

論 文
2-3

야드 크레인의 컨테이너 흔들림 제어에 관한 연구

박찬훈* · 박경택* · 김두형* · 신영재*

A Study on Sway Control of Containers of Yard Crane

C. H. Park · K. T. Park · D. H. Kim · Y. J. Shin

Key Words : 컨테이너(Container), 크레인(Crane), 흔들림 방지(Anti-Sway)

Abstract

Yard cranes are very useful equipments for handling of heavy containers. But rope-driven yard cranes must have a little of sway and skew motion because ropes are passive mechanical device. So many researches have been concentrated on anti-sway algorithm controlling trolley speed. These approaches require sway angle. But it is very difficult to know sway angle and its derivative. Therefore control algorithm of trolley speed is not practical in general. On the contrary, control strategy using auxiliary rope is very useful to sway control of yard crane because rope length is shorter than quay-side container cranes. In this paper, we derive equations of motion of trolley system which have anti-sway controller to use auxiliary rope. And we propose the control strategy and analyse the behavior of the proposed system.

1. 서 론

야드 크레인은 항만에서 최고 40~60ton의 컨테이너를 하역적재하는 경우에 사용되는 매우 유용한 핸들링용 장비이다. 야드 크레인은 다른 운송 수단

에 비해서 운반물의 유지 기구가 간단할 뿐만 아니라 중량물을 쉽게 취급할 수 있고 운반물이 공중에서 이동하므로 운송 경로나 운반물을 취급하는 위치의 자유도가 높다. 야드 크레인을 이용한 이송 과정은 컨테이너를 들어 올리는 동시에 가속을 하고 일정 지점까지 등속으로 움직이다가 목표 지점의 일정 위치 근처에서 감속과 동시에 물건을 내리는 일련의

* 정회원, 한국기계연구원

동작으로 이루어져 있다. 야드 크레인의 이송기구는 크레인 상부에 위치한 대차(overhead trolley)와 컨테이너를 취부하는 헤드블록(headblock)과 스프레더(spreeder) 및 헤드블록의 높이를 조절하고 하중을 지지하기 위한 메인 로프(hoisting rope) 로 구성되어 있다(Fig. 1).

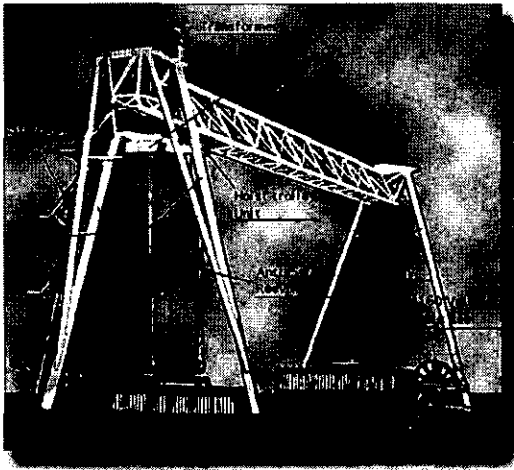


Fig. 1 야드 크레인

이러한 구조 하에서는 운송에 따른 운반물의 진동 발생은 피할 수 없으며 원활하고 안전한 운전을 위해서는 숙련된 운전자가 필요하다. 현재까지 운반물의 흔들림을 최대한 억제하기 위한 진일보된 제어 알고리즘과 권상 장치가 개발되고 있으며 이를 크게 구분하면 기계식과 전기식으로 나눌 수 있다¹⁾.

기계식은 전기적인 제어에 의해서 운반물의 흔들림을 제어하는 것이 아니라 기계적인 구속에 의해서 운반물의 흔들림을 원천적으로 봉쇄하는 장점이 있다¹⁾. ECT/Sea-Land 터미널에서 사용되는 크레인은 기구식 크레인의 좋은 예이다. Fig. 2에서 보이는 것처럼 2 자유도의 팔 2 개를 사용해서 컨테이너를 들어올리는 장치로 구성되어 있다. 로프를 이용하는 권상 장치와는 달리 큰 강성을 가지는 구조물을 이용하는 장치이므로 관성력에 의한 컨테이너의 흔들림을 원천적으로 막는 것이 가능하다. 그러나 크레

인의 전체 무게가 매우 무거워지며 따라서 제작비 또한 상승한다는 단점이 있다. 이러한 단점에도 불구하고 로프 구동 크레인에 비해 무인 운전을 위한 요구 조건들을 비교적 충분히 만족시킬 수 있으므로 ECT/Sea-Land 터미널에서 상용화되어서 성공리에 사용되고 있다. 그러나 이 모델은 3단 이하의 적재만이 가능하다는 근본적인 단점을 가지고 있다. 3단 이상의 이재 및 적재에서는 지상의 컨테이너들과 크레인 팔의 간섭이 발생하게 된다(Fig. 3). 따라서 고단적재를 목적으로 할 경우에는 적절하지 못하다.

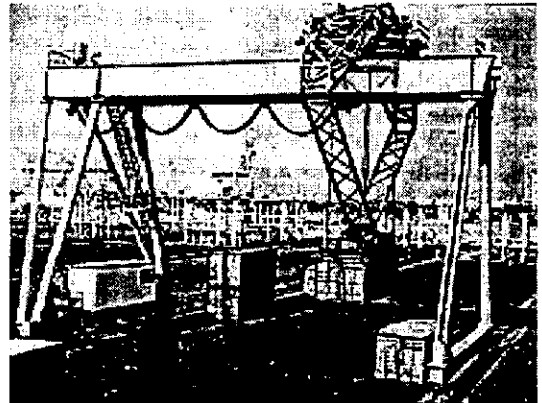


Fig. 2 ECT/Sea-Land의 크레인

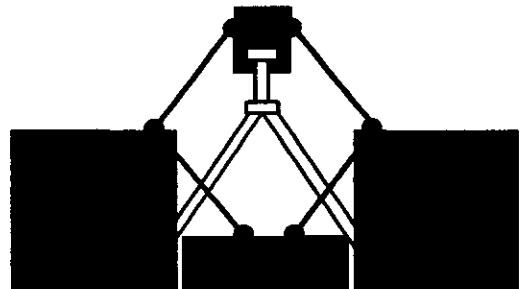


Fig. 3 컨테이너와 크레인 팔의 간섭

전기식은 다시 능동제어(active control) 장치와 수동제어(passive control)장치로 구분할 수 있다²⁾. 능동제어 장치에 적용된 제어 방법은 그 대부분이 천장크레인(overhead crane)³⁴⁾에서와 마찬가지로 방

법으로 메인 로프와 헤드블록을 단진자로 모델링하고, 대차에 대한 헤드블록의 상대위치를 감지 또는 예견하여 피드백 제어(feedback control)⁵⁾⁶⁾⁷⁾, 최적 레귤레이터 제어(optimal regulator control), 퍼지 제어(fuzzy control)⁸⁾ 등의 제어이론에 의해 대차의 이송속도를 제어함으로써 운반물의 흔들림을 억제한다. 그러나 이러한 대부분의 능동제어 장치에 적용된 제어 방식은 이론적으로 매우 우수한 특성을 지니지만 실용성을 고려할 때 잠재적인 문제점을 가지고 있다. 즉, 운반물의 흔들림 양은 실제의 경우에 있어서 측정하기가 매우 어렵다. 적외선 센서를 사용하는 등⁹⁾ 운반물의 흔들림을 측정하기 위한 다양한 방법이 제안되었고 또한 실험에 의해서 그 유용성이 보여졌음에도 불구하고 실제 현장에서는 신뢰성의 문제로 인해서 크레인의 무인화를 위한 적용에 어려움을 겪고 있다. 수동제어장치는 헤드블록 운동에 따라 각각의 보조로프에 작용하는 장력차에 의해 움직이는 유압실린더를 이용한 장치와 대차에 설치된 유압모터와 보조로프(auxiliary rope)를 이용해서 헤드블록의 횡동요를 억제하는 장치 등이 있다.²⁾ 이러한 수동제어장치는 그 특성상 운반물의 흔들림 정보를 사용하지 않으므로 실용성이 매우 뛰어나다고 할 수 있다. 그러나 이러한 수동제어장치는 능동제어장치에 비해서 제어 성능이 매우 열악하다는 단점이 있다.

본 논문에서는 보조로프를 이용하는 능동제어 방식에 관해 논의 하고자 한다. 구조적으로는 유압실린더를 이용한 장치에 의해서 발생하는 보조로프의 장력차이를 이용하는 수동제어 장치²⁾에 기본을 두고 있으나 수동제어장치보다는 제어 성능이 월등히 뛰어나며 대부분의 능동제어장치와는 달리 제안되는 알고리즘은 운반물의 흔들림에 관련된 정보가 필요 없어서 매우 실용적이라고 할 수 있다. 또한 제안된 방식의 적용의 한계와 문제점에 관해서도 논의할 것이다.

2. 크레인의 모델링

Fig. 4에는 보조로프 제어방식을 사용하는 크레인

의 트롤리와 스프레더에 대한 간단한 모델링을 보여준다. Fig. 4에서 각각의 기호의 의미는 아래와 같다.

$F_t(t)$: Trolley를 구동하는 외력

$F_w(t)$: 운반물에 가해지는 풍력

$F_A(t), F_B(t)$: 보조로프에 걸리는 장력

L_m : Hoisting Rope의 길이

L_A, L_B : 보조로프의 길이

L_t : 보조로프의 편심량

M_t : Trolley의 질량

M_s : Container, headblock 및 spreader의 질량

$y(t)$: Trolley의 위치

θ : Spreader의 흔들림 각

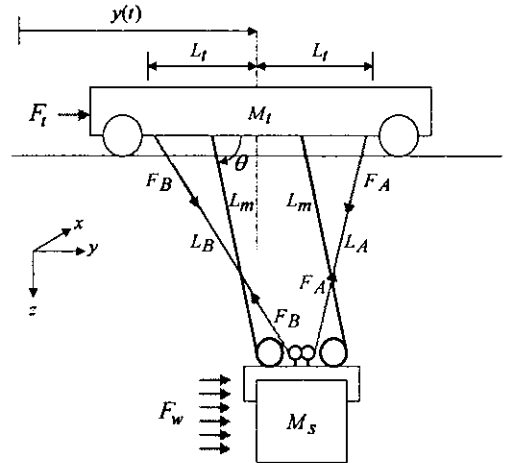


Fig. 4 크레인의 모델링

보조로프는 스프레더에 수평방향으로 힘을 가하기 위한 도구일 뿐 컨테이너의 상승 및 하강에는 기여하지 않는다. 즉, 보조로프에 연결된 모터의 토크를 제어함으로써 F_A, F_B 를 가하게 된다. 모델링을 단순하게 하기 위해서 Fig. 4와 같이 로프 대신 장력 F_A, F_B 를 대차와 스프레더에 가해지는 외력으로 고려한다. 물론 F_A, F_B 의 작용점 및 작용 방향은

보조로프의 그것과 동일하다. 물론 F_A, F_B 는 항상 양의 값만 가질 수 있다. 사실 보조로프에 걸리는 장력이 지나치게 커질 경우 로프의 특성이 운동형태에 중요한 영향을 미치게 되지만 본 논문에서는 메인로프를 강체로 고려한다. 로프의 특성을 고려한 연구는 차후에 진행될 예정이다.

Lagrange 방정식¹¹⁾에 의하여 다음과 같은 운동방정식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} (M_s + M_t) \ddot{y} - L_m M_s \cos \theta \dot{\theta}^2 \\ - L_m M_s \sin \theta \ddot{\theta} \\ = F_t + F_w \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} L_m^2 M_s \ddot{\theta} - L_m M_s g \cos \theta \\ - L_m M_s \sin \theta \dot{y} \\ = \left(-\frac{F_a L_t}{\sqrt{L_m^2 + L_t^2} - 2L_m L_t \cos \theta} \right. \\ \left. + \frac{F_b L_t}{\sqrt{L_m^2 + L_t^2} + 2L_m L_t \cos \theta} - F_w \right) \\ L_m \sin \theta \end{aligned} \quad (2)$$

Eq. 1은 y 방향의 운동방정식, Eq. 2는 θ 방향의 운동방정식이다. 능동제어장치의 경우 일반적으로 운반물의 흔들림 정보를 얻기 위해서 트롤리에 카메라를 설치하고 스프레더에는 적외선 LED를 사용하는 방식⁹⁾이나 이와 유사한 원리를 사용하는 방식들이 주로 이용된다. 야드에서 컨테이너를 쌓을 때 6단적 이상의 고단적재를 목표로 할 경우에 트롤리와 스프레더간의 최대 거리는 30~35m가 되는데 현재까지는 이러한 조건에서 완전 무인화를 위한 신뢰성(야드에서 컨테이너의 취급의 무인화를 고려할 경우 흔들림 측정장치의 신뢰성은 매우 중요하다.)을 보장할 만한 방법이 나와있지 않다. 따라서 흔들림 정보를 사용하는 제어 방식은 현재로서는 무인화에 적합하지 않다고 할 수 있다. 유압실린더를 이용하는 수동제어 알고리즘의 경우, 보조로프가 유압실린더에 연결되어 있기 때문에 Eq. 2에서 F_a, F_b 는 각각 다음과 같이 둘 수 있다²⁾.

$$\begin{aligned} F_a = F_{\min}, F_b = F_{\max} & \quad \text{for } \dot{\theta} > 0 \\ F_a = F_{\max}, F_b = F_{\min} & \quad \text{for } \dot{\theta} < 0 \end{aligned}$$

여기서 F_{\min}, F_{\max} 는 각각 유압모터의 구동력과 역구동 저항력으로 인해 보조로프에 작용하는 장력이다. 이러한 방식은 운반물의 흔들림에 관련된 정보를 사용하지 않는다는 장점이 있지만 능동제어 방식과 비교해서 제어성능이 저조하다는 단점이 있다.

3. 제어기 설계

Fig. 5에는 본 논문에서 제안하는 제어방식의 기본적인 원리가 소개되고 있다. 운반물의 흔들림은 트롤리와 운반물의 상대적인 위치의 차이에 의해서 발생된다. 따라서 Fig. 5와 같이 운반물에 F_s 를 가해서 트롤리와 운반물이 동일한 가속도를 가지고 운동하도록 하면 흔들림은 방지될 수 있다.

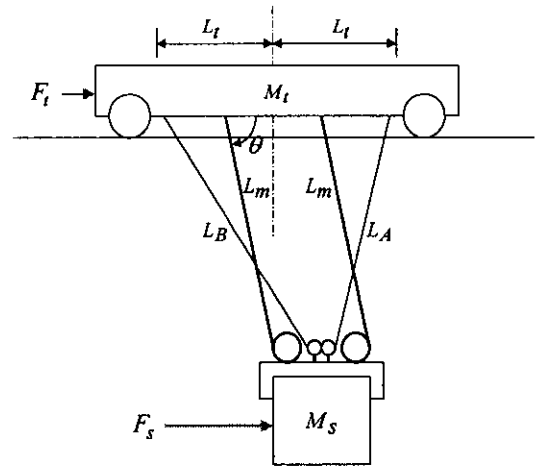


Fig. 5 흔들림 제어의 원리

이와 같은 방식으로 제어가 이루어진다면 $F_w = 0$ 일 경우 $\theta \approx 90^\circ, \dot{\theta} \approx 0, \ddot{\theta} \approx 0$ 의 결과를 얻을 수 있다. 이제 이것을 Eq. 1,2에 대입하면 다음과 같은 결과를 얻게된다.

$$F_t = (M_t + M_s) \ddot{y} \quad (3)$$

$$\ddot{y} = (F_a - F_b) \left(\frac{L_t}{M_s \sqrt{L_m^2 + L_t^2}} \right) \quad (4)$$

정리하면 F_a, F_b 와 F_t 사이에는 다음의 관계가 성립한다.

$$F_a - F_b = \left(\frac{M_s \sqrt{L_m^2 + L_t^2}}{(M_t + M_s) L_t} \right) F_t \quad (5)$$

즉 두 개의 보조로프 사이의 장력의 차이가 Eq. 4와 같이 되도록 해줌으로써 운반물의 흔들림 발생을 막을 수 있다. F_a, F_b 가 항상 양의 값을 고려하면 다음의 결과를 얻을 수 있다.

① $F_t > 0$ 일 경우

$$\begin{aligned} F_a &= \left(\frac{M_s \sqrt{L_m^2 + L_t^2}}{(M_t + M_s) L_t} \right) |F_t| \\ F_b &= 0 \end{aligned} \quad (6)$$

② $F_t < 0$ 일 경우

$$\begin{aligned} F_a &= 0 \\ F_b &= \left(\frac{M_s \sqrt{L_m^2 + L_t^2}}{(M_t + M_s) L_t} \right) |F_t| \end{aligned} \quad (7)$$

Eq. 6,7에서 얻어진 결과가 적용가능 하다면 Trolley의 상태에 상관없이 $\theta \cong 90, \dot{\theta} \cong 0, \ddot{\theta} \cong 0$ 가 만족된다. 물론 실제 상황에서 Eq. 6,7을 정확히 만족시킬 수는 없다. 따라서 약간의 오차가 발생하였거나 초기 흔들림이 있을 경우 $\theta \cong 90, \dot{\theta} \cong 0, \ddot{\theta} \cong 0$ 이 만족되지 않으므로 Eq. 6,7로 제어가 이루어 질 경우 제어 성능이 악화될 수 있다. 유압실린더를 이용하는 수동 제어방식²⁾의 경우를 고려하면 다음과 같은 제어를 설계할 수 있다.

① $\dot{\theta} > 0$ 일 경우

$$\begin{aligned} F_a &= 0 \\ F_b &= \dot{\theta} K_\theta \end{aligned} \quad (8)$$

② $\dot{\theta} < 0$ 일 경우

$$\begin{aligned} F_a &= \dot{\theta} K_\theta \\ F_b &= 0 \end{aligned} \quad (9)$$

θ 의 경우 정확한 정보를 얻는 것은 매우 어렵다. 그러나 $\dot{\theta}$ 의 경우는 보조로프의 길이 변화량으로부터 그 정보를 얻을 수 있다. 기하학적으로는 운반물의 흔들림과 보조로프의 길이 사이에는 명확한 함수관계가 있지만 실제의 경우에는 로프의 특성 때문에 운반물의 흔들림이 작을 때는 보조로프의 길이 변화량을 정확히 얻어내기에는 매우 어렵다. Eq. 8,9를 조대승²⁾의 논문에서와 마찬가지로 다음과 같이 간략화 하여도 유용한 제어 결과를 얻을 수 있다.

① $\dot{\theta} > 0$ 일 경우

$$\begin{aligned} F_a &= 0 \\ F_b &= F_{b_{\max}} \end{aligned} \quad (10)$$

② $\dot{\theta} < 0$ 일 경우

$$\begin{aligned} F_a &= F_{a_{\max}} \\ F_b &= 0 \end{aligned} \quad (11)$$

시뮬레이션을 수행해 보면 알 수 있겠지만 Eq. 10,11은 Eq. 8,9에 비해서 제어 성능이 떨어진다. 그러나 $\dot{\theta}$ 를 전혀 사용하지 않기 때문에 매우 실용적이라고 할 수 있다.

Eq. 6 ~ 11에 의해서 $\theta \cong 90, \dot{\theta} \cong 0, \ddot{\theta} \cong 0$ 가 성립된다고 가정하면 트롤리의 운동방정식은 Eq. 3이 된다. 제어입력을 아래와 같이 잡는다.

$$F_t = (M_s + M_t)(\ddot{y}_d + \dot{e}K_d + eK_p) \quad (12)$$

여기서 $e = y_d - y, \dot{e} = \dot{y}_d - \dot{y}$ 이다. 이제 Eq. 10을 Eq. 3에 대입하면 Error Dynamics는 다음과 같이 된다.

$$\dot{e} + eK_d + eK_p = 0 \quad (13)$$

따라서 Critical Damping이 되도록 계인을 다음과 같이 설정한다.

$$K_d = 2\sqrt{K_p} \quad (14)$$

이제 제어 전략을 정리하면 Fig. 6과 같다. 제어기는 Trolley Controller(Eq.12)와 Spreader Controller(Eq.6~10)로 구성되고 Trolley Controller의 출력은 다시 Spreader Controller의 입력이 된다. Fig. 6에서 Z^{-1} 은 실제의 경우에 Trolley Controller의 출력 즉 F_t 를 검출해서 Filter를 통과시킨 결과가 Spreader Controller에 입력으로 되기 때문에 발생하는 시간지연을 의미한다.

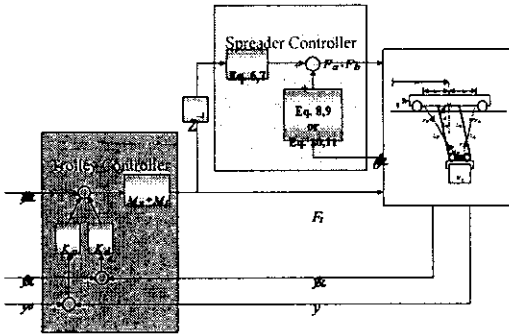


Fig. 6 제안된 제어알고리즘

4. Simulation

이번 장에서는 앞에서 소개된 제어전략의 유용성을 시뮬레이션을 통해 입증하고자 한다. 본 논문에서 사용된 크레인의 사양은 Table 1과 같다. 트롤리의 진행 시에는 메인 로프를 감아 올리거나 감아 내리는 작업은 없는 것으로 간주한다. 이것은 완전 무인 자동화를 고려할 때 타당한 가정이라고 생각된다. 또한 트롤리는 운반물 흔들림의 한 주기 내에 가속되어 최고속도에 도달하고 다시 한 주기 내에 감속하여 정지상태에 도달하도록 한다. $L_m = 9.8m$

일 경우 운반물 흔들림의 한 주기는 $2\pi\sqrt{\frac{L_m}{g}} \approx 6.2sec$ 가 된다. 반드시 이러한 조건으로 가·감속되어야 하는 것은 아니지만 대부분의 능동제어방식이 이와 같은 기준으로 가·감속을 수행하기 때문에¹²⁾¹³⁾¹⁴⁾ 제어성능을 서로 비교하기 쉽도록 이와 같은 속도케적을 선택했다. 트롤리의 위치 및 속도 기준선도는 Fig. 7,8과 같다. 20초부터 40초까지의 시간은 트롤리의 정지후의 운동형태를 관찰하기 위한 시간이다.

Table 1 시뮬레이션을 위한 크레인의 사양

Trolley 질량	$M_t = 40 \times 10^3 kg$
Spreader + Container + Head block 질량	$M_s = 30 \times 10^3 kg$
메인 로프의 길이	$L_m = 9.8m$
보조로프의 폭	$L_l = 2.3m$
Trolley 이동 최고속도	150m/min

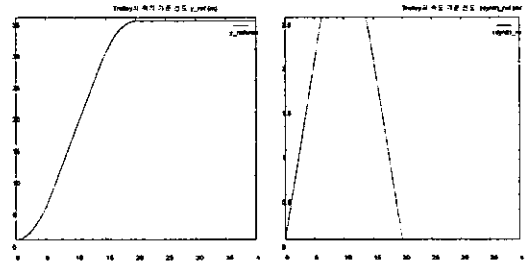


Fig. 7 기준 위치 선도 Fig. 8 기준 속도 선도

Fig. 9~16은 초기 흔들림이 $0.17m$ 인 경우의 시뮬레이션 결과이다. Trolley는 $0.005sec(200Hz)$ 의 주기로 제어되었고 Spreader는 $0.01sec(100Hz)$ 의 주기로 제어되었다. Trolley Controller를 위한 계인은 $K_p = 50, K_d = 2\sqrt{K_p}$ 로 선택되었다. θ 의 측정시에 $\pm 30\%$ 의 노이즈가 함께 측정되는 것으로 가정했다. 이것은 실제의 경우에는 Skew 현상 등이 발생해서 θ 의 정확한 측정이 어렵기 때문이다.

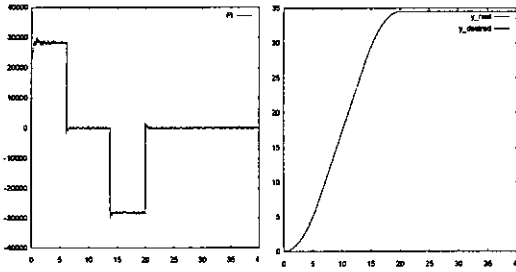


Fig. 9 $F_x(t)$

Fig. 10 $y(t)$

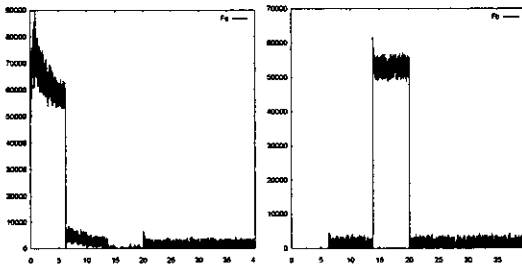


Fig. 11 $F_A(t)$

Fig. 12 $F_B(t)$

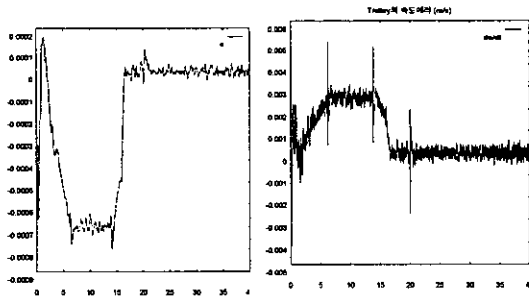


Fig. 13 $y_{ref} - y_{real}$

Fig. 14 $\dot{y}_{ref} - \dot{y}_{real}$

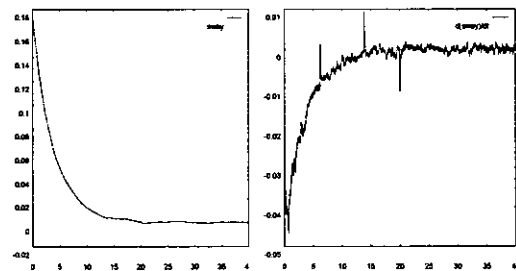


Fig. 15 Sway

Fig. 16 $d(Sway)/dt$

이제 시뮬레이션 결과를 관찰해 보자. Fig.13,14를 보면 트롤리는 Fig. 7,8의 기준선도를 거의 완벽하게 따라가서 위치·속도에러가 거의 0에 가깝다는 것을 알 수 있다. 또한 Fig. 15,16을 보면 운반물의 흔들림도 매우 작다는 것을 알 수 있다. Fig. 15,16은 9.8m 길이의 메인 로프 끝에 매달린 운반물의 y방향 흔들림이다. 특히 Fig. 15를 보면 초기 흔들림이 0.17m 있었음에도 불구하고 시간이 지남에 따라 흔들림이 지수함수 형태로 감소함을 알 수 있다. Fig. 10,11을 보면 보조로프의 장력 값은 가속과 감속 시에는 Eq. 6,7에 의해서 주로 결정되고 등속운동 및 정지 시에는 Eq. 8,9에 의해서 주로 결정된다는 것을 알 수 있다. Fig. 10,11에서 보조로프의 장력에 리플이 심한 것은 실제의 경우에 Fig. 9의 F_x 를 측정할 때 $\pm 10\%$ 정도의 오차가 발생할 수 있다고 가정했고 또한 시간 t 에서 측정된 F_x 의 값이 시간 δt 의 시간 지연 후에 Spreader Controller로 입력된다고 가정했기 때문이다. δt 는 Filter를 통과시키는 등 측정된 F_x 를 처리하는데 걸리는 시간이다. 이때 시간 지연은 Spreader의 제어 주기(0.01sec)로 가정했다.

5. 결 론

본 논문에서는 운반물의 흔들림 정보를 사용하지 않는 컨테이너 크레인의 흔들림 제어 알고리즘을 제안하고 시뮬레이션을 통해서 그 유효성을 보였다. 제안된 알고리즘은 운반물의 흔들림 정보를 이용하지 않기 때문에 기존의 제어 방식에 비해서 매우 유용하다고 할 수 있다. 왜냐하면 현실적으로 운반물의 흔들림 정보를 얻어내는 것은 매우 어렵기 때문이다.

제안된 방식의 한계는 보조로프에 가해질 수 있는 장력에 한계가 있다는 것이다. 이 한계는 보조로프의 강도와 관계가 있는 것이 아니라 제안된 방식의 구조적인 문제점과 관계가 있다. 시뮬레이션 결

과를 보면 스프레더의 하중의 약 20%정도가 보조 로프들에 걸린다는 것을 알 수 있다. 현재 현장에서 사용되는 크레인의 사양을 고려하면 보조로프에 걸리는 장력은 스프레더 하중의 약 10%정도가 된다. 만일 가·감속 시간을 단축하면, 보조로프에 걸리는 장력은 더욱 증가하게 될 것이다. 그러나 보조로프에 걸리는 장력이 커질수록 로프의 특성이 점차 지배적인 영향을 미치게 되어서 더 이상 단진자 운동을 가정하기 힘든 상황이 된다. 따라서 차후에는 로프의 특성이 운동방정식에 반영되게 할 수 있도록 연구가 진행될 것이다. 또한 2차원적인 해석의 범위를 벗어나서 3차원적인 해석 및 제어기법 개발에 관한 연구가 진행될 예정이다.

※ 본 연구는 해양수산부 및 과학기술부에서 시행하는 연구개발사업의 하나인 중점국가과제 내용의 일부입니다.

참고문헌

- 1) 박찬훈, 박경택, "무인 겐트리 크레인," 한국정밀공학회 춘계학술대회논문집, pp. 696~699, 1999
- 2) 조대승, "컨테이너 크레인의 헤드블록 횡동요 해석," 한국소음진동학회지, 제 7권, 제 5호, pp. 765~772, 1997
- 3) Moustafa, K. A. F. and Eedeid, A. M., "Nonlinear Modeling and Control of Overhead Crane Load Sway," J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Trans. of ASME, Vol. 110, pp.266~271,1988
- 4) 이태영, "퍼지이론을 이용한 Overhead Crane의 Anti-Sway 제어," 경북대학교 기계공학과, 석사학위논문, 1995
- 5) Shirai, "Development of Electronic Sway Control System for Container Crane," Trans. of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C, Vol. 59, No.561, pp. 113~117, 1993
- 6) Date, T., Okawa, T. Yamaguchi, O., Nagai, H., Hakajima, T. and Matsumoto, N., "Anti-Sway Control System for Container Handling Cranes," NKK Technical Report, No. 150, pp. 56~60, 1995
- 7) Okubo, Y., Hoshina, H., Murata, I., Monzen, T. and Toyohara, T., "Development of Anti-Sway Control System for Container Cranes," MHI Technical Review, Vol. 32, No. 2, pp. 61~65, 1995
- 8) Nakajima, M., Umefuji, O., Takeuchi, K., Murata, I., and Kuwabara, A., "Automatic Control System of Container Cranes," MHI Technical Review, Vol. 27, No. 2. pp. 87~91, 1990
- 9) Man Hyung Lee, Keum Shik Hong, Young Jin Yoon, Nam Huh, Bae Jeoung Park, "Study on Design Implementation of the Anti-Sway Control of Protainer Crane," CIIPMS 연구결과 발표회 논문집, pp. 181~189, 제1회, 1998
- 10) 박찬훈, 박경택, 김두형, 신영재, "새로운 형태의 컨테이너 크레인의 개발에 관한 연구," 한국항만학회 추계학술대회논문집, pp. 273~280, 1999
- 11) Meirovitch, L., "Methods of Analytical Dynamics," McGraw-Hill Book Company, pp. 209~262, 1970
- 12) 이호훈, 조성근, "천장크레인 부하의 위치 및 흔들림 제어," 대한기계학회논문집(A), 제 21권, 제 2호, pp. 297~304, 1997
- 13) 홍금식, 손성철, 이만형, "컨테이너 크레인의 흔들림 제어(Part I): 모델링, 제어전략, 기준선도를 통한 오차 피이드백 제어," 제어·자동화·시스템공학 논문지, 제 3권, 제 1호, pp.23~31, 1997
- 14) 홍금식, 손성철, 이만형, "컨테이너 크레인의 흔들림 제어(Part II): 트롤리 주행속도 조절을 통한 진자운동의 제어," 제어·자동화·시스템공학 논문지, 제 3권, 제 2호, pp. 132~138, 1997