음과 같이 정리할 수 있다.

[운동에너지]

$$\mathcal{J} = \frac{1}{2} M (\dot{x}_G^2 + \dot{y}_G^2) + \frac{1}{2} J_1 \dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2} m (\dot{x}_{G1}^2 + \dot{y}_{G1}^2) + \frac{1}{2} J_2 \dot{\theta}_3^2 \quad (3)$$

[손실에너지]

$$D = \frac{1}{2} D_e \dot{x}_e^2 + \frac{1}{2} D_1 \dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2} D_2 \dot{\theta}_2^2 + \frac{1}{2} D_3 \dot{\theta}_3^2 \quad (4)$$

[위치에너지]

$$U = \frac{1}{2} Mgh \cdot \cos\theta_1 + mg(h - l_r \cdot \cos\theta_2) + \frac{1}{2} K_e x_e^2 + \frac{1}{2} K_3 \theta_3^2 \quad (5)$$

이때 식(1)의 Lagrange 운동방정식에서, 일반화좌표 q_i 를 $\theta_1, \theta_2, \theta_3, x_e$ 라 두면 대상 크레인의 운동방정식은 다음과 같이 계산된다.

$$\left(\frac{1}{4} Mh^2 + J_1 \right) \ddot{\theta}_1 + D_1 \dot{\theta}_1 - \frac{1}{2} Mgh \sin\theta_1 + \frac{1}{2} Mh \cos\theta_1 \ddot{x}_e = 0 \quad (6)$$

$$ml_r^2 \ddot{\theta}_2 + D_2 \dot{\theta}_2 + mgl_r \sin\theta_2 + ml_r \cos\theta_2 \ddot{x}_e = T - T_d \quad (7)$$

$$J_2 \ddot{\theta}_3 + D_3 \dot{\theta}_3 + K_3 \theta_3 = T_2 - T_1 \quad (8)$$

$$(M+m) \ddot{x}_e + D_e \dot{x}_e + K_e x_e + \frac{1}{2} Mh (\cos\theta_1 \ddot{\theta}_1 - \sin\theta_1 \dot{\theta}_1^2) + ml_r (\cos\theta_2 \ddot{\theta}_2 - \sin\theta_2 \dot{\theta}_2^2) = F_1 + F_2 \quad (9)$$

여기서 x_1 은 크레인 좌측 구동부 중심의 이동거리, x_2 는 우측 구동부 중심의 이동거리, x_e 는 무게 중심부의 이동거리를 나타내며 각 파라미터는 다음과 같은 상관관계로 표현된다.

$$\begin{aligned} x_e &= x_1 + l_1 \theta_3 \\ &= x_2 - (l - l_1) \theta_3 \end{aligned} \quad (10)$$

$\theta_1 \ll \theta_2$ 및 θ_2 가 충분히 작은 값이라 두고 위의 식 (1)~(10)을 정리하면 다음의 선형방정식 (11)~(14)가 구해진다.

$$\ddot{x}_e = - \frac{D_e}{(M+m)} \dot{x}_e - \frac{K_e}{(M+m)} x_e + \frac{1}{(M+m)} (F_1 + F_2) \quad (11)$$

$$\ddot{\theta}_1 = - \frac{D_1}{(1/4Mh^2 + J_1)} \dot{\theta}_1 + \frac{1/2Mgh}{(1/4Mh^2 + J_1)} \theta_1 \quad (12)$$

$$\ddot{\theta}_2 = - \frac{D_2}{ml_r^2} \dot{\theta}_2 - \frac{g}{l_r} \theta_2 - \frac{1}{l_r} \ddot{x}_e \quad (13)$$

$$\ddot{\theta}_3 = - \frac{1}{J_2} D_3 \dot{\theta}_3 - \frac{1}{J_2} K_3 \theta_3 + \frac{1}{J_2} (T_1 - T_2) \quad (14)$$

위의 식에서 각 파라미터는 다음과 같이 정의된다.

T : Moving-mass에 의한 컨테이너 흔들림 억제력

T_d : 컨테이너 흔들림 발생 외란

F_1, F_2 : 좌·우측 구동모터에서 발생하는 힘

T_1, T_2 : F_1, F_2 에 의한 발생 모멘트

M : 트랜스퍼 크레인 질량

m : 컨테이너를 포함한 스프레더부 질량

D_1, D_2, D_3, D_e : 트랜스퍼 크레인 운동에서의 댐핑 상수

K_1, K_2, K_3, K_e : 트랜스퍼 크레인 운동에서의 스프링 상수

l : 트랜스퍼 크레인 폭

l_r : 로우프 길이

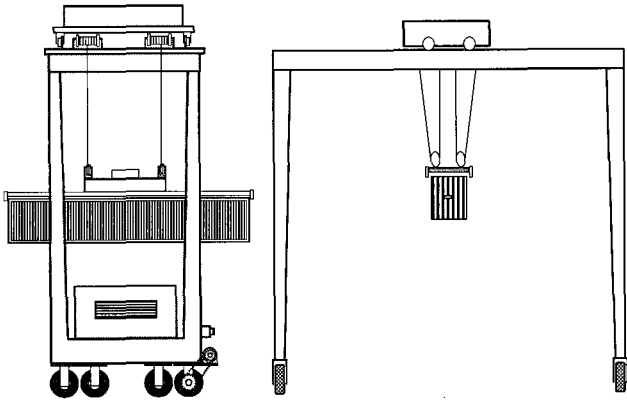
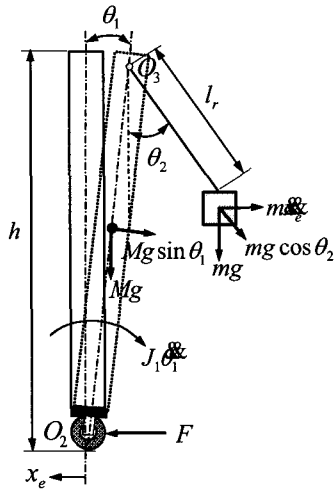
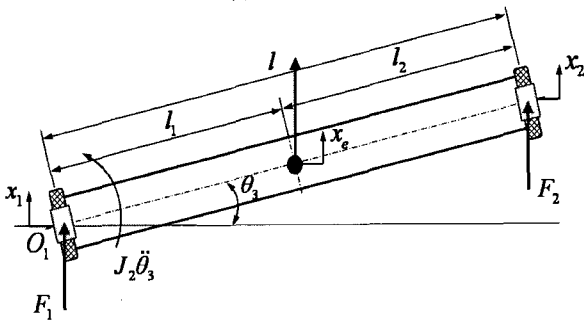


Fig. 1 A transfer crane(RTG)



(a) Side view



(b) Top view

Fig. 2 A schematic diagram for analysing system dynamics

J_1, J_2 : 관성모멘트

$\theta_1, \theta_2, \theta_3$: 회전 각

이것으로부터 전체시스템에 대한 상태방정식을 표현하도록 한다.

2.2 전체 시스템 표현

1절에서 구한 모델을 상태방정식으로 표현하면 다음 식으로

나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu + B_w w + B_d d \\ y &= Cx + Du \end{aligned} \quad (15)$$

식 (10)으로부터 $x = [\dot{x}_1 \ x_1 \ \dot{x}_2 \ x_2 \ \dot{\theta}_1 \ \theta_1 \ \dot{\theta}_2 \ \theta_2 \ \dot{\theta}_3 \ \theta_3]$, $B = [B_1 \ B_2]$, $B_w = T$, $B_d = T_d$, $u = [u_1 \ u_2] = [F_1 \ F_2]$ 로 쓴다.

각 구동모터의 입력전압을 v_1, v_2 , 모터 토크상수를 K_{m1}, K_{m2} 라 하면 구동력은 $[F_1 \ F_2] = [K_{m1}v_1 \ K_{m2}v_2]$ 와 같이 나타낼 수 있고 식 (15)로 표현된 상태방정식의 각 계수행렬은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} A &= \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \\ B_1 &= \left[\left(\frac{1}{(M+m)} + \frac{l^2}{J_2} \right) 0 \left(\frac{1}{(M+m)} + \frac{l_1(l-l_1)}{J_2} \right) 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ -\frac{l}{J_2} \ 0 \right]^T \cdot K_{m1} \\ B_2 &= \left[\left(\frac{1}{(M+m)} + \frac{(l-l_1)l_1}{J_2} \right) 0 \left(\frac{1}{(M+m)} + \frac{(l_1-l)^2}{J_2} \right) 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ \frac{l}{J_2} \ 0 \right]^T \cdot K_{m2} \\ B_w &= [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1/ml_r^2 \ 0 \ 0 \ 0] \\ B_d &= -B_w \\ C &= [0 \ 1 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0] \quad D = [0] \end{aligned} \quad (16)$$

위의 식 (16)에서 행렬 A의 요소행렬은 각각 다음과 같이 계산된다.

$$\begin{aligned} A_{11} &= \begin{bmatrix} \frac{D_r}{(M+m)} - \frac{K_r}{(M+m)} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{D_r}{(M+m)} - \frac{K_r}{(M+m)} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{D_r}{(M+m)} & -\frac{K_r}{(M+m)} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{D_1}{(1/4 Mh^2 + J_1)} \end{bmatrix} \\ A_{12} &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & -l_1 \left(\frac{D_r}{M+m} - \frac{D_3}{J_2} \right) & -l_1 \left(\frac{K_r}{M+m} - \frac{K_3}{J_2} \right) \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{D_r(l_1-l)}{(M+m)} + \frac{D_3(l_1-l)}{J_2} & -\frac{K_r(l_1-l)}{(M+m)} + \frac{K_3(l_1-l)}{J_2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1/2 h M g}{(1/4 Mh^2 + J_1)} & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \\ A_{21} &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{D_2}{m l_r^2} & -\frac{g}{l_r} & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{D_3}{J_2} & -\frac{K_3}{J_2} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}, \quad A_{22} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{D_2}{m l_r^2} & -\frac{g}{l_r} & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\frac{D_3}{J_2} & -\frac{K_3}{J_2} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (17)$$

만일 제어대상에 대해 주행 중의 컨테이너 흔들림 문제는 고려하지 않고 주행제어문제 만 고려한다면 식 (15)~(17)으로 표현된 상태방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{x}_r &= A_r x_r + B_r u \\ y_r &= C_r x_r + D_r u \end{aligned} \quad (18)$$

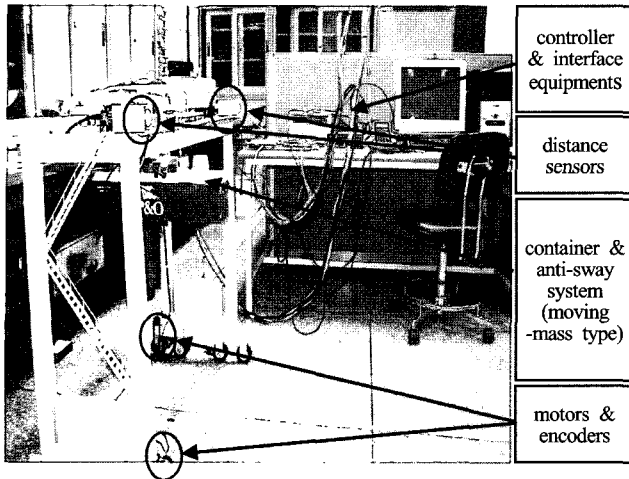


Fig. 3 Pilot plant for experiment

Table 1 Specification of the plant model

Items	Spec.
Scale	1/24
Trolley winding speed	0.150 [m/sec]
Crane moving speed	0.100 [m/sec]
Height of crane	1.013 [m]
Width of crane	1.010 [m]
Weight of spreader part with container	0.134 [kg]
Total weight of crane	1.060 [kg]

Table 2 Estimated parameter values

Parameter	Value	Parameter	Value
D_2	10.598 [N · s/m]	K_e	148.587 [N/m]
D_e	21.311 [N · s/m]	J_2	0.530 [m · s ²]
K_{m1}	1.853 [N · m/V]	l	1.010 [m]
K_{m2}	1.853 [N · m/V]	l_r	0.505 [m]
K_2	69.989 [N/m]		

여기서, $x_r = [x_1 \ x_1 \ \dot{x}_2 \ x_2 \ \dot{\theta}_3 \ \theta_3]^T$, $B_r = [B_{r1} \ B_{r2}]$ 입력 $u = [u_1 \ u_1] = [v_1 \ v_2]$ 이고 상태방정식의 각 계수행렬은 식 (17) 및 (18)로부터 적절하게 표현할 수 있다.

3. 주행제어시스템 설계

3.1 파라미터 추정

제어계를 설계하기위해 먼저 식 (16) 및 (17)에 나타낸 시스템 표현에서, 각각의 파라미터를 계산과 실험으로 추정하였다. Fig.

3의 실험장치에 대해 실험과 시뮬레이션을 통해 제어대상의 각 미지 파라미터를 추정하였으며 그 추정값을 Table 2에 나타내었다.

이것으로부터 주행제어를 위한 제어계를 설계하도록 한다.

본 논문에서는 RTG의 가장 기본적인 주행제어 문제, 즉 식 (17)과 (18)로 표현된 제어대상에 대해 위치제어계를 설계한다. 이때 구조는 단순하지만 강인한 목표치 추종성능을 갖는 2자유도 서보계 설계법(Fujisaki and Ikeda, 1991; Kim et al., 1996)을 이용하며 우선 이에 대해 간단히 서술한다.

3.2 2자유도 서보계(2DOF servo-system)

제어계 설계에 있어서 가장 기본적인 문제 중의 하나는 제어대상의 모델링 오차나 외란이 존재함에도 불구하고 목표신호에 오차없이 추종하도록 제어계를 설계하는 것이다. 이것을 강인서보문제(Robust servo problem)라고 한다. 그래서 본 논문에서 이용하는 제어계 설계법은 정상상태에서 뿐 만 아니라 과도상태에 있어서도 강인성이 확보되는 서보계 설계법이다.

그런데 2자유도 서보계 설계법은 기본적으로 상태피드백시스템이며 모든 상태정보를 필요로 한다. 실험단계에서 모든 상태정보를 이용한다는 것은 어렵기 때문에 최소한의 출력정보와 상태추정을 통한 상태정보를 이용하는 것이 필요하다. 따라서 실험장치에 부착된 거리센서를 이용한 정보이외의 상태정보는 관측기(Observer)로부터 추정하도록 한다.

이를 위해 Fig. 4와 같이 관측기를 도입한 2자유도 서보계를 구성한다. 이때 상태 x_r 에 대한 추정값을 \hat{x}_r 이라 두면 동일차원관측기는 다음 식으로 표현된다.

$$\dot{\hat{x}}_r(t) = A_r \hat{x}_r(t) + B_r u(t) - L \{y_r(t) - C_r \hat{x}_r(t)\} \quad (18)$$

이때 L 은 $A_r + LC_r$ 을 안정하게 하는 이득이다. 최적제어이론 및 LMI등의 해석기법을 이용하면 사양에 맞는 적당한 이득을 구할 수 있다. 각 이득의 계산에 있어서의 시스템 안정성 등에 관한 이론은 이미 보고된바 있다(Kim et al., 1996).

결국 Fig. 4의 관측기를 갖는 2자유도 서보계를 구축하기 위해 계산된 각 행렬은 다음과 같다.

$$F_0 = \begin{bmatrix} -0.6557 & -9.1296 & -0.0435 & 0.1881 & 1.2901 & -0.0015 \\ -0.0662 & -0.1824 & -0.6655 & -9.1300 & -1.3087 & 0.0015 \end{bmatrix} \quad (19)$$

$$F_{1s} = \begin{bmatrix} -0.1283 & -2.5998 & -0.0540 & -1.0708 & 0.1096 & -0.0793 \\ -0.0541 & -1.0708 & -0.1194 & -2.4248 & -0.1115 & 0.0774 \end{bmatrix} \quad (20)$$

$$H_0 = \begin{bmatrix} 9.1361 & -0.1855 \\ 0.1852 & 9.1361 \end{bmatrix} \quad (21)$$

$$G_0 = \begin{bmatrix} 0.0182 & -0.0037 \\ 0.0037 & 0.1824 \end{bmatrix} \quad (22)$$

$$L = \begin{bmatrix} -128.8240 & -127.9011 \\ -10.0000 & -10.0000 \\ -126.7046 & -125.7623 \\ -0.1000 & -0.1000 \\ 84.7891 & 72.4054 \\ -1.0000 & -1.0000 \end{bmatrix} \quad (23)$$

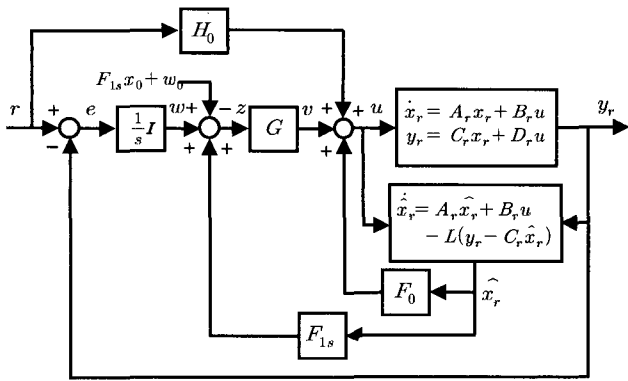


Fig. 4 2DOF(two-degree-of-freedom) servosystem incorporating an observer

그리고 위의 행렬들은 최적제어이론에 따라 계산되었으며 전체 서보계에 대한 어떤 평가함수를 최소로 하는 행렬들이다. 이때 평가함수에 도입된 중량함수(Weighting function)는 다음과 같다.

$$R = \begin{bmatrix} 6 & 0 \\ 0 & 6 \end{bmatrix}, \quad Q = \begin{bmatrix} 100 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 500 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 100 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 500 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0.005 \end{bmatrix} \quad (24)$$

4. 실험

3장에서 소개한 2자유도 서보계 설계법에 따라 설계된 제어기를 이용하여 실험을 수행하였다.

실험방법은 두개의 구동모터를 액추에이터로 하고 Fig. 4에 주어진 제어계에 따라 계산된 제어신호를 모터에 인가한다. 그리고 이동거리는 초음파센서를 이용하여 측정한다. 초음파센서는 Fig. 3에 나타낸 것과 같이 크레인의 상부 양측에 설치하였다.

이와 같은 실험준비에 따라 크레인 주행실험결과를 Fig. 5와 Fig. 6에 나타내었다.

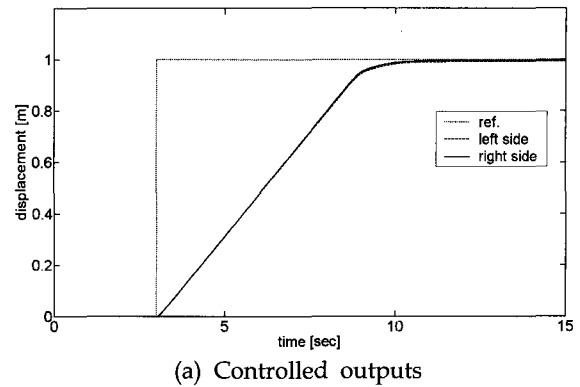
Fig. 5의 (a)는 스텝상의 목표신호(1m 전진)를 시각 3초 지점에서 인가하였을 때의 응답(크레인 이동거리)이며 (b)는 제어입력(전압)을 나타내고 있다.

(c)와 (d)는 0.5m에서 1m까지 일정시간간격을 두고 주행할 때의 이동거리와 제어입력을 나타내고 있다.

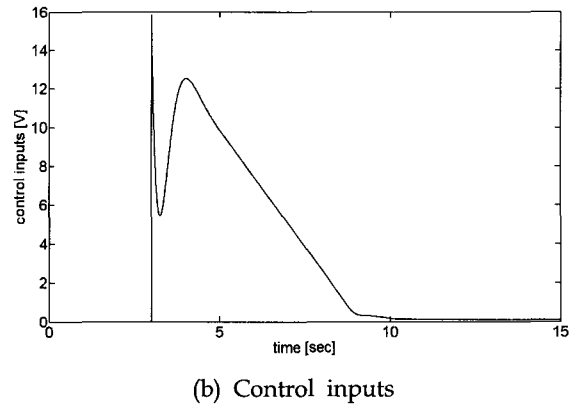
위 세가지 실험결과를 통해 알 수 있듯이 주어진 목표치에 양호하게 추종하고 있음을 확인할 수 있다.

그리고 Fig. 6은 주행중 혹은 목표치에 도달한 후 어떠한 외부적 요인에 의해 방해를 받았을 경우를 가정한 외란응답특성을 나타내고 있다. 즉, 목표치(0.5m)에 도달한 후 외란을 인가하여 목표치를 벗어나게 했을 때의 외란제거 능력을 나타내고 있다. 두 번에 걸쳐 외란을 인가하였으며 응답특성으로부터 외란에 대한 강인한 제어성능을 확인할 수 있다.

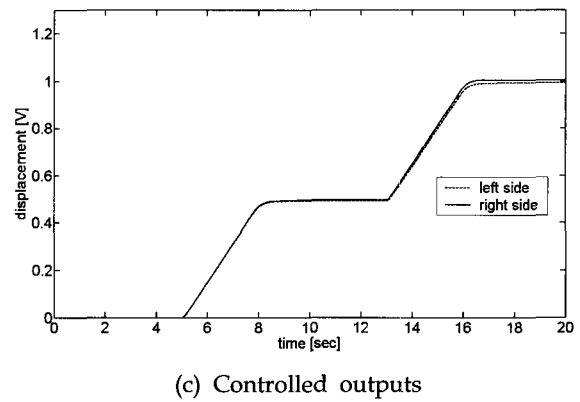
본 연구에서는 컨테이너부의 흔들림을 고려하지 않고 크레



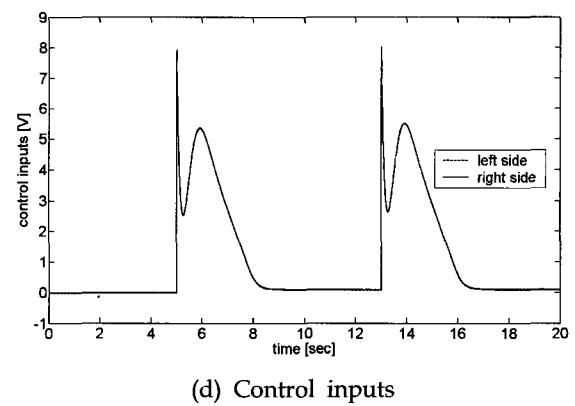
(a) Controlled outputs



(b) Control inputs



(c) Controlled outputs



(d) Control inputs

Fig. 5 Step responses

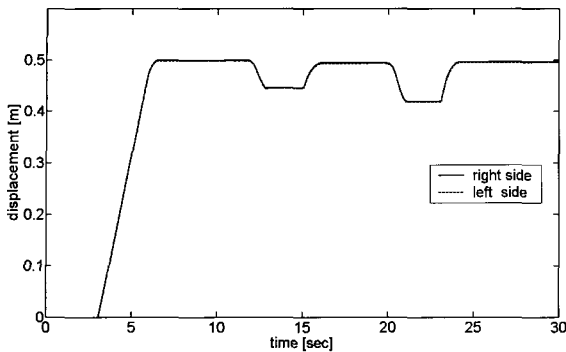


Fig. 6 Disturbance rejection performance

인의 추종문제에 대해서만 고려하고 있으나 크레인 운동시 발생하는 컨테이너부 흔들림 문제는 크레인을 출발시키고 정지시키기 위한 기술적인 방법을 동원하면 해결할 수도 있다. 따라서 크레인의 주행제어가 양호하게 수행되면 출발과 정지시의 이송 속도조절을 통해 피드포워드적인 방법이지만 컨테이너부의 흔들림은 어느 정도 억제할 수 있기 때문에 이 문제는 고려하지 않았다. 단 다양한 운영환경 및 자연적 외란 때문에 발생하는 흔들림을 억제하기 위해서는 보조로프를 이용하거나 부수적 장치를 설치하여 능동적으로 대처할 수 있는 새로운 전략을 수립해야 한다. 따라서 향후에는 본 연구에서의 실험결과를 참고하여 컨테이너 흔들림 최소화문제까지 고려한 제어기 설계 및 능동적 흔들림 억제문제까지 다루어질 것이다.

5. 결 론

본 연구에서는 항만 하역장비의 하나인 RTG의 운동제어문제에 대해 고찰하였다. 안벽용 크레인에 비해 상당히 다양한 흔들림이 발생하는 문제가 있으나 야드에서의 유용성 등으로 향후 다양한 형태의 개발이 가능할 장비 중 하나이다. 본 논문에서는 장비의 유용성과 효율성을 제고하기 위해 RTG에 대한 운동을 해석하고 모델링을 수행하였으며 구해진 모델을 대상으로 우선 주행제어문제에 대해 고찰하였다. RTG의 주행제어 문제는 장비운용상 가장 우선적으로 고려되어야 할 사항이고 신속한 물류처리를 위한 가장 기본적인 문제이다. 따라서 본 연구에서는 강인한 추종성능을 가진 2자유도 서보계 설계법을 이용하여 제어계를 설계하였다. 설계된 제어기를 이용하여 실험을 수행하였으며 실험결과로부터 양호한 추종성능을 확인하였다. 본 연구에서는 크레인의 이동에 있어서의 추종성능문제에 대해서만 고찰하였으나 향후에는 이동에 따른 컨테이너의 흔들림 발생억제 및 능동적 흔들림 억제문제 등을 고려한 제어계 설계법에 대해 논의될 것이다.

후 기

본 연구는 과학기술부 과학재단 목적기초연구(R01-2005-000-

10418-0) 지원으로 연구되었습니다.

참 고 문 헌

- 김영복, 손유식 (2000). "컨테이너 크레인의 흔들림 방지장치 개발에 관한 연구", 한국해양공학회지, 제14권, 제4호, pp 35-42.
- 김영복, 정용길 (2001). " H_{∞} Gain-Scheduling 기법을 이용한 컨테이너 크레인의 흔들림 제어에 관한 연구", 제어·자동화·시스템공학논문지, 제7권, 제7호, pp 559-556.
- 김영복, 채규훈 (2003). "크레인 스프레더의 Swing Motion 제어에 관한 연구", 한국동력기계공학회지, 제7권, 제3호, pp 54-60.
- 김영복, 문덕홍, 양주호, 채규훈 (2005). "동시최적화 설계기법을 이용한 항만용 크레인의 흔들림 제어계 설계", 한국해양공학회지, 제19권, 제3호, pp 66-73.
- 박경택, 박찬훈, 김두형, 신영재 (2004). "자동화 컨테이너 터미널을 위한 컨테이너 트랜스퍼 크레인의 안티 스웨이 시스템: Part I-기본구조, 모델링", 제어·자동화·시스템공학논문지, 제10권, 제11호, pp 1112-1118.
- 박경택, 박찬훈, 김두형, 신영재 (2004). "자동화 컨테이너 터미널을 위한 컨테이너 트랜스퍼 크레인의 안티 스웨이 시스템: Part II-모델 크레인 및 실험 검증", 제어·자동화·시스템공학논문지, 제10권, 제12호, pp 1287-1294.
- Fujisaki, Y. and Ikeda, M. (1991). "Synthesis of Two-Degree-of-Freedom Servosystems", Trans. SICE, Vol 27, No 8, pp 907-914.
- Kim, Y., Ikeda, M. and Fujisaki, Y. (1996). "Robust Stability and High-Gain Integral Compensation of Two-Degree-of-Freedom Servosystem", Trans. of SICE of Japan, Vol 32, No 2, pp 180-187.
- Kim, C.W, Hong, K.S. and Lodewijks, G. (2004). "Anti-Sway Control of Container Cranes : an active mass-damper approach", Proceedings of SICE Annual Conference, pp 939-944.
- Kim, Y.B., Kim, D.H., Jang, J.S. and Zhai, G. (2005). "Gain-Scheduling Approach to Mass Damper Type Anti-Sway System Design", Proc. of the 16th IFAC World Congress, We-A04-TP-7.
- Lee, H.H. (2004). "A New Design Approach for the Anti-Swing Trajectory Control of Overhead Cranes with High-speed Hoisting", International Journal of Control, Vol 77, No 10, pp 931-940.

2006년 9월 11일 원고 접수

2006년 9월 26일 최종 수정본 채택