

RTGC의 모델링 및 주행제어기 설계에 관한 연구

정지현* · 이동석** · 정정순*** · † 김영복

*,**,***부경대학교 대학원 제어기계공학과, † 부경대학교 기계시스템공학과 부교수

A Study on Modelling and Tracking Control System Design of RTGC(Rubber-Tired Gantry Crane)

Ji-Hyun Jeong* · Dong-Seok Lee** · Jeong-Soon Jeong*** · † Young-Bok Kim

*,**,***Graduate School of Pukyong National University, Busan 608-739, Korea

† Department of Mechanical System Engineering, Pukyong National University, Busan 608-739, Korea

요 약 : 컨테이너의 신속한 이송 및 처리는 작업시간 단축에 의한 비용절감을 의미하므로 항만에서는 가능한 작업효율을 향상시키기 위해 다양한 노력이 추진되고 있다. 1990년대 중반부터 RMGC 및 RTGC 등의 크레인이 개발되어 컨테이너 이송 및 적재를 위한 필수장비로 널리 이용되고 있다. 특히 RTGC는 타이어 구동방식이므로 주행환경에 크게 제약을 받지 않는 장점도 있으나, 타이어 슬립, 타이어에 의한 사시의 기울어짐 등 설정된 경로를 고정도로 주행해야 하는 목적달성에 장애가 되는 요인도 많아 레일 위를 주행하는 RMGC에 비해 자동화가 용이하지 않다. 이것은 무인 RTGC 시스템 구축을 어렵게 하는 가장 큰 요인이 되어 이와 관련한 기술개발 또한 미비한 수준에 이르고 있다. 따라서 본 논문에서 RTGC의 무인자동화에 있어서 가장 기초단계라고 볼 수 있는 수학적 모델링을 기반으로 한 고정도 주행제어기를 설계하고자 한다. 먼저 제어대상인 RTGC의 주행에 따른 운동특성을 분석하여 모델링을 수행한다. 기본적인 주행성능을 달성하기 위한 주행제어기를 설계하고 시뮬레이션을 통해 설계된 제어기의 유용성을 확인하도록 한다.

핵심용어 : RTGC, RMGC, 자동화 컨테이너 터미널, 주행제어, 2자유도 서보계

Abstract : To handle container effectively is one of the most important factors in a port because working time is linked soon into cost. Since the middle of 1990s, RMGC(Rail-Mounted Gantry Crane) and RTGC(Rubber-Tired Gantry Crane) have been developed and widely used to operate containers in the yard. The RTGC is more difficult than RMGC in the automatic control system design. Although, the RTGC is largely advantaged to free driving environment, it has some considerable disadvantages in the system operating. In general, the problems are due to tire slip and lack of tire pressure etc. Therefore, a desirable research result has not been shown in this time. So, in this paper, we propose a new approach to design tracking control system for the RTGC in which the mathematical modeling is included. From the simulation results, the control performance of the designed control systems is evaluated.

Key words : RTGC(Rubber-Tired Gantry Crane), RMGC(Rail-Mounted Gantry Crane), ACT(Automatic Container Terminal), tracking control, Two-degree-of-freedom(2DOF) servosystem

1. 서 론

최근 중국경제의 비약적 발전으로 우리나라 항만산업분야를 포함한 산업전반에 걸쳐 그 영향을 받고 있는 것이 사실이다. 특히 항만경쟁력제고를 통해 그러한 부담감을 해소하려는 노력은 지속적으로 추진되고 있다. 현실상 양적 성장보다는 질적 성장을 통한 경쟁력제고가 절실한 시점이므로 이를 위한 신기술 개발과 실용화 전략이 절대적 성장요인이라 할 수 있다. 국제적으로 경쟁력 있는 항만을 구축하기 위한 중요한 요건중 하나가 바로 물류의 신속한 처리라 할 수 있다. 따라서 컨테이너 크레인의 자동화는 항만운영시스템의 효율성을 향상시켜 글로벌 경

쟁력을 갖추기 위한 가장 기본적이고 중요한 요인이 된다.

항만에서 널리 쓰이는 컨테이너 처리용 크레인 중 RMGC(Rail-Mounted Gantry Crane) 및 RTGC(Rubber-Tired Gantry Crane)는 크레인 자체가 어느 정도 독립성(자율성)을 갖고 컨테이너를 처리할 수 있는 장치 중의 하나이다. 작업 중 흔들림 발생에 의한 작업지연문제발생 등의 단점이 있으나 무인화기술을 적용하여 자율적인 이동성 확보가 용이하기 때문에 항만에서의 중요성이 더욱 높아지고 있다. 따라서 항만자동화를 통한 효율성제고를 위해서는 RMGC나 RTGC의 화물 처리 능력을 향상시키는 기술개발이 당연한 사실이나 RMGC에 비해 RTGC의 자동화 수준 및 체계적인 연구개발은 아직 미비한 실

* 대표저자 : 연희원, bada@pknu.ac.kr 010)8488-4098

** 학생회원, lds_dong@naver.com 010)5158-6227

*** 학생회원, fuheaven@nate.com 017)564-0129

† 교신저자 : 연희원, kpjiwoo@pknu.ac.kr 051)629-6197

정이다. 따라서 본 연구에서는 RTGC의 무인화시스템 구축을 위한 기초연구로서 RTGC의 운동특성을 파악하고 수학적 모델링을 수행한다. 김 등(2006)은 RTGC 주행제어기설계문제에 있어서 직선주행문제에 대해서만 고찰하고 있다. 즉, 타이어로 주행이 이루어지는 RTGC의 특성(슬립 등)은 고려하지 않고 레일 위를 직선주행하는 RMGC 제어관점에서 고찰하고 있다.

이에 대해 본 논문에서는 설정된 경로를 따라 주어진 위치에 정확하게 이동시키는 가장 기본적인 목표를 달성하기 위한 제어시스템을 구축한다. 즉, 타이어 구동방식 크레인 특성상 발생할 수 있는 슬립 등의 다양한 문제를 고려하여 제어대상을 모델링하고, 외란 등에 강인하면서 설정된 경로를 고정도로 추종할 수 있는 제어기설계문제에 대해 고찰한다. 시뮬레이션을 통해 설계된 제어계의 유용성을 검증한다.

2. 제어대상 및 시스템 표현

2.1 모델링

본 연구에서 고려하고 있는 운동해석 및 제어대상은 Fig. 1에 나타낸 것과 같이 고무타이어로 이송작업이 이루어지는 RTGC이다. 이송을 위해 양측의 타이어에 구동용 모터가 장착되고 이송거리 및 속도검출을 위한 엔코더, 초음파센서 혹은 비전센서 등의 거리센서 및 운동특성 계측을 위한 각종센서가 설치된다. 이와 같은 준비아래 우선 대상 크레인의 다양한 운동을 적절하게 표현하는 수식모델을 구한다.

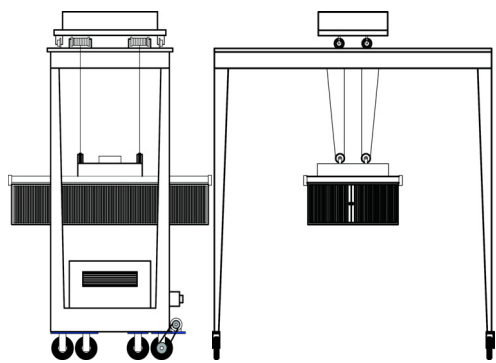
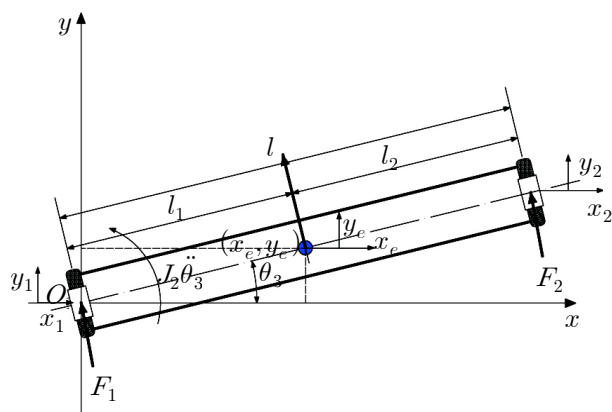


Fig. 1 Schematics of RTGC

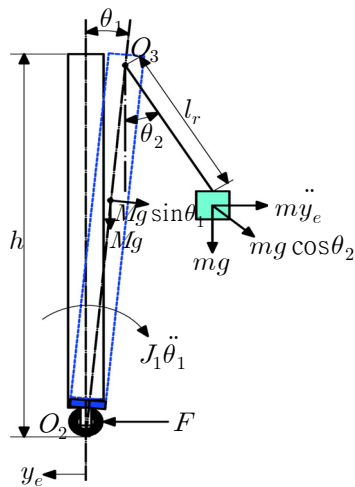
Fig. 2의 (a) 및 (b)는 제어대상 크레인의 모델링을 수행하기 위해 제어대상의 동적특성을 표현한 개략도이다. 특히 본 논문에서 고려하고 있는 크레인은 스프레더 흔들림을 억제하기 위해 Moving-Mass 형 스프레더 흔들림 억제장치를 탑재하고 있다.(김영복, 손유식, 2000; 김영복, 정용길, 2001; 손동섭 등, 2002; Kim et. al, 2005)

먼저 Fig. 2의 (a)와 (b)로부터 다음 식 (1)의 Lagrange 방정식을 이용하여 크레인의 운동방정식을 유도한다.

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



(a) Top view



(b) Side view

Fig. 2 A schematic diagram for analysing system dynamics

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

우선 Fig. 2에 표시한 것과 같이 크레인 구조물의 무게중심좌표를 (x_G, y_G) , 컨테이너의 무게중심좌표를 (x_{G1}, y_{G1}) 라고 하면

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

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

로 나타낼 수 있고 운동에너지는 식 (3), 손실에너지는 식 (4) 및 위치에너지는 식 (5)와 같이 구해진다.

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

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

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

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

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

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

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

$$(M+m)\ddot{x}_e + D_e\dot{x}_e + K_e x_e = -(F_1 + F_2)\sin\theta_3 \quad (9)$$

$$(M+m)\ddot{y}_e + D_e\dot{y}_e + K_e y_e = (F_1 + F_2)\cos\theta_3 \quad (10)$$

여기서 x_1, y_1 은 크레인 좌측 구동부 중심위치, x_2, y_2 는 우측 구동부 중심위치, x_e, y_e 는 크레인샤시 무게중심위치를 나타낸다. 이때 각 파라미터는 식 (11) 및 식 (12)와 같은 상관관계를 갖는다.

$$x_e = x_1 + l_1 = x_2 - (l - l_1) \quad (11)$$

$$y_e = y_1 + l_1\theta_3 = y_2 - (l - l_1)\theta_3 \quad (12)$$

이때 선형화된 모델을 구하기 위해 $\theta_1, \theta_2, \theta_3$ 는 충분히 작다고 하고 각 변수간의 곱으로 표현되는 비선형 항은 무시한다. 이와 같은 가정아래 위의 식 (1)~(12)을 정리하면 다음의 식 (13)~(17)가 구해진다.

$$\ddot{x}_e = -\frac{D_e}{(M+m)}\dot{x}_e - \frac{K_e}{(M+m)}x_e - \frac{1}{(M+m)}(F_1 + F_2)\theta_3 \quad (13)$$

$$\ddot{y}_e = -\frac{D_e}{(M+m)}\dot{y}_e - \frac{K_e}{(M+m)}y_e + \frac{1}{(M+m)}(F_1 + F_2) \quad (14)$$

$$\ddot{\theta}_1 = -\frac{D_1}{(1/4Mh^2 + J_1)}\dot{\theta}_1 + \frac{1/2Mgh}{(1/4Mh^2 + J_1)}\theta_1 \quad (15)$$

$$\ddot{\theta}_2 = -\frac{D_2}{ml_r^2}\dot{\theta}_2 - \frac{g}{l_r}\theta_2 + \frac{1}{ml_r^2}(T - T_d) \quad (16)$$

$$\ddot{\theta}_3 = -\frac{1}{J_2}D_3\dot{\theta}_3 - \frac{1}{J_2}K_3\theta_3 + \frac{1}{J_2}(T_2 - T_1) \quad (17)$$

위의 식에서 각 파라미터는 다음과 같이 정의된다.
 T : Moving-mass에 의한 컨테이너 흔들림 억제력

T_d : 컨테이너 흔들림 발생 외란

$F(F_1, F_2)$: 좌·우측 구동모터에서 발생하는 힘

T_1, T_2 : F_1, F_2 에 의한 발생 토크

M : RTGC 질량

m : 컨테이너를 포함한 스프레더부 질량

D_1, J_1, O_2 을 중심으로 한 회전운동에서의 댐핑상수 및 회전관성모멘트

D_2, O_3 를 중심으로 한 회전운동에서의 댐핑상수

D_3, K_3, J_2, O_1 을 중심으로 한 회전운동에서의 댐핑상수, 강성계수 및 회전관성모멘트

D_e, K_e : 크레인 주행운동에서의 댐핑상수 및 강성계수

l : 크레인 폭

l_r : 로우프 길이

$\theta_1, \theta_2, \theta_3$: 각 회전중심에서의 회전 각

2.2 전체시스템 표현

2.1에서 구한 모델을 상태방정식으로 표현하면 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu + B_w w + B_d d \\ y &= Cx + Du \end{aligned} \quad (18)$$

여기서 상태 $x = [\dot{x}_1, x_1, \dot{x}_2, x_2, \dot{y}_1, y_1, \dot{y}_2, y_2, \dot{\theta}_1, \theta_1, \dot{\theta}_2, \theta_2, \dot{\theta}_3, \theta_3]^T$, $B = [B_1, B_2]$, $w = T$, $d = T_d$, $u = [u_1, u_2] = [F_1, F_2]$, 이다. 이때 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 (18)로 표현된 상태방정식의 각 계수행렬은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$A = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{bmatrix} \quad (19)$$

$$B_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{(M+m)} - \frac{l_1^2}{J_2} & 0 & \frac{1}{(M+m)} + \frac{(l-l_1)l_1}{J_2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{l_1}{J_2} & 0 \end{bmatrix}^T \cdot K_{m1}$$

$$B_2 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{(M+m)} + \frac{l_1(l-l_1)}{J_2} & 0 & \frac{1}{(M+m)} - \frac{(l-l_1)^2}{J_2} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{(l-l_1)}{J_2} & 0 \end{bmatrix}^T \cdot K_{m2}$$

$$B_w = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1/ml_r^2 \ 0 \ 0 \ 0]^T$$

$$B_d = -B_w$$

$$C = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad D = [0]$$

위 식에서 행렬 A 의 요소행렬은 각각 다음과 같이 계산된다.

$$A_{11} = \begin{bmatrix} \frac{-D_e}{(M+m)} & \frac{-K_e}{(M+m)} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{-D_e}{(M+m)} & \frac{-K_e}{(M+m)} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{-D_e}{(M+m)} & \frac{-K_e}{(M+m)} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{-D_e}{(M+m)} \end{bmatrix}$$

$$\begin{aligned}
 A_{12} &= \begin{bmatrix} 0 & 0000 & 0 & -\frac{K_{m1}+K_{m2}}{(M+m)} \\ 0 & 0000 & 0 & 0 \\ 0 & 0000 & 0 & -\frac{K_{m1}+K_{m2}}{(M+m)} \\ 0 & 0000 & 0 & 0 \\ 0 & 0000 & \frac{-l_1 \cdot D_e}{(M+m)} + \frac{l_1 \cdot D_3}{J_2} & \frac{-l_1 \cdot K_c}{(M+m)} + \frac{l_1 \cdot K_3}{J_2} \\ 0 & 0000 & 0 & 0 \\ -\frac{K_c}{(M+m)} & 0000 & \frac{(l-l_1) \cdot D_e}{(M+m)} & \frac{(l-l_1) \cdot D_3}{J_2} & \frac{(l-l_1) \cdot K_c}{(M+m)} & \frac{(l-l_1) \cdot K_3}{J_2} \end{bmatrix} \\
 A_{21} &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \\
 A_{22} &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{D_1}{(1/4Mh^2+J_1)} & \frac{1/2Mgh}{(1/4Mh^2+J_1)} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{-D_2}{m_l^2} & \frac{-g}{l_r} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{-D_3}{J_2} & \frac{-K_3}{J_2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{20}$$

만일 스프레더 흔들림 문제는 고려하지 않고 주행제어문제만 고려한다면 식 (18)~(20)로 표현된 상태방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}
 \dot{x}_r &= A_r x_r + B_r u \\
 y_r &= C_r x_r + D_r u
 \end{aligned} \tag{21}$$

여기서 $x_r = [x_1 \ x_2 \ \dot{x}_1 \ \dot{x}_2 \ y_1 \ y_2 \ \dot{y}_1 \ \dot{y}_2 \ \theta_3 \ \dot{\theta}_3]^T$, $B_r = [B_{r1} \ B_{r2}]$, 입력 $u = [u_1 \ u_2]^T = [v_1 \ v_2]^T$ 이고 상태방정식의 각 계수행렬은 식 (19)로부터 적절하게 표현할 수 있다.

3. 주행제어시스템 설계

3.1 파라미터 추정 및 주행제어알고리즘

제어계를 설계하기 위해 먼저 식 (18)~(20)에 나타난 시스템 표현에서 각각의 파라미터를 계산과 실험으로부터 추정한다. 즉, 계산이 어려운 파라미터인 강성계수(K_2, K_c) 및 댐핑상수(D_2, D_e) 등은 실험으로 추정한다.

실험을 위해 Fig. 3과 같이 실험장치를 제작하였으며 실험장치의 크기 등은 Table 1에 정리하였다. 식 (1)~(3)을 기본으로 하여 실험과 시뮬레이션을 통해 구하고자 하는 파라미터 강성계수(K_2, K_c) 및 댐핑상수(D_2, D_e) 등을 추정한다. 즉, 모터에 구동전압을 인가할 때의 크레인 운동특성실험으로부터 미지파라미터를 추정할 수 있게 된다. 이것을 기본으로 하여 실험과 시뮬레이션을 반복적으로 수행하였고 그 결과를 Fig. 4 및 Fig. 5에 나타낸다.

Fig. 4는 양쪽 구동용 모터에 스텝상의 전압(12[V])을 인가했을 때의 크레인 주행특성(주행속도)을 나타내고 있다. 파선이 실험결과이며 실선은 시뮬레이션 결과를 나타내고 있다.

Fig. 5는 두 개의 구동용 모터 중 하나에만 스텝상의 전압을 인가했을 때 얻어지는 크레인 회전운동을 나타낸 것이다. 이것

은 크레인의 회전운동을 통해 회전관성모멘트 등 회전운동특성을 추정하기 위한 것이다. 회전운동실험은 2가지 목표값에 대해 2회에 걸쳐 수행하였다. 이때 폭주 등의 위험성을 고려하여 기지의 상수이득 만을 갖는 제어기로 페루프 시스템을 구축하여 실험과 시뮬레이션을 수행하였다.

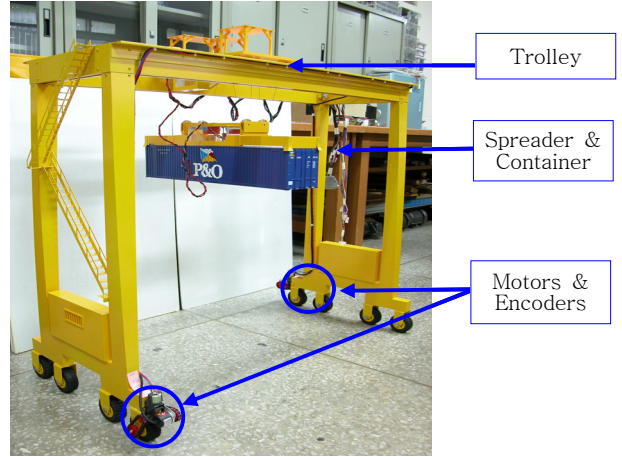


Fig. 3 Pilot plant for experiment

Table 1 Specification of the plant model

Items	Spec.
Scale	1/24
Trolley winding speed	0.150 [m/sec]
Crane speed [max]	0.270 [m/sec]
Height of crane(h)	1.013 [m]
Width of crane(l)	1.010 [m]
Weight of spreader part with container(m)	0.134 [kg]
Total weight of crane(M)	1.060 [kg]

Table 2 Estimated parameter values

Parameter	Value	Parameter	Value
D_3	10.598 [N · s/m]	K_3	69.989 [N/m]
D_e	21.311 [N · s/m]	K_e	148.587 [N/m]
K_{m1}	1.853 [N · m/V]	J_2	0.530 [m · s ²]
K_{m2}	1.853 [N · m/V]		

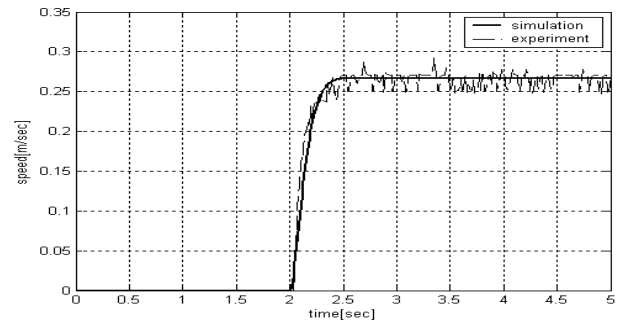


Fig. 4 Step responses for parameter estimation

이것으로부터 크레인에 대한 기본적인 데이터와 위의 두 가지 운동특성실험 및 시뮬레이션결과와 비교검토를 통해 추정한 파라미터를 Table 2에 정리하였다.

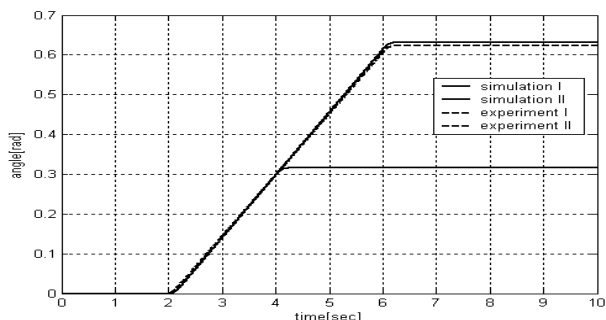


Fig. 5 Rotation experiment for parameter estimation

지금부터는 주행제어를 위한 제어계 설계문제에 대해 검토한다. 본 논문에서는 RTGC의 가장 기본적인 주행제어 문제, 즉 식 (21)로 표현된 제어대상에 대해 위치제어계를 설계한다. RTGC 특성상 타이어 슬립 등으로 설정된 경로를 벗어나는 문제도 고려해야 하므로 직선주행위치 및 경로를 정확하게 추종하도록 하는 제어계를 설계해야 한다. 이러한 목적을 달성하기 위해 구조는 단순하지만 강인한 목표값 추종성능을 갖는 2자유도 서보계 설계법(Fujisaki and Ikeda, 1991; Kim et al., 1996)을 이용하며 우선 이에 대해 간단히 설명한다.

3.2 2자유도 서보계(2DOF Servo-system)

제어계 설계에 있어서 가장 기본적인 문제 중의 하나는 제어 대상의 모델링 오차나 외란이 존재함에도 불구하고 목표신호에 오차없이 추종하도록 제어계를 설계하는 것이다. 이것을 강인 서보문제(robust servo problem)라고 한다. 특히 본 절에서 소개하는 설계법은 정상상태에서 뿐만 아니라 과도상태에 있어서도 강인성이 확보되는 서보계 설계법이다. 먼저

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu \\ y &= Cx + Du \end{aligned} \quad (22)$$

와 같이 표현된 제어대상에 대해 스텝상의 목표신호로

$$r(t) = \begin{cases} r_+ & (t \geq 0) \\ r_- & (t < 0) \end{cases} \quad (23)$$

를 생각한다. 목표치 r_+ 는 시각 $t=0$ 에서 주어진다고 한다. 그리고 목표신호 r_+ 에 제어출력이 추종하도록 하는 제어계를 구성하기 위해 (A, B) 는 가안정(stabilizable), (C, A) 는 가검출(detectable) 및

$$\det \begin{bmatrix} AB \\ CD \end{bmatrix} \neq 0 \quad (24)$$

라고 한다. 이러한 가정아래 Fig. 6과 같은 2자유도계로서의 적

분형 서보계가 제안되어져 있다(Fujisaki and Ikeda, 1991; Kim et al., 1996).

Fig. 6에서 F_0 는 $A + BF_0$ 를 안정하게 하는 행렬이고 F_{1s}, H_0 는 다음과 같은 행렬이다.

$$F_{1s} = C(A + BF_0)^{-1} \quad (25)$$

$$H_0 = [-C(A + BF_0)^{-1}B]^{-1} \quad (26)$$

특히 H_0 는 서보계의 목표값으로의 추종성능을 향상시키기 위해 도입된 피드포워드 이득이다. 예를 들어 제어계에 외란 등의 불확실성이 존재하지 않으면 신호 v 는 '0'이 되고 이득 H_0 에 의해 출력은 목표치에 정확하게 일치하도록 설계된 제어계이다.

그리고 이득 G 는 시스템 응답특성에 따라 적분보상효과를 조절하기 위해 도입된 이득이다. 이것은 페루프계가 안정하도록 결정해야 한다. 예를 들어 LQ제어이론에 따라 제어기를 설계한다면 식 (27)과 같이 계산된다.

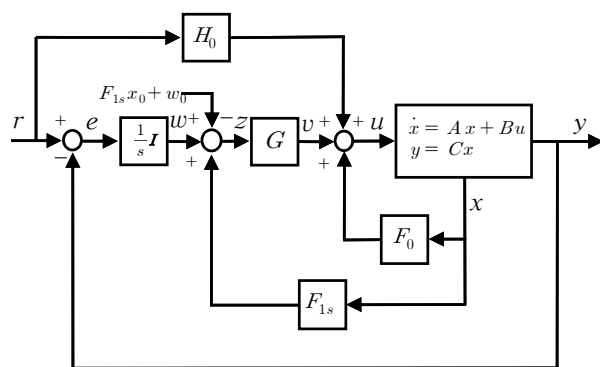


Fig. 6 2DOF(two-degree-of-freedom) servosystem

$$\begin{aligned} G &= -R^{-1}(F_{1s}B)^T W \\ &= G_0 W \end{aligned} \quad (27)$$

여기서 $F_{1s}B$ 는 정칙(Nonsingular)이고 R, W 는 정정행렬(Positive definite matrix)이다. 특히 W 는 임의로 조정 가능한 이득으로 외란 등의 불확실성의 강도에 따라 그 크기를 조정함으로써 외란억제성능 등을 효과적으로 향상시킬 수 있다.

결국 본 연구에서 대상으로 하는 시스템에 대해 Fig. 6의 2자유도 서보계를 구축하기 위해 계산된 각 행렬은 다음과 같다.

$$F_0 = \begin{bmatrix} -0.5368 & -10.5647 & -0.5368 & -10.5647 & -1.5421 & -12.8246 & -1.0403 & -12.5079 & 13.5351 & 18.6716 \\ 0.5368 & 10.5647 & 0.5368 & 10.5647 & -1.0603 & -12.5079 & -1.5421 & -12.8246 & -13.5351 & -18.6716 \end{bmatrix} \quad (28)$$

$$F_{1s} = \begin{bmatrix} -91 & -1793.9 & 88.61745.9 & 1.3 & 26.2 & -1.3 & -26.2 & 22.6 \\ 0.4 & 7.5 & 0.4 & 7.5 & -89.9 & -1770.5 & 89.8 & 1769.1 & 0 & -1471.4 \end{bmatrix} \quad (29)$$

$$H_0 = \begin{bmatrix} 21.3107 & 25.3417 \\ -21.5277 & 25.3417 \end{bmatrix} \quad (30)$$

$$G = \begin{bmatrix} 0.0021 & 0.0018 \\ -0.0021 & 0.0018 \end{bmatrix} \quad (31)$$

위의 이득행렬들은 최적제어이론에 따라 계산하였다. 즉, 전체 서보계에 대한 다음의 평가함수를 최소화 하는 이득행렬이다.

$$J = \int_0^{\infty} [\tilde{x}^T(t)Q\tilde{x}(t) + \tilde{u}^T(t)R\tilde{u}(t)] dt \quad (32)$$

식(32)에서 \tilde{x} 와 \tilde{u} 는 정상상태에서의 상태값(x_{∞})과 제어입력(u_{∞})의 편차 즉,

$$\tilde{x}(t) = x_r(t) - x_{\infty}, \quad \tilde{u} = u(t) - u_{\infty} \quad (33)$$

를 나타낸다. 그리고 위의 평가함수에 도입된 중량함수 (Weighting function)는 R 과 Q 는 다음과 같다.

$$R = \begin{bmatrix} 10.9 & 0 \\ 0 & 10.9 \end{bmatrix} \quad (34)$$

$$Q = \text{diag}[1000, 5000, 1000, 5000, 1000, 7000, 1000, 7000, 5000, 5000]$$

4. 시뮬레이션 검토

3장에서 소개한 2자유도 서보계 설계법에 따라 설계된 제어 이득 식 (28)~(31)을 이용하여 시뮬레이션을 수행하였다. 그 결과를 Fig. 7~Fig. 10에 나타낸다. Fig. 7과 Fig. 8은 크레인 주행거리를 2m로 설정했을 때 주어진 경로를 따라 크레인이 이동한 거리를 나타내고 있다. y_1, y_2 가 크레인 좌·우측 이동거리이며, x_1, x_2 는 설정된 경로에서 벗어난 정도를 나타낸다. 여기서 Fig. 7은 주행중 주행을 방해하는 외란입력이 없을 경우의

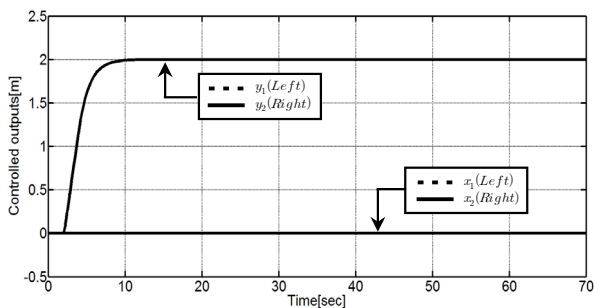


Fig. 7 Step responses without disturbance when the reference value is 2[m]

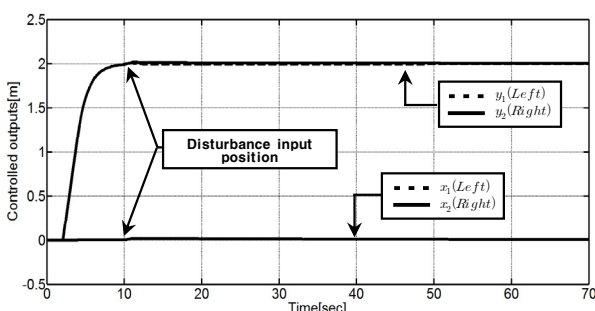


Fig. 8 Step responses with disturbance when the reference value is 2[m]

응답을 나타내며, Fig. 8은 주행 중 경로를 이탈하게 하는 외란이 작용했을 경우의 응답을 각각 나타낸다. 이때 외란은 스텝상으로, 주행을 시작하여 10초가 경과한 시점에서 2.12×10^{-4} [N]의 힘으로 2초간 인가되었다. 두 경우 모두 정상상태에서 주어진 목표값에 오차없이 추종하며, 설정된 경로를 벗어나지도 않고 있음을 알 수 있다. 그리고 Fig. 9와 Fig. 10은 주행거리를 단계적으로 증가시키거나 감소시키는 형태로 목표값을 변화시켰을 경우의 응답특성을 나타내고 있다. Fig. 7과 Fig. 8의 경우와 동일하게 외란이 없는 경우는 Fig. 9이며 외란이 작용한 경우가 Fig. 10이다. 이때 외란의 강도는 Fig. 8의 경우와 동일하며 외란인가시점이 다를 뿐이다. 그리고 Fig. 11은 초기치응답을 나타내고 있다. 이때 초기값 $x_1(0), x_2(0)$ 는 0.1[m], $y_1(0), y_2(0)$ 는 동일하게 1[m]이다.

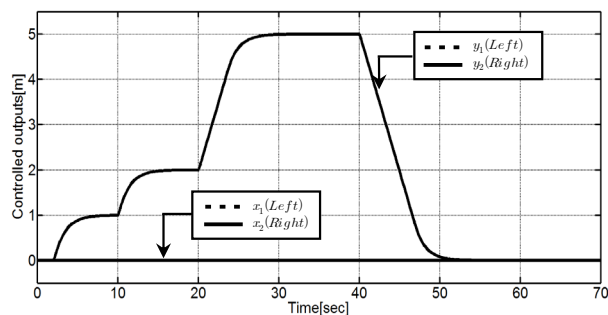


Fig. 9 Step responses without disturbance when the reference value is varied

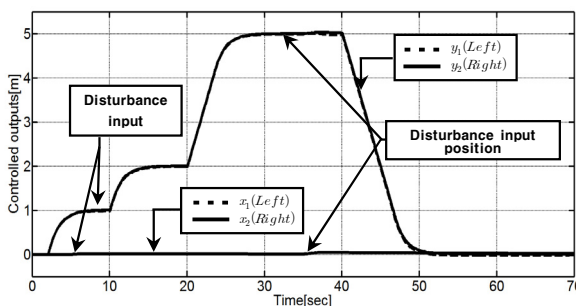


Fig. 10 Step responses with disturbance when the reference value is varied

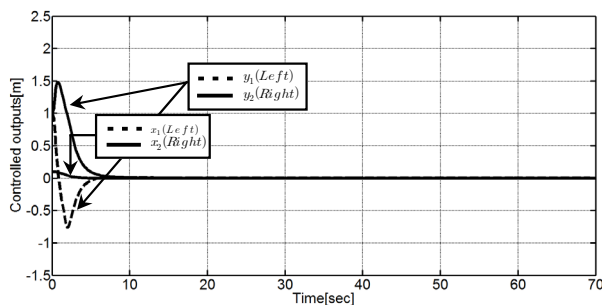


Fig. 11 Initial responses where $((x_1(0), x_2(0)) = 0.1$ [m] and $(y_1(0), y_2(0)) = 1$ [m]

결과적으로 제어계에 외란이 인가되어 주행을 방해하는 요인이 존재하더라도 설정된 목표값에 오차없이 강인하게 추종하고 있음을 확인 할 수 있으며 설계된 제어계의 유효성을 확인할 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 타이어로 이동되는 RTGC의 주행제어계 설계 문제에 대해 고찰하였다. RTGC는 RMGC와 함께 항만에서의 유용성 때문에 그 중요성이 높고 평가받고 있는 하역장비 중의 하나이며 야드에서의 특별한 기반시설 없이도 장비운용이 가능하다는 장점을 가지고 있다. 단, 타이어에 의해 이동하기 때문에 정확한 경로 및 위치검출에 고도의 계측기술이 필요하며 슬립에 의한 경로이탈로 고정도 위치제어가 어려운 것이 사실이다. 따라서 본 논문에서는 이와 같은 문제를 고려하여 설정된 경로를 오차없이 추종할 수 있는 제어계를 설계하는 문제에 대해 고찰하였다. 특히 제어대상의 모델링을 수행하고 실험과 시뮬레이션을 통해 구해진 모델의 신뢰성을 검증하였다. 제어기는 강인한 추종성능을 가진 2자유도 제어계설계법에 따라 설계하였으며, 시뮬레이션 결과로부터 RTGC의 슬립억제 및 위치제어목표를 충분히 달성할 수 있음을 확인하였다.

후 기

본 연구는 국토해양부 소관 연구개발사업 “고효율 항만하역 시스템 기술개발”의 연구비 지원에 의해 수행되었습니다.

참고문헌

- [1] 김영복, 서진호, 이권순 (2006). “트랜스퍼 크레인의 모델링 및 고정도 주행제어기 설계에 관한 연구”, 한국해양공학회지, 제20권, 제6호, pp 114-122.
- [2] 김영복, 손유식 (2000). “컨테이너 크레인의 흔들림 방지장치 개발에 관한 연구”, 한국해양공학회지, 제14권, 제4호, pp 35-42.
- [3] 김영복, 정용길 (2001). “ H_{∞} Gain-Scheduling 기법을 이용한 컨테이너 크레인의 흔들림 제어에 관한 연구”, 제어·자동화·시스템공학논문집, 제7권, 제7호, pp 559-556.
- [4] 김영한, 이영진, 이진우, 이권순 (2000). “고효율 겐트리 크레인 설계 및 성능분석”, 한국항해항만학회지, 제14권, 제4호, pp 395-406.
- [5] 박찬훈, 박경택, 김두형, 신영재 (2000). “야드 크레인의 컨테이너 흔들림 제어에 관한 연구”, 한국항해항만학회 2000년도 추계학술대회논문집, pp 143-151.
- [6] 손동섭, 이진우, 민정탁, 이권순 (2002). “Anti-Sway에 관한 연구”, 한국항해항만학회 2002년도 춘계학술대회 논문집, pp 219-227.

- [7] 이수룡, 안종갑, 이윤형, 손정기, 소명옥 (2008). “설계사양을 고려한 컨테이너 크레인의 RCGA기반 상태관측기 설계”, 한국항해항만학회지, 제32권, 제10호, pp 851-856.
- [8] 이숙재, 박한, 홍금식 (2005). “컨테이너 크레인 시스템의 슬라이딩 모드제어”, 한국항해항만학회지, 제29권, 제8호, pp 747-753.
- [9] Fujisaki, Y. and Ikeda, M. (1991). “Synthesis of Two-Degree-of-Freedom Servosystems”, Trans. SICE, Vol 27, No 8, pp 907-914.
- [10] 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.

원고접수일 : 2010년 4월 30일
 심사완료일 : 2010년 7월 9일
 원고채택일 : 2010년 7월 9일