

동시최적화 설계기법을 이용한 항만용 크레인의 흔들림 제어계 설계

김영복* · 문덕홍* · 양주호* · 채규훈**

*부경대학교 기계공학부

**군산대학교 동력기계시스템공학전공

An Anti-Sway Control System Design Based on Simultaneous Optimization Design Approach

YOUNG-BOK KIM*, DUK-HONG MOON*, JOO-HO YANG* AND GYU-HOON CHAE**

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

**Dept. of Power System Engineering, Kunsan National University, Gunsan, Korea

KEY WORDS: Swing Motion Control 스윙모션제어, Trolley 트롤리, Moving-Mass 가동 질량체, Spreader 스프레더, Container Crane 컨테이너 크레인, Simultaneous Optimization Design Method 동시최적화 설계기법

ABSTRACT: The sway motion control problem of a container hanging on the trolley is considered in this paper. In the container crane control problem, the main issue involves suppressing the residual swing motion of the container at the end of acceleration, during deceleration, or for an unexpected disturbance input. 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. 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. In many cases, 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. From this, in this paper the simultaneous design method is used to achieve optimal system performance. 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 disturbances like wind.

1. 서 론

시스템의 설계에 있어서 설계사양이 복잡·다양해짐에 따라 구조계와 제어계를 동시에 설계해야할 필요성이 요구되게 되었다. 예를 들어 자동차의 suspension에 있어서 능동(active)요소 외에 스프링, 댐퍼 등의 수동(passive)요소 등도 설계변수로서 설계과정에서 고려할 때 보다 성능이 우수한 제어계의 설계가 가능하다. 그러나 지금까지의 대부분의 시스템의 설계, 특히 제어계의 설계에 있어서는 구조계 등의 제어대상의 설계가 완료되어 있다고 가정하고 제어이론을 전개하는 것이 일반적이며 시스템 전체의 최적화를 위해서는 시행착오를 거듭하여야 한다. 따라서 시스템 전체를 최적화하기 위해서는 구조계와 제어계를 동시에 최적화하는 문제를 생각해 보아야 한다.

종래에는 구조계와 제어계의 동시 최적화 설계문제에 대해 수리계획법을 이용하여 최적화하는 연구가 보고 되어져 있다 (Iwatsubo et al. 1993; Onoda, 1995; Obinata, 1997; Shi and

Skelton, 1996). 또한 최근에는 LMI(Linear Matrix Inequality) 및 BMI(Bilinear Matrix Inequality)을 이용한 구조계와 제어계의 최적화에 관한 연구도 행해지고 있다 (Tanaka and Sugie, 1998; Goh and Papavassilopoulos, 1994). 이러한 설계기법은 복잡한 복수의 설계사양을 동시에 다룰 수 있을 뿐 아니라, 그러한 문제에 대한 대역적 해를 유도할 수 있으므로 다방면의 설계문제에 적극적으로 이용되고 있다.

본 논문에서는 항만용 컨테이너 크레인을 모델링한 시스템을 대상으로 외란에 대한 크레인의 흔들림을 효과적으로 억제할 수 있도록 구조계 및 제어계를 동시에 설계하는 문제에 대해 고찰한다.

그런데 크레인의 흔들림 제어방법에는 트롤리의 운동을 제어하는 방식이 일반적이다. 본 연구에서는 이와 같은 트롤리 제어방식과는 달리 흔들림 억제력 발생장치를 스프레더 상부에 장착하여 제진효과를 얻는 방식을 고려한다 (손유식과 김영복, 2000; 김영복과 정용길, 2001; 채규훈과 김영복, 2003; 안상백 등, 2004; 김영완과 김영복, 2004; Kim, 2004). 이것은 트롤리 운동제어로부터 발생하는 작업자의 피로증가 등의 단점을 보완하고자 하는 관점에서 고안한 장치이며 기초연구 등을 통해 그 효과가 검증되어져 왔다. 이 장치는 가동 질량체

제1저자 김영복 연락처 : 부산광역시 남구 용당동 산100번지
051-620-1584 kpjiwoo@pknu.ac.kr

(moving-mass)를 스프레더 상부에 설치하여 가동 질량체의 운동을 제어함으로써 크레인의 흔들림을 억제한다. 따라서 본 논문에서는 이와 같은 크레인 흔들림 방지장치를 제어대상으로, 보다 효과적인 흔들림 억제력을 얻기 위한 제어계설계법에 대해 고찰한다.

본 논문에서의 궁극적 목적은 전체적인 구조계(엑츄에이터부를 제외한 시스템 전체)는 설계가 완료되어져 있고 그러한 구조물의 외력에 의한 진동을 효과적으로 제진하는 것이다. 이러한 목적을 달성하는데 있어서 실제적인 문제는 제진기(엑츄에이터부)의 설계이다. 특히 제진기의 질량을 결정하는 데는 어떠한 기준이 정립되어 있지도 않으며, 실험을 통한 시행착오법으로 선택해온 것이 사실이다. 따라서 본 논문에서는 동시설계법에 기초한 시스템 설계알고리즘을 소개하고, 제진기의 질량을 구조계의 파라미터로 생각하여 주어진 설계사양을 만족하도록 구조계와 제어계를 동시에 설계한다.

2. 시스템 표현 및 문제의 정식화

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 $x \in \mathbb{R}^n$ 는 상태, $w_0 \in \mathbb{R}^p$ 는 외란, $u \in \mathbb{R}^m$ 는 제어입력, $z_0 \in \mathbb{R}^q$ 는 제어출력을 나타낸다. $\Xi, \Psi, \Phi_1, \Phi_2, C, D_1$ 은 알고 있는 행렬(기지행렬)이고, 불확실성 $\Delta\Xi, \Delta\Psi, \Delta\Phi$ 는 구조계의 조정 가능한 파라미터(수동요소)이다. 구조적 불확실성(structured uncertainty)의 표현방법을 이용하면 이것은 기지행렬 $H_e, H_a, H_b, F_e, F_a, F_b$ 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 표현될 수 있고 이것은 다음의 집합에 속하는 것이다.

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

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.

$$p = \theta_\delta p_0 \ ; \ p > 0, \ p_0 > 0 \quad (4)$$

이 때, p_0 는 차원이 다른 수동요소의 파라미터를 무차원화 할 때의 기준값이고, θ_δ 는 파라미터의 변동을 나타내는 무차원량이다. 이러한 기호의 정의에 따라 수동요소의 파라미터는 θ_δ 를 포함하는 행렬 Σ 와, p_0 를 포함하는 행렬 H, F 로 분할되어져 식(3)과 같이 나타낼 수 있게 된다. 지금부터 θ_δ 를 가조정 파라미터라 한다. θ_δ 의 하한값을 0으로 한 것은 구조계의 대부분의 수동요소, 즉 질량, 스프링상수 및 댐핑계수가 양의 값밖에 갖지 않기 때문이다. 그리고 본 논문에서는 설계의 편의를 위해 일반화 플랜트 (1)에 대해서 다음의 가정을 둔다.

(A1) 식(1)의 시스템은 가안정이다.

(A2) 행렬 E 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 가정하에 식(1)은 다음과 같이 표현된다.

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

여기서,

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

$$E_e = \Xi^{-1} H_e, \ E_a = \Xi^{-1} H_a, \ E_b = \Xi^{-1} H_b$$

이고,

$$W = \text{block diag} (\Sigma_e, \Sigma_a, \Sigma_b), \ W \in \Theta \quad (8)$$

와 같이 정의한다. 이 때 W 는 모든 가조정 파라미터 θ_δ 를 대각요소로 갖는 행렬이다.

Fig. 1은 동시설계법에 대한 이해를 돕기 위해 설계해야 할 전체 시스템의 블록선도를 나타낸 것이다. 이 그림에서 G 는 제어대상인 플랜트이다. Σ_p 는 구조의 설계변수인 스프링상수, 댐핑계수 등의 수동요소를 나타낸 것이며, Σ_c 는 제어기 변수, 즉 능동요소를 나타낸다. 식(6)의 descriptor 방정식으로부터 Fig. 1에 나타낸 수동요소의 파라미터를 분리한 형태의 방정식을 유도하는 과정을 고찰해 본다. 식(6)에 대해서 다음과 같이 보조 입·출력을 정의하면

$$\begin{aligned} w_\delta &= -\Delta M \dot{x} + \Delta A x + \Delta B u \\ z_\delta &= \beta w_\delta, \ (0 < \beta < 1) \end{aligned} \quad (9)$$

식(6)의 방정식은 다음과 같이 표현된다.

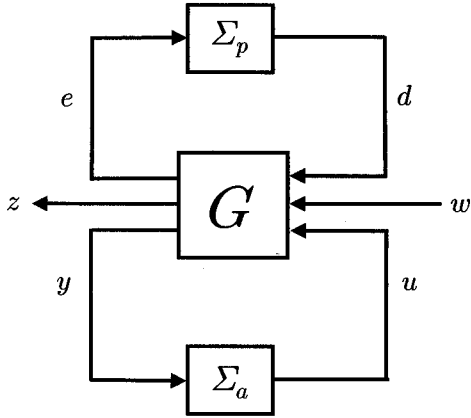


Fig. 1 Block diagram of the system with passive and active parameters

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + B_1 w + B_2 u \\ z &= C_1 x + D_{11} w + D_{12} u \end{aligned} \quad (10)$$

여기서,

$$w = w_0^T w_s^T, z = z_0 z_s$$

$$B_1 = B I,$$

$$C_1 = C_0 + E W F_{C1}$$

$$D_{11} = E W F_{D1}$$

$$D_{12} = E W F_{D2} + D_{10}$$

또한,

$$C_0 = \begin{bmatrix} C \\ 0 \end{bmatrix}, D_{10} = \begin{bmatrix} D_1 \\ 0 \end{bmatrix}, E = \begin{bmatrix} 0 \\ \beta E_0 \end{bmatrix},$$

$$E_0 = \begin{bmatrix} E_e & E_a & E_b \end{bmatrix}, F_{C1} = \begin{bmatrix} -F_e A \\ F_a \\ 0 \end{bmatrix}, F_{D1} = \begin{bmatrix} -F_e B_1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$F_{D2} = \begin{bmatrix} -F_e B_2 \\ 0 \\ F_b \end{bmatrix}, F = \begin{bmatrix} F_{C1} & F_{D1} & F_{D2} \end{bmatrix} \quad (12)$$

이다. 그리고 변수 d, e 를

$$\begin{aligned} e &= F_{C1} x + F_{D1} w + F_{D2} u \\ d &= W e \end{aligned} \quad (13)$$

와 같이 정의한다. 식(8), 식(13)으로부터, $[w^T u^T e^T]^T$ 에서 $[z^T x^T d^T]^T$ 까지의 전달함수 $\tilde{G}(s)$ 는

$$\tilde{G}(s) = \begin{bmatrix} A & B_1 & B_2 & 0 \\ C_0 & 0 & D_{10} & E \\ I & 0 & 0 & 0 \\ F_{C1} & F_{D1} & F_{D2} & 0 \end{bmatrix} \quad (14)$$

이고, 능동요소 Σ_a 는 아래와 같이 나타내어진다.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= \begin{bmatrix} A_c & B_c \\ C_c & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_c \\ y \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (15)$$

여기서,

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

로 둔다.

이와 같이 주어진 시스템에 대한 동시설계문제는, w 에서 z 까지의 전달함수 T_{zw} 가 $\|T_{zw}\|_\infty < \gamma$ 를 만족하는 수동요소의 파라미터 $W = \text{block diag}(\Sigma_e, \Sigma_a, \Sigma_b)$ 와 제어기를 구하는 문제로 귀착된다.

descriptor 표현방식에 따라 $T_{zw} = C_d(s \Xi_d - A_d)^{-1} B_d$ (패 루프계)은 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \Xi_d \dot{x}_d &= A_d x_d + B_d w \\ z &= C_d x_d \end{aligned} \quad (16)$$

단,

$$\begin{aligned} x_d &= x^T x_c^T e^T y^T w^T{}^T \\ \Xi_d &= \text{block diag}(I, I, 0, 0, 0) \\ A_d &= \begin{bmatrix} A & B_2 C_c & 0 & 0 & 0 \\ 0 & A_c & 0 & B_c & 0 \\ W F_{C1} & W F_{D2} C_c & -I & 0 & 0 \\ C_0 & 0 & 0 & -I & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -I \end{bmatrix} \\ B_d &= B_1^T 0 (W F_{D1})^T 0 I^T \\ C_d &= C_1 D_{12} C_c 0 0 D_{11} \end{aligned} \quad (17)$$

이다.

3. BMI 문제로의 귀착

3.1 Descriptor 표현에 관한 LMI 조건

여기서는 descriptor 표현에 관한 LMI 조건에 대해서 정리해 둔다. 먼저 식(16)의 시스템을 생각해 본다. $w = 0$ 라 할 때, 식(16)에 대해서 $\det(s \Xi_d - A_d) \neq 0$ 가 성립하고, 동시에 임펄스 모드 및 불안정한 지수모드를 갖지 않을 때 (Ξ_d, A_d) 는 안정하다.

Lemma 1 식(16)의 시스템에 대해서 (Ξ_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.

$$\begin{aligned} \Xi_d X_d &= X_d^T \Xi_d^T \geq 0 \\ A_d X_d + X_d^T A_d^T & \begin{bmatrix} B_d & X_d^T C_d^T \\ B_d^T & -\gamma I & 0 \\ C_d X_d & 0 & -\gamma I \end{bmatrix} < 0 \end{aligned} \quad (18)$$

3.2 BMI 문제로의 전환

식(16)의 Ξ_d, A_d 은 모든 Σ_a, Σ_p 에 대해서 regular이고 임펄스 모드를 갖지 않는다. 그리고 식(17)의 Ξ_{cl} 은

$$\Xi_d = \begin{bmatrix} I & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (19)$$

이므로 이에 대해 X_{cl} 을

$$X_d = \begin{bmatrix} P_d & X_2 \\ X_3 & X_4 \end{bmatrix} \quad (20)$$

와 같이 분해하면 $\Xi_d X_d = X_d^T \Xi_d^T$ 로부터 $X_2 = 0$ 이 되어야 한다. 또한 $A_d X_d + X_d^T A_d^T < 0$ 로부터 X_d 은 정칙이므로 P_d, X_4 이 정칙이고 $P_d > 0$ 이다. 따라서 X_d 은 다음과 같이 주어진다.

$$X_d = \begin{bmatrix} P_d & 0 \\ X_3 & X_4 \end{bmatrix}, P_d = P_d^T > 0 \quad (21)$$

Lemma 2 Fig. 1의 시스템에 있어서 Σ_a, Σ_p 가 H_∞ 제어사양 :

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

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

$$\Gamma_\infty := \{X_d \mid X_d \text{ 은 식(21), 식(18)을 만족한다}\} \quad (22)$$

이것으로 동시설계문제는 Σ_p, Π_a, X_d 에 관한 BMI 문제로 귀착되었다.

따라서 Fig. 1의 시스템에 대해 w 에서 z 까지의 H_∞ 놈을 최소화하는 문제를 고려하면, $\gamma > 0$ 를 정수로 둘 때 Lemma 2로부터 동시설계문제는 다음 형식의 BMI 문제로 귀착됨을 알 수 있다.

$$\Omega(\kappa(X_d), \eta(\Sigma_p, \Pi_a), \gamma) > 0 \quad (23)$$

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 구한다.

동시설계문제의 중요한 특징 중의 하나는 수동요소가 고정되어 있다면 이것은 통상의 제어계 설계문제에 지나지 않는다는 것이다. 또한 full-order의 경우 H_2, H_∞ 제어문제 등 많은 제어계 설계문제가 LMI 문제로 전환되고 최적의 보상기를 설계하는 것이 가능하다. 따라서 이와 같은 특징을 이용하여 다음의 해법을 생각한다.

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.

4. 크레인의 흔들림 제어를 위한 동시최적화 설계기법의 적용

본 장에서는 컨테이너 크레인의 진동제어를 위해 3장에서 소개한 알고리즘에 따라 구조계 및 제어계를 동시에 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 실험을 통한 시행착오법과 경험적 방법으로 그 크기를 결정해온 것이 사실이다(손유식과 김영복, 2000; 김영복과 정용길, 2001; 채규훈과 김영복, 2003; 안상백 등, 2004, 김영완과 김영복, 2004; Kim, 2004). 이에 대해 본 논문에서는 동시 설계법을 이용하여 제진기의 질량을 구체적으로 결정함과 동시에 주어진 설계사양을 만족하는 제어기를 설계한다. 그리고 실험을 통하여 설계법의 유효성을 검토한다.

4.1 구조계의 표현

본 연구에서 제어대상으로 하고 있는 구조계는 Fig. 2 및 Fig. 3과 같다. Fig. 2는 항만용 트랜스퍼 크레인(transfer crane)의 축소모델 실험 장치이다.

Fig. 3은 실험장치에 대한 이해를 돕기 위한 개략도이다. 앞서 기술하였듯이 크레인 흔들림을 억제하기 위한 액추에이터부가 스프레더 상부에 설치되어 있다. 이 장치는 가동질량체를 모터에 의해 강제적으로 운동시킴으로써 흔들림 억제력을 받

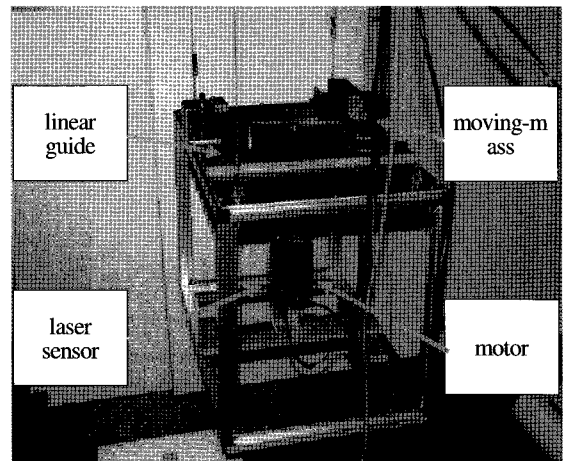


Fig. 2 Experimental apparatus

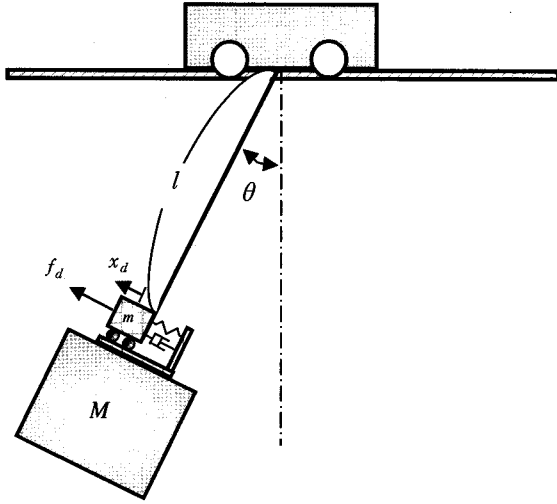


Fig. 3 Dynamic model of controlled system illustrated in Fig. 2

생시킴으로써 고안되어져 있다. 이때 컨테이너의 흔들림 현상 및 크레인 시스템에 대하여 몇 가지 잘 알려진 가정아래 Lagrange Mechanics를 이용하면 액츄에이터(actuator)부를 포함한 전체 시스템의 운동방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$(M+m)l^2\ddot{\theta} = -\alpha\dot{\theta} - Mgl\sin\theta - mg(x_d\cos\theta + l\sin\theta) + T - f_d \tag{24}$$

$$m\ddot{x}_d = -mg\sin\theta + f_d - C_d\dot{x}_d - k_d x_d \tag{25}$$

여기서,

- α : 컨테이너부의 감쇠계수
- C_d : 액츄에이터(actuator)부의 감쇠계수
- f_d : 장치가 컨테이너에 가하는 수평합력 [N]
- g : 중력가속도 [m/s^2]
- k_d : 액츄에이터부의 강성계수
- l : 로프길이 [m]
- M : 컨테이너 질량 [kg]
- m : 가동 질량체의 질량(moving mass) [kg]
- x : 스프레더 변위 [m]
- x_d : 가동 질량체의 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 둘 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(24)와 식(25)는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$(M+m)\ddot{x} = -\frac{\alpha}{l}\dot{x} - Mgx - mgx_d + mgx + T - f_d \tag{26}$$

$$m\ddot{x}_d = -mg\theta + f - C\dot{x}_d - k_d x_d = -\frac{mg}{l}x + Kv - C\dot{x}_d - k_d x_d \tag{27}$$

여기서 식(26)은 외력에 의해 발생하는 스프레더부의 운동을 나타내며, 식(27)은 스프레더부의 흔들림을 억제시키기 위한 제어력을 발생시키는 액츄에이터부를 나타내고 있다.

위의 결과로부터 전체 시스템에 대한 상태공간 표현은 다음과 같이 나타내어진다.

$$\begin{aligned} \dot{\Xi}_p &= A_p \Xi_p + B_p u + B_d w \\ y_p &= C_p \Xi_p + D_p u \end{aligned} \tag{28}$$

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

$$\begin{aligned} \Xi_p &= \text{diag} [1, (M+m), 1, m] \\ A &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -(M+m)\frac{g}{l} & -\frac{\alpha}{l} & -m\frac{g}{l} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -m\frac{g}{l} & 0 & -k & -C \end{bmatrix} \\ B_p &= \begin{bmatrix} 0 \\ -K_m \\ 0 \\ K_m \end{bmatrix}, B_d = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}, D_p = 0 \end{aligned} \tag{29}$$

여기서 설계해야할 변수(수동요소)는 가동 질량체의 질량 m 이며 그 외 변수는 계측 및 추정된 값을 이용한다.

4.2 제어기(능동요소)의 설계

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

이것으로부터, 3장에서 소개한 동시설계 알고리즘에 따라 문제의 해를 구하기 위해 식(1)과 식(28) 및 식(29)의 표현에서 각 계수행렬들의 관계를 다음과 같이 정리한다.

$$\begin{aligned} \Xi + \Delta\Xi &= \Xi, \Psi + \Delta\Psi = A, \\ \Phi &= B, \Phi + \Delta\Phi = B, \\ C &= C_p, D_1 = D_p \end{aligned} \tag{30}$$

Table 1 Parameters for experiment and simulation

Parameters	Values
C_d	1.5865 [N · s/m]
g	9.8 [m/s ²]
k_d	0.00095 [N/m]
K_m	1.425 [N · m/A]
m	calculated
M	0.565 [kg]

Table 1은 본 연구에서 제어계를 설계하기 위해 사용한 파라미터 들이다.

단, 본 연구에서는 수동요소의 가조정 파라미터가 가동 질량체의 질량 m 뿐이므로, 식(30) (혹은 식(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. 그러나 본 논문에서는 변동하는 수동요소가 m 뿐이므로 $\theta_k, \theta_d = 0$ 이고, 결국 $W = \text{diag}(\theta_m, 0, 0)$ 로 된다. 그리고, 편이상 행렬의 초기치 W_0 를 $W_0 = \alpha I$ 라 둔다 (단, α 는 스칼라 정수, I 는 단위행렬이다).

제어계 설계알고리즘을 간단하게 정리한다.

본 연구에서의 목적은 설계과정을 통해 최적의 제어성능을 달성하도록 하는 제어기를 설계하고 가동질량체의 적절한 질량을 결정하는 것이다. 따라서 가동질량체의 질량에 대해

$$m_{\min}(0.001) \leq m \leq m_{\max}(0.14)$$

와 같이 제약을 두고, 이 범위에서 m 값을 변화시켜가면서 바람직한 제어성능을 달성하는 질량체의 무게를 결정하면 된다. 단순하게는 m 값을 변화시켜가면서 제어기를 각각 구하고 이 때 얻어지는 성능지표 $\gamma_i (i = 1, \dots, m)$ 를 비교하여 최소의 γ_i 가 얻어질 때의 질량 m_i 를 최적의 질량체 무게로 결정하면 되는 것이다. 그 결과를 Fig. 4에 나타내었다. Fig. 4는 가동 질량체의 질량(x축)을 변화시켜갈 때의 제어성능지수(y축)를 나타낸 것이다. 가동 질량체의 질량이 크면 클수록 제어성능이 향상됨을 알 수 있으나, 질량값이 0.07이상 이 되면 제어계가 불안정한 특성을 나타내어 안정임계영역 아래의 값인 $m=0.06$ kg을 최적의 값으로 결정하였다.

이때 설계사양을 만족하는 제어기의 파라미터(계수행렬)는

$$A_c = \begin{bmatrix} 956.7608 & 2.4872 & 12.8919 & 2.2538 \times 10^4 \\ 6.5426 \times 10^4 & -0.1218 & -3.6890 \times 10^3 & -9.2159 \times 10^6 \\ 510.3611 & 1.3967 & -14.1458 & -4.6774 \times 10^4 \\ -2.1404 \times 10^3 & -4.8237 & -8.7477 & -3.1206 \times 10^3 \end{bmatrix}$$

$$B_c = \begin{bmatrix} 1.3074 \times 10^3 & -0.6340 \\ 1.5414 & -0.0016 \\ 2.0902 \times 10^2 & -0.0218 \\ -2.5306 \times 10^3 & 1.1696 \end{bmatrix} \quad (31)$$

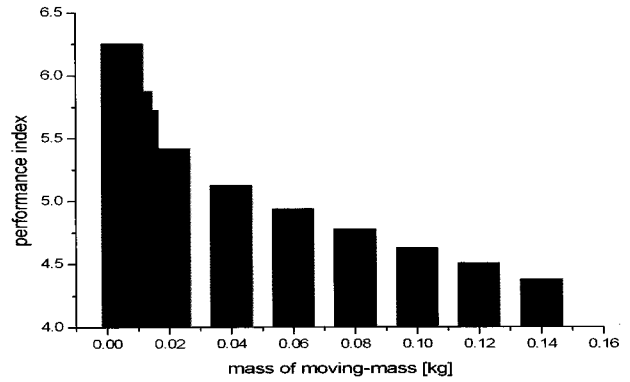


Fig. 4 Mass vs. performance index

$$C_c = 26.1736 \ 0.0105 \ -1.4759 \ -3.6872 \times 10^3$$

$$D_c = 0 \ 0$$

와 같이 구하였다.

5. 실험

위의 결과를 이용하여 실험을 행하였다. 실험은 앞서 설명하였듯이, Fig. 2의 실험장치를 이용하였으며 실험결과를 다음의 그림에 나타낸다.

본 논문에서는 로프길이는 변하지 않는다고 가정한다. 이때 이동과정 중 외부적 요인에 의해 발생하는 컨테이너의 흔들림이 어떻게 억제되는지 그 상태를 고찰한다.

[실험결과 1] 이니셜(initial) 응답 : Fig. 5(개루프계), Fig. 6(폐루프계)

컨테이너를 수평방향으로 일정변위 만큼 이동시켰다 놓았을 때의 initial 응답을 나타내고 있다. 이때 로프길이는 -0.5[m]로 고정시켰다. Fig. 6으로부터 알 수 있듯이 (a)에 나타난 가동질량체의 운동에 의해 스프레더의 흔들림이 (b)와 같이 효과적으로 억제되고 있다.

[실험결과 2] 일정한 로프길이에서 외란을 인가했을 때의 외란 응답 : Fig. 7(개루프계), Fig. 8(폐루프계)

로프길이를 일정하게 고정시켜 두고, 외란을 지속적으로 인가했을 때의 응답을 나타내고 있다. Fig. 6은 개루프 응답을 나타내며, Fig. 7은 제어를 행할 때의 응답을 나타내고 있다. (a)는 스프레더의 흔들림을 나타내며, (b)는 가동 질량체의 운동을 나타내고 있다.

실험결과를 나타내고 있는 각각의 그림으로부터 알 수 있듯이 컨테이너의 스프레더부가 외력에 의해 흔들릴 경우 제어를 행하지 않은 상태에서는 흔들림이 지속적으로 계속되는 반면, 제어를 행할 경우 흔들림이 신속하게 억제됨을 알 수 있다. 그리고, 본 연구에서 제어대상으로 하고 있는 실험장치의 경우, 액추에이터부의 가동 질량체 이동거리가 중심에서 ± 0.13 m로 제한된다. 실험결과에서는 이와 같은 범위에서 가동질량체가 운동하면서 제어력을 효과적으로 발생시키고 있음을 확인할 수 있다.

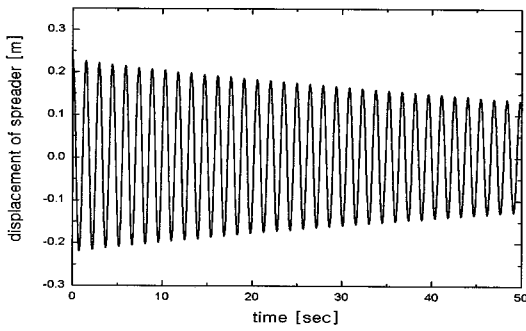
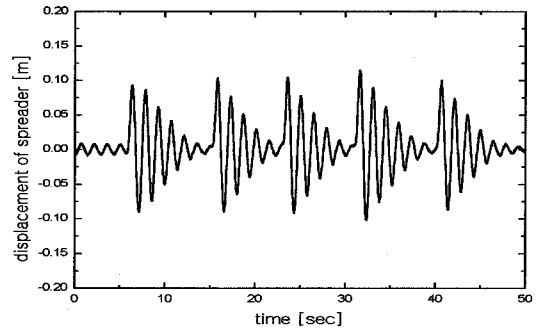
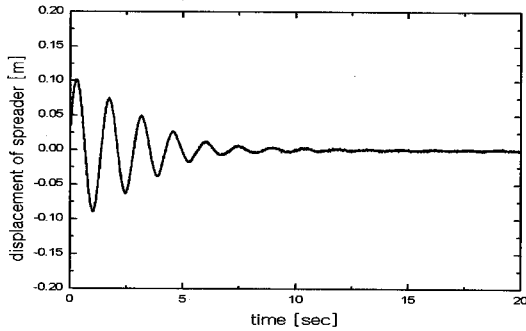


Fig. 5 Initial response(open-loop), when the rope length is -0.5m

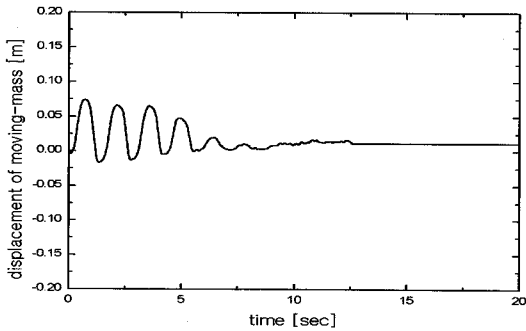


(a) displacement of spreader

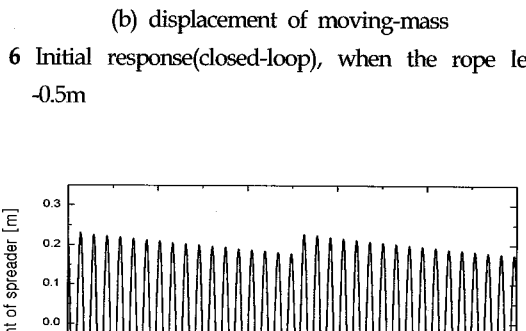


(b) displacement of moving-mass

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



(a) displacement of spreader



(b) displacement of moving-mass

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

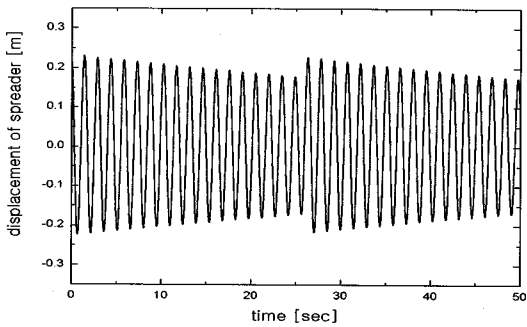


Fig. 7 Disturbance response of open-loop system(displacement of spreader), when the rope length is -0.5m

6. 결 론

본 연구에서는 효율적이며 최적의 성능을 달성하기 위한 시스템 설계법에 대해 고찰하였다. 본 연구에서 제안한 설계법은 구조계 및 제어계 설계를 독립적으로 수행하였던 기존의 설계과정을 보다 효율적으로 수행하고자 하는 것이다. 예를 들어 시스템 제어문제에 있어, 제어대상인 구조계는 이미 설계되어져 있고 이러한 시스템을 제어대상으로 하여 제어계를 설계하는 것이 일반적인 방법이다. 이 경우 설계된 제어계로부터 다소의 바람직한 제어성능을 달성할 수도 있으나 최적의 시스템 구축과 성능을 얻는다는 보장은 없다. 따라서 이러한 문제를 시스템 설계 시작 단계부터 고려하는 것이 보다 효과적인 결과를 얻을 수 있을 것이라는 기대는 당연한 것이다. 이러한 목적을 달성하기 위해 최적의 시스템설계를 위한 하나의 설계알고리즘을 제안하였다. 그리고 제안한 알고리즘의 유효성을 확인하기 위해 크레인의 흔들림을 제어하기 위한 제어계 설계에 이용하였다. 특히 본 연구에서는 크레인의 흔들림을 억제하기 위한 액츄에이터의 질량체(무게)를 구조계 파라미터로 설정하였다. 즉, 크레인의 흔들림을 효과적으로 억제하기 위해 최적의 액츄에이터 질량체 무게와 제어를 동시에 설계하였다. 실험을 통해 동시설계법을 이용하여 설계한 시스템의 유효성을 확인하였다.

후 기

이 논문은 2003년도 부경대학교 기성회 학술연구비에 의하여 연구되었음.

참 고 문 헌

- 김영복, 정용길 (2001). " H_{∞} Gain-Scheduling 기법을 이용한 컨테이너 크레인의 흔들림 제어에 관한 연구", 제어/자동화/시스템공학논문지, 제7권, 제7호, pp 559-566.
- 김영완, 김영복 (2004). "로프 길이변화를 고려한 크레인의 흔들림 제어에 관한 연구:Gain-Scheduling 기법에 의한 제어기 설계", 한국동력기계공학회지, 제8권, 제3호, pp 58-66
- 손유식, 김영복 (2000). "컨테이너 크레인의 흔들림 방지장치 개발에 관한 연구", 한국해양공학회지, 제14권, 제4호, pp 35-42..
- 안상백, 채규훈, 김영복 (2004). "크레인 스프레더의 Swing Motion 제어에 관한 연구:로프 길이변화를 고려한 경우", 한국동력기계공학회지, 제8권, 제1호, pp 55-61.
- 채규훈, 김영복 (2003). "크레인 스프레더의 Swing Motion 제어에 관한 연구", 한국동력기계공학회지, 제7권, 제3호, pp 54-60.
- Goh, M.K.C. and Papavassilopoulos, G.P. (1994). "A Global Optimization Approach for BMI Problem", Proc. of 33th CDC, pp 850-855.
- Iwatsubo, T., Kawamura, S. and Adachi, K. (1993). "Research Trends and Future Subjects on Simultaneous Optimum Design of Structural and Control Systems for Mechanical Structure", JSME Journal(C), Vol 59, No 559, pp 631-635.
- Kim, Y.B. (2004). "A New Approach to Anti-Sway System Design Problem", KSME International Journal, pp 1306-1311.
- Obinata, G. (1997). "Simultaneous Optimization of Space Structure and Control Systems", Journal of the SICE of Japan, Vol 36, No 4, pp 254-261.
- Onoda, J. (1995). "Simultaneous Optimization of Space Structures and Control Systems", Systems, Control and Information of Japan, Vol 39, No 3, pp 136-141.
- 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.
- 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.

2004년 10월 18일 원고 접수

2005년 5월 19일 최종 수정본 채택