

새로운 형태의 컨테이너 크레인의 개발에 관한 연구

박찬훈* · 김두형* · 신영재* · 박경택* · 고재웅**

A Study on the Development of a New Concept Crane

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

Key Words : 컨테이너(Container), 크레인(Crane), 흔들림 방지(Anti-Sway), 비틀림 방지(Anti-Skew), 모델링(Modeling)



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. Therefore rope-driven yard cranes require skilled drivers to depress sway and skew motions. So many researches have been concentrated on anti-sway and anti-skew algorithm controlling trolley speed or rope tension. Although many efforts, the rope-driven method is not proper to an automated yard equipment because of sway and skew motion. This paper will propose a new concept yard crane which has a new structure, overcomes defects of rope-driven cranes and is proper to automation. And we will study its actuality.

1. 서 론

크레인은 항만에서 최고 40~60ton의 컨테이너를 이송하는 경우에 사용되는 매우 유용한 야드용 장비

이다. 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.

* 한국기계연구원

** 현대중공업 플랜트 사업부

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. 그리고 로프를 이용한 운송 방식이기 때문에 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 있다. 그러나 여전히 제어 장치는 완벽하지 못하다. 본 논문에서는 크레인의 완전 무인 운전을 가능하게 할 수 있도록 기존의 로프 구동 방식의 크레인에서 탈피해서 새로운 구조의 크레인을 제안하고 기본적인 검증을 통해 구현의 가능성을 확인해 보고자 한다.

2장에서는 기존의 크레인의 문제점에 관해서 기술하고 3장에서는 새로운 개념의 크레인의 구조를 제안한다. 그리고 4장에서는 제안된 크레인의 실현 가능성을 검토하고 5장에서는 계속 연구되어야 할 내용들에 대해 언급하고 결론을 맺는다.

2. 기존 크레인의 문제점

2.1 로프 구동 크레인과 문제점

대부분의 기존의 크레인은 컨테이너의 이송을 로프 구동에 의해서 수행한다. 즉 일반적으로 로프를 컨테이너에 걸고 이것을 감아 올림으로써 컨테이너를 들어 올리고 반대로 감아 내림으로써 컨테이너를 내려놓는다(Fig. 1). 이러한 구조는 기구적으로 매우 단순할 뿐만 아니라 매우 큰 하중의 컨테이너도 쉽게 다룰 수 있다는 장점이 있다. 그러나 로프는 수평 방향의 외란 및 컨테이너의 관성력을 지지할 수 없으므로 컨테이너의 취급 중에 흔들림이 반드시 발생하며 이 흔들림을 얼마나 신속히 감쇠하느냐가 크레인 제어의 핵심이 되어왔다. 흔들림의 감쇠를 위해서는 주로 흔들림 발생시에 컨테이너에 묶여있는 보

조 로프의 장력 변화를 측정해서 그 장력을 적절히 조절해서 흔들림을 억제하거나 미리 막아 보려는 노력이 진행되고 있다. 로프 권상 장치를 싣고 있는 트롤리의 가속도를 조절해서 흔들림을 억제하려는 노력을 비롯해서 다양한 방식의 시도 또한 활발히 이루어져 오고 있다¹⁾²⁾. 최근에 와서 제어 이론과 동력원 기술의 발달로 로프 구동 방식을 사용함으로써 필연적으로 발생하는 컨테이너의 흔들림 제어에 있어서 많은 발전이 이루어져서 생산성이 상당한 수준

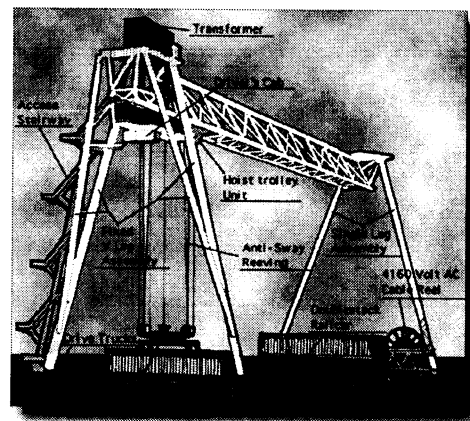


Fig. 1 기존의 로우프식 크레인

까지 향상되었다. 그러나 이것이 완전한 무인 운전을 가능하게 하지는 못하고 있다. 흔들림을 최대한 억제하기 위해서 컨테이너의 수직 상승, 수평 이동, 수직 하강 등의 극단적인 운전 전략이 행해짐으로써 컨테이너의 흔들림을 상당한 수준까지 줄여 줄 수는 있지만 근본적인 해결책이 될 수는 없다. 따라서 3장부터는 기존의 크레인의 단점을 극복할 수 있는 새로운 개념의 크레인을 제안하고 실현 가능성에 관해서 논의 하고자 한다. 물론 새롭게 제안되는 크레인 또한 많은 문제를 가지고 있지만 지속적인 연구를 통해서 극복될 수 있을 것이다.

2.2 기존의 기구식 크레인의 문제점

외란 및 컨테이너의 관성력을 이기기 위해서는 기본적으로 컨테이너를 지지하는 장치가 수평 방향

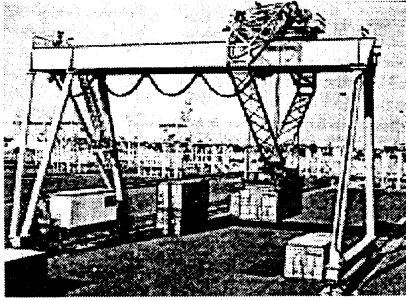


Fig. 2 ECT/Sea-Land의 크레인

의 힘을 지지할 수 없는 로프보다는 수평방향의 힘을 지지할 수 있는 강체에 가까운 장치가 유리하다. ECT/Sea-Land 터미널에서 사용되는 크레인은 기구식 크레인의 좋은 예이다. Fig. 2에서 보이는 것처럼 2 자유도의 팔 2 개를 사용해서 컨테이너를 들어 올리는 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 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 고

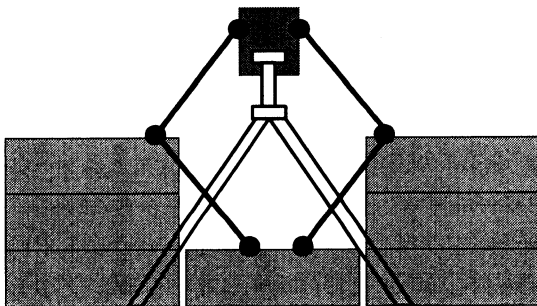


Fig. 3 컨테이너와 크레인 팔의 간섭

단적재를 목적으로 할 경우에는 적절하지 못하다.

3. 새로운 구조의 크레인 제안

본 논문에서는 새로운 구조의 크레인을 제안하고자 한다. 제안되는 크레인의 기본적인 구조는 Fig. 4, 5와 같다. Fig. 4는 크레인이 컨테이너를 들어올리기 위해서 최대한 아래로 내려간 자세이고 Fig. 5는 컨테이너를 최대한 들어 올린 형상이다. 로프 구동 크레인과 달리 수직 방향으로 설치된 강체에 의해서 컨테이너의 흔들림을 방지하는 특징을 가진다. 또한 ECT/Sea-Land 터미널의 크레인과 달리 관절형이 아니기 때문에 고단 적재의 경우에도 컨테이너와 크레인의 팔이 간섭을 일으키지 않는다. 새로운 구조의 크레인이 제작 가능한지 혹은 역학적으로 타당한 구조인지에 관한 연구는 계속 진행되어야 하겠지만 기본적인 분석에 관해서는 4장에서 기술될 것이다. 새로운 구조의 크레인의 좀더 세부적인 구조가 Fig. 6, 7, 8에 잘 설명되어 있다. 우선 Fig. 8을 살펴보자. 기존의 크레인과 유사하게 트롤리(F)는 거더(G)를 따라서 횡행 운동을 한다. 그러나 기존의 크레인과는 달리 트롤리의 중심에는 수직 이동부(A)가 수직 방향으로 자유로이 움직일 수 있도록 가이드하는 장치가 있다. 또한 트롤리와 수직 이동부에

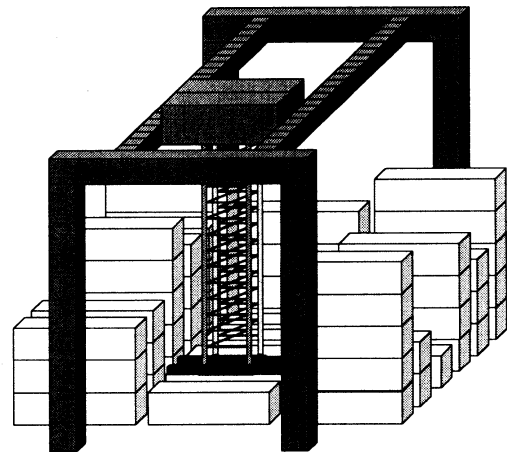


Fig. 4 제안된 크레인의 개념도

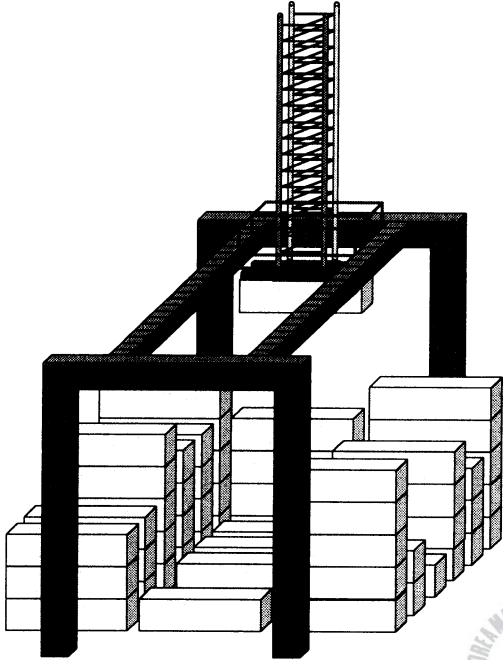


Fig. 5 제안된 크레인의 개념도

는 각각 드럼(E, C)이 부착되어 있고 트롤리에 부착된 드럼에는 모터가 연결되어 있다. 두 개의 드럼(E, C)은 로우프로 연결되어 있어서 드럼E가 모터에 의해서 감기거나 풀리면 수직 이동부(A)가 상승되거나 하강된다. 물론 수직 이동부의 아래에는 스프레더가 부착되어있고 스프레더와 수직 이동부의 사이에는 컨테이너 착탈시의 충격을 완충해주는 장치가 부착된다. 수직 이동부가 충분한 강성만 유지해 준다면 기존의 크레인과는 달리 컨테이너의 관성력에 의한 수직 이동부의 흔들림이 없으므로 비교적 정확한 제어가 가능해 지게 된다. Fig. 6, 7은 AGV가 도착했을 경우부터 컨테이너를 야드에 실어 내리기까지의 작업(혹은 반대의 작업)을 간단히 보여준다. Fig. 6은 AGV로부터 컨테이너를 야드로 실어 내리거나 혹은 반대의 작업을 행할 때 수직 이동만을 수행하는 경우를 보여준다. 이 경우 수직 이동부가 최대한 상승한 후에 수평 이동이 수행되므로 컨테이너의 관성력에 의해 수평 방향으로 가해지는 힘은 크지 않으며 따라서 수직 이동부의 강성이 상대적으로

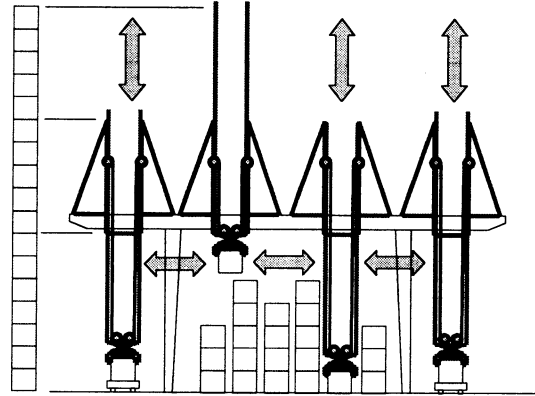


Fig. 6 수직 상승, 수평 이동, 수직 하강

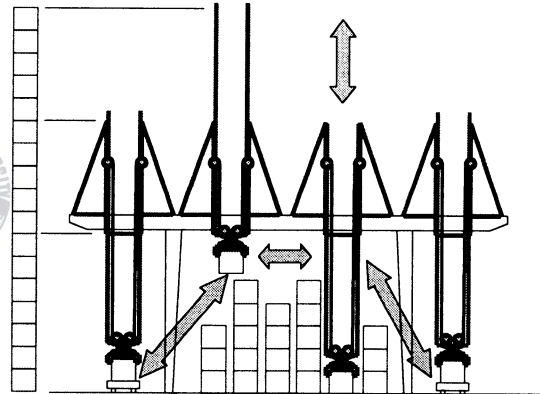


Fig. 7 포물선 상승, 포물선 하강

작아도 되므로 크레인을 실제로 구현할 경우 전체 크레인의 중량이 상대적으로 가벼워질 수 있다. Fig. 7은 AGV로부터 컨테이너를 야드로 실어 내리거나 혹은 반대의 작업을 행할 때 작업 효율을 높이기 위해서 포물선 운동을 수행하는 경우를 보여준다. 이 경우 수직 이동부가 최대한 하강한 후에 수평 이동이 수행될 경우 가속 혹은 감속시에 컨테이너의 관성력에 의해 수평 방향으로 가해지는 힘은 매우 크며 따라서 수직 이동부의 강성이 상대적으로 커야하므로 크레인을 실제로 구현할 경우 전체 크레인의 중량이 상대적으로 무거워진다. Fig. 6, 7에서 실제 크레인의 크기를 컨테이너의 크기와 비교할 수 있도록 그림의 좌측에 컨테이너를 수직으로 쌓아 두었다. 요약하면 컨테이너의 상승 및 하강은 로우프를

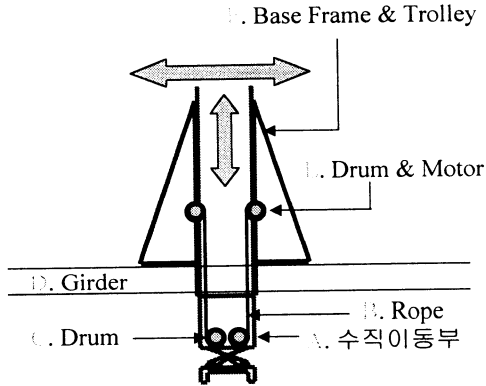


Fig. 8 상승·하강 장치의 개념도

감아주거나 풀어주는 작업에 의해서 이루어지고 컨테이너의 관성력에 의해 수평 방향으로 발생하는 힘은 수직 이동부의 강성에 의해서 억제된다. 기하학적인 형상을 생각해보면 쉽게 알 수 있겠지만 ECT/Sea-Land 터미널의 크레인과 달리 고단 적재시에 주위의 컨테이너와 수직 이동부(크레인의 팔)가 간섭을 일으키지 않으므로 고단 적재에 적합한 구조이다. 다만 적재 단수가 많아질수록 수직 이동부의 길이가 길어져서 수평 방향의 강성을 키우기 위해서는 수직 이동부의 중량이 무거워 진다는 단점이 있다. 따라서 다단 적재를 고려 할 때 수직 이동부가 충분한 강성을 가지기 위해서는 중량이 얼마나 되어야 하는지, 좀더 적은 중량으로 필요한 강성을 얻기 위해서 어떤 구조를 가져야 하는지 그리고 고속의 수직 운동이 이루어지기 위해서 트롤리가 어떤 방식으로 수직 이동부를 가이드해야 하는지 등에 관한 연구가 이루어져야 한다. 그러나 본 논문에서는 수직 이동부의 강성과 관련된 사항들을 검토하고 나머지는 추후 과제로 남겨둔다.

4. 제안된 크레인의 해석

제안된 모델을 역학적으로 해석하기 위해서 간단히 모델링을 하면 Fig. 9와 같이 Cart-Beam-Mass 모델이 된다³⁾. Fig. 9에는 컨테이너의 관성에 의해서

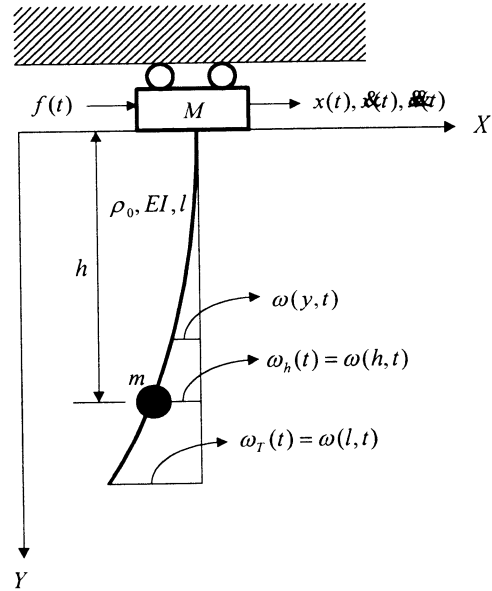


Fig. 9 새로운 구조의 크레인의 모델링

수직 이동부가 휘어지는 형상이 과장되어 나타나 있다. 여기서는 수직 이동부의 수직 방향의 이동은 고려하지 않고 트롤리의 움직임에 의한 수평 방향의 운동만을 고려하기로 한다. 또한 트롤리 운동의 정 방향을 x축으로 하고 수직 방향을 y축으로 잡았다. 트롤리는 수직 방향으로는 거더에 완전히 구속되어 있어서 x축 방향의 운동만이 이루어지는 것으로 간단히 모델링했다. Fig. 9에 나타난 기호들은 다음과 같은 의미를 가진다.

- ① ρ_0 : 수직 이동부의 단위 길이당의 질량
- ② E, I : 수직 이동부의 탄성계수, 단면 2차 모멘트
- ③ l : 수직 이동부의 길이
- ④ w, w_T : 수직 이동부의 변형

Kinetic energy와 potential energy는 아래와 같다,

$$K_E = K_m + \int_0^l K_e dy, \quad (1)$$

$$P_E = P_m + \int_0^l P_e dy, \quad (2)$$

where

$$\begin{aligned} K_m &= \frac{1}{2} M \dot{x}^2, \\ K_e &= \frac{1}{2} [\rho_0 + m\delta(y-h)] [\dot{x} + \frac{\partial w(y,t)}{\partial t}]^2, \\ P_m &= 0, \\ P_e &= \frac{1}{2} EI [\frac{\partial^2 w(y,t)}{\partial y^2}]^2. \end{aligned} \quad (3)$$

물론 식(1)(2)(3)은 아래의 가정으로 유도되었다.

① Deflection은 beam의 길이에 비해서 매우 작다.

② 전단 응력에 의한 변형은 무시할 만큼 작다.

이제 Lagrange's equations을 이용해서 운동방정식을 구할 수 있다. 우리가 관심이 있는 좌표계는 $x(t), w(y, t)$ 이므로 Lagrange's equation은 다음과 같이 구성된다.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial L}{\partial x} = f(t), \quad (4)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{w}} \right) - \frac{\partial L}{\partial w} = 0. \quad (5)$$

따라서 운동방정식은 다음과 같이 구해진다.

$$M\ddot{x} + \int_0^l [\rho_0 + m\delta(y-h)] [\dot{x} + \dot{w}] dy = f(t), \quad (6)$$

$$EIw'''' + [\rho_0 + m\delta(y-h)] [\dot{x} + \dot{w}] = 0. \quad (7)$$

여기서“ $\dot{\quad}$ ”, “ $\ddot{\quad}$ ”는 각각 $\frac{d}{dt}$, $\frac{\partial}{\partial y}$ 을 의미한다. 이

제 경계 조건을 고려해 보자. 우선 $y=0$ 에서는 기하학적 구속을 고려할 때 beam의 처짐이 없고, 또한 처짐량의 일계 도함수 또한 0이다. $y=l$ 에서는 beam의 끝에 가해지는 모멘트와 전단력이 0이다. 따라서 경계조건은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} w(0, t) = w'(0, t) = 0, \\ EIw''(l, t) = EIw'''(l, t) = 0. \end{aligned} \quad (1.17)$$

이제 운동방정식이 구해졌다. 그러나 이 편미분 방정식을 풀기는 여간 까다로운 것이 아니다. 따라서 본 논문에서는 Fig. 9를 좀더 단순화해서 모델링하기로 한다. 크레인의 운전은 ① 정지, ② 가속 운동, ③ 등속 운동, ④ 감속 운동, ⑤ 정지로 요약된다. 등속 운동시에는 컨테이너의 관성에 의한 수평 방향의 힘은 발생하지 않는다. 가속시와 감속시에는 컨테이너의 관성력에 의해서 수평 방향의 힘이 발생하며 수직 이동부는 이 힘을 억제시킬 수 있는 강성

을 가져야 한다. 여기서는 급 가속기와 급 감속기의 두 경우에 대해서 고려해 보기로 한다.

4.1 급 가속의 경우

모터가 정지해 있던 트롤리를 구동하는 순간 트롤리와 컨테이너 그리고 수직 이동부의 형상은 Fig. 10과 유사하게 된다. 따라서 이때 수직 이동부는 컨테이너에 부착된 부분이 고정되고 트롤리에 부착된 부분에 힘($f_1 = m_1 a_1$)을 받아 휘어지는 켄테레버 빔과 유사한 형상이 된다. 물론 수직이동부가 실제로 받는 힘은 f_1 보다 작다. 이제 간단한 강도 해석을 위해서 사용된 크레인 및 수직 이동부의 Spec.을 기술하면 Table 1과 같다. 우선 트롤리의 주행 속도는 150m/min(2.5m/sec)로 가정한다. 이것은 자동화를 목표로 개발이 진행중인 외국의 다른 항만들의 무인 크레인의 트롤리 이동 속도를 고려해서 본 논문에서 설정된 값이다⁴⁾. 컨테이너의 흔들림을 일정 수준 이내로 억제하기 위해서 크레인의 수직 이동부가 얼마만한 강도를 가져야 하는지에 결정적인 영향을 미치는 것은 트롤리의 가속도이다. 가속한지 1초 만에 정속도에 도달하고 정속 주행 후 1초만에 감속을 완료한다고 가정하면 가속도는 $2.5m/sec^2$ 가 된다. 사실 이것은 지나치게 가혹한 조건이지만 안전 계수를 고려해서 이와 같이 결정했다. 수직 이동부의 구조는 강도에 큰 영향을 미치는 요소이다. 중공 원형봉은 굽힘 모멘트에 대한 대응력이 좋은 구조로 알려져 있다. 물론 트러스 구조를 사용한다면 더 나은 결과를 얻을 수 있겠지만 본 논문의 목적은 최적화된 수직 이동부의 설계가 아니라 제안된 구조의 실현 가능성의 확인에 있으므로 수직 이동부는 중공 원형봉으로 가정한다. 이제 Table 1의 Spec.에 따라 수직 이동부의 끝단의 변형량 및 질량을 계산해 보면 Table 2와 같다. 이해를 돕기 위해서 계산된 수직 이동부를 개념적으로 나타내면 Fig. 11과 같이된다.

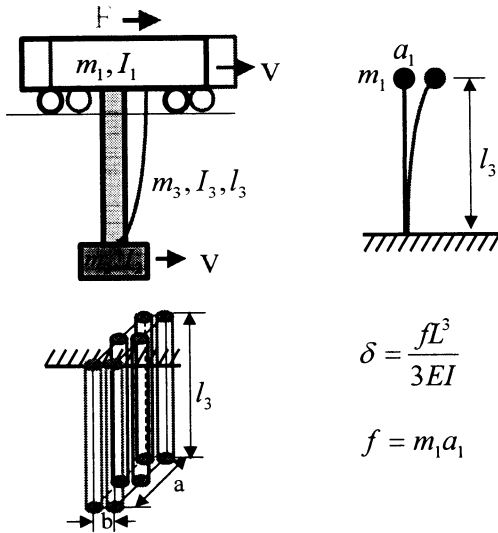


Fig. 10 급가속의 경우(중공원형 beam)

Table 1 크레인 및 수직 이동부의 Spec.

항목	Spec.
트롤리의 질량	$m_1 = 20 \times 10^3 \text{ kg}$
컨테이너의 질량	$m_2 = 60 \times 10^3 \text{ kg}$
트롤리의 가속도	$a_1 = 2.5 \text{ m/sec}^2$
수직 이동부의 탄성계수	200Gpa
수직 이동부의 밀도	7860 kg/m^3
수직 이동부의 길이	15m
수직 이동부의 단면 형상	외경(r_o) = 0.07m
	내경(r_i) = 0.06m
	봉의 개수(n) = 6개
	봉간거리(a) = 1m 봉간거리(b) = 1m

Table 2 변형 및 질량

끝단에서의 변형량	0.04558m
수직 이동부의 질량	2887kg

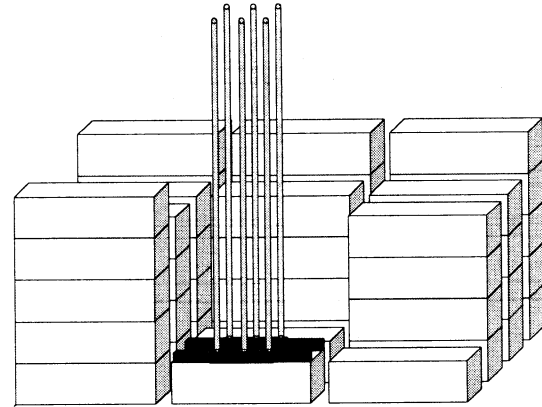


Fig. 11 수직 이동부의 개념도

4.2 급 감속의 경우

최고 속도로 움직이고있는 트롤리에 브레이크를 작동해서 급 감속이 이루어지는 순간 트롤리와 컨테이너 그리고 수직 이동부의 형상은 Fig. 12와 유사하게 된다. 즉 수직 이동부는 트롤리에 부착된 부분이 고정되고 컨테이너에 부착된 부분에 힘($f = m_2 a_2$)을 받아 휘어지는 캔틸레버 빔과 유사한 형상이 된다. 물론 수직 이동부가 실제로 받는 힘은 f 보다 작다. 이제 간단한 강도해석을 위해 사용된 크레인 및 수직 이동부의 Spec.을 기술하면 Table 1과 같다. 우선 트롤리가 최고 주행속도로 등속운전 중에 감속을 시도하여 1초만에 감속을 완료한다고 가정하면 가속도는 -2.5 m/sec^2 이 된다. 최고 속도로 운행 중에 급 감속을 시도할 때의 수직 이동부의 변형을 정지상태에서 급 가속할 때의 변형 이내로 유지시키기 위해서는 더 높은 강성이 요구된다. 이제 Table 3의 Spec.에 따라 수직 이동부의 끝단의 변형 및 질량을 계산해 보면 Table 4와 같다. 이해를 돕기 위해서 계산된 수직 이동부를 개념적으로 나타내면 Fig. 13와 같이 된다. 따라서 컨테이너와 스프레더의 중량을 고려할 때 제안된 구조는 구현 가능하다는 결론을 내릴 수 있다.

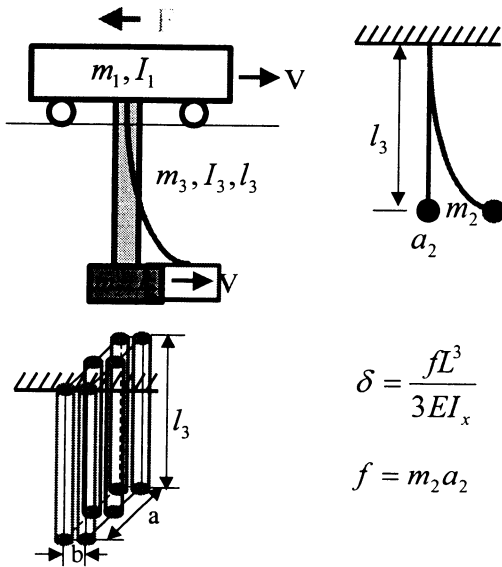


Fig. 12 급감속의 경우(원형 beam)

$$\delta = \frac{fL^3}{3EI_x}$$

$$f = m_2 a_2$$

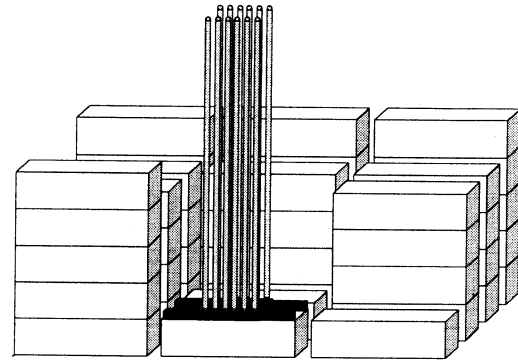


Fig. 13 수직이동부의 개념도

5. 결 론

본 논문에서는 기존의 크레인의 단점을 극복할 수 있고 자동화에 적합한 새로운 개념의 크레인을 제안하고 실현 가능성의 여부에 관하여 연구하였다.

※ 본 연구는 해양수산부 및 과학기술부에서 시행하는 연구개발사업인 중점국가과제 내용의 일부입니다.

Table 3 크레인 및 수직 이동부의 Spec.

항목	Spec.
트롤리의 질량	$m_1 = 20 \times 10^3 kg$
컨테이너의 질량	$m_2 = 60 \times 10^3 kg$
트롤리의 가속도	$a_2 = -2.5 m/sec^2$
수직 이동부의 탄성계수	200 Gpa
수직 이동부의 밀도	$7860 kg/m^3$
수직 이동부의 길이	15m
수직 이동부의 단면 형상	외경(r_o) = 0.09m
	내경(r_i) = 0.08m
	봉의 개수(n) = 12개
	봉간거리(a) = 1m
	봉간거리(b) = 1m

Table 4 변형 및 질량

끝단에서의 변형량	0.0527m
수직 이동부의 질량	7552kg

참고문헌

- 1) Alessandro Giua, Carla Seatzu, Giampaolo Usai, Observer-Controller Design for Cranes via Lyapunov Equivalence, Automatica, Vol. 35, No. 4, 1999, pp. 669-678.
- 2) K. S. Hong, S. C. Sohn, M. H. Lee, Sway Control of a Container Crane (Part I): Modeling, Control Strategy, Error Feedback Control via Reference Velocity Profiles, Journal of Control, Automation and Systems Engineering, Vol. 3, No. 1, February, 1997, pp. 23-31.
- 3) S. D. Park, W. K. Chung, Y. Youm and J. W. Lee, Analysis of the Motion of a Cart with an Inverted Flexible Beam and a Concentrated Tip Mass, Proceedings of Korean Automatic Control Conference, Pusan, Korea, 1998, pp. 367-372.
- 4) 한국 해양 수산 개발원, 자동화 컨테이너 터미널 개발 사업 타당성 검토, 1998.