

< 기술논문 >

구조제와 제어계의 통합적 설계법을 이용한 크레인의 Swing-Motion 제어계 설계

김 영 복* · 장 지 성*

(2004년 11월 10일 접수, 2005년 3월 14일 심사완료)

Swing-Motion Control System Design for the Crane Based on Simultaneous Optimum Design Approach

Young Bok Kim and Ji Seong Jang

Key Words: Swing Motion Control(스윙모션제어), Trolley(트롤리), Moving-Mass(가동질량체), Spreader(스프레더), Container Crane(컨테이너 크레인), Simultaneous Optimum Design(동시최적화 설계)

Abstract

The swing motion control problem of a container hanging on the trolley is considered in the paper. In the container crane control problem, suppressing the residual swing motion of the container at the end of acceleration, deceleration or the case of that the unexpected disturbance input exists is main issue. For this problem, in general, many trolley motion control strategies are introduced and applied. In this paper, we introduce and synthesize a swing motion control system in which a small auxiliary mass is installed on the spreader made by ourselves. In this control system, the actuator reacting against the auxiliary mass applies inertial control forces to the container to reduce the swing motion in the desired manner. In many studies, the controllers used to suppress the vibration have been synthesized for the given mathematical model of plants. And, the designers have not been able to utilize the degree of freedom to adjust the structural parameters for the control object. To overcome this problem, so called "Structure/Control Simultaneous Method" is used. In this paper, the simultaneous design method is used to determine the optimum weight of moving mass such that the optimal system performance would be achieved. And the experimental result shows that the proposed control strategy is useful to the case of that the controlled system is exposed to the uncertainties and, robust to the unexpected disturbance inputs.

1. 서 론

본 논문에서는 항만용 컨테이너 크레인을 모델링한 시스템을 대상으로, 외란에 대한 크레인의 흔들림을 효과적으로 억제하기 위한 제어계 설계 문제에 대해 고찰한다.

크레인의 흔들림 제어방법에는 트롤리의 운동을 제어하는 방식이 가장 일반적이며 이러한 크레인 시스템을 대상으로 한 많은 연구들이 진행되어 괄목할 만한 성과를 얻었다.⁽¹⁻³⁾ 그런데 본 연구에서는 이와 같은 트롤리 운동제어방식과는 달리 흔들림 억제력 발생장치를 스프레더(spreader) 상부에 장착하여 제진효과를 얻는 크레인 흔들림 억제방법을 고려한다.^(4,5) 이것은 트롤리 운동제어로부터 발생하는 작업자의 피로증가 문제를 해결하고 무인화 시스템구축에 있어서의 용이성 등의 관점에서 고안한 장치이며 기초연구 등을 통해 그 유용성이 이미 검증되어져 있다.

* 책임저자, 회원, 부경대학교 공과대학 기계공학부
E-mail : kpjiwoo@pknu.ac.kr

TEL : (051)620-1584 FAX : (051)620-1574

* 회원, 부경대학교 공과대학 기계공학부

이 장치는 가동질량체(moving-mass)를 스프레더 상부에 설치하여 가동질량체의 운동을 제어함으로써 크레인의 흔들림을 억제하게 된다.

이와 같은 장치를 대상으로 본 논문에서는 구조계(액추에이터부를 제외한 시스템 전체) 설계문제 및 그러한 구조물의 외력에 의한 진동을 능동적으로 제진하기 위한 제어계 설계문제에 대해 고찰한다.

이러한 시스템설계에 있어서 실제적인 문제는 제진기(액추에이터부)의 설계이다. 특히 제진기의 질량(혹은 무게)을 결정하는 데는 어떠한 기준이 정립되어 있지도 않으며, 시뮬레이션 및 실험을 통한 시행착오법으로 선택해온 것이 사실이다. 그리고 제진장치에 부가되는 가동질량체의 질량은 가벼울수록 시스템 전체에 적은 부하를 주게 된다는 것은 명백하지만, 제진효과는 점점 감소하게 될 것이다. 따라서 제진장치의 가동질량체의 질량을 결정하는 문제는 구조계의 부하가중해소 및 제어성능확보라는 두 가지 관점에서 결정해야 할 중요한 파라미터라는 것을 알 수 있다.

그래서 본 논문에서는 구조계 및 제어계의 파라미터를 시스템 설계시 동시에 고려하는 동시설계법(optimum design method)⁽⁶⁻⁸⁾에 기초하여 전체 시스템을 설계하도록 한다. 즉, 제진기의 질량을 구조계의 파라미터로 생각하여 주어진 설계사양을 만족하도록 구조계와 제어계를 동시에 설계한다. 그리고 실제 시스템의 축소모델을 대상으로 실험을 행하고 실험결과로부터 설계된 시스템의 유용성을 평가한다.

2. 문제설정

2.1 시스템의 표현

우선 문제의 정식화를 위해 조정이 가능한 파라미터를 가진 제어대상을 descriptor형식으로 다음과 같이 기술한다.

$$\begin{aligned} (\Xi + \Delta\Xi)\dot{x} &= (\Psi + \Delta\Psi)x + \Phi_1 w_0 + (\Phi_2 + \Delta\Phi)u \\ z_0 &= Cx + D_1 u \\ y &= Cx \end{aligned} \quad (1)$$

여기서 $x \in R^n$ 는 상태, $w_0 \in R^p$ 는 외란, $u \in R^m$ 는 제어입력, $z_0 \in R^r$ 는 제어출력을 나타낸다.

$\Xi, \Psi, \Phi_1, \Phi_2, C, D_1$ 은 알고 있는 행렬(기저행렬)이고, 불확실성 $\Delta\Xi, \Delta\Psi, \Delta\Phi$ 는 구조계의 조정 가능한 파라미터(수동요소)이다. 구조적 불확실성의 표현방법을 이용하면 이것은 기저행렬 $H_e, H_a, H_b, F_e, F_a, F_b$ 를 이용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$[\Delta\Xi \ \Delta\Psi \ \Delta\Phi] = [H_e \Sigma_e F_e \ H_a \Sigma_a F_a \ H_b \Sigma_b F_b] \quad (2)$$

따라서 파라미터(수동요소)의 조정은 미지행렬 $\Sigma_e, \Sigma_a, \Sigma_b$ 에 의해서 표현 될 수 있고 이것은 다음의 집합에 속하는 것이다.

$$\theta = \left\{ (\Sigma_e, \Sigma_a, \Sigma_b) \left| \begin{array}{l} \Sigma_e = \text{diag}\{\{\theta_e - 1\}\} \ e=1, \dots, l, \theta_e \in (0, \theta_{e\max}) \\ \Sigma_a = \text{diag}\{\{\theta_a - 1\}\} \ a=1, \dots, m, \theta_a \in (0, \theta_{a\max}) \\ \Sigma_b = \text{diag}\{\{\theta_b - 1\}\} \ b=1, \dots, n, \theta_b \in (0, \theta_{b\max}) \end{array} \right. \right\} \quad (3)$$

여기서 $(\theta_e, \theta_a, \theta_b)$ 와 $(\theta_{ue}, \theta_{ua}, \theta_{ub})$ 는 각각 수동요소의 변동량과 변동범위의 상한값을 나타낸다. 그러면 각 조정 가능한 수동요소 p 는 다음 식과 같이 나타내어진다.

$$p = \theta_{\Sigma} p_0 ; p > 0, p_0 > 0 \quad (4)$$

이 때, p_0 는 차원이 다른 수동요소의 파라미터를 무차원화 할 때의 기준값이고, θ_{Σ} 는 파라미터의 변동을 나타내는 무차원량이다. 그리고 본 논문에서는 설계의 편의를 위해 일반화 플랜트 (1)식에 대해서 다음의 가정을 둔다.

(A1) 식 (1)의 시스템은 가안정(stabilizable)이다.

(A2) 행렬 Ξ 는 정칙이다.

(A3) 식 (1)의 시스템은 일의해(一意解)를 갖는다. 즉,

$$\det (s(\Xi + \Delta\Xi) - (\Psi + \Delta\Psi)) \neq 0 \quad (5)$$

이와 같은 가정아래 식 (1)은 예를 들어 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} (I + \Delta M)\dot{x} &= (A + \Delta A)x + Bw_0 + (B_2 + \Delta B)u \\ z_0 &= Cx + D_1 u \\ y &= Cx \end{aligned} \quad (6)$$

여기서,

$$\begin{aligned} [\Delta M \ \Delta A \ \Delta B] &= [E_c \Sigma_c F_c \ E_a \Sigma_a F_a \ E_b \Sigma_b F_b] \\ A &= \Xi^{-1} \Psi, \ B = \Xi^{-1} \Phi_1, \ B_2 = \Xi^{-1} \Phi_2 \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} E_c &= \Xi^{-1} H_e, \ E_a = \Xi^{-1} H_a, \ E_b = \Xi^{-1} H_b \\ W &= \text{block diag} (\Sigma_e, \Sigma_a, \Sigma_b), \ W \in \Theta \end{aligned} \quad (8)$$

와 같이 정의한다. 이때 W 는 모든 조정 가능한 파라미터 θ_{Σ} 를 대각요소로 갖는 행렬이다.

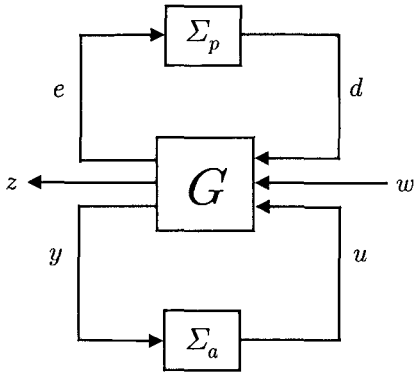


Fig. 1 Block diagram of the system with passive and active parameters

2.2 문제의 정식화

Fig. 1은 동시 설계법에 대한 이해를 돕기 위해 설계해야 할 전체 시스템의 블록선도를 나타낸 것이다. 이 그림에서 G 는 제어대상인 플랜트이다. Σ_p 는 구조계의 설계변수인 스프링상수, 댐핑계수 등의 수동요소를 나타낸 것이며, Σ_a 는 제어기 변수, 즉 능동요소를 나타낸다. 이때 능동요소 Σ_a 는 아래와 같이 정의한다.

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_c & B_c \\ C_c & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_c \\ y \end{bmatrix} \quad (9)$$

그리고 시스템행렬을 다음과 같이 정의한다.

$$\Pi_a = \begin{bmatrix} A_c & B_c \\ C_c & 0 \end{bmatrix}$$

이와 같이 주어진 시스템에 대한 동시설계문제는, w 에서 z 까지의 전달함수 T_{zw} 가 $\|T_{zw}\|_\infty < \gamma$ 를 만족하는 수동요소의 파라미터 :

$$W = \text{block diag} (\Sigma_c, \Sigma_a, \Sigma_b)$$

와 제어기를 구하는 문제로 귀착된다. 따라서 descriptor 표현방식에 따르면 페루프 시스템 $T_{zw} = C_d (sE_d - A_d)^{-1} B_d$ 은 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \dot{E}_d x_d &= A_d x_d + B_d w \\ z &= C_d x_d \end{aligned} \quad (10)$$

단,

$$\begin{aligned} x_d &= [x^T \ x_c^T \ e^T \ y^T \ w^T]^T \\ E_d &= \text{block diag} (I, I, 0, 0, 0) \\ A_d &= \begin{bmatrix} A & B_2 C_c & 0 & 0 & 0 \\ 0 & A_c & 0 & B_c & 0 \\ W F_{C1} & W F_{D2} C_c & -I & 0 & 0 \\ C_0 & 0 & 0 & -I & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -I \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (11)$$

$$\begin{aligned} B_d &= [B_1^T \ 0 \ (W F_{D1})^T \ 0 \ I]^T \\ C_d &= [C_1 \ D_{12} C_c \ 0 \ 0 \ D_{11}] \end{aligned}$$

3. 크레인의 흔들림 제어를 위한 동시최적화 설계기법의 적용

본 장에서는 컨테이너 크레인의 흔들림제어를 위해 동시최적화 설계기법을 설명하고 제시된 알고리즘에 따라 제어계를 설계하도록 한다.

앞서 기술하였듯이 크레인 시스템의 전체적인 구조계는 설계가 완료되어져 있다고 한다. 그러한 구조물의 외력에 의한 진동을 능동적으로 제어하는 것이 본 연구의 궁극적인 목적이다. 이러한 목적을 달성하는데 있어서 실제적인 문제가 제진장치의 설계인데, 특히 제진기의 질량을 결정하는 데는 어떠한 기준이 정립되어 있지도 않으며, 시뮬레이션 및 실험을 통한 시행착오법과 경험적 방법으로 그 크기를 결정해온 것이 사실이다.⁽¹²⁾ 이에 대해 본 논문에서는 동시설계법을 이용하여 제진기의 질량을 구체적으로 결정함과 동시에 주어진 설계사양을 만족하는 제어계를 설계한다. 그리고 실험을 통하여 설계법의 유효성을 검토한다.

3.1 알고리즘⁽⁸⁾

우선 제어계 설계를 위해 descriptor 표현에 관한 LMI(linear matrix inequality) 조건에 대해서 정리해둔다. 먼저 식 (10)의 시스템을 생각해 본다. $w=0$ 라 할 때, 식 (10)에 대해서 $\det(sE_d - A_d) \neq 0$ 가 성립하고, 동시에 임펄스 모드 및 불안정한 지수 모드를 갖지 않을 때 (E_d, A_d) 는 안정하게 된다.

[보조정리 1] 식 (10)의 시스템에 대해 (E_d, A_d) 가 안정하고 w 에서 z 까지의 전달함수의 H_∞ 노미 γ 미만이 되기 위한 필요충분조건은 다음의 조건을 만족하는 해 $X_d \in \mathbb{R}^{n \times n}$ 가 존재하는 것이다.

$$\begin{aligned} E_d X_d &= X_d^T E_d^T \geq 0 \\ \begin{bmatrix} A_d X_d + X_d^T A_d^T & B_d & X_d^T C_d^T \\ B_d^T & -\gamma I & 0 \\ C_d X_d & 0 & -\gamma I \end{bmatrix} &< 0 \end{aligned} \quad (12)$$

식 (10)의 E_d, A_d 은 모든 Σ_a, Σ_p 에 대해서 regular이고 임펄스 모드를 갖지 않는다. 그리고

$$E_d = \begin{bmatrix} I & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, X_d = \begin{bmatrix} P_d & 0 \\ X_3 & X_4 \end{bmatrix}, P_d = P_d^T > 0 \quad (13)$$

와 같이 정의한다.

[보조정리 2] Fig. 1의 시스템에 있어서 Σ_a, Σ_p 가 H_∞ 제어사양 :

- i) 시스템을 내부 안정화하고,
- ii) $\|T_{zw}\|_\infty < \gamma (> 0)$ 가 성립한다.

을 만족하기 위한 필요충분조건은 $\Gamma_\infty \neq 0$ 이다. 단,

$$\Gamma_\infty := \{X_d | X_d \text{ 은 식 (12), (13)을 만족한다}\} \quad (14)$$

따라서 Fig. 1의 시스템에 대해 w 에서 z 까지의 H_∞ norm을 최소화하는 문제를 고려하면, $\gamma (> 0)$ 를 정수로 둘 때, [보조정리 2]로부터 동시설계문제는 다음 형식의 BMI(bilinear matrix inequality) 문제로 귀착되게 된다.

$$\Omega(\kappa(X_d), \eta(\Sigma_p, \Pi_a), \gamma) > 0 \quad (15)$$

단, κ, η 는 선형함수이고, Ω 는 κ, η 에 관한 bilinear 함수이다.

BMI 문제의 해를 구하는 간단한 방법으로서, 변수 κ, η 를 교대로 고정시켜 두고 해를 구하는 것이 일반적이다. 본 논문에서는 이 방법을 기초로 하여 동시설계문제에 유효한 해를 구할 수 있으며 다음의 해법을 이용한다.

R1 : η 를 고정하고 $\kappa(X_d)$ 를 구한다.

R2 : κ 를 고정하고 $\eta(\Sigma_p, \Pi_a)$ 를 구한다.

R3 : R2에서 구한 Σ_p 를 고정하고 반복해서 최적의 Π_a 를 구한다.

위의 순서대로 반복함으로써 최적의 시스템을 설계할 수 있게 된다.

3.2 구조계의 표현

본 연구에서 제어대상으로 하고 있는 구조계는 Fig. 2와 같다. Fig. 2는 항만용 트랜스퍼 크레인(transfer crane)의 축소모델 실험장치에 대한 개략도이다. Fig. 3은 장치의 운동특성에 대한 이해를 돕기 위한 그림이다. 앞서 기술하였듯이 본 연구에서 고려하고 있는 크레인 시스템은, 크레인 흔들림을 억제하기 위한 액추에이터부가 스프레더 상부에 설치되어 있다. 이 장치는 가동질량체를 모터를 이용하여 강제적으로 운동시킴으로써 흔들림 억제력을 발생시키도록 고안되어져 있다. 이때 컨테이너 흔들림 현상 및 크레인 시스템에 대하여 몇 가지 잘 알려진 가정아래 Lagrange Mechanics를 이용하면 액추에이터(actuator)부를 포함한 전체 시스템의 운동방정식은 다음과 같이

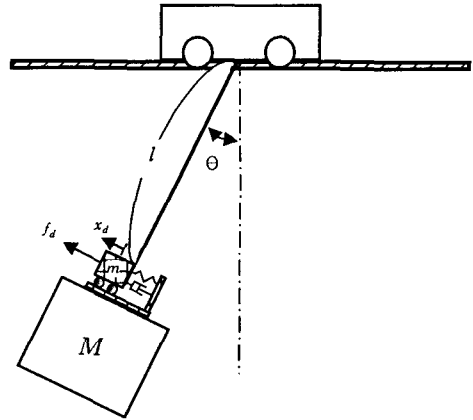


Fig. 2 Schematic diagram of controlled system

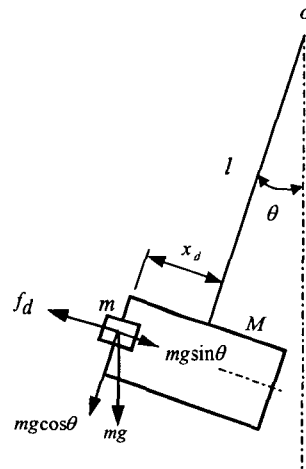


Fig. 3 Dynamic model of controlled system

나타낼 수 있다.^(4,5)

$$(M+m)l^2\ddot{\theta} = -\alpha\dot{\theta} - Mgl\sin\theta - mg(x_d\cos\theta + l\sin\theta) + T - f_d \quad (16)$$

$$m\ddot{x}_d = -mgsin\theta + f_d - C_d\dot{x}_d - k_d x_d \quad (17)$$

여기서 각 파라미터는 다음과 같이 정의된다.

- a : 컨테이너부의 감쇠계수
- C_d : 액추에이터(actuator)부의 감쇠계수
- f_d : 장치가 컨테이너에 가하는 수평합력 [N]
- g : 중력가속도 [m/s^2]
- k_d : 액추에이터부의 강성계수
- l : 로프길이 [m]
- M : 컨테이너 질량 [kg]

- m : 가동질량체의 질량(moving mass) [kg]
- x : 스프레더 변위 [m]
- x_d : 가동질량체의 변위 [m]
- T : 외란에 의한 강제 모멘트 [Nm]
- θ : 컨테이너 흔들림 각 [deg]
- K_m : 모터 토크 상수
- v : 모터 인가 전압

이때 θ 가 미소하다면 $\sin\theta \approx \theta, \cos\theta \approx 1$ 로 들 수 있고, 로프길이 l 은 일정하다고 가정한다. 그리고 스프레더의 평면운동만 고려하여 $x=l\theta$ 로 두면 $\dot{x}=l\dot{\theta}, \ddot{x}=l\ddot{\theta}$ 이고, 결국 식 (16)과 식 (17) 은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} (M+m)\ddot{x} &= -\frac{\alpha}{l}\dot{x} - Mgx - mgx_d + mgx \\ &\quad + T - f_d \\ &= -\frac{\alpha}{l}\dot{x} - (M+m)gx - mgx_d \\ &\quad + T - f_d \\ m\ddot{x}_d &= -mg\theta + f_d - C_d\dot{x}_d - k_d x_d \\ &= -\frac{mg}{l}x + K_m v - C_d\dot{x}_d - k_d x_d \end{aligned} \quad (18)$$

여기서 식 (18)은 외력에 의해 발생하는 스프레더부의 운동을 나타내며, 식 (19)는 스프레더부의 흔들림을 억제시키기 위한 제어력을 발생시키는 액추에이터부를 나타내고 있다. 본 연구에서는 트롤리의 운동은 고려하지 않고 있다. 본 연구에서의 궁극적 목적은 어떠한 상황에서 발생하는 크레인 스프레더부의 흔들림을 신속하고 효과적으로 억제하는 것이다. 스프레더부의 흔들림은 주로 트롤리 운동에 의해 발생하므로 트롤리 운동 그 자체도 흔들림을 발생시키는 외란으로 간주할 수 있다. 따라서 본 연구에서는 시스템 표현에서 트롤리 운동은 나타내지 않는다.

위의 결과로부터 전체 시스템에 대한 descriptor 표현방식의 상태공간표현은 다음과 같이 나타내어진다.

$$\begin{aligned} \dot{x}_p &= A_p x_p + B_p u + B_d w \\ y_p &= C_p x_p + D_p u \end{aligned} \quad (20)$$

단, 여기서 $x_p = [x \ \dot{x} \ x_d \ \dot{x}_d]^T$, $u = v$ (모터인가전압), $w = T$ (외란에 의한 강제 모멘트)이다. 그리고 각 계수행렬은 다음과 같이 정리된다.

$$E_p = \text{diag} [1, (M+m), 1, m]$$

$$A_p = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -(M+m)\frac{g}{l} & -\frac{\alpha}{l^2} & -m\frac{g}{l} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -m\frac{g}{l} & 0 & -k_d & -C_d \end{bmatrix} \quad (21)$$

$$B_p = \begin{bmatrix} 0 \\ -K_m \\ 0 \\ K_m \end{bmatrix}, B_d = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, C_p = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}, D_p = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

여기서 설계해야할 변수(수동요소)는 가동질량체의 질량 m 이며 그 외 변수는 계측 및 추정된 값 을 이용한다.

3.3 제어기의 설계

제어제 설계를 위한 설계사양은 앞서 기술한 것과 같이 시스템을 내부 안정화하고, 놈(norm)조건 $\|T_{zw}\|_{\infty} < \gamma (> 0)$ 을 만족하는 제어기를 구하는 문제로 설정한다. 여기서 T_{zw} 는 외란에서 제어출력까지의 전달함수이다.

이것으로부터, 3.1절에서 소개한 동시설계 알고리즘에 따라 문제의 해를 구하기 위해 식 (1)과 (20) 및 식 (21)의 표현에서 각 계수행렬들의 관계를 다음과 같이 정리한다.

$$\begin{aligned} \Xi + \Delta\Xi &= \Xi_p, \Psi + \Delta\Psi = A_p, \\ \Phi_1 &= B_d, \Phi + \Delta\Phi = B_p, \\ C &= C_p, D_1 = D_p \end{aligned} \quad (22)$$

단, 본 연구에서는 수동요소로서, 조정이 가능한 파라미터가 가동질량체 질량 m 뿐이므로 식 (22) [혹은 (1)]에서 $\Delta\Psi, \Delta\Phi = 0$ 이 된다.

여기서, $m_0 = 0.03$ [kg] 이라 둔다. 이것은 식 (4)의 p_0 에 상응한다. 그리고 W 는 수동요소 m, k, d 등의 변동량을 나타내는 $\theta_m, \theta_k, \theta_d$ 로 구성되는 대각행렬이다. 그런데 변동하는 수동요소가 m 뿐이라는 사실을 이용하면 $\theta_k, \theta_d = 0$ 이 되고, 결국 $W = \text{diag}(\theta_m, 0, 0)$ 로 된다. 그리고 편의상 행렬의 초기치 W_0 를 $W_0 = \alpha I$ 라 둔다. (단, α 는 스칼라 정수, I 는 단위행렬이다.)

이것으로부터 3장의 동시설계 알고리즘에 따라 설계사양을 만족하는 제어기의 파라미터(계수행렬)는

$$A_c = \begin{bmatrix} 765.4086 & 1.9898 & 10.3143 & 1.8030 \times 10^4 \\ 5.2341 \times 10^4 & -0.0974 & -2.9512 \times 10^3 & -7.3727 \times 10^6 \\ 408.2915 & 1.1174 & -14.5166 & -3.7419 \times 10^4 \\ -1.7123 \times 10^3 & -3.8590 & -6.9982 & -2.4966 \times 10^3 \end{bmatrix}$$

$$B_c = \begin{bmatrix} 1.0057 \times 10^3 & -0.4877 \\ 1.1857 & -0.0012 \\ 1.6078 \times 10^2 & -0.0168 \\ -1.9466 \times 10^3 & 0.8997 \end{bmatrix} \quad (23)$$

$$C_c = [0.26174 \quad 0.0105 \times 10^{-1} \quad -1.4759 \times 10^{-2} \quad -3.6872 \times 10]$$

$$D_c = [0 \quad 0]$$

와 같이 구하였고, 이때 가동질량체 질량에 대한 최적의 값은 $m = 0.06\text{kg}$ 로 결정하였다. 이 값은 제어성능 등을 나타내는 여러 지표를 참고로 하여 구한 값이다. 예를 들어 Fig. 4는 가동질량체의 크기가 제어성능에 미치는 영향을 나타내는 그림이다. 그림에서 x 축(mass)은 가동질량체의 질량, y 축(STD of the moving-mass)은 가동질량체의 운동에 대한 표준편차(STD : Standard Deviation)이며, z 축(STD of the spreader)은 컨테이너 스프레더 운동에 대한 표준편차를 나타내고 있다.

여기서 Fig. 4에 대한 부가설명을 해준다. 본 연구에서는 제어계 설계를 위해 가동질량체의 질량에 대한 제약조건을

$$0.01 \leq m \leq 0.30 \text{ [kg]}$$

로 두고, 설계사양(Lemma 1, Lemma 2)을 만족시키는 제어를 각각 구하였다. 그리고 구해진 제어를 이용하여 시뮬레이션을 실행하였다. 이때 제어기로부터 발생되는 제어신호는 가동질량체를 운동시키고, 가동질량체의 운동이 곧 제어력이 되며 가동질량체의 운동에 의해 컨테이너 스프레더의 운동(흔들림)을 억제하게 된다. 이때 가능한 적은 에너지(제어력)를 이용하여 효과적으로 크레인의 흔들림을 억제하는 것이 바람직할 것이다. 즉, 가능한 질량이 작은 가동질량체로, 또한 가동질량체의 적은 운동량(Fig. 4에서 작은 STD 값)으로 크레인의 흔들림을 억제하는 것이 효과적이라는 것을 의미한다. 이것은 곧 Fig 4에서 가능한 작은 지표를 찾는 것으로 이 문제의 해를 구할 수 있게 된다. 따라서 Fig. 4에서는

$$(x, y, z) = (0.06, 0.0603, 0.0019)$$

가 최적의 제어성능을 얻을 수 있는 파라미터를 결정하기 위한 좌표가 됨을 알 수 있다. 결국 최적의 가동질량체의 질량은 x 축의 값인 0.06kg 이 된다.

4. 실험

위의 결과를 이용하여 실험을 행하였다. 실험은 Fig. 5의 실험장치를 이용하였다. 여기서

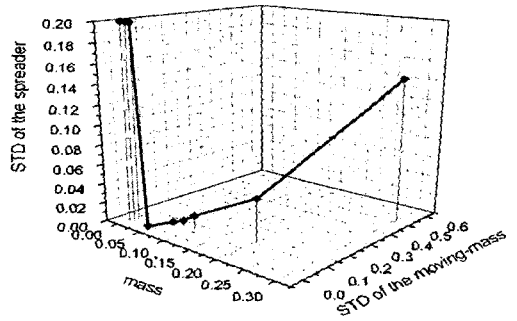


Fig. 4 Relations between mass and performance

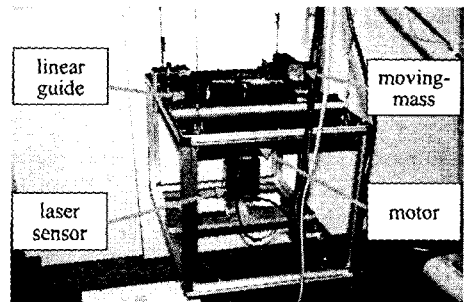


Fig. 5 Experimental apparatus

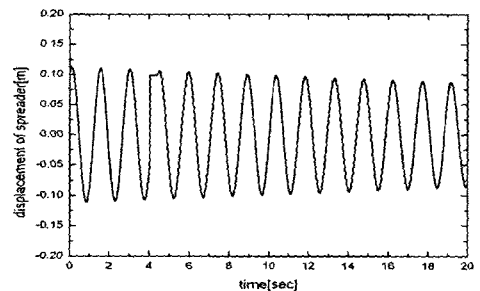
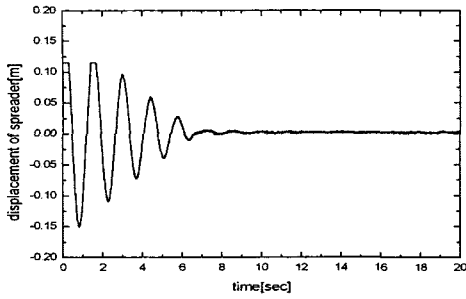
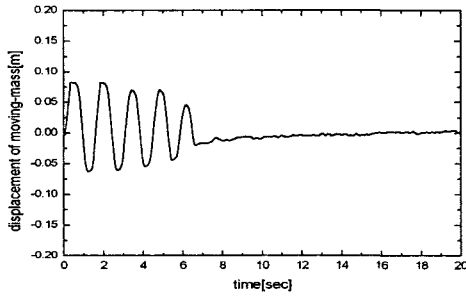


Fig. 6 Initial response(open-loop), when the rope length is 0.5[m]

본 연구에서 고려하고 있는 흔들림 방지장치를 실제 크레인 시스템에 적용하는 문제에 대해 약간의 설명으로 이해를 돕고자 한다. 본 실험장치는 기존의 크레인 흔들림 방지장치와 달리 제진장치가 스프레더 상부에 설치되어야 하므로 설치상의 문제점이 대두될 수 있다. 즉, 좁은 운동범위(2m이하)에서 충분한 제진능력을 발휘할 수 있을 것인가 하는 것이다. 그러나 실험장치와 같은 벨트구동방식이 아닌 다른 구동방식을 도입함으

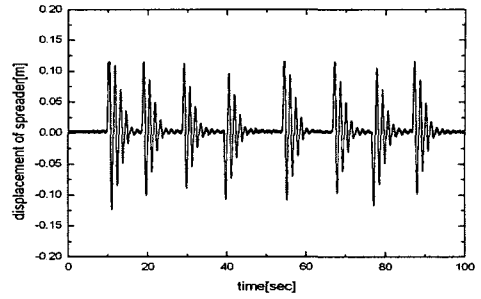


(a) Displacement of spreader

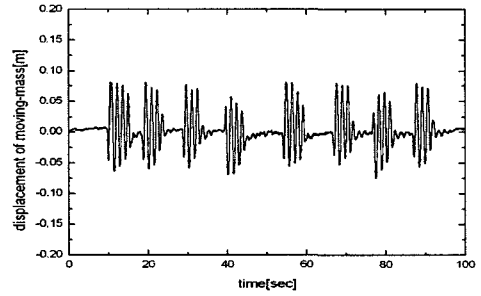


(b) Displacement of moving-mass

Fig. 7 Initial response(closed-loop), when the rope length is 0.5[m]



(a) Displacement of spreader



(b) Displacement of moving-mass

Fig. 9 Disturbance response of closed-loop system, when the rope length is -0.5[m]

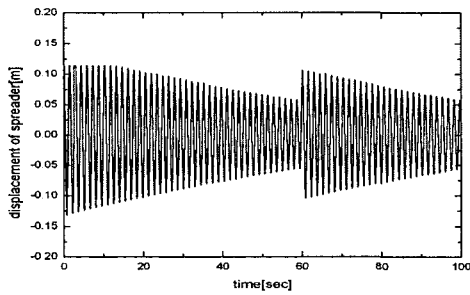


Fig. 8 Disturbance response of open-loop system, when the rope length is 0.5[m]

는지 그 상태를 고찰한다.

Fig. 6과 Fig. 7은 개루프계 및 폐루프계의 initial 응답을 각각 나타낸다. 즉, 컨테이너를 수평방향으로 일정변위 만큼 이동시켰다 놓았을 때 (스프레더부를 손으로 밀었을 때)의 initial 응답을 나타내고 있다. 이때 로프의 길이는 0.5[m]로 고정시켰다. Fig. 7로부터 알 수 있듯이 (b)에 나타난 가동질량체의 운동에 의해 스프레더의 흔들림이 (a)와 같이 효과적으로 억제되고 있다.

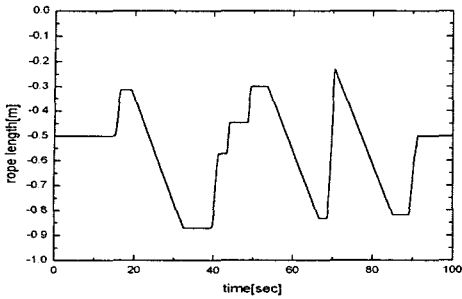
로써 문제를 해결할 수 있다. 또한 선진화된 크레인의 경우 한번에 2개(혹은 4개)의 컨테이너를 파지할 수 있는 장비도 상용화된 실정이므로 본 연구에서 고려하고 있는 장치의 설치상의 문제는 없다고 본다.

그리고 로프길이를 고정시키고 외란을 인가했을 때의 외란응답을 Fig. 8(개루프계)과 Fig. 9(폐루프계)에 나타낸다. 이것은 로프길이를 일정하게 고정시켜 두고, 외란을 지속적으로 인가했을 때의 응답을 나타내고 있다. Fig. 8은 개루프계의 응답을 나타내며, Fig. 9는 제어를 행할 때의 응답(폐루프계 응답)을 나타내고 있다. (a)는 스프레더의 흔들림을 나타내며, (b)는 가동질량체의 운동을 나타내고 있다.

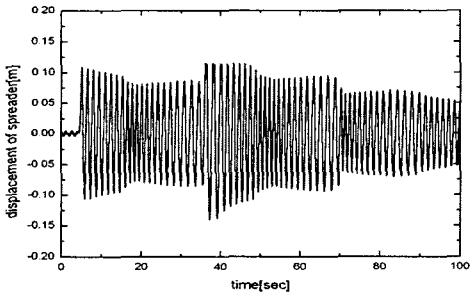
실험장치를 대상으로 실행한 실험결과를 Fig. 6~Fig. 11에 나타낸다.

또한 로프길이가 변하고, 스텝상의 외란을 간헐적으로 인가했을 때의 응답을 Fig. 10(개루프계)과 Fig. 11(폐루프계)에 나타낸다. 로프 길이를 Fig. 10 및 Fig. 11의 (a)와 같이 각각 변화시켜

본 논문에서는 로프길이를 고정한 경우와, 로프길이를 약 0.1[m]에서 0.8[m] 범위 내에서 임의로 변화시킬 때, 이동과정 중 외부적 요인에 의해 발생하는 컨테이너의 흔들림이 어떻게 억제되



(a) Rope length transition pattern



(b) Displacement of spreader

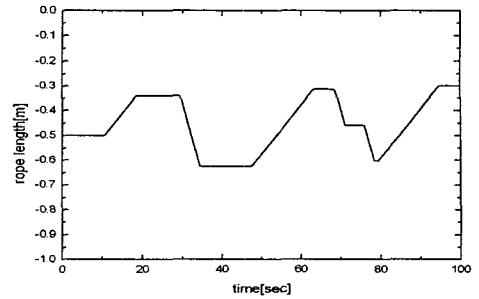
Fig. 10 Disturbance response of open-loop system, when the rope length varies

가면서 동시에 스텝상의 외란을 간헐적으로 인가하였을 때의 외란응답을 나타내고 있다.

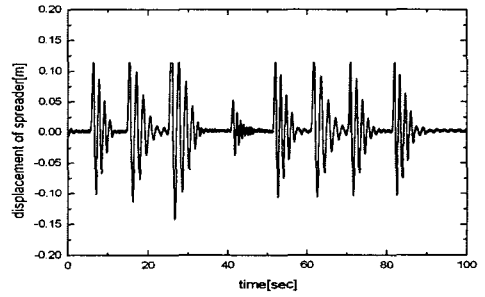
실험결과를 나타내고 있는 각각의 그림으로부터 알 수 있듯이 컨테이너의 스프레더부가 외력에 의해 흔들릴 경우, 제어를 행하지 않은 상태에서는 흔들림이 지속되는 반면, 제어를 행할 경우에는 흔들림이 신속하게 억제됨을 알 수 있다.

5. 결론

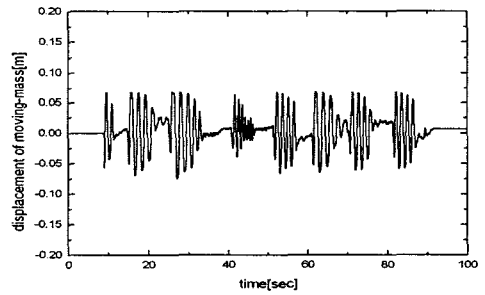
본 연구에서는 효율적이며 최적의 성능을 달성하기 위한 시스템 설계법에 대해 고찰하였다. 본 연구에서 소개한 설계법은 구조계 및 제어계 설계를 독립적으로 수행하였던 기존의 설계과정을 보다 효율적으로 수행하고자 하는 것이다. 이러한 목적을 달성하기 위해 최적의 시스템설계를 위한 하나의 설계알고리즘을 소개하였다. 그리고 소개한 알고리즘의 유효성을 확인하기 위해 크레인의 흔들림을 제어하기 위한 제어계 설계에 이용하였다. 특히 본 연구에서는 크레인의 흔들림을 억제하기 위한 액추에이터의 질량체를 구조계



(a) Rope length transition pattern



(b) Displacement of spreader



(c) Displacement of moving-mass

Fig. 11 Disturbance response of closed-loop system, when the rope length varies

파라미터로 설정하였다. 즉, 크레인의 흔들림을 효과적으로 억제하기 위해 최적의 액추에이터 질량체 무게와 제어기를 동시에 설계하였다. 실험을 통해 동시 설계법을 이용하여 설계한 시스템의 유효성을 확인하였다.

후기

본 연구는 2004년도 두뇌한국21사업에 의해 일부 지원되었습니다.

참고문헌

- (1) Chung, S. H. and Park, J. I., 1997, "Anti-Swing and Position Control of Crane Using Fuzzy Controller," *Journal of Control, Automation, Systems Engineering*, Vol. 3, No. 5, pp. 435~442.
- (2) Nomura, M., Hakamada, Y. and Saeki, H., 1997, "Anti-Sway Position Control of Crane Based on Acceleration Feedback and Predicted Pattern Following Method," *Trans. of the Institute of Elec. Eng. of Japan (D)*, Vol. 17, No. 11, pp. 1341~1347.
- (3) Hong, K. S., Shon, S. C. and Lee, M. H., 1998, "Sway Control of a Container Crane (Part II): Regulation of the Pendulum Sway through Patternizing Trolley Moving Velocity," *Journal of Control, Automation, Systems Engineering*, Vol. 4, No. 2, pp. 132~138.
- (4) Kim, Y. B. and Jung, Y. G., 2001, "A Study on the Sway Control of a Container Crane Based on H_{∞} Gian-Scheduling Approach," *J. of Control, Automation and Systems Engineering*, Vol. 7, No. 7, pp. 559~566.
- (5) Kim, Y. B., 2004, "A New Approach to Anti-Sway System Design Problem," *KSME International Journal*, Vol. 18, No. 8, pp. 1306~1311.
- (6) Obinata, G., 1997, "Simultaneous Optimization of Space Structure and Control Systems," *Journal of the SICE of Japan*, Vol. 36, No. 4, pp. 254~261.
- (7) Shi, G. and Skelton, R. E., 1996, "An Algorithm for Integrated Structure and Control Design with Variance Bounds," *Proc. of 35th CDC*, pp. 167~172.
- (8) Tanaka, H. and Sugie, T., 1998, "General Framework and BMI Formular for Simultaneous Design of Structure and Control Systems," *Trans. of SICE of Japan*, Vol. 34, No. 1, pp. 27~34.