

자동화 컨테이너 터미널을 위한 컨테이너 트랜스퍼 크레인의 안티 스웨이 시스템: Part I – 기본 구조, 모델링, 제어

Anti-Sway System of Container Transfer Crane for Automated Container Terminal: Part I – Basic Structure, Modeling and Control

박 경 택*, 박 찬 훈, 김 두 형, 신 영 재

(KyoungTaik Park, Chanhun Park, Doohyung Kim, and YoungJae Shin)

Abstract : Automated container terminals have been being developed over the world for recent years and many countries are interested in them because the amount of containers exported or imported is rapidly increasing. The conventional container terminals were not designed to handle this kind of heavily many containers. They would face many structural problems soon or later, although they have been managed to do well so far. One of the most important things in automated container terminal is the handling equipments able to transfer many containers efficiently. Those are maybe automated transfer cranes, automatic guided vehicles and automated quay-side cranes. The word "automated" means the equipment is operated without drivers and those equipments are able to work without any interruption in working schedule. Through the researches on the conventional transfer cranes, we decided that the structure of conventional transfer cranes is not proper in automated container terminal and it is not possible to handle so many containers in limited time. Therefore we have been studying on the proper structure of the automated container crane for past several years and a new type of transfer crane has been developed. Design concept and control method of the new crane are introduced and experimental results are presented in this paper.

Keywords : automated container terminal, automatic transfer crane, anti-sway system, trolley, spreader

I. 서론

지금까지 트랜스퍼 크레인(혹은 야드 크레인)에서 컨테이너의 흔들림을 최대한 억제하기 위한 진일보된 제어 알고리즘과 권상 장치가 개발되어 왔으며, 이를 크게 구분하면 강체형 크레인(트롤리 가감속 조절형 크레인) 그리고 보조로프 크레인(트롤리 가감속 조절형 크레인)으로 나눌 수 있다[1]. 강체형 크레인은 트롤리의 가감속 조절을 통해 컨테이너의 흔들림을 제어하는 것이 아니라 기계적인 구속을 의해서 컨테이너의 흔들림을 원천적으로 봉쇄하는 장점이 있다[1]. 초기 ECT/Sea-Land 터미널에서 사용된 크레인이 기구식 크레인의 좋은 예인데 인간의 팔과 유사한 2 개의 팔 구조를 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 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, 초기 ECT/Sea-Land 터미널에서 상용화되어서 성공리에 사용되었다. 그러나 이 모델은 3단 이하의 적재만이 가능하다는 근본적인 문제점을 가지고 있다. 3단 이상의 이체 및 적재에서는 지상의 컨테이너들과 크레인 팔 사이에 간섭이 발생하게 된다. 따라서 고단적재를 목적으로 할 경우에는 적절하지 못하다. 트롤리 가감속 조절형 크레인은 그 대부분이 천장크레인(overhead

crane)[3,4]에서와 마찬가지로 메인 로프와 헤드블록을 단진자로 모델링하고, 대차에 대한 헤드블록 혹은 컨테이너의 상대위치를 감지 또는 예견하여 피드백 제어(feedback control)[5,6,7], 최적 레귤레이터 제어(optimal regulator control), 퍼지제어(fuzzy control)[8] 등의 제어이론에 의해 대차의 이송속도를 제어함으로써 컨테이너의 흔들림을 억제한다. 그러나 이러한 대부분의 방법은 이론적으로 매우 우수한 특성을 지니고 있지만 자동화 항만이라는 특수한 용도에는 적합하지 못한 것으로 생각된다. 보조로프 방식의 흔들림 억제 크레인은 현장에서 트랜스퍼 크레인을 중심으로 적용되고 있다. 일반적으로는 유압실린더를 이용한 방식이 많이 사용되는데[2] 아직 체계적인 연구가 이루어 지지 않고 있다. 다년간의 연구 결과를 바탕으로 트롤리 가감속 조절형 크레인에 비해서 추가적인 보조로프를 사용하는 흔들림 억제 구조가 자동화 컨테이너 터미널을 위한 무인 트레인에 더 적합하다고 결론을 내리게 되었다.

본 논문에서는 자동화 컨테이너 터미널에 적합한 트랜스퍼 크레인을 위한 새로운 개념의 흔들림 제어 구조와 설계 개념을 제안한다. 또한 이의 동역학적 해석 및 제어 기법을 제안하고 그 유효성을 모의실험을 통해 입증한다.

II. 개발된 크레인의 기본 구조

서론에서 설명된 대로 본 연구에서 개발된 크레인은 호이스팅 작업을 위한 메인 로프 이외에 추가로 보조로프를 가진다. 그림 1은 기존의 메인 로프만 가지는 크레인과 개발된 크레인의 기본적인 구조의 차이점을 보여준다. 그림에서 알 수 있듯이 두 구조의 근본적인 차이는 흔들림을 억제하는 방식에 있다. 기존의 크레인은 흔들림이 발생했을 경우에 트롤리의 가속도를 조절함으로써 흔들림을 억제한다. 그러나 개

* 책임저자(Corresponding Author)

논문접수 : 2004. 10. 8., 채택확정 : 2004. 11. 11.

박경택, 박찬훈, 김두형, 신영재 : 한국기계연구원 지능형정밀기계연구부(ktpark@kimm.re.kr/chpark@kimm.re.kr/kdh649@kimm.re.kr/yjshin@kimm.re.kr)

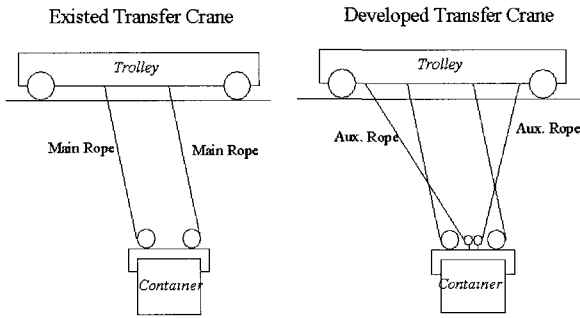


그림 1. 기존 트랜스퍼 크레인과 개발 크레인 사이의 흔들림에 대한 비교 구성도.

Fig. 1. Schematic diagrams for comparison between conventional transfer crane and developed one.

개발된 크레인은 보조로프를 이용해서 흔들림을 직접 억제한다. 개발된 구조의 시스템은 흔들림 억제를 위해 소요되는 시간을 줄일 수 있다. 트롤리가 완전히 정지한 후 호이스팅 작업을 수행하고 있을 때 흔들림이 발생 한 경우를 생각해 보자. 그리고 야드에서는 바람의 영향이 항상 있을 수 있으므로 타당한 가정이 된다. 이 경우 기존의 크레인은 흔들림을 억제하기 위해서 트롤리의 위치를 이동시켜서 흔들림을 억제한 후 다시 원위치로 되돌아와야만 한다. 이러한 트롤리의 반응은 흔들림 억제를 위해 반드시 필요하지만 작업 시간의 지연이라는 측면에서 바람직하지 않다. 더구나 바람의 방향이 심하게 바뀌는 경우라면 상황은 더욱 심각해진다. 그러나 개발된 크레인의 경우 흔들림을 억제하기 위해서 트롤리를 운전할 필요가 없다. 추가로 부착되어있는 보조로프를 적절히 당기거나 풀어줌으로써 흔들림을 억제 할 수 있다. 이것은 작업 시간의 측면에서나 안정성의 측면에서나 모두 유리하다.

III. 크레인의 모델링

앞 절에서 기술한 개념을 바탕으로 제어를 설계하고자 한다. 그림 2에서는 개발 크레인을 모델링하기 위해 간략하게 그려진 것이다. 그림에서 사용된 기호들의 설명은 본 논문의 기호설명 부분에서 요약되어 있으므로 이에 관한 설명은 생략하기로 한다. 컨테이너의 흔들림이 단진자 운동이라고 가정한다면 메인로프는 강체로 간주될 수 있다. 그러나 보조 로프를 모델링하는 것이 쉬운 일이 아니다. 따라서 보조로프 대신 로프와 동일한 방향으로 로프의 장력만이 존재하는 것으로 생각하자. 이렇게 하면 로프의 독특한 탄성적 거동 특성이 반영될 수 없기는 하지만 전체 시스템의 거동 특성을 파악하기에 충분한 것으로 생각된다. 로프에 걸리는 힘은 컨테이너에도 작용이 되지만 반작용력이 트롤리에도 가해진다는 것을 주의해야 한다.

전체 시스템의 거동을 표현하는 좌표계로 트롤리의 위치와 스프레더의 흔들림을 취할 경우 Lagrange's equation은 (1), (2)와 같이 구성된다.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{y}} \right) - \frac{\partial L}{\partial y} = \sum_{j=1}^{3N} F_j \frac{\partial x_j}{\partial y} \quad (1)$$

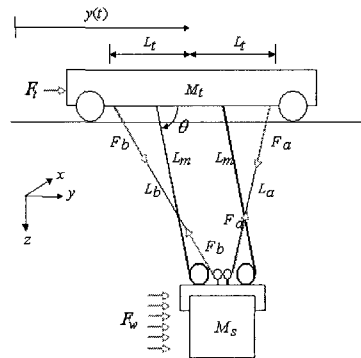


그림 2. 개발 크레인에 대한 수학적 모델링의 구성도.

Fig. 2. Schematic diagrams for mathematical modeling of developed transfer crane.

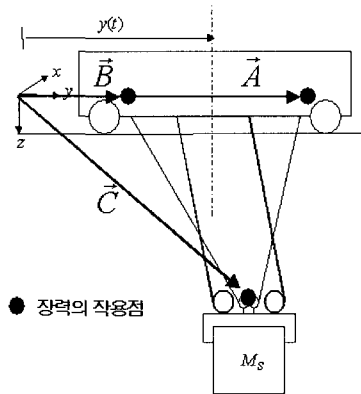


그림 3. 보조로프 힘이 작용하는 점을 가르치는 벡터.

Fig. 3. Vectors pointing the point on which tension of auxiliary ropes is acting.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \theta} = \sum_{j=1}^{3N} F_j \frac{\partial x_j}{\partial \theta} \quad (2)$$

(1), (2)에서 우변은 외력의 영향을 의미한다. 그림 3에는 장력과 장력의 반력이 작용하는 작용점을 가리키는 벡터가 표시되어 있다. 이를 이용해서 (1), (2)를 완전히 풀어서 기술하면 (3), (4)와 같이 정리 된다.

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{y}} \right) - \frac{\partial L}{\partial y} &= F_t + \bar{F}_{ar} \cdot \frac{\partial \vec{A}}{\partial y} + \bar{F}_{br} \cdot \frac{\partial \vec{B}}{\partial y} + \bar{F}_a \cdot \frac{\partial \vec{C}}{\partial y} + \bar{F}_b \cdot \frac{\partial \vec{C}}{\partial y} + F_w \cdot \frac{\partial \vec{C}}{\partial y} \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \theta} &= \bar{F}_{ar} \cdot \frac{\partial \vec{A}}{\partial \theta} + \bar{F}_{br} \cdot \frac{\partial \vec{B}}{\partial \theta} + \bar{F}_a \cdot \frac{\partial \vec{C}}{\partial \theta} + \bar{F}_b \cdot \frac{\partial \vec{C}}{\partial \theta} + F_w \cdot \frac{\partial \vec{C}}{\partial \theta} \end{aligned} \quad (4)$$

이제 (3), (4)에서 좌변 항을 결정하기 위해서는 Lagrangian function을 구해야 한다. 우선 트롤리의 운동에너지 및 위치에너지는

$$\begin{aligned} KE_t &= M_t \dot{y}^2 / 2 \\ PE_t &= 0 \end{aligned}$$

와 같이 결정되고, 컨테이너의 운동에너지와 위치에너지는

$$KE_s = M_s(V_{sy}^2 + V_{sz}^2)/2$$

$$PE_i = -M_s g P_{sz}$$

와 같이 결정된다. 따라서 Lagrangian function은

$$L = (KE_t + KE_s) - (PE_t + PE_s)$$

와 같이 된다. 이것을 (3), (4)에 대입하고 완전히 풀어서 정리하면 (5), (6)과 같이 된다.

$$(M_s + M_t)\ddot{y} - L_m M_s \cos\theta \dot{\theta}^2 - L_m M_s \sin\theta \ddot{\theta} = F_t + F_w \tag{5}$$

$$L_m^2 M_s \ddot{\theta} - L_m M_s g \cos\theta - L_m M_s \sin\theta \ddot{y} = \left(-\frac{F_a L_t}{\sqrt{L_m^2 + L_t^2 - 2L_m L_t \cos\theta}} + \frac{F_b L_t}{\sqrt{L_m^2 + L_t^2 + 2L_m L_t \cos\theta}} - F_w \right) L_m \sin\theta \tag{6}$$

IV. 제어기의 설계

1. 흔들림 억제 기본원리

컨테이너가 로프에 지지 되어 움직이는 구조에서는 컨테이너의 흔들림은 필연적으로 발생되게 된다. 이는 트롤리와 컨테이너가 수평방향의 힘을 지지 할 수 없는 로프로 연결되어 있어서 서로 제한된 상대운동을 할 수 있기 때문이다. 즉, 트롤리가 구동력에 의해서 움직이기 시작할 때도 컨테이너는 자신의 관성에 의해서 움직이지 않고 있게 된다. 트롤리의 위치 이동이 커질수록 상대 변위가 증가함에 따라서 메인 로프의 인장력이 증가하게 되고 이 인장력에 의해서 컨테이너가 트롤리와 같은 방향으로 움직이기 시작한다. 이 초기 움직임은 컨테이너가 트롤리에 대해서 단진자 운동을 시작하도록 만든다. 대부분의 제어 이론들에서는 트롤리의 가감속 혹은 위치 변경으로 컨테이너의 흔들림을 억제하려 한다. 그러나 만일 컨테이너에 수평방향의 힘을 인가할 수 있다면

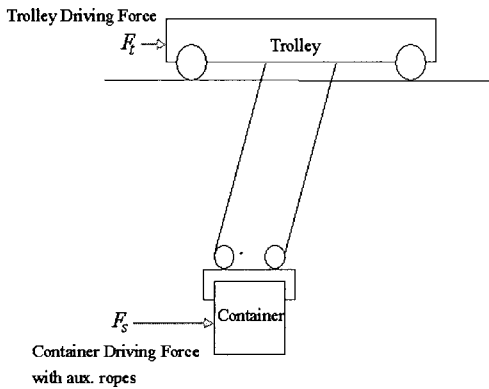


그림 4. 보조로프에 의한 컨테이너 흔들림 방지 기본원리.

Fig. 4. Basic principle to prevent container from swaying with auxiliary ropes.

이러한 흔들림 발생의 기본적인 현상을 억제할 수 있다. 즉, 트롤리가 힘을 받아서 운동을 시작하게 되면 그에 따라서 컨테이너에도 적당한 힘을 인가해서 트롤리와 컨테이너가 동일하게 움직이도록 함으로써 상대운동을 차단할 수 있다. 물론 어떤 이유에서 상대 운동이 이미 발생한 경우에도 컨테이너에 수평방향 힘을 가할 수 있다면 흔들림을 줄일 수 있다. 그림 4는 이것을 잘 설명해 주고 있다.

2. 보조로프 장력제어기의 설계

제어기 설계의 기본적인 아이디어는 1절에서 설명되어진 것과 동일하다. 트롤리와 컨테이너가 서로 상대운동을 하지 않도록 하기 위한 제어입력을 결정하는 것이다. 여기에서 제어입력이라 함은 컨테이너에 인가 되는 수평방향 힘 (그림 4의 F_s)을 발생시키기 위한 로프의 장력을 의미한다. 만일 컨테이너에 적절한 힘이 정확히 작용해서 흔들림이 전혀 발생하지 않았다고 가정하자. 이 경우 $\theta \cong 90, \dot{\theta} \cong 0, \ddot{\theta} \cong 0$ 을 가정할 수 있다. 이것을 (4), (5)에 대입하면 (7), (8)과 같이 간략하게 된 운동방정식이 구성된다.

$$F_t = (M_t + M_s)\ddot{y} \tag{7}$$

$$\ddot{y} = (F_a - F_b) \left(\frac{L_t}{M_s \sqrt{L_m^2 + L_t^2}} \right) \tag{8}$$

이제 (7), (8)을 정리하면 (9)의 관계가 성립한다.

$$F_a - F_b = \left(\frac{M_s \sqrt{L_m^2 + L_t^2}}{(M_t + M_s)L_t} \right) F_t \tag{9}$$

(9)는 두 개의 보조로프의 장력의 차이를 보여주고 있다. 초기 흔들림이 전혀 없을 경우, 즉 외란이 없는 경우에 보조로프의 장력의 차이를 위와 같이 유지함으로써 발생하는 수평방향의 분력이 컨테이너에 인가됨으로써 흔들림이 억제될 수 있다는 것을 보여주고 있다. 주목할 것은 이 장력의 차이가 트롤리의 구동력(F_t)에 의해서 결정된다는 것이다. 즉, 현재 트롤리에 인가되는 힘을 기초로 장력의 차이를 (9)에 따라 결정되도록 함으로써 트롤리와 컨테이너는 상대운동이 없이 운동할 수 있다. 그러나 이 식만으로는 부적절 하다. 로프에는 장력만이 작용할 수 있고 압축력은 작용할 수 없으므로 (10), (11)로 요약된다.

$$\left\{ \begin{matrix} F_a = \left(\frac{M_s \sqrt{L_m^2 + L_t^2}}{(M_t + M_s)L_t} \right) |F_t| + F_b \\ F_b = 0 \end{matrix} \right\} \quad (if F_t > 0) \tag{10}$$

$$\left\{ \begin{matrix} F_a = 0 \\ F_b = \left(\frac{M_s \sqrt{L_m^2 + L_t^2}}{(M_t + M_s)L_t} \right) |F_t| + F_a \end{matrix} \right\} \quad (if F_t < 0) \tag{11}$$

(10), (11)으로 표현되는 feedforward항에 추가해서 feedback항

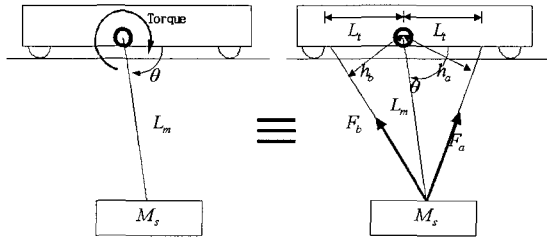


그림 5. 흔들림 방지를 위한 피드백 시스템 개념.
Fig. 5. Concept of feedback system.

이 구성되어야 한다. feedback항의 목적은 초기 흔들림이나, 바람 등의 외란에 의한 흔들림을 억제하는 것이다. 단진자의 흔들림을 억제하기 위해서 진자의 축에 모터를 부착하고 이를 이용해서 흔들림을 억제하는 경우를 가정하자(그림 5). 이후에서는 가상의 단진자에 부착된 가상의 모터에서 발생하는 토크(torque)를 가상 토크(virtual torque)라고 명명한다.

단진자의 흔들림이 발생하는 경우 이를 억제하기 위한 가상 토크(virtual torque)는 (12)와 같이 결정될 수 있다.

$$T_r = (90^\circ - \theta)K_{Rp} - \dot{\theta}K_{Rd} \quad (12)$$

보조로프를 이용해서 (12)와 동일한 회전력을 발생시키기 위해서는 (13)이 만족되면 됨을 알 수 있다 (그림 5).

$$T_r = -h_a F_a + h_b F_b \quad (13)$$

여기에서 h_a, h_b 는 기하학적으로 (14)와 같이 계산될 수 있다.

$$h_a = \left(\frac{L_t L_m \sin \theta}{\sqrt{L_m^2 + L_t^2 - 2L_t L_m \cos \theta}} \right) \quad (14)$$

$$h_b = \left(\frac{L_t L_m \sin \theta}{\sqrt{L_m^2 + L_t^2 + 2L_t L_m \cos \theta}} \right)$$

따라서 가상 토크(virtual torque)는 (15)로 정리 된다.

$$T_r = - \left(\frac{L_t L_m \sin \theta}{\sqrt{L_m^2 + L_t^2 - 2L_t L_m \cos \theta}} \right) F_a + \left(\frac{L_t L_m \sin \theta}{\sqrt{L_m^2 + L_t^2 + 2L_t L_m \cos \theta}} \right) F_b \quad (15)$$

이제 (15)가 만족되도록 보조로프의 장력 F_a, F_b 를 결정하면 컨테이너를 효과적으로 억제할 수 있다. 그러나 로프의 장력은 양의 값만을 가질 수 있으므로 F_a, F_b 는 (16), (17)과 같이 정리될 수 있다.

$$\left\{ \begin{array}{l} F_a = 0 \\ F_b = \left(\frac{\sqrt{L_m^2 + L_t^2 + 2L_t L_m \cos \theta}}{L_t L_m \sin \theta} \right) T_r + F_a \end{array} \right\} \text{ (if } T_r > 0 \text{)} \quad (16)$$

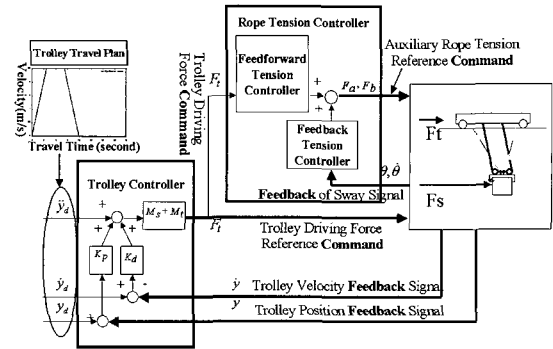


그림 6. 전체 제어 알고리즘의 구성도.
Fig. 6. Schematic diagram of total control algorithm.

$$\left\{ \begin{array}{l} F_a = \left(\frac{\sqrt{L_m^2 + L_t^2 - 2L_t L_m \cos \theta}}{L_t L_m \sin \theta} \right) T_r + F_b \text{ (if } T_r < 0 \text{)} \\ F_b = 0 \end{array} \right. \quad (17)$$

이제 (16), (17)에 의해서 로프를 제어함으로써 흔들림을 억제할 수 있다.

3. 보조로프 장력제어기의 설계

(11), (11), (15), (16), (17)을 이용해서 계산된 장력이 정확히 인가된다면 트롤리에 인가되는 힘의 크기에 관계없이 흔들림이 억제된다. 즉, 운전자가 탑승해서 임의로 트롤리를 운전할 지라도 스프레더의 흔들림은 거의 발생하지 않을 것이다. 따라서 트롤리의 제어기는 컨테이너의 움직임에 무관하게 설계될 수 있다. 즉, (10), (11)에 따라서 보조로프가 작동되면 트롤리의 운동특성은 (7)에 의해서 결정된다. 따라서 이 식을 바탕으로 트롤리의 제어기를 설계할 수 있다. 트롤리의 제어 입력을 (18)과 같이 설정한다.

$$F_t = (M_t + M_s)(\ddot{y}_d + \dot{e}K_{Td} + eK_{Tp}) \quad (18)$$

여기에서 $\dot{e} = \dot{y}_d - \dot{y}_d$, $e = y_d - y$ 이고, \dot{y}_d 는 트롤리의 기준 가속도를 의미한다. 이 식을 (7)에 대입하면 트롤리의 오차동역학(error dynamics)을 (13)과 같이 얻을 수 있다.

$$\ddot{y}_d + \dot{e}K_{Td} + eK_{Tp} = 0 \quad (19)$$

(18)이 임계댐핑(critical damping)이 되도록 계인을 (20)과 같이 설정한다.

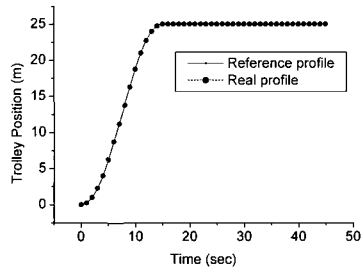
$$K_{Td} = 2\sqrt{K_{Tp}} \quad (20)$$

4. 전체 제어기

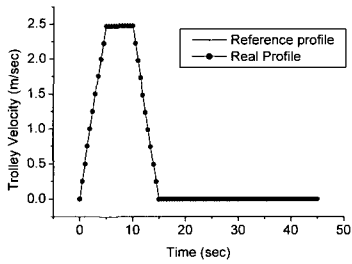
2, 3절에서 각각 보조로프 제어기와 트롤리 제어기가 설계되었다. (10), (11), (15), (16), (17), (20)을 모두 정리해서 그림으로 간단히 표현하면 그림 (8)과 같다.

V. System Simulation

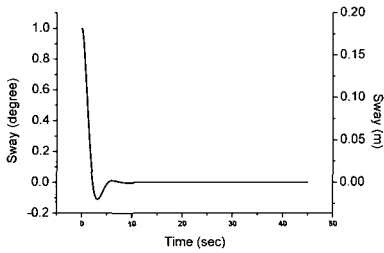
본 장에서는 개발된 크레인의 구조와 제어기의 성능을 시뮬레이션을 통해서 검증하고자 한다. 시뮬레이션에 사용



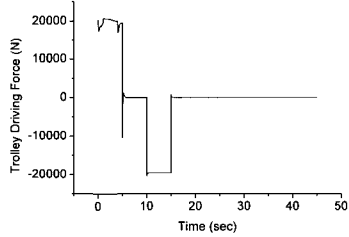
(a)



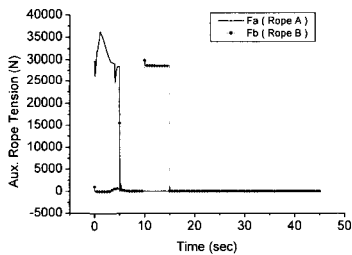
(b)



(c)



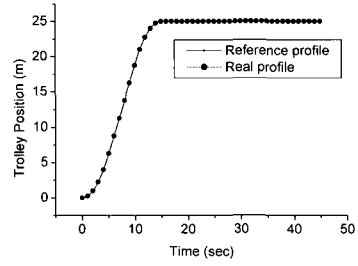
(d)



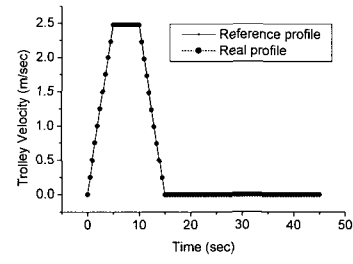
(e)

그림 7. 초기 흔들림을 가진 경우 시뮬레이션 결과 (a) 트롤리 위치 (b) 트롤리 속도 (c) 컨테이너 흔들림 (d) 트롤리 구동력 (e) 보조로프 장력.

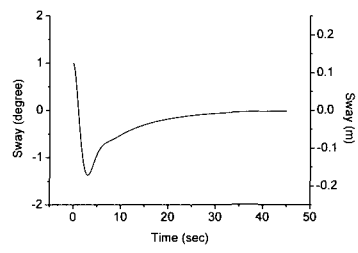
Fig. 7. Simulation results with initial sway (a) Trolley position (b) Trolley velocity (c) Container sway (d) Trolley driving force (e) Auxiliary rope tension.



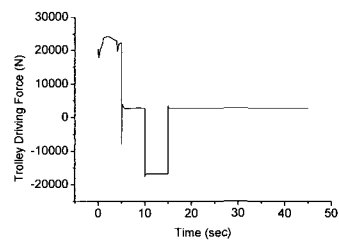
(a)



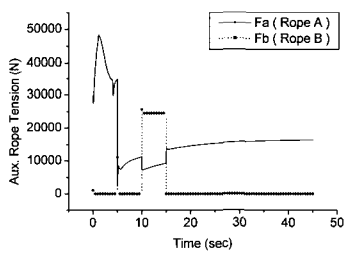
(b)



(c)



(d)



(e)

그림 8. 초기 흔들림과 풍력을 가진 경우 시뮬레이션 결과 (a) 트롤리 위치 (b) 트롤리 속도 (c) 컨테이너 흔들림 (d) 트롤리 구동력 (e) 보조로프 장력.

Fig. 8 Simulation results with initial sway and wind force (a) Trolley position (b) Trolley velocity (c) Container sway (d) Trolley driving force (e) Auxiliary rope tension.

될 변수들은 되도록 개발중인 실제 크레인의 그것과 유사하도록 설정하였다. 트롤리의 무게는 20 톤, 그리고 컨테이너의 무게는 10 톤을 가정하고, 트롤리와 컨테이너의 상대 거리는 10m, 그리고 초기에 1도의 흔들림이 있는 것으로 가정하였다. 이것은 약 17cm의 초기 흔들림을 의미한다. 또한 가감속은 $0.5m/s^2$ 으로 가정한다. 각각의 제인은 다음과 같다.

$$K_{Tp} = 100, K_{Td} = 2\sqrt{K_{Tp}}$$

$$K_{Rp} = 100000, K_{Rd} = 1000000$$

그림 7 (a), (b)는 각각 트롤리가 위치 기준 선도와 위치 기준 선도를 잘 추종하는 것을 보여주고 있다. 그림 7 (c)는 컨테이너의 흔들림을 보여주고 있다. 좌측의 눈금은 컨테이너의 흔들림을 각도로 표현하고 있고, 우측의 눈금은 직선 거리(m)로 표현하고 있다. 초기 흔들림에도 불구하고 컨테이너의 흔들림은 급격히 줄어든다는 것을 알 수 있다. 그림 7 (d), (e)는 각각 트롤리의 구동력과 보조로프에 인가되는 장력의 패턴을 보여 주고 있다.

그림 8은 바람의 영향을 고려한 것이다. 컨테이너터미널에서 사용되는 크레인에 있어서 바람의 영향은 무시할 수 없기 때문이다. 풍력은 (15)와 같이 모델링 될 수 있다.

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

바람은 약 10m/s의 속도로 불어오는 것으로 가정하였다. 그리고 40ft 컨테이너가 사용되는 것으로 가정하였다. 이 경우 각각의 변수는 다음과 같다.

$$A = 2.9 \times 12.2 (m^2)$$

$$V_s = 10 (m/s)$$

$$Q = 0.613 V_s^2$$

$$C_f = 1.3$$

그림 8 (a), (b)는 바람이 트롤리가 위치/속도 정도에 영향을 미치지 못함을 보여준다. 그림 8 (c)는 바람의 영향 때문에 흔들림 억제에 추가적인 시간이 소모되지만 흔들림이 효과적으로 억제됨을 보여주고 있다. 그림 8 (d), (e)는 각각 트롤리의 구동력과 보조로프에 인가되는 장력의 패턴을 보여 주고 있다.

VI. 결론

자동화 컨테이너 터미널에서 가장 중요한 장비인 무인 트랜스퍼 크레인을 위한 새로운 개념의 흔들림 제어 구조 및 제어 방식을 제안하였고, 그리고 흔들림 제어를 위한 보조로프의 유효성을 모의실험을 통해 입증하였다. 본 저자들은 유효성의 입증을 위해서 제안된 구조의 모형크레인을 제작하였고 실험을 통한 검증을 수행 하였다. 개발된 시스템의 실제 하드웨어적인 구성과 실제 크레인의 실험을 통한 성능의 검증 및 분석 결과는 이 논문에 이어서 발표될 "Part II - 하드웨어의 구성 및 실험적 검증" 에서 논의될 것이다.

참고문헌

- [1] 박찬훈, 박경택, "무인 겐트리 크레인", 한국정밀공학회 춘계학술대회논문집, pp. 696-699, 1999.
- [2] 조대승, "컨테이너 크레인의 헤드블록 횡동요 해석", 한국소음진동학회지, vol. 7, no. 5, pp. 765-772, 1997.
- [3] K. A. F. Moustafa, and A. M. Edeid, "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] T. Date, T. Okawa, O. Yamaguchi, H. Nagai, T. Hakajima, and N. Matsumoto, "Anti-sway control system for container handling cranes", *NKK Technical Report*, no. 150, pp. 56-60, 1995.
- [7] Y. Okubo, H. Hoshina, I. Murata, T. Monzen, and T. Toyohara, "Development of anti-sway control system for container cranes", *MHI Technical Review*, vol. 32, no. 2, pp. 61-65, 1995.
- [8] M. Nakajima, O. Ume Fuji, K. Takeuchi, I. Murata, and A. Kuwabara, "Automatic control system of container cranes", *MHI technical review*, vol. 27, no. 2. pp. 87-91, 1990.

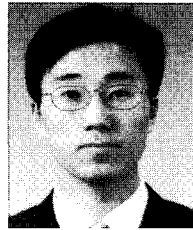
기호설명

- $F_t(t)$ = trolley driving force
- $F_w(t)$ = wind force applied to container
- $F_a(t), F_b(t)$ = tension of auxiliary ropes
- $F_{ar}(t), F_{br}(t)$ = reaction forces of tensions of auxiliary ropes
- L_m = length of hoisting ropes
- L_a, L_b = length of auxiliary ropes
- M_t = mass of trolley
- M_s = mass of spreader and container
- $y(t)$ = position of trolley
- V_t = velocity of trolley
- $P_{sy}(t), P_{sz}(t)$ = position of spreader in y and z axis
- $V_{sy}(t), V_{sz}(t)$ = velocity of spreader in y and z axis
- $KE_t(t), KE_s(t)$ = kinetic energy of trolley and spreader
- $PE_t(t), PE_s(t)$ = potential energy of trolley and spreader
- $\theta(t)$ = sway angle
- $\vec{A}, \vec{B}, \vec{C}$ = vectors pointing the points on which the tension of auxiliary ropes is acting
- $\ddot{y}_d, \dot{y}_d, y_d$ = desired trajectory of acceleration, velocity and position of trolley
- \ddot{e}, \dot{e}, e = acceleration error, velocity error and position error of trolley
- $g = 9.8m/s^2$



박경택

1989년 신시내티 대학교 기계공학과 졸업(박사). 1991년~현재 한국기계연구원 지능형정밀기계연구부 책임연구원, 주요 연구개발 분야는 로봇 및 자동화 기술개발, 나노메카트로닉스.



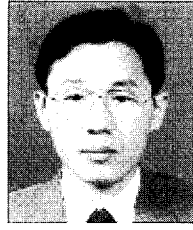
박찬훈

1996년 포항공과대학교 기계공학과 졸업(석사). 1996년~현재 한국기계연구원 지능형정밀기계연구부 선임연구원, 주요 연구개발 분야는 로봇 및 자동화 기술 개발, 초정밀 위치 결정기구.



김두형

2003년 한국과학기술원 기계공학과 졸업(박사). 1982년~현재 한국기계연구원 지능형정밀기계연구부 책임연구원, 주요 연구개발 분야는 로봇 및 자동화 기술개발, PDP 및 반도체 생산장비.



신영재

1987년 한국과학기술원 생산공학과 졸업(석사). 1987년~현재 한국기계연구원 지능형정밀기계연구부 책임연구원, 주요 연구개발 분야는 나노 메카트로닉스 기술 및 특수가공기술.