

부유체 위에 고정된 크레인의 안정화 제어기 설계에 관한 연구

A Study of Anti-sway Control for a Ship-mounted Container Crane

민형기, 조재동, 김지훈, 권성하, 정은태*
(Hyung Gi Min¹, Jae Dong Cho¹, Ji Hoon Kim¹, Sung-Ha Kwon¹, and Eun Tae Jeung¹)

¹Changwon National University

Abstract: This paper deals with an anti-sway control for a ship-mounted container crane which is disturbed by the wave-induced motions of the ship. We derive a simple dynamics of the ship-mounted container crane with an active anti-sway control system and transform it into a dynamic function for a horizontal variable on the absolute coordinate. Then we propose a control method to reduce pendulation of the spreader and compare its performance with well-known feedback linearization control in computer simulation.

Keywords: crane, anti-sway, feedback-linearization

I. 서론

최근 태평양과 대서양을 잇는 파나마 운하의 확장 공사가 2014년, 니카라과에서 그랜드 대양 운하를 2020년에 완공 예정이다. 이 공사가 끝나면 통과 가능 컨테이너선의 규모가 4500TEU급에서 12000TEU급까지 향상될 전망이다. 현재 태평양과 미국 동부 사이의 대부분의 물류는 미국 서부에서 컨테이너선이 하역을 하고 이후 육상을 경유해 운송되고 있다. 그러나 앞서 언급한 두 공사가 끝나면 일단 38%선에 머물러 있는 동북아시아-미국 동해안 해상물동량이 49%수준으로 높아질 것으로 전문가들은 보고 있다. 또한 아시아 국가들과 유럽연합과의 물류량의 증가도 예상되고 있다[1].

이렇게 증가될 물류량에 맞춰 항만 시설 확충 및 물류시스템의 향상이 필요한 상태이다. 이에 최근 KAIST를 중심으로 기존의 항만 시설의 확충없이 사용량을 증대시키고, 무리한 항만 시설의 신설을 막을 수 있는 모바일 하버에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다[2]. 위와 같은 기대와 함께 활발히 연구되고 있는 모바일 하버 연구에서 컨테이너 크레인은 핵심 기술이라 할 수 있다. 그러나 모바일 하버라는 부유체 위에 설치될 크레인은 기존의 육상 크레인과는 달리 부유체의 흔들림이라는 외란이 존재한다. 모바일 하버와 비슷한 배위의 크레인(ship-mounted crane)에서는 부유체의 흔들림에 대해 트롤리의 움직임으로 스프레더를 안정화하는 연구[3-10]가 수행되었다. 그러나 일반적으로 트롤리 하단에 위치한 운전실에 작업자가 탑승해 있는 기존의 크레인에서는 작업자의 작업 피로도를 증가시킬 수 있다.

본 논문은 모바일 하버와 같은 부유체 위의 컨테이너 크

레인의 제어에 있어서 기존의 크레인 시스템에서 스프레더에 추가 제어력[11]을 인가함으로써 부유체의 흔들림이라는 외란이 존재하더라도 안정화하는 제어기를 설계한다. 또한 시뮬레이션 결과 본 논문이 제시한 추가 제어력이 궤환선형화기법으로 설계한 추가 제어력 보다 상대적으로 작은 크기를 가지는 것을 보여준다.

본 논문은 II 장에서 크레인의 동역학 모델을 구축하고 그로부터 다시 절대 좌표계에서의 크레인 동역학 모델로 변환한다. III 장에서 본 논문이 제시하는 제어기와의 성능 비교를 위해 비선형 모델에 보편적으로 적용되는 궤환선형화 방법[12]을 이용한 제어기를 설계한다. 그로부터 IV 장에서 시뮬레이션 결과를 고찰하면서 본 논문이 제시한 방법의 성능을 확인하고, V 장에서 결론을 맺는다.

II. 부유체 위의 크레인에 대한 동역학 모델

이 장에서는 부유체 위의 크레인에 대한 동역학 모델을 구성한다. 먼저 라그랑지 방법을 이용해서 동역학 모델을 구축하고 난 후 트롤리의 실제 움직임이 아니라 수평방향의 움직임을 상태로 보는 모델로 변환한다. 그림 1과 같은 부유체 위의 크레인에 대해 본 논문에서는 다음을 가정한다.

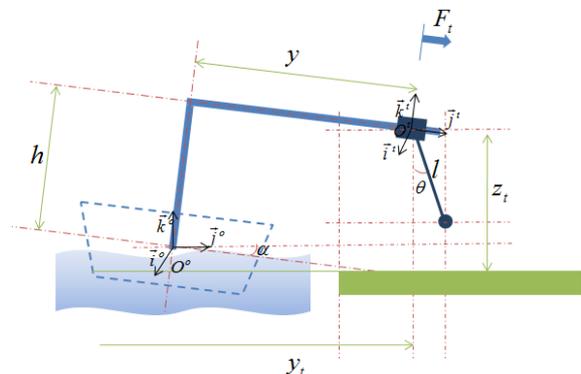


그림 1. 부유체 위의 크레인 전체 개념도.

Fig. 1. Schematic of ship-mounted crane.

* 책임저자(Corresponding Author)

논문접수: 2010. 2. 17., 수정: 2010. 4. 1., 채택확정: 2010. 6. 3.
민형기, 조재동, 김지훈, 권성하, 정은태: 창원대학교 제어계측공학과
(pinkwink.korea@gmail.com/thecrow7777@nate.com/kjihoon01@gmail.com/shkwon@changwon.ac.kr/jet26@changwon.ac.kr)

※ 본 논문은 한국과학기술원에서 지원하여 연구하였음. 과제번호 [2009-0481-0000].

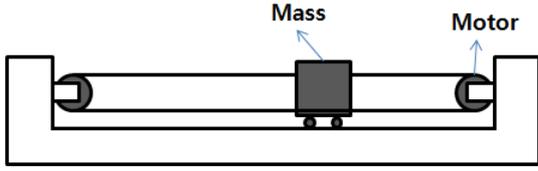


그림 2. 능동형 흔들림 방지장치.

Fig. 2. An active anti-sway control system.

(i) 스프레더는 트롤리의 진행방향으로 제어력(F_b)을 추가로 가진다.

(ii) 해파에 의한 부유체의 흔들림($\alpha, \dot{\alpha}, \ddot{\alpha}$)은 측정가능하다.

(iii) 부유체의 회전은 그림 1에서 i° 중심의 회전만 고려한다.

(iv) 트롤리와 스프레더를 연결하는 와이어의 길이변화는 고려하지 않는다.

(v) 스프레더와 트롤리는 질점으로 생각하고, 마찰은 고려하지 않는다.

위 (i)을 가정한 이유는 해파에 의해 지속적으로 흔들리는 부유체에서 스프레더의 각도 제어를 용이하게 하기 위해서이다. 스프레더 상부에 설치되어 트롤리의 진행방향과 같은 방향으로 작용하는 추가 제어력을 위한 장치는 능동형 흔들림 방지장치[11]를 생각할 수 있다. 그림 2의 능동형 흔들림 방지장치는 벨트나 볼스크류를 이용하여 스프레더가 기울어진 방향으로 질량체를 움직여 스프레더의 진동을 억제하는 장치이다. 가정 (ii)의 부유체의 흔들림은 센서 기술의 발전으로 측정가능[13,14]하고, 가정(iii-v)는 상대적으로 간소한 상황을 설정하여 제어 가능성을 확인해보기 위해서이다.

1. 일반적인 동역학 모델

그림 1에서 트롤리의 무게는 m_t , 스프레더의 무게는 m_s 이다. l 은 트롤리에서 스프레더까지의 거리이고, h 는 부유체에서부터 트롤리의 높이, y 는 트롤리의 진행거리이다. 그리고 트롤리의 진행방향으로 트롤리를 움직이는 힘은 F_t 이다. 또한 스프레더의 중력방향에 대한 각도는 θ , 해파에 의한 부유체의 흔들리는 각도는 α 라 한다. 트롤리와 스프레더의 위치벡터는 각각

$$\vec{r}_t = (y \cos \alpha - h \sin \alpha) \vec{j} + (h \cos \alpha + y \sin \alpha) \vec{k} \quad (1)$$

$$\vec{r}_s = (y \cos \alpha - h \sin \alpha + l \sin \theta) \vec{j} + (h \cos \alpha - l \cos \theta + y \sin \alpha) \vec{k} \quad (2)$$

이다. 시스템의 전체 운동에너지(T)와 위치에너지(V)

$$T = \frac{1}{2} m_t \frac{d}{dt} (\vec{r}_t^o \cdot \vec{r}_t^o) + \frac{1}{2} m_s \frac{d}{dt} (\vec{r}_s^o \cdot \vec{r}_s^o) \quad (3)$$

$$V = g(m_t \vec{r}_t + m_s \vec{r}_s) \cdot \vec{k} \quad (4)$$

를 이용해서 라그랑지언(Lagrangian)

$$\begin{aligned} L &= T - V \\ &= \frac{1}{2} m_t ((\dot{\alpha} y \sin \alpha - \dot{y} \cos \alpha + \dot{\alpha} h \cos \alpha)^2 \\ &\quad + (\dot{y} \sin \alpha - \dot{\alpha} h \sin \alpha + \dot{y} \cos \alpha)^2) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} &+ \frac{1}{2} m_s ((\dot{y} \cos \alpha + \dot{\theta} l \cos \theta - \dot{\alpha} y \sin \alpha - \dot{\alpha} h \cos \alpha)^2 \\ &+ (\dot{y} \sin \alpha - \dot{\alpha} h \sin \alpha + \dot{y} \cos \alpha + \dot{\theta} l \sin \theta)^2) \quad (5) \\ &- g m_s (h \cos \alpha - l \cos \theta + y \sin \alpha) \\ &- g m_t (h \cos \alpha + y \sin \alpha) \end{aligned}$$

을 구할 수 있다. 식 (5)를 일반적인 라그랑지 방정식

$$\Xi_\xi = \frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{\xi}} - \frac{\partial L}{\partial \xi}, \quad \xi = y, \theta \quad (6)$$

에 적용하고, 각 상태 y 와 θ 에 적용되는 외력은 $\Xi_y = F_t$, $\Xi_\theta = l F_b$ 이므로

$$\begin{aligned} (m_s + m_t) \ddot{y} + (m_s + m_t) g \sin \alpha \\ - (m_s + m_t) \dot{\alpha}^2 y - (m_s + m_t) h \ddot{\alpha} \\ + l m_s \cos(\theta - \alpha) \ddot{\theta} - \dot{\theta}^2 l m_s \sin(\theta - \alpha) = F_t \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} m_s \cos(\theta - \alpha) \ddot{y} + l m_s \ddot{\theta} - \dot{\alpha} h m_s \cos(\theta - \alpha) \\ + 2 \dot{y} \dot{\alpha} m_s \sin(\theta - \alpha) - \dot{\alpha}^2 h m_s \sin(\theta - \alpha) \\ - \dot{\alpha}^2 m_s y \cos(\theta - \alpha) = F_b \end{aligned} \quad (8)$$

이다. 이를 정리하면

$$\begin{aligned} \ddot{y} &= \dot{\alpha}^2 y + \ddot{\alpha} h - g \sin \alpha \\ &+ \frac{1}{m_t + m_s \sin^2(\theta - \alpha)} (-F_b \cos(\theta - \alpha) \\ &+ F_t - m_s l \dot{\theta}^2 \sin(\theta - \alpha) \\ &+ m_s \sin(\theta - \alpha) \cos(\theta - \alpha) (2 \dot{\alpha} \dot{y} + \ddot{\alpha} h \\ &+ g \cos \alpha - \dot{\alpha}^2 h)) \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \ddot{\theta} &= \frac{1}{m_s l (m_t + m_s \sin^2(\theta - \alpha))} \\ &\times ((m_t + m_s) (F_b - m_s g \sin(\theta - \alpha) \cos \alpha \\ &+ m_s \dot{\alpha}^2 h \sin(\theta - \alpha) - 2 m_s \dot{\alpha} \dot{y} \sin(\theta - \alpha) \\ &- m_s \ddot{\alpha} y \sin(\theta - \alpha) - m_s F_t \cos(\theta - \alpha) \\ &- m_s^2 l \dot{\theta}^2 \sin(\theta - \alpha) \cos(\theta - \alpha)) \end{aligned} \quad (10)$$

이다. 식 (8)에서 제어력이 없고, y 가 고정되었다고 하면

$$\ddot{\theta} + \frac{g}{l} \sin \theta = f(\alpha, \dot{\alpha}, \ddot{\alpha}) \quad (11)$$

이다. 여기서 $f(\alpha, \dot{\alpha}, \ddot{\alpha})$ 는

$$\begin{aligned} f(\alpha, \dot{\alpha}, \ddot{\alpha}) &= \ddot{\alpha} h m_s \cos(\theta - \alpha) \\ &- 2 \dot{y} \dot{\alpha} m_s \sin(\theta - \alpha) + \dot{\alpha}^2 h m_s \sin(\theta - \alpha) \\ &- \ddot{\alpha} m_s y \sin(\theta - \alpha) + \dot{\alpha}^2 m_s y \cos(\theta - \alpha) \end{aligned} \quad (12)$$

이다. 식 (11)의 좌변을 $\theta \approx 0$ 에서 근사화하면

$$\ddot{\theta} + \frac{g}{l} \theta = f(\alpha, \dot{\alpha}, \ddot{\alpha}) \quad (13)$$

이므로 근사적인 진동 각주파수는 $\sqrt{g/l}$ 이다. 만약 외란에 $\sqrt{g/l}$ 의 각주파수 성분이 포함되면 시스템은 불안정해 질 것이다. 이를 관찰하기 위해 $m_t = 20\text{Kton}$, $m_s = 40\text{Kton}$, $l = 10\text{m}$ 라 두고, 주기 3초에 진폭 $\pm 3^\circ$ 의 정현파 외란 α 에 대한 θ 의 응답을 조사해보면 그림 3과 같다. 외란 α 의

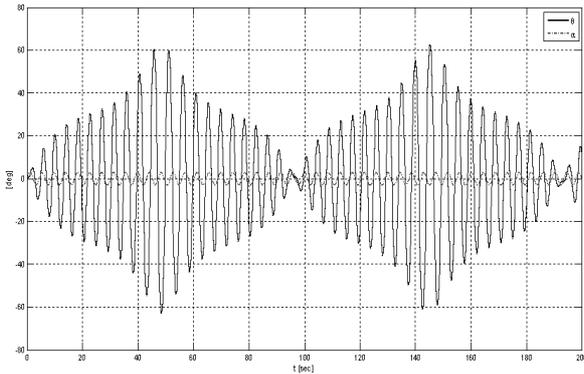


그림 3. 제어력이 없는 상태에서 외란 α 가 인가되었을 때 θ 의 응답.

Fig. 3. Response to disturbance input without control input.

진동이 $\pm 3^\circ$ 에 불과한데도 스프레더의 흔들림(θ)은 최대 $\pm 60^\circ$ 까지 흔들리는 것을 관찰할 수 있다. 일반적으로 알려진 이 현상[7]은 작은 외란에 대해서도 제어력이 없는 상황에서 부유체 위의 크레인 시스템의 불안정성을 보이므로 이를 고려한 제어기 설계가 필요하다.

본 논문에서는 기존에 잘 알려진 케환선형화기법을 이용한 제어기 설계가 가지는 문제점을 보이고 이를 개선하기 위한 제어기 설계기법을 제시하기 위해, 다음 절에서는 절대좌표계에서 크레인 시스템의 동역학을 표현하고 III장에서 제어기 설계기법을 소개한다.

2. 절대좌표로 상태 변환

식 (9)와 (10)에서 일반적인 부유체의 흔들림을 고려한 크레인의 동역학 모델을 구축하였다. 그러나 부유체가 흔들리는 환경에서는 트롤리의 위치(y)를 제어하는 형태 보다 절대좌표에서 트롤리의 수평성분을 제어하는 것이 타당하다. 그러므로 본 절에서는 2-1절의 동역학 모델에서 트롤리의 수평 이동 성분을 상태로 하는 동역학으로 변환한다.

식 (7)과 (8)에서 트롤리의 수평방향 이동거리는 y_t , 트롤리의 높이는 z_t 라 두고

$$y_t = y \cos \alpha - h \sin \alpha \tag{14}$$

$$z_t = h \cos \alpha + y \sin \alpha \tag{15}$$

이고, 식 (7)과 (8)을 y_t 와 z_t 에 대해 표현하면

$$\begin{aligned} (m_t + m_s)\ddot{y}_t \cos \alpha + (m_t + m_s)\ddot{z}_t \sin \alpha \\ + m_s l \ddot{\theta} \cos(\theta - \alpha) - m_s l \dot{\theta}^2 \sin(\theta - \alpha) \\ + (m_t + m_s)g \sin \alpha = F_t \end{aligned} \tag{16}$$

$$\begin{aligned} \ddot{\theta} l m_s + \ddot{y}_t m_s \cos \theta + \ddot{z}_t m_s \sin \theta \\ + g m_s \sin \theta = F_b \end{aligned} \tag{17}$$

이고, 이를 다시 표현하면

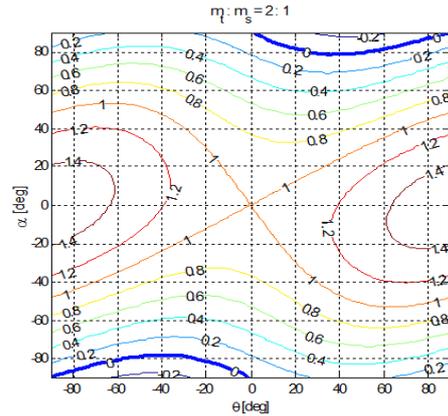
$$\begin{aligned} \ddot{y}_t = \frac{1}{M_t} (m_s l F_t - m_s l \cos(\theta - \alpha) F_b \\ + m_s^2 l^2 \dot{\theta}^2 \sin(\theta - \alpha) \\ - m_s (m_t + m_s) l (\ddot{z}_t + g) \sin \alpha \\ + m_s^2 l (\ddot{z}_t + g) \sin(\theta - \alpha)) \end{aligned} \tag{18}$$

$$\begin{aligned} \ddot{\theta} = \frac{1}{M_t} (-m_s \cos \theta F_t + (m_t + m_s) \cos \alpha F_b \\ - m_s^2 l \dot{\theta} \sin(\theta - \alpha) \cos \theta \\ + m_s (m_t + m_s) (\ddot{z}_t + g) \sin(\theta - \alpha)) \end{aligned} \tag{19}$$

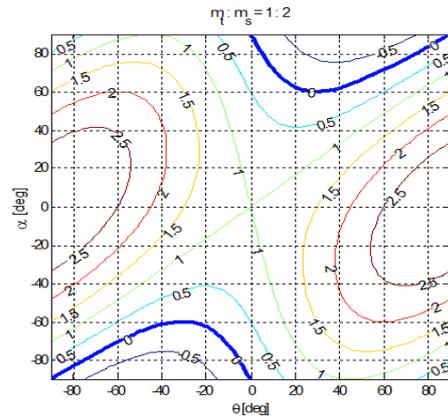
이다. 이때 M_t 는

$$\begin{aligned} M_t = m_s l (m_t + m_s) \cos \alpha - m_s^2 l \cos \theta \cos(\theta - \alpha) \\ = m_s l (m_t \cos \alpha + m_s \sin \theta \sin(\theta - \alpha)) \end{aligned} \tag{20}$$

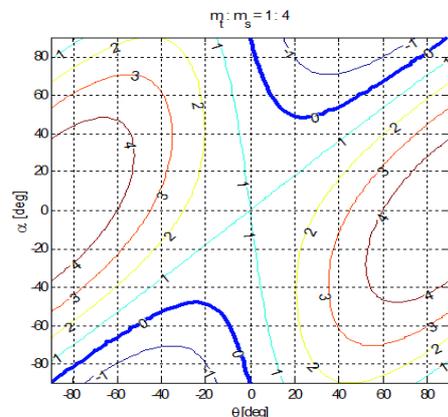
이다. 만약 $M_t = 0$ 이면 식 (9)와 (10)은 식 (18)과 (19)로 표



(a) $m_t : m_s = 2 : 1$



(b) $m_t : m_s = 1 : 2$



(c) $m_t : m_s = 1 : 4$

그림 4. 식 (21)에 대한 칸투어.

Fig. 4. Contour for equation (21).

현할 수 없다. 그러므로 $M_t = 0$ 가 되는 θ , α 를 조사하기 위해

$$D = \frac{M_t}{m_s m_t l} = \cos \alpha + \frac{m_s}{m_t} \sin \theta \sin(\theta - \alpha) \quad (21)$$

을 정의하고, 이를 θ , $\alpha \in [-90, 90]^\circ$ 에서 조사하면 그림 3과 같다. 그림 4에서 굵은 선이 M_t 가 0인 곳이다. 그림 4의 (a)는 $m_t : m_s = 2:1$ 일 때, (b)는 1:2, (c)는 1:4일때의 식 (21)의 칸투어이다. $m_t : m_s$ 의 비율 2:1에서 1:4까지 변화시켜도 외란 α 가 $\alpha \in [-50, 50]^\circ$ 내에서 이루어 진다면, 식 (9)와 (10)은 식 (18)과 (19)로 표현할 수 있다. 일반적으로 작업가능한 환경내에서 부유체의 흔들림이 10° 를 넘지 않으므로 현실적인 상황에서 식 (18)과 (19)는 부유체 위 크레인 시스템의 동역학을 표현한 식 (9), (10)과 등가이다.

III. 제어기 설계

이 장에서는 II장에서 구축한 동역학 모델에 대한 제어기를 설계한다. 3-1절에서는 2-1절에서 구성된 모델에 비선형시스템에서 많이 적용하는 궤환선형화 기법[12]을 이용해서 제어기를 설계하고, 3-2절에서는 2-2절에서 구성된 동역학 모델에 대해서는 본 논문이 제시하는 방법을 이용해서 선형시스템으로 표현해서 간단한 선형제어기를 설계한다.

1. 궤환선형화기법을 이용한 제어기 설계

2-1절의 식 (7)와 (8)을 다시 표현하면

$$\begin{bmatrix} \ddot{y} \\ \ddot{\theta} \end{bmatrix} = -\hat{M}^{-1} \begin{bmatrix} H_1 \\ H_2 \end{bmatrix} + \hat{M}^{-1} \begin{bmatrix} F_t \\ F_b \end{bmatrix} \quad (22)$$

이고 여기서 \hat{M} 과 H_1 , H_2 는 각각

$$\hat{M} = \begin{bmatrix} m_s + m_t & m_s l \cos(\alpha - \theta) \\ m_s \cos(\alpha - \theta) & m_s l \end{bmatrix} \quad (23)$$

$$H_1 = (m_s + m_t)g \sin \alpha - (m_s + m_t)\dot{\alpha}^2 y - (m_s + m_t)h\ddot{\alpha} - \dot{\theta}^2 l m_s \sin(\theta - \alpha) \quad (24)$$

$$H_2 = m_s (-\ddot{\alpha} h \cos(\theta - \alpha) + 2\dot{y}\dot{\alpha} \sin(\theta - \alpha) - \dot{\alpha}^2 h \sin(\theta - \alpha) + \ddot{\alpha} y \sin(\theta - \alpha) + g \sin \theta - \dot{\alpha}^2 y \cos(\theta - \alpha)) \quad (25)$$

이다. 궤환선형화 기법을 이용한 제어규칙을

$$\begin{bmatrix} F_t \\ F_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_1 \\ H_2 \end{bmatrix} + \hat{M} \begin{bmatrix} \ddot{y}_r - a\dot{e}_y - b e_y \\ -c\dot{\theta} - d\theta \end{bmatrix} \quad (26)$$

이라 두면, 오차의 페루프 시스템은

$$\ddot{e}_y + a\dot{e}_y + b e_y = 0 \quad (27)$$

$$\ddot{\theta} + c\dot{\theta} + d\theta = 0 \quad (28)$$

이고, 위 페루프 시스템이 안정하도록 a , b , c , d 를 결정한다. 여기서 오차 $e_y = y - y_r$ 이고 y_r 은 y 의 기준값이다. 식 (26)의 제어입력 F_b 는 θ 가 '0'으로 수렴하더라도 부유체의 흔들림의 영향을 받는다. 즉, 부유체의 흔들림으로 인한 θ 의 흔들림을 억제하기 위해 제어입력 F_b 는 '0'으로 수렴하

지 않고 지속적으로 공급되어야 한다. 만약 F_b 의 크기가 과도하게 크다면 그림 2와 같은 진동 억제 장치를 설치하더라도 스프레더의 흔들림을 제어하기 어려울 것이다. 이에 작은 제어력을 가지는 제어입력 F_b 를 설계하기 위한 제어기법을 다음절에서 소개한다.

2. 외란 제거를 통한 선형화 제어기 설계

식 (16)과 (17)에서 관측되는 외란성분(\ddot{z}_t , $\sin \alpha$)을 제거하고 이후 수행될 선형화($\theta \approx 0$)에 유리하도록 제어입력 F_t , F_b 를

$$F_t = -m_s l \dot{\theta}^2 \sin(\theta - \alpha) + (m_t + m_s)(\ddot{z}_t + g) \sin \alpha + (m_t \cos \alpha + m_s \sin(\theta - \alpha) \sin \theta) \hat{F}_t \quad (29)$$

$$F_b = m_s \ddot{z}_t \sin \theta \quad (30)$$

로 두고 정리하면 식 (18)과 (19)는

$$\ddot{y}_t = \frac{m_s g \cos(\theta - \alpha) \sin \theta}{m_t \cos \alpha + m_s \sin(\theta - \alpha) \sin \theta} + \hat{F}_t \quad (31)$$

$$\ddot{\theta}_\alpha = -\frac{(m_t + m_s) g \sin \theta \cos \alpha}{l(m_t \cos \alpha + m_s \sin(\theta - \alpha) \sin \theta)} - \frac{\cos \theta}{l} \hat{F}_t \quad (32)$$

이다. 앞 절에서 언급한 것과 같이 궤환선형화기법으로 설계된 F_b 와는 달리, θ 가 '0'으로 수렴하면 식 (30)의 제어입력 F_b 는 거의 '0'이 되어서 부유체의 흔들림(α , $\dot{\alpha}$, $\ddot{\alpha}$)의 영향을 받지 않게 된다. 식 (31)과 (32)를 $\theta \approx 0$ 에서

$$m_t \cos \alpha - m_s \sin(\theta - \alpha) \sin \theta \approx m_t \cos \alpha \quad (33)$$

$$\frac{\cos(\theta - \alpha)}{\cos \alpha} \approx 1 \quad (34)$$

으로 근사화하면 식 (31)과 (32)는

$$\ddot{y}_t = \frac{m_s}{m_t} g \sin \theta + \hat{F}_t \quad (35)$$

$$\ddot{\theta} = -\frac{(m_t + m_s)}{m_t l} g \sin \theta - \frac{\cos \theta}{l} \hat{F}_t \quad (36)$$

으로 근사화된다. 이를 $\theta \approx 0$ 에서 선형화하면

$$\ddot{y}_t = \frac{m_s}{m_t} g \theta + \hat{F}_t \quad (37)$$

$$\ddot{\theta} = -\frac{(m_t + m_s)}{m_t l} g \theta - \frac{1}{l} \hat{F}_t \quad (38)$$

이다. 이 결과는 일반적인 카트형 진자 시스템[15]의 선형화 모델과 같다. 식 (29)와 (30)으로 인해 시스템은 근사화 후 제어 가능한 선형시스템으로 표현될 수 있음을 확인했다. 이는 기존의 크레인을 제어하는 input shaping 기법을 이용한 제어기[16]나 카트형 진자 시스템을 제어하는 간단한 선형 제어기[17]의 적용을 가능하게 한다.

부유체 위의 크레인에 대한 선형화 모델 (37)과 (38)을 얻기 위해 식 (29), (30)과 같은 제어입력이 필요했고, 이 제어입력을 얻기 위해서는 \ddot{z}_t 을 계산해야 한다. 식 (29)과 (30)의 \ddot{z}_t 성분은 트롤리의 중력방향의 가속도성분으로 식 (15)의 z_t 를 두 번 미분하면

$$\ddot{z}_t = \ddot{y} \sin \alpha + 2\dot{y} \cos \alpha \dot{\alpha} + (y \cos \alpha - h \sin \alpha) \ddot{\alpha} - (h \cos \alpha + y \sin \alpha) \dot{\alpha}^2 \quad (39)$$

이고, 식 (29)와 (30)을 식 (9)에 대입하고 난 후, 위 식 (39)

에 대입해서 정리하면

$$\ddot{z}_t = \frac{1}{D_z} (\eta_1 D_t \sin \alpha - \eta_2 \sin \alpha + \eta_3 D_t) \quad (40)$$

이다. 여기서

$$\eta_1 = \dot{\alpha}^2 y + \ddot{\alpha} h - g \sin \alpha \quad (41)$$

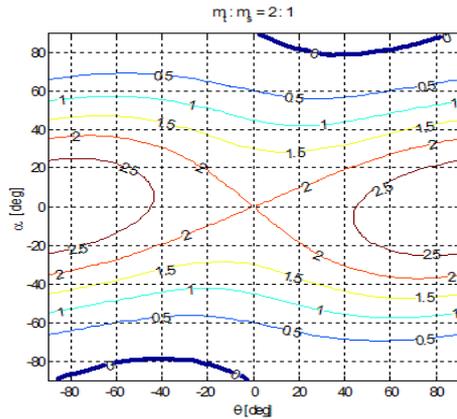
$$\begin{aligned} \eta_2 = & (m_t + m_s) g \sin \alpha \\ & + \hat{F}_t (m_t \cos \alpha + m_s \sin(\theta - \alpha) \sin \theta) \\ & + m_s \sin(\theta - \alpha) \cos(\theta - \alpha) \\ & \times (2\dot{\alpha} y + \ddot{\alpha} h + g \sin \alpha - \dot{\alpha}^2 h) \end{aligned} \quad (42)$$

$$\eta_3 = 2\dot{y} \cos \alpha \dot{\alpha} + (y \cos \alpha - h \sin \alpha) \ddot{\alpha} - (h \cos \alpha + y \sin \alpha) \dot{\alpha}^2 \quad (43)$$

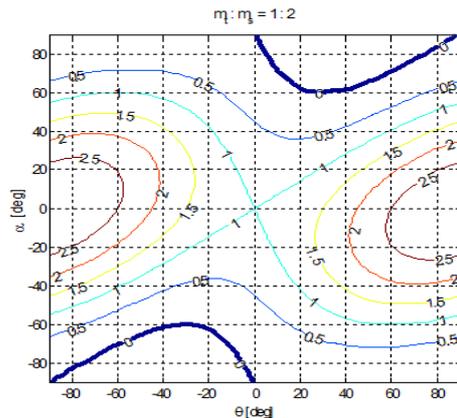
$$D_t = m_t + m_s \sin^2(\theta - \alpha) \quad (44)$$

$$D_z = m_t + m_s \sin^2(\theta - \alpha) - (m_s + m_t) \sin^2 \alpha + m_s \sin \theta \cos(\theta - \alpha) \sin \alpha \quad (45)$$

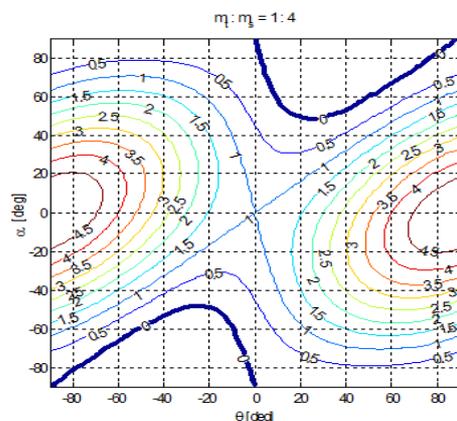
이다. $D_z = 0$ 이면 식 (40)으로부터 \ddot{z}_t 을 계산할 수 없다. 그러므로 $D_z = 0$ 가 되는 θ, α 를 $\theta, \alpha \in [-90, 90]^\circ$ 에서 조사하면 그림 5와 같다. 그림 5에서 굵은 선이 D_z 가 0인 곳이다. 그림 5(a)는 $m_t : m_s = 2 : 1$ 일 때, 그림 (b)는 1:2, 그림 (c)는 1:4일때의 식(45)의 칸투어이다. $m_t : m_s$ 의 비율 2:1에서 1:4까지 변화시켜도 외란 α 가 $\alpha \in [-40, 40]^\circ$ 내에서 이루어 진다면, 식 (29)와 (30)의 \ddot{z}_t 은 계산가능하다.



(a) $m_t : m_s = 2 : 1$



(b) $m_t : m_s = 1 : 2$



(c) $m_t : m_s = 1 : 4$

그림 5. 식 (39)에 대한 칸투어.

Fig. 5. Contour for equation (39).

IV. 시뮬레이션 결과

본 장에서는 궤환선형화 기법과 본 논문에서 제시한 제어기법을 크레인에 적용한 시뮬레이션 결과로 부터 본 논문에서 제시한 방법의 효율성을 입증한다. 여기서 시뮬레이션에서 사용한 파라미터들은 $m_t = 10[\text{Ton}]$, $m_s = 20[\text{Ton}]$, $l = 10[\text{m}]$, $h = 30[\text{m}]$ 이다. 트롤리의 주행거리를 30[m]로 설정하고 y_t 의 기준신호(y_{t_r})를 그림 6과 같이 설정한다.

3-1절의 궤환선형화기법을 이용한 제어기 설계를 위하여 식 (27)과 (28)의 시스템에서 제어이득을

$$a = 80, \quad b = 6400, \quad c = 10, \quad d = 100 \quad (46)$$

로 두었다. 그리고 3-2절의 본 논문에서 제시한 제어기를 설계하기 위해 가중치 Q, R 을

$$Q = \begin{bmatrix} 10^5 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 10 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 10^7 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 10^2 \end{bmatrix}, \quad R = 1 \quad (47)$$

로 두고, 일반적인 LQR[17] 제어기법을 이용하여

$$K = [3162 \quad 6921 \quad -74186 \quad 67715] \quad (48)$$

와 같이 제어이득을 구하였고, 식 (29)에 사용되는 \hat{F}_t 은

$$\hat{F}_t = K\eta, \quad \eta = [y_t - y_{t_r} \quad \dot{y}_t \quad \theta \quad \dot{\theta}]^T \quad (49)$$

이다.

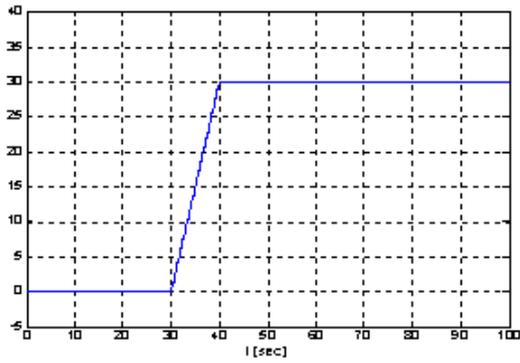
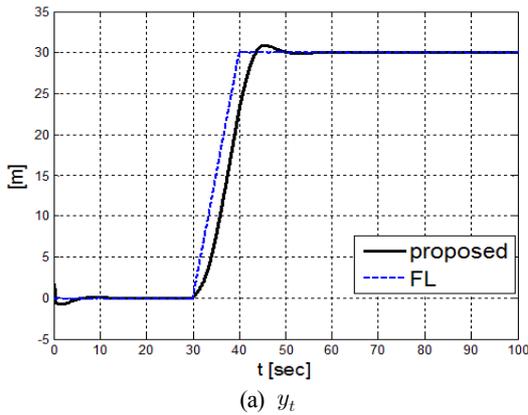
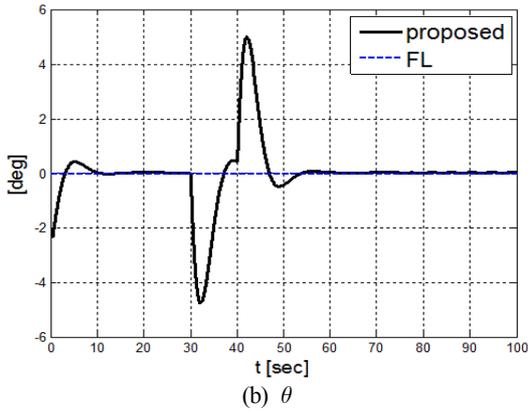


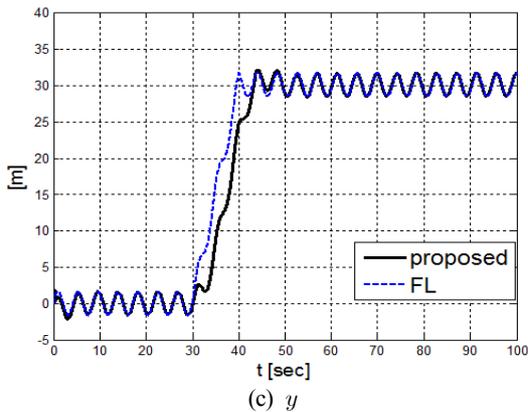
그림 6. y_t 의 기준신호.
Fig. 6. Reference signal of y_t .



(a) y_t

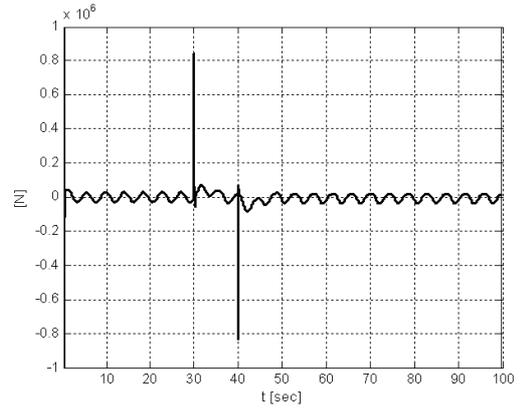


(b) θ

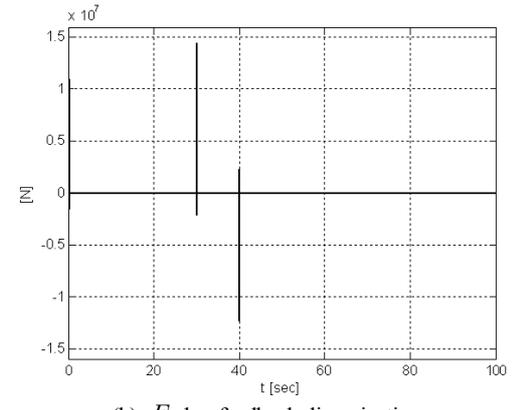


(c) y

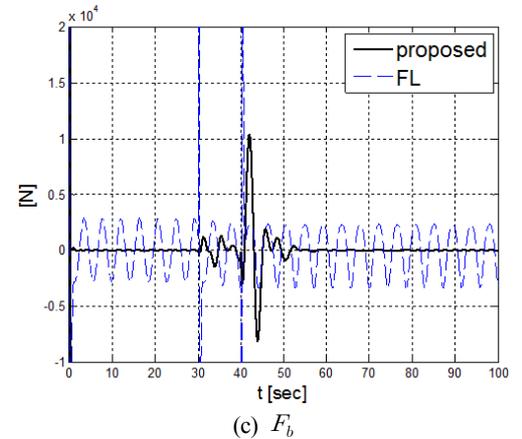
그림 7. 각 상태의 결과.
Fig. 7. Response of each state.



(a) F_t by proposed method in this paper.



(b) F_t by feedback linearization.



(c) F_b

그림 8. 제어입력.
Fig. 8. Control input.

그림 6의 기준신호(y_t)에 대한 응답을 그림 7과 8에 나타내었다. 그림 8(a)는 본 논문이 제시한 방법으로 생성된 F_t 이고, (b)는 궤환선형화기법에서 생성된 F_t 이다.

그림 8(c)는 두 방법에서 생성된 F_b 가 나타나있다. 그림 7에서 궤환선형화기법이 y_t 를 추정하고 θ 를 유지하는 능력이 본 논문이 제안한 제어기보다 더 나은 성능을 보이지만, 기준신호의 가속도가 '0'이 아닌 곳(30초, 40초 지점)에서 궤환선형화기법은 그림 8(b),(c)에서 보이듯이 본 논문이 제시한 제어입력이 0.9[MNewton] 정도를 가지는데 비해 궤환선형화기법의 제어입력은 보다 큰 15[MNewton] 정도의

크기를 가지는 것을 확인할 수 있다. 또한, 그림 8(c)에서 보이듯이 추가 제어력(F_b)의 크기가 케환선형화기법보다 훨씬 작게 나타나면서, θ 가 '0'으로 수렴함에 따라 그 크기가 '0'에 가까워진다는 것을 확인할 수 있다.

그림 8(c)에서 본 논문이 제시한 제어기의 추가 제어력(F_b)이 10 [kNewton]의 힘을 필요로 한다. 이는 추가적인 연구가 필요하지만, 그림 2와 같은 형태로 추가외력을 구현한다고 하면, 그림 2의 질량체를 일반적인 컨테이너의 무게 (15~20[Ton])의 10% 정도인 20[Ton] 정도로 하고 구동체를 크레인의 트롤리 구동부가 위치하는 엔진실에 있다고 보면 충분히 구현 가능할 것이다.

V. 결론

해상에서 작업하는 모바일 하버는 육상의 항만과는 달리 해파에 의한 흔들림을 피할 수 없다. 이런 부유체의 흔들림은 부유체 위에 설치된 크레인에 외란으로 작용하게 되고, 크레인의 진동주파수 성분을 포함하는 외란에 대해서 크레인 시스템은 불안정하게 된다. 이런 이유로 스프레더에 능동형 진동 억제 장치와 같은 추가외력을 설치하여 크레인 시스템을 안정화하는 제어기를 설계했다. 그러나 추가외력이 과도하게 크다면 스프레더의 안정화에 문제가 될 수 있다. 본 논문은 추가외력이 보다 작은 크기를 가지도록 하는 제어기 설계에 그 주안점을 두었다. 그 후 간단히 선형화된 시스템에 선형제어기를 설계하였다. 마지막으로 본 논문의 제어기와의 비교를 위해 케환선형화기법을 이용한 제어기를 설계하여 시뮬레이션 상에서 성능을 비교하였다.

참고문헌

- [1] 최재선, "파나마 운하 확장과 정책 시사점," 해양수산부 현안 분석 자료, 2006.
- [2] 연합뉴스, "출렁이는 바다위서 하역, KAIST 모바일 하버 시연," 2009.12.15.
- [3] B.-S. Park, J.-S. Yoon, and E.-S. Kang, "A study on tracking control of an industrial overhead crane using sliding mode controller," *Journal of Control, Automation, and Systems Engineering*, vol. 6, no. 11, pp. 1022-1032, 2000.
- [4] M.-S. Park, D.-K. Chwa, and S.-K. Hong, "Adaptive anti-sway trajectory tracking control of overhead crane using fuzzy observer and fuzzy variable structure control," *Journal of Control, Automation, and Systems Engineering*, vol. 13, no. 5, pp. 452-461, 2007.
- [5] E. M. Abdel-Rahman, "Dynamics and control of cranes: a review," *Journals of Vibration and Control*, 9, pp. 863-908, 2003.
- [6] Z. N. Masoud, M. F. Daqaq, "Pendulation Reduction on small ship mounted telescopic cranes," *Journals of Vibration and Control*, 10, pp. 1167-1179, 2004.
- [7] R. J. Henry, Z. N. Masoud, A. H. Nayfeh, and D. T. Mook, "Cargo pendulation on ship-mounted cranes via boom-leff angle actuation," *Journals of Vibration and*

Control, 7, pp. 1253-1264, 2001.

- [8] K.-S. Hong, S.-C. Sohn, and M. H. Lee, "Sway control of a container crane (Part II): Regulation of the pendulum sway through patternizing trolley moving velocity," *Journal of Control, Automation, and Systems Engineering*, vol. 3, no. 2, pp. 132-138, 1997.
- [9] S.-K. Cho and H.-H. Lee, "A fuzzy-logic antiswing controller for three-dimensional overhead cranes," *ISA Transaction, Systems and Automation Society*, 41, pp. 235-243, 2000.
- [10] G. Bartolini, A. Pisano, and E. Usai, "Second-order sliding-mode control of container cranes," *Automatica*, 38, pp. 1783-1790, 2002.
- [11] Y.-B. Kim and Y.-G. Jung, "A study on the sway control of a container crane based on H^∞ gain-scheduling approach," *Journal of Control, Automation, and Systems Engineering*, vol. 7, no. 7, pp. 559-566, 2001.
- [12] H. K. Khalil, *Nonlinear Systems*, 3rd Ed., Prentice Hall, 2002.
- [13] S. Winkler and M. Buschmann, "MEMS-based IMU Development, Calibration and Testing for Autonomous MAV Navigation," *ION 59th Annual Meeting, Albuquerque NM*, pp. 23-25, 2003.
- [14] S. K. Hong, "Fuzzy logic based closed-loop strapdown attitude system for UAV (Unmanned Aerial Vehicle)," *Sensors and Actuators*, vol. A, no. 107, pp. 109-118, 2003.
- [15] A. K. Stimac, "Standup and Stabilization of the Inverted Pendulum," *Department of Mechanical Engineering in MIT*, 1999.
- [16] K. L. Sorenson and W. Singhose, "A controller enabling precise positioning and sway reduction in bridge and gantry cranes," *Control Engineering Practice*, vol.5, pp. 825-837, 2007.
- [17] R. C. Dorf, *Modern Control Systems*, 10th Ed., Prentice Hall, 2005.



민형기

2002년 창원대학교 제어계측공학과 졸업. 2004년 동 대학원 석사. 2004년~현재 창원대학교 제어계측공학과 박사과정 이수중. 관심분야는 모델링 및 현대제어기법.



조재동

2008년 창원대학교 제어계측공학과 졸업. 2008년~현재 창원대학교 제어계측공학과 석사과정 이수중. 관심분야는 모델링 및 현대제어기법.



김지훈

2009년 창원대학교 제어계측공학과 졸업. 2009년~현재 창원대학교 제어계측공학과 석사과정 이수중. 관심분야는 모델링 및 현대제어기법.

권성하

제어·자동화·시스템공학 논문지 제4권 제2호 참조.



정은태

1991년 경북대학교 전자공학과 졸업(공학사). 1993년 동 대학원 전자공학과 졸업(공학석사). 1996년 동 대학원 전자공학과 졸업(공학박사). 1997년~현재 창원대학교 공과대학 제어계측공학과 교수. 관심분야는 건설제어, 시간지

연시스템의 안정화, T-S 퍼지 모델링 및 제어, 관성항법센서 등.