

# 항만 야드 크레인의 부하 흔들림 방지



**박 찬 훈**

(KIMM 자동화연구부)

- '94 영남대학교 기계공학과(학사)
- '96 포항공과대학교 기계공학과(석사)
- '96 - 현재 한국기계연구원 연구원



**박 경 택**

(KIMM 자동화연구부)

- '77 부산대학교 기계설계학과(학사)
- '81 부산대학교 기계공학과(석사)
- '89 University of Cincinnati(박사)
- '91 - 현재 한국기계연구원 책임연구원



**김 두 형**

(KIMM 자동화연구부)

- '82 서울대학교 기계공학과(학사)
- '90 한국과학기술원 생산공학과(석사)
- '82 - 현재 한국기계연구원 선임연구원

## 1. 서 론

야드 크레인은 항만에서 최고 40~60ton의 컨테이너를 하역·적재하는 경우에 사용되는 매우 유용한 핸들링용 장비이다. 야드 크레인은 다른 운송 수단에 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 동작으로 이루어져 있다. 야드 크레인의 이송기구는 크레인 상부에 위치한 대차(overhead trolley)와 컨테이너를 취급하는 헤드블록(headblock)과 스프레더(spreader) 및 헤드블록의 높이를 조절하고 하중을 지지하기 위한 메인 로프(hoisting rope)로 구성되어 있다(그림 1).

이러한 구조하에서는 운송에 따른 운반물의 진동 발생은 피할 수 없으며 원활하고 안전한 운전을 위해서는 숙련된 운전자가 필요하다. 그러나 항만장비의 자동화를 위한 노력이 근래에 들어서 활발히 이루어지고 있으며, 실제로 자동화가 상당부분 이루어진 항만이 생겨나고 있다. 본 논문에서는 국내외의 자동화 항만에 사용되는 무인 크레인들을 특성별로 분류하고 이들의 특성에 관해서 논의 하고자 한다. 또한 기존에 개발된 무인 크레인보다 우수한 성능의 크레인 제어 기법을 제안하고 모델링 및 시뮬레이션을 통해서 제안된 방식의 우수한 성능을 보일 것이다.

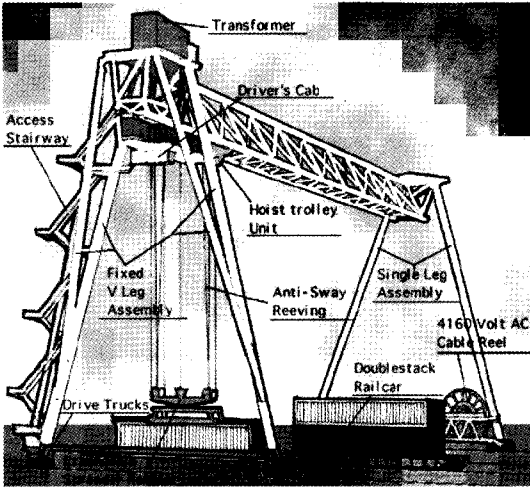


그림 1. 야드 크레인

## 2. 국내외 기술 동향

현재까지 운반물의 흔들림을 최대한 억제하기 위한 진일보된 제어 알고리즘과 권상 장치가 개발되고 있으며 이를 크게 구분하면 기계식과 전기식으로 나눌 수 있다.<sup>[1]</sup>

기계식은 전기적인 제어에 의해서 운반물의 흔들림을 제어하는 것이 아니라 기계적인 구속 에 의해서 운반물의 흔들림을 원천적으로 봉쇄 하는 장점이 있다.<sup>[1]</sup> ECT/Sea-Land 터미널에서 사용되는 크레인은 기구식 크레인의 좋은 예이다. 그림 2에서 보이는 것처럼 2 자유도의 팔 2 개를 사용해서 컨테이너를 들어올리는 장치로

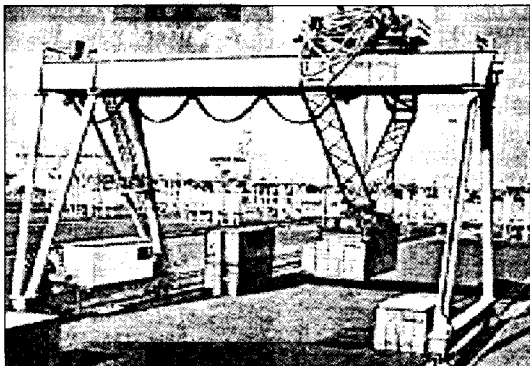


그림 2. ECT/Sea-Land의 크레인

구성되어 있다. 로프를 이용하는 권상 장치와는 달리 큰 강성을 가지는 구조물을 이용하는 장치이므로 관성력에 의한 컨테이너의 흔들림을 원천적으로 막는 것이 가능하다. 그러나 크레인의 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(그림 3). 따라서 고단 적재를 목적으로 할 경우에는 적절하지 못하다.

전기식은 다시 능동제어(active control) 장치와 수동제어(passive control)장치로 구분할 수 있다.<sup>[2]</sup> 능동제어 장치에 적용된 제어 방법은 그 대부분이 천장크레인(overhead crane)<sup>[3][4]</sup>에서와 마찬가지로 방법으로 메인 로프와 헤드블록을 단진자로 모델링하고, 대차에 대한 헤드블록의 상대위치를 감지 또는 예견하여 되먹임 제어(feedback control),<sup>[5][6][7]</sup> 최적 레귤레이터 제어(optimal regulator control), 퍼지제어(fuzzy control)<sup>[8]</sup> 등의 제어이론에 의해 대차의 이송속도를 제어함으로써 운반물의 흔들림을 억제한다. 그러나 이러한 대부분의 능동제어 장치에 적용

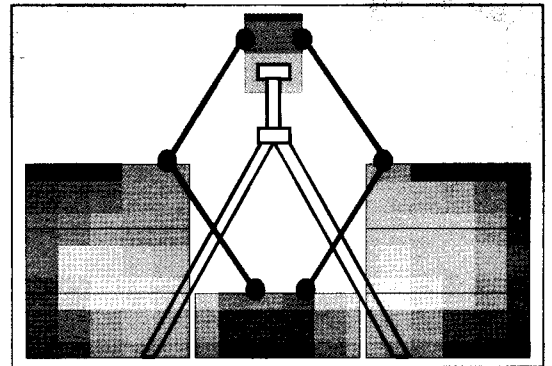


그림 3. 컨테이너와 크레인 팔의 간섭

된 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 등<sup>[9]</sup> 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.<sup>[2]</sup>

그림 4에서  $F_a$ ,  $F_b$ 는 유압실린더에 의해서 헤드블록에 가해지는 보조로프의 장력이다.  $F_a$ ,  $F_b$ 의 횡방향 성분이 컨테이너의 흔들림을 막아 주게 된다. 이러한 형태의 장치를 수동제어장치라고 하는 것은 흔들림을 사전에 방지할 능력을 가지지 못하기 때문이다. 흔들림이 발생해서 보조로프가 유압실린더를 당기는 현상이 발생하면 유압실린더의 특성에 의해서 역구동 저항력이 발생해서 보조로프를 당겨주게 된다. 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.

능동제어 장치의 또 다른 예는 그림 4와 같이 보조로프를 사용하는 방식이다. 이것은 KONE CRANE에서 개발된 장치이다. 이것은 위에서 설명된 수동제어 장치와 마찬가지로 보조로프를 이용해서 흔들림을 방지하는 장치이다. 수동제어 장치와 달리 보조로프의 장력을 능동적으로 제어하는 특징을 가지고 있다. 그림 5의 19, 20, 21, 22의 드럼을 감아주거나 풀어줌으로써 보조로프의 장력을 조절하게 된다. 큰 특징은 그림과 같은 구조를 채택해서 보조로프의 길이 변화 및 장력조절을 통해서 X, Y, Z방향의 미소이동이 가능하다는 것이다.

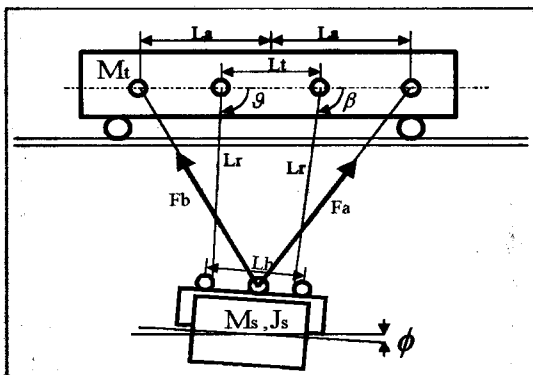


그림 4. 보조로프를 사용하는 수동제어장치

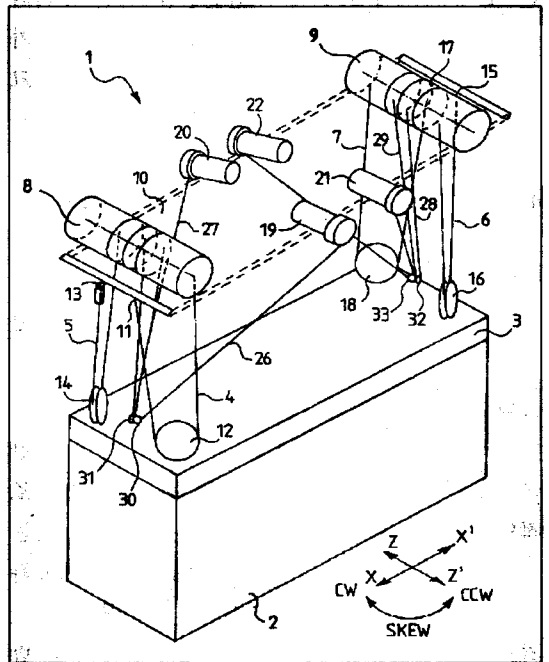


그림 5. 보조로프를 사용하는 능동제어장치

### 3. 연구 개발의 목적 및 필요성

앞에서 언급된 바와 같이 크레인의 자동화를 위한 많은 연구가 수행되었다. 또한 이미 성공리에 상용화에 성공하여 무인크레인이 자동화 항만

에서 사용되고 있기도 하다. 그러나 이미 개발된 성공사례를 우리가 개발하고자 하는 항만에 직접 적용할 수는 없다. 그것은 항만의 특성이 모두 다르기 때문이다. 예를 들어서 ECT/Sealand Terminal의 경우 토지구입비용이 저렴하므로 2~3단 적재가 가능하기 때문에 기구식의 흔들림 제어 장치를 장착한 무인크레인의 사용이 가능하다. 그러나 우리의 경우는 토지구입비용이 매우 비싸서 5~6단의 적재가 불가피하므로 ECT/Sealand Terminal에서 개발된 기구식 크레인의 사용은 불가능하다. 또한 전기식의 경우 완전 무인화를 위한 흔들림 방지 기구는 개발되어 있지 못하다. KONE CRANE에서 개발된 Anti-Sway 기구 또한 완전 무인 운전을 위해서 개발된 것이 아니기 때문에 무인운전을 위한 우리의 목적에 완전히 부합되지 못한다. 따라서 우리가 개발하고자 하는 항만의 특성에 적합한 무인 크레인의 개발은 반드시 필요하다.

4. 크레인의 모델링 및 제어기의 개발

ECT/Sealand Terminal에서 사용되고 있는 기구식의 크레인이 간섭의 문제로 인해서 고단 적재 사용에는 불가능함은 이미 설명했다. 따라서 고단 적재에 적합한 기구식 크레인의 개발은 자연스러운 생각이다. 이에 관한 연구 내용은 박찬훈, 박경택의 논문<sup>[10]</sup>에서 보고된 바 있으며 구조적인 문제로 인해서 실현 가능성이 부족하다는 결과를 얻었다. 본 논문에서는 보조로프를 이용하는 능동제어방식에 관해 논의 하고자 한다. 구조적으로는 유압실린더를 이용한 장치에 의해서 발생하는 보조로프의 장력차이를 이용하는 수동제어 장치<sup>[2]</sup>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 논의 할 것이다.

4.1 크레인의 모델링

그림 6에는 보조로프 제어방식을 사용하는 크레인의 트롤리와 스프레더에 대한 간단한 모델링을 보여준다. 그림 6에서 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
- $\theta$  : Spreader의 흔들림 각

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 그림 6과 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 동일하며,  $F_a, F_b$ 는 항상 양의 값만 가질 수 있다. 사실

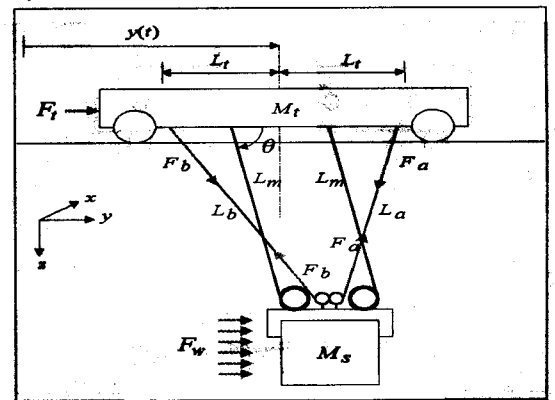


그림 6. 크레인의 모델링

보조로프에 걸리는 장력이 지나치게 커질 경우 로프의 특성이 운동형태에 중요한 영향을 미치게 되지만 본 논문에서는 메인 로프를 강체로 고려한다. 이것은 컨테이너의 무게로 인한 로프의 장력을 고려할 때 합당한 가정이라고 생각된다. 로프의 특성을 고려한 연구는 차후에 진행될 예정이다.

Lagrange 방정식<sup>[11]</sup>에 의하여 다음과 같은 운동방정식을 얻을 수 있다.

$$(M_s + M_t) \ddot{y} - L_m M_s \cos \theta \ddot{\theta} - L_m M_s \cos \theta \ddot{\theta} = F_t + F_w \quad (1)$$

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

식 (1)은 y방향의 운동방정식, 식 (2)는  $\theta$ 방향의 운동방정식이다. 능동제어장치의 경우 일반적으로 운반물의 흔들림 정보를 얻기 위해서 트롤리에 카메라를 설치하고 스프레더에는 적외선 LED를 사용하는 방식<sup>[9]</sup>이나 이와 유사한 원리를 사용하는 방식들이 주로 이용된다. 야드에서 컨테이너를 쌓을 때 6단적 이상의 고단적재를 목표로 할 경우에 트롤리와 스프레더간의 최대 거리는 30~35m 가 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 식 (2)에서  $F_a, F_b$ 는 각각 다음과 같이 들 수 있다.<sup>[2]</sup>

$$F_a = F_{min}, F_b = F_{max} \text{ for } \theta < 0$$

$$F_a = F_{max}, F_b = F_{min} \text{ for } \theta > 0$$

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.

### 4.2 제어기 설계

그림 7에는 본 논문에서 제안하는 제어방식의 기본적인 원리가 소개되고 있다. 운반물의 흔들림은 트롤리와 운반물의 상대적인 위치의 차이에 의해서 발생된다. 따라서 그림 7과 같이 운반물에 적절한  $F_s$ 를 가해서 트롤리와 운반물에 상대속도의 차이가 발생하지 않도록 해주면 흔들림은 방지될 수 있다. 이와 같은 방식으로 제어가 이루어진다면 풍력의 영향이 없다고 가정하면 즉,  $F_w = 0$ 일 경우  $\theta \approx 90, \theta \approx 0, \ddot{\theta} \approx 0$ 의 결과를 얻을 수 있다. 이제 이것을 식 (1),(2)에 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.

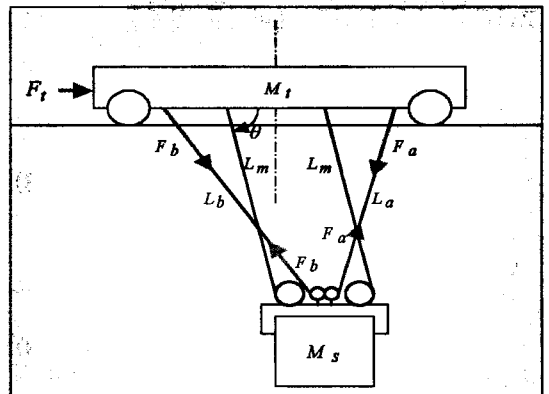


그림 7. 흔들림 제어의 원리

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

즉 두 개의 보조로프 사이의 장력의 차이가 식 (4)와 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

$$F_a = \left( \frac{M_s \sqrt{L_m^2 + L_t^2}}{(M_t + M_s)L_t} \right) |F_t| \quad (6)$$

$$F_b = 0$$

②  $F_t < 0$  일 경우

$$F_a = 0$$

$$F_b = \left( \frac{M_s \sqrt{L_m^2 + L_t^2}}{(M_t + M_s)L_t} \right) |F_t| \quad (7)$$

$|F_t|$ 는 Trolley 구동력  $F_t$ 의 절대치를 의미한다. 식 (6),(7)에서 얻어진 결과가 적용가능하다면 Trolley의 상태에 상관없이  $\theta \approx 90^\circ$ ,  $\theta \approx 0^\circ$ ,  $\dot{\theta} \approx 0$ 가 만족된다. 물론 실제 상황에서 식 (6),(7)을 정확히 만족시킬 수는 없다. 따라서 약간의 오차가 발생하였거나 초기 흔들림이 있을 경우  $\theta \approx 90^\circ$ ,  $\dot{\theta} \approx 0$ ,  $\ddot{\theta} \approx 0$ 이 만족되지 않으므로 식 (6),(7)로 제어가 이루어질 경우 제어 성능이 악화될 수 있다. 유압실린더를 이용하는 수동제어방식<sup>[2]</sup>의 경우를 고려하면 다음과 같은 제어를 설계할 수 있다.

①  $\theta < 0$  일 경우

$$F_a = 0$$

$$F_b = \theta K_e \quad (8)$$

②  $\theta > 0$  일 경우

$$F_a = \theta K_e$$

$$F_b = 0 \quad (9)$$

$\theta$ 의 경우 정확한 정보를 얻는 것은 매우 어렵

다. 그러나  $\theta$ 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 얻어내는 것이 매우 어렵다. 식 (8),(9)를 유압실린더를 사용한 수동제어에 관한 논문들<sup>[2]</sup>에서와 마찬가지로 다음과 같이 간략화 하여도 유용한 제어 결과를 얻을 수 있다.

①  $\theta < 0$  일 경우

$$F_a = 0$$

$$F_b = F_{amax} \quad (10)$$

②  $\theta > 0$  일 경우

$$F_a = F_{amax}$$

$$F_b = 0 \quad (11)$$

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

식 (6)~(11)에 의해서  $\theta \approx 90^\circ$ ,  $\dot{\theta} \approx 0$ ,  $\ddot{\theta} \approx 0$ 가 성립된다고 가정하면 트롤리의 운동방정식은 식 (3)이 된다. Feedback 선형화의 방법을 사용해서 제어입력을 아래와 같이 잡는다.

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

여기서  $e = y_d - y$ ,  $\dot{e} = \dot{y}_d - \dot{y}$ 이며, 각각 Trolley의 위치 에러와 속도 에러를 의미한다. 이제 식 (10)을 식 (3)에 대입하면 Error Dynamics는 다음과 같이 된다.

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

따라서 Critical Damping이 되도록 계인을 다

음과 같이 설정한다.

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

이제 제어 전략을 정리하면 그림 8과 같다. 제 여기는 Trolley Controller(식 (12))와 Spreader Controller(식 (6)~(10))로 구성되고 Trolley Controller의 출력은 다시 Spreader Controller의 입력이 된다. 그림 8에서  $Z^{-1}$ 은 실제의 경우에 Trolley Controller의 출력 즉 검출된  $F_t$ 가 시간지연을 가지고 Spreader Controller에 입력됨을 의미한다. 또한 그림 8의 Sensor Noise는  $F_t$ 의 측정을 정확히 알 수 없음을 의미한다. 이것은 매우 타당한 가정으로 생각된다. 왜냐하면 Trolley를 구동하는 모터가 발생시키는 토크를 측정하는 방법은 여러 가지가 있을 수 있겠지만, 어떤 방법을 사용하든지 정확한 값을 추정할 수는 없기 때문이다. 또한 추정된 토크로부터 노이즈를 제거하기 위해서 Filter를 통과시켜야 하는데 이 때문에  $\delta_t$ 의 시간지연이 발생한다.

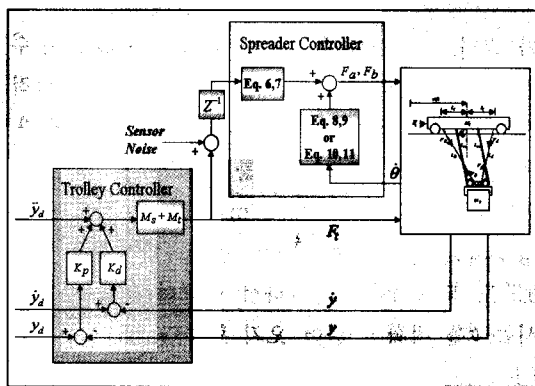


그림 8. 제안된 제어 알고리즘

### 4.3 시뮬레이션

이번 장에서는 앞에서 소개된 제어전략의 유용성을 시뮬레이션을 통해 입증하고자 한다. 본 논문에서 사용된 크레인의 사양은 Table 1과 같다. 트롤리의 진행 시에는 메인 로프를 감아 올

리거나 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 때문에<sup>[12][13][14]</sup> 제어성능을 서로 비교하기 쉽도록 이와 같은 속도 궤적을 선택했다. 또한 이와 같은 패턴으로 가감속 하는 것이 Trolley가 정지한 후의 흔들림을 최소화 할 수 있다. 트롤리의 위치 및 속도 기준 선도는 그림 9, 10과 같다. 20초부터 40초까지의 시간은 트롤리의 정지후의 운동형태를 관찰하기 위한 시간이다. 본 논문에서 사용된 모든 Simulation 결과 그림에서 수평축의 단위는 second를 의미한다. 또한 힘에 해당하는 수직축의 단위는 N이며 길이에 해당하는 수직축의 단위는 meter, 그리고 속도에 해당하는 수직축의 단위는 m/s이다.

표 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	$L_t = 2.3m$
Trolley 이동 최고속도	150m/min

#### 4.3.1 Trolley만 제어하는 경우

스프레더가 제어되지 않는 경우와 제어되는 경우를 비교하기 위해서 Trolley만 제어되는 경우에 대해서 시뮬레이션을 한다. 즉 그림 11의 경우에 대한 시뮬레이션을 수행한다. 이때 제어기는 그림 12의 PD 제어기를 사용했으며 개인은  $K_p=1000000.0$ ,  $K_d=200\sqrt{(K_p)}$ 으로 잡았다. 이것

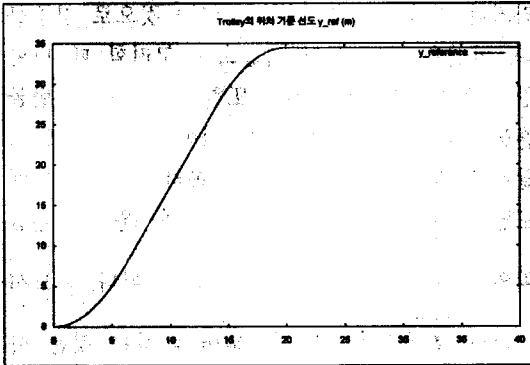


그림 9. Trolley의 기준 위치 선도

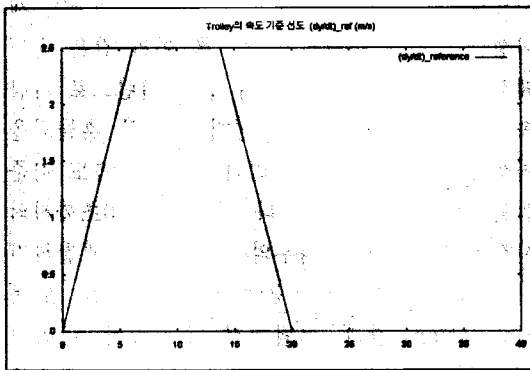


그림 10. Trolley의 기준 속도 선도

은 실현 가능성이 없을 정도로 큰 값이지만 이렇게 큰 계인을 잡은 것은 Trolley 제어만 이루어질 때의 흔들림의 양상을 관찰하기 위함이다. 한 주기에 가속하고 한 주기에 감속하는 가감속 계획을 선택하였기 때문에 가감속 시간의 흔들림 량에 비해서 등속시간과 정지 시간에서의 흔들림 량은 상대적으로 작다. 이 때문에 많은 문헌들에서<sup>[12][13][14]</sup> 이와 같은 가감속 전략을 사용한다.

그림 17을 관찰해보면 가감속구간에서  $\pm 0.7m$ 의 흔들림이 있고 등속 및 정지 구간에서는  $\pm 0.1m$ 의 흔들림이 있다. 가감속 구간의 흔들림이 지나치게 크다는 것을 알 수 있다. 이것은 사고를 유발할 수도 있다. 그러나 더 큰 문제는 등속구간 및 정지 구간에서 흔들림이 사라지지 않는다는 것이다. 이와 같은 잔여 Sway를 줄이기 위해서 Sway의 정량적 정보 즉, 일반적으로  $\theta, \dot{\theta}$ 의 정보를 사용해서 Trolley의 가속도를 제어하는 경우

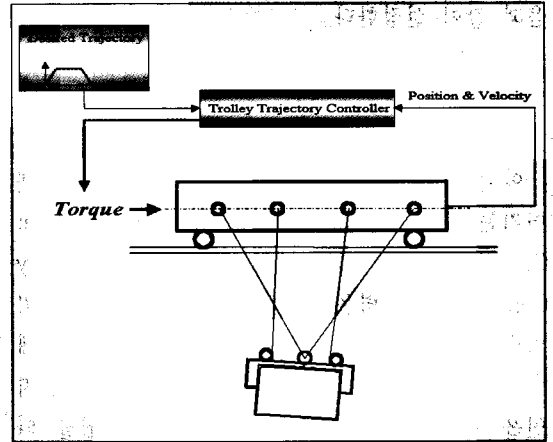


그림 11. Trolley만 제어하는 경우

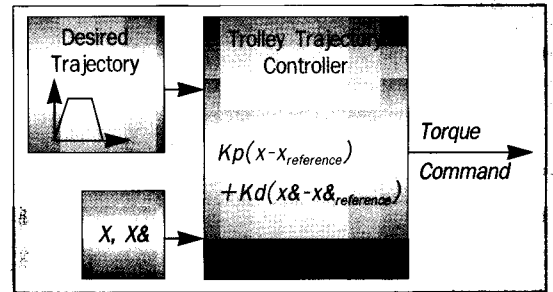


그림 12. Trolley Controller

가 많다. 이러한 제어는 이론적으로는 매우 우수한 잔여 흔들림 감쇠를 가져온다. 그러나 현실적으로  $\theta, \dot{\theta}$ 의 정보를 정확히 얻기는 매우 어렵다. 특히 5~6단의 고단 적재를 목표로 할 경우 메인 로프의 길이는 최대 20m가 될 수 있으며 이 경우에는 흔들림이 10cm 정도 발생해도  $\theta$ 는  $0.5^\circ$ 도 되지 않는다. 따라서 엔코더 등을 부착해서는  $\theta$ 를 정확히 읽어 오기 힘들다. 또한 적외선 LED와 카메라 등을 사용해서 흔들림 정보를 읽어내는 방법도 있을 수 있으나 현재로는 정확한 정보를 얻을 수 있는 신뢰성 있는 방법이 개발되어 있지 못하다. 본 논문에서 사용된 모든 Simulation 결과 그림에서 수평축의 단위는 second를 의미한다. 또한 힘에 해당하는 수직축의 단위는 N이며 길이에 해당하는 수직축의 단위는 meter, 그리고 속도에 해당하는 수직축의 단위는 m/s이다.



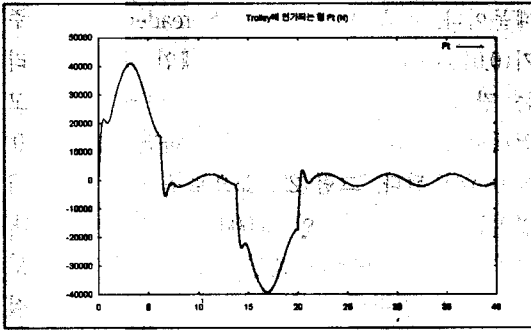


그림 13.  $F_i(t)$

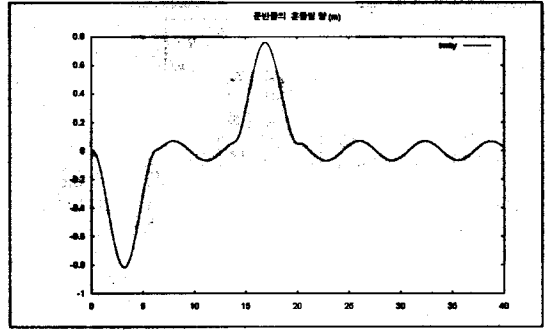


그림 17. Sway

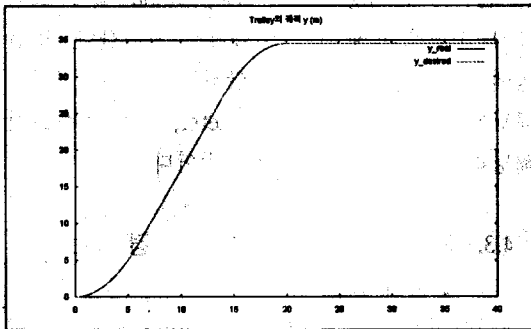


그림 14.  $y_i(t)$

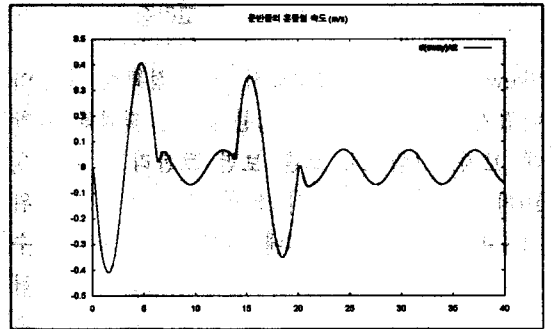


그림 18.  $d(Sway)/dt$

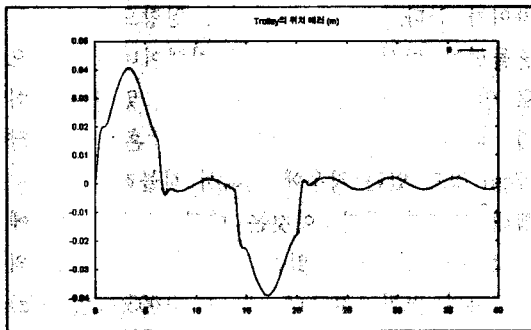


그림 15.  $y_{ref} - y_{real}$

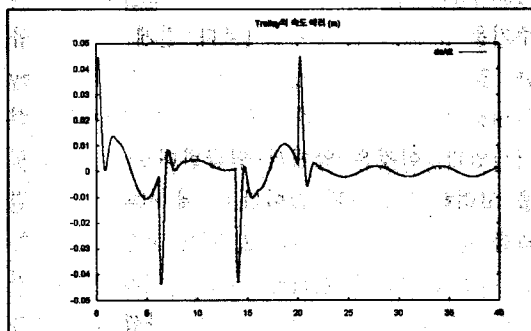


그림 16.  $\dot{y}_{ref} - \dot{y}_{real}$

#### 4.3.2 제안된 방식으로 제어하는 경우(초기 흔들림이 없는 경우)

그림 19에서 보여지는 제안된 방식으로 제어하는 경우에 대한 시뮬레이션 결과에 대해 논의하고자 한다. 그림 20~27은 초기 흔들림이 없는 경우의 시뮬레이션 결과이다. 사실 초기 흔들림이 없다는 가정은 있을 수 없지만 뒤에서 보여질 초기 흔들림이 있는 경우와의 비교를 위해서 시뮬레이션이 수행되었다. 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. 이것은 앞에서 언급한대로 임계 뎀핑을 고려해서 결정된 값이다. Trolley만 제어하는 경우에 관한 이전 절에서의 계인에 비해서 현실적으로 충분히 가능한 계인으로 생각된다.

$\theta$ 의 측정시에  $\pm 30\%$ 의 노이즈가 함께 측정되는 것으로 가정했다. 이것은 실제의 경우에는

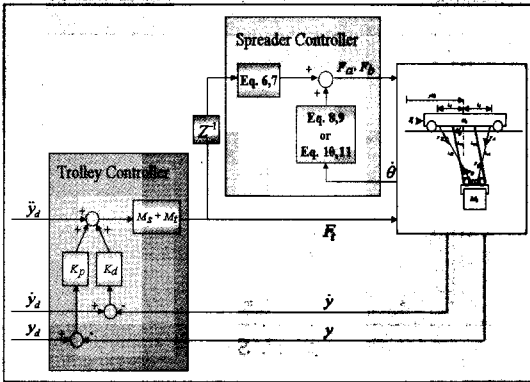


그림 19. 제안된 제어알고리즘

Skew 현상 등이 발생해서  $\theta$ 의 정확한 측정이 어렵기 때문이다. 이제 시뮬레이션 결과를 관찰해 보자. 그림 24, 25를 보면 트롤리는 그림 9, 10의 기준선도를 거의 완벽하게 따라가서 위치·속도에러가 거의 0에 가깝다는 것을 알 수 있다. 또한 그림 26, 17을 보면 운반물의 흔들림도 매우 작다는 것을 알 수 있다. 그림 26, 27은 9.8m 길이의 메인 로프 끝에 매달린 운반물의 y 방향 흔들림이며 단위는 m이다. 특히 그림 26을 보면 초기 흔들림의 최고치가 1cm를 넘지 않음을 알 수 있다. 그림 22, 23을 보면 보조로프의 장력 값은 가속과 감속 시에는 식 (6),(7)에 의해서 주로 결정되고 등속운동 및 정지 시에는 식 (8),(9)에 의해서 주로 결정된다는 것을 알 수 있다. 그림 20, 22, 23에서 Trolley에 인가되는 힘과 보조로프의 장력에 리플이 심한 것은 실제의 경우에 그림 20의  $F_t$ 를 측정할 때  $\pm 10\%$  정도의 오차가 발생할 수 있다고 가정했고 또한 시간  $t$ 에서 측정된  $F_t$ 의 값이  $\Delta t$ 의 시간 지연 후에 Spreader Controller로 입력된다고 가정했기 때문이다. 이것은 매우 타당한 가정으로 생각된다. 왜냐하면 Trolley를 구동하는 모터가 발생시키는 토크를 측정하는 방법은 여러 가지가 있을 수 있겠지만, 어떤 방법을 사용하든지 정확한 값을 추정할 수는 없기 때문이다. 또한 추정된 토크로부터 노이즈를 제거하기 위해서 Filter를 통과시켜야 하는데 이 때문에  $\Delta t$ 의 시간지연이 발생하기

때문이다. 이때 시간 지연은 Spreader의 제어 주기(0.01sec)로 가정했다. 또한 메인 로프에 걸리는 장력의 총합을 헤드블럭과 스프레더 그리고 컨테이너의 무게의 합으로 가정하면 약  $30 \times 10^3 \times 9.8N$ 이 된다. 그림 22, 23으로부터 보조로프에 걸리는 장력의 총합이 60000N임을 알 수 있다. 따라서 보조로프에는 메인 로프의 약 20% 정도의 장력이 걸린다는 것을 알 수 있다. 이것은 실제 설계를 고려할 때 적절한 수준으로 생각된다. 본 논문에서 사용된 모든 Simulation 결과 그림에서 수평축의 단위는 second를 의미한다. 또한 힘에 해당하는 수직축의 단위는 N이며 길이에 해당하는 수직축의 단위는 meter, 그리고 속도에 해당하는 수직축의 단위는 m/s이다.

#### 4.3.3 제안된 방식으로 제어하는 경우(초기 흔들림이 있는 경우)

사실 초기 흔들림이 없이 트롤리의 움직임이 시작된다고 가정하는 것은 실제의 상황과 많은 차이가 있다. 왜냐하면 바람의 영향으로 약간의 흔들림이 발생할 수도 있고 컨테이너의 편심으로 인해서 흔들림이 발생할 수도 있기 때문이다. 따라서 이번 절에서는 초기 흔들림이 약 17cm 정도 있는 경우에 관해서 시뮬레이션을 수행해 보고자 한다. 이것은 메인 로프가 초기에 약  $1^\circ$  정도 흔들림이 있는 것에 해당한다. 이전의 절에서와 마찬가지로 Trolley는 0.005sec(200Hz)의 주기로 제어되었고 Spreader는 0.01sec(100Hz)의 주기로 제어되었다. 스프레더의 제어 주기를 Trolley의 제어주기보다 길게 잡은 이유는 앞절에서 이미 설명한 바 있다. Trolley Controller를 위한 계인은  $K_p=50$ ,  $K_d=2\sqrt{K_p}$ 로 선택되었다. 이것은 앞에서 언급한대로 임계 댐핑을 고려해서 결정된 값이다. 이제 시뮬레이션 결과를 관찰해 보자. 그림 32, 33를 보면 트롤리는 그림 9, 10의 기준선도를 거의 완벽하게 따라가서 위치·속도에러가 거의 0에 가깝다는 것을 알 수 있다. 또한 그림 34, 35를 보면 운반물의

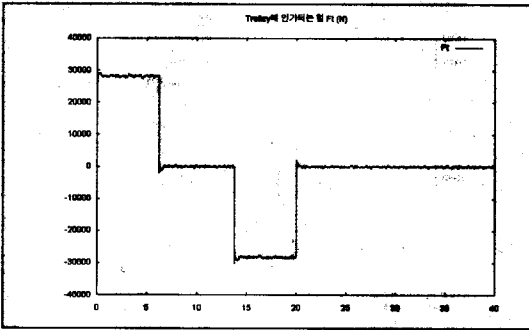


그림 20.  $F_x(t)$

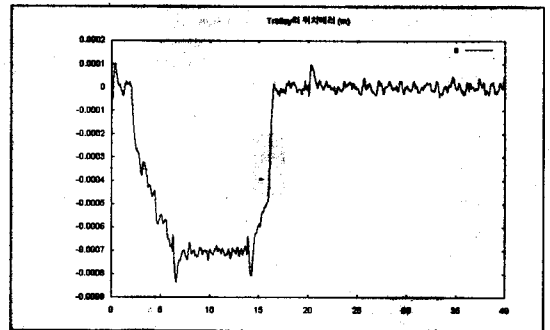


그림 24.  $y_{ref} - y_{real}$

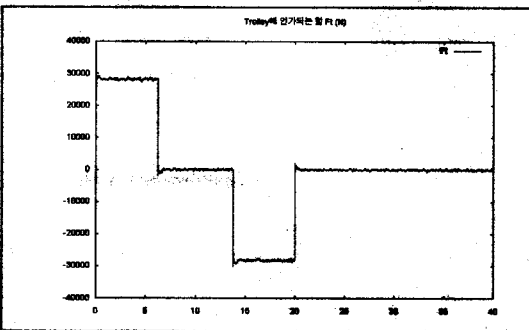


그림 21.  $y(t)$

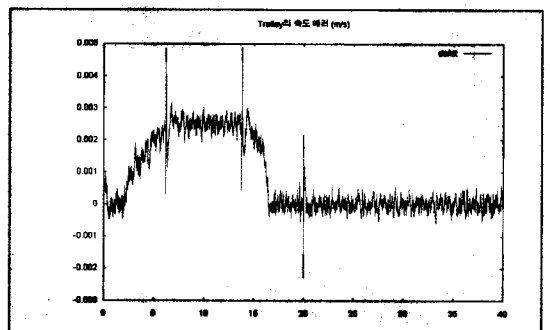


그림 25.  $y_{ref} - y_{real}$

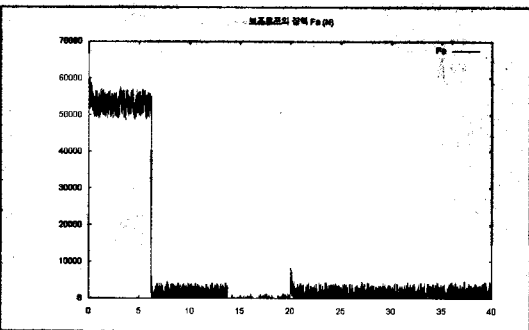


그림 22.  $F_a(t)$

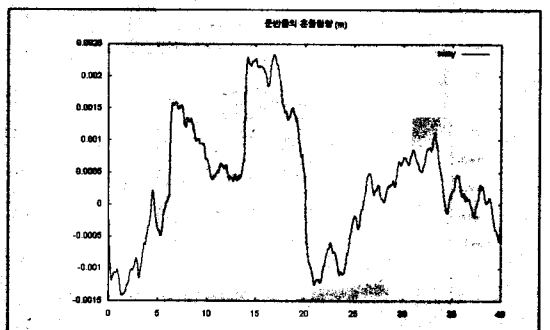


그림 26. Sway

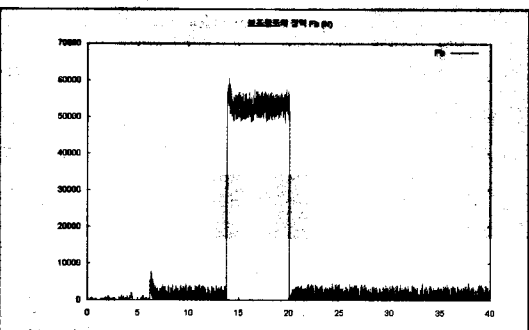


그림 23.  $F_b(t)$

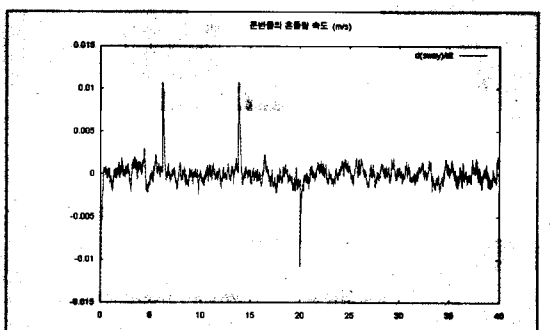


그림 27.  $d(\text{Sway})/dt$

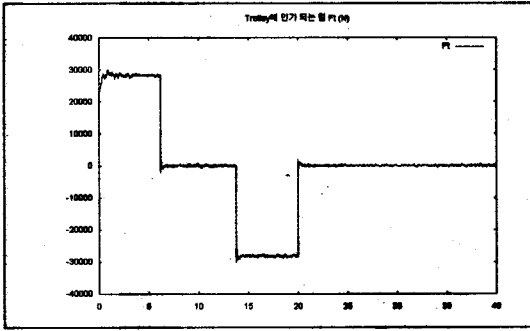


그림 28.  $F_x(t)$

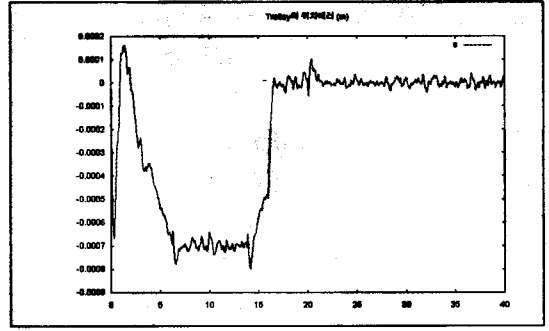


그림 32.  $y_{ref} - y_{real}$

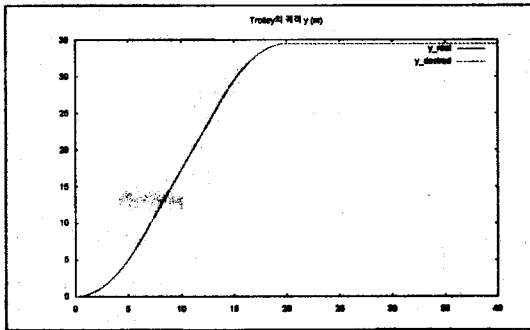


그림 29.  $y(t)$

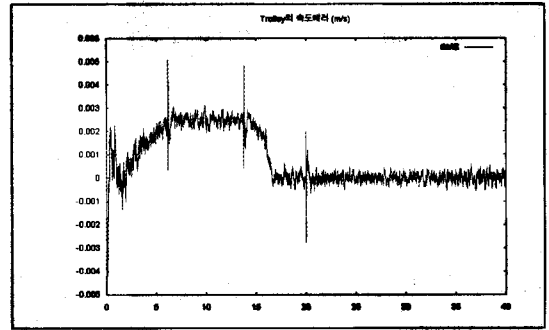


그림 33.  $\dot{y}_{ref} - \dot{y}_{real}$

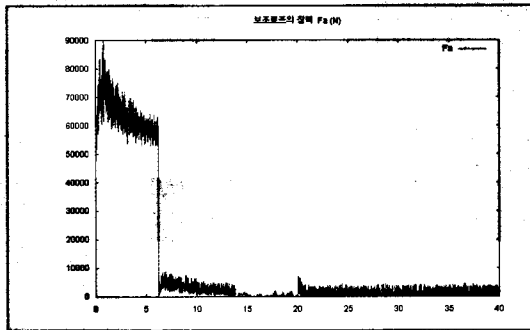


그림 30.  $F_y(t)$

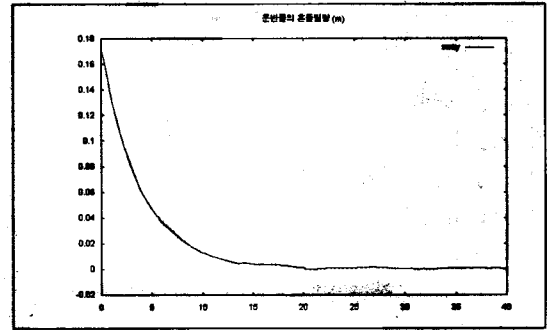


그림 34. Sway

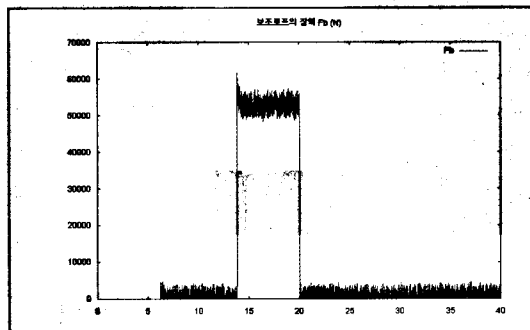


그림 31.  $F_b(t)$

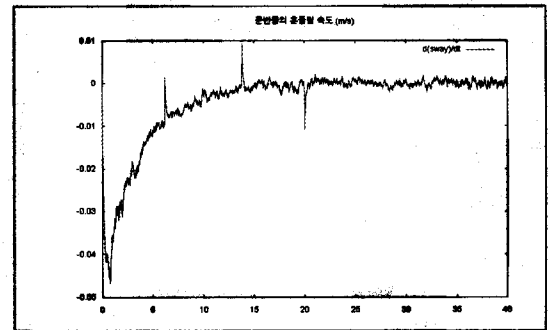


그림 35.  $d(\text{Sway})/dt$

흔들림도 매우 작다는 것을 알 수 있다. 그림 34, 35는 9.8m 길이의 메인 로프 끝에 매달린 운반물의 y방향 흔들림이며 단위는 m이다. 특히 그림 34를 보면 초기 흔들림의 초기 흔들림이 17cm정도 있었음에도 불구하고 시간이 지남에 따라서 Sway가 지수함수적으로 감소해서 전체 시스템이 점근적 안정성을 보임을 알 수 있다. 또한 Trolley가 정지 후에는 흔들림의 최고치가 1cm를 넘지 않음을 알 수 있다. 그림 30, 31을 보면 보조로프의 장력 값은 가속과 감속 시에는 식 (6),(7)에 의해서 주로 결정되고 등속운동 및 정지 시에는 식 (8),(9)에 의해서 주로 결정된다는 것을 알 수 있다. 초기 흔들림 때문에 가속초기에 보조로프에 비교적 큰 장력이 가해짐을 알 수 있다. 그러나 이 경우에도 보조로프에 걸리는 장력은 메인로프의 30%정도이다. 운전시간 전체를 고려할 때 여전히 보조로프에는 메인 로프의 약 20%정도의 장력이 걸린다는 것을 알 수 있다. 이것은 실제 설계를 고려할 때 적절한 수준으로 생각된다. 본 논문에서 사용된 모든 Simulation 결과 그림에서 수평축의 단위는 second를 의미한다. 또한 힘에 해당하는 수직축의 단위는 N이며 길이에 해당하는 수직축의 단위는 meter, 그리고 속도에 해당하는 수직축의 단위는 m/s이다.

4.3.4 제안된 방식으로 제어하는 경우(풍력의 영향이 있는 경우)

앞에서 보여진 시뮬레이션에서는 풍력의 영향을 고려하지 않았다. 그러나 실제 상황에서는 항상 풍력의 영향이 있으며, 풍속이 지나치게 빠를 경우는 작업을 중단해야 할 정도로 영향력이 강하다. 바람의 영향은 식 (15)와 같이 모델링 할 수 있다.

$$F_w = AQC_f \tag{15}$$

여기서 A는 바람의 영향을 받는 부분의 면적, Q는 풍압력, C<sub>f</sub>는 형상계수이다. 40ft 컨테이너를

고려하고 풍속을 10m/s로 가정하면 각각은 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$\begin{aligned} A &= 2.9 \times 12.2 (\text{m}^2) \\ V_s &= 10 (\text{m/s}) \\ Q &= 0.613 V_s^2 \\ C_f &= 1.3 \end{aligned} \tag{16}$$

이전의 절에서와 마찬가지로 Trolley는 0.005sec(200Hz)의 주기로 제어되었고 Spreader는 0.01sec(100Hz)의 주기로 제어되었다. 스프레더의 제어 주기를 Trolley의 제어주기보다 길게 잡은 이유는 앞 절에서 이미 설명한 바 있다. Trolley Controller를 위한 계인은 K<sub>p</sub>=50, K<sub>d</sub>=2/√K<sub>p</sub>로 선택되었다. 이것은 앞에서 언급한대로 임계 댐핑을 고려해서 결정된 값이다. 이제 시뮬레이션 결과를 관찰해 보자. 그림 40, 41을 보면 트롤리는 그림 9, 10의 기준선도를 거의 완벽하게 따라가서 위치·속도여과가 거의 0에 가깝다는 것을 알 수 있다. 그러나 그림 42, 43를 보면 운반물의 흔들림이 0이 아닌 일정한 값으로 수렴함을 알 수 있다. 즉 흔들림은 거의 없지만 +y방향으로 5cm 정도 치우쳐 있음을 알 수 있다. 이것은 일정하게 작용하는 바람의 영향을 제어가 완전히 상쇄하지 못했다는 것을 말해준다. 이렇게 치우쳐진 양은 오직 풍력에만 기인한다. 이러한 현상은 제어가 흔들림 정보 즉 θ를 이용할 수 없음으로부터 비롯되는 구조적인 문제이다. 따라서 풍력의 영향으로부터 θ가 0로 유지되도록 하기 위해서는 흔들림 정보를 반드시 알 필요가 있다. 그러나 현재로서는 θ를 정확히 알아낼 만한 신뢰성있는 방법이 개발되어 있지 못하다. 그림 38, 39를 보면 보조로프의 장력 값은 가속과 감속 시에는 식 (6),(7)에 의해서 주로 결정되고 등속운동 및 정지 시에는 식 (8), (9)에 의해서 주로 결정된다는 것을 알 수 있다. 여전히 보조로프에는 메인 로프의 약 20%정도의 장력이 걸린다는 것을 알 수 있다. 이것은 실제 설계를 고려할 때 적절한 수준으로 생각된다. 본 논문에서 사용된

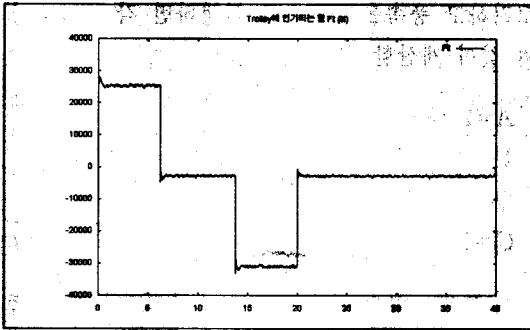


그림 36.  $F_t(t)$

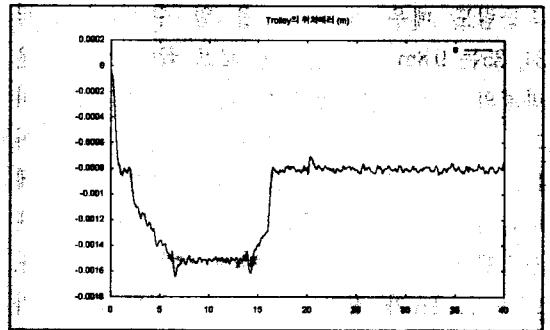


그림 40.  $y_{ref}-y_{real}$

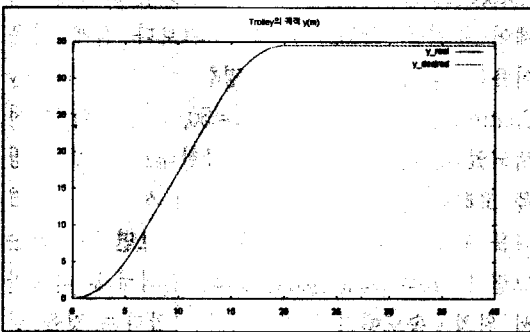


그림 37.  $y(t)$

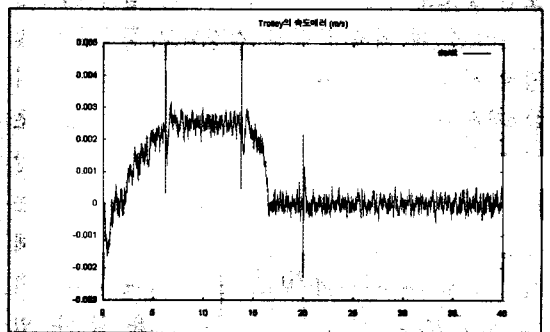


그림 41.  $\dot{y}_{ref}-\dot{y}_{real}$

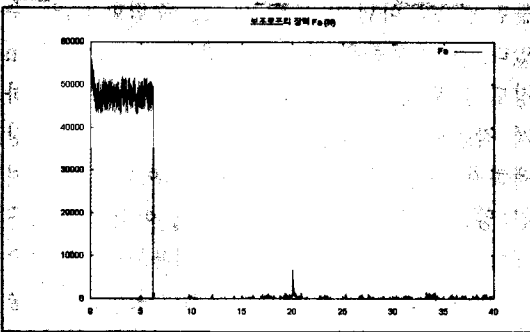


그림 38.  $F_a(t)$

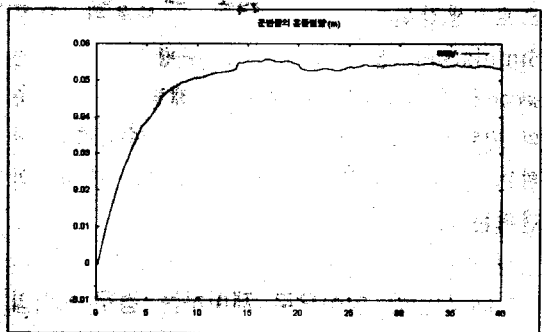


그림 42. Sway

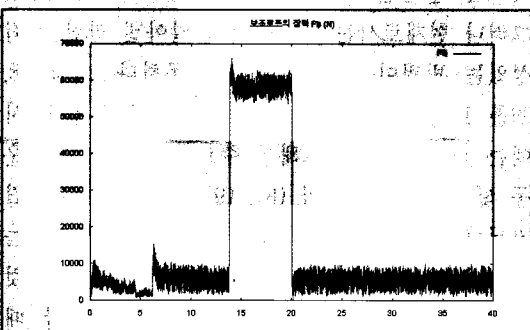


그림 39.  $F_b(t)$

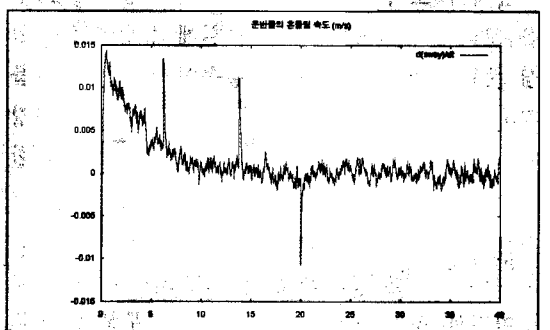


그림 43.  $d(\text{Sway})/dt$

모든 Simulation 결과 그림에서 수평축의 단위는 second를 의미한다. 또한 힘에 해당하는 수직축의 단위는 N이며 길이에 해당하는 수직축의 단위는 meter, 그리고 속도에 해당하는 수직축의 단위는 m/s이다.

## 5. 결 론

본 논문에서는 하물의 흔들림을 최소화하기 위한 지금까지의 여러 가지 연구결과들을 정리했다. 그리고 현재까지 개발된 알고리즘들을 보완할 수 있는 새로운 알고리즘, 즉 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. 물론 제안된 알고리즘의 성능은 흔들림 정보를 활용할 수 있을 경우 훨씬 강화될 수 있다. 그러나 이와 같은 알고리즘을 제안한 것은 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 결과를 보면 스프레더의 하중의 약 20% 정도가 보조로프들에 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 해석

의 범위를 벗어나서 3차원적인 해석 및 제어기법 개발에 관한 연구가 진행될 예정이다. 제안된 방식의 또 하나의 한계는 풍력으로 인해 스프레더가 횡행방향으로 치우치는 현상을 막을 수 없다는 것이다. 이것 또한 흔들림 정보를 이용할 수 없다는 현실을 반영했기 때문에 발생하는 구조적인 문제이다. 이 한계는  $\theta$ 를 정확히 알 수 있는 방법이 개발되기 전에는 해결될 수 없을 것으로 생각된다.

## 참 고 문 헌

- [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 edeid, 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, p.181~189, 제1회 CIIPMS 연구결과 발표회 논문집, 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), 제21권, 제2호, 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, 제3권, 제1호, pp.23~31, 1997.
- [14] 홍금식, 손성철, 이만형, 컨테이너 크레인의 흔들림 제어(Part II): 트롤리 주행속도 조절을 통한 진자운동의 제어, 제어·자동화·시스템공학 논문지, 제3권, 제2호, pp.132~138, 1997.