

| |
|-------|
| 論文 |
| B 2-2 |

크레인 휠 형상에 따른 구동 특성에 관한 연구

이형우* · 이성섭* · 박찬훈** · 박경택** · 이만형***

The Study on Driving Characteristics of Crane Wheel Shape

H. W. Lee* · S. S. Lee* · C. H. Park** · K. T. Park** · M. H. Lee***

Key Words : 갠트리 크레인(Gantry Crane), 구동 특성(Driving Characteristics), 콘 휠(Cone Wheel), 플랫 휠(Flat Wheel), 비례-미분 제어기(PD Controller), 런지-쿠타 기법(Runge-Kutta Method)

Abstract

This paper studied on the lateral motion and yaw motion of the gantry crane which is used for the automated container terminal with two driving wheel types. Though several problems are occurred in driving of gantry crane, they are solved by the motion by the operators. But, if the gantry crane is unmanned, it is automatically controlled without any operation. There are two types, cone and flat type in driving wheel shape. In cone type, lateral vibration and yaw motion of crane are issued. In flat type, the collision between wheel-flange and rail or the fitting between wheel-flanges and rail is issued. Especially, the collision between wheel-flange and rail is a very critical problem in driving of unmanned gantry crane. To bring a solution to the problems, the lateral and yaw dynamic equations of the driving mechanism of gantry crane with two driving wheel types are derived. Then, we investigate the driving characteristics of gantry crane. And this study used PD(Proportional-Derivative) Controller to control the lateral displacement and yaw angle of the gantry crane. The simulation result of the driving mechanism using the Runge-Kutta Method is presented in this paper.

* 부산대학교 지능기계공학과 대학원

** 한국기계연구원

*** 부산대학교 기계공학부

1. 서 론

최근 국제적 교역량이 증가함에 따라 화물 물동량도 증가 일로에 있어, 이에 따른 여러 가지 문제점이 대두되고 있다. 물류비용이 제품 가격에 직접 반영되기 때문에 물류 시스템은 산업의 국제 경쟁력에 있어서 중요한 요인으로 작용하고 있다. 이러한 이유로 국내적으로 컨테이너 터미널 개발을 계획하고 있다. 항만개발에 적용되는 기술적 수준을 구분해 보면 수동화, 반자동화, 무인화 등으로 나눌 수 있다. 현재로서는 자동화 컨테이너 터미널에 대한 비용이나 채산성 등의 경제적 측면에 대한 여러 가지 연구 결과가 나오고 있지만, 아직도 명확하지 못한 부분이 많이 남아 있다. 네덜란드 로테르담(Rotterdam)의 ECT 터미널, 일본의 카와사키 터미널, 영국의 템즈 터미널 등이 자동화, 반자동화를 하고 있는 대표적인 사례이다⁷⁾.

오늘날의 하역 크레인의 자동화는 경제성 추구, 숙련자 부족, 고령화 대책, 작업환경 조건의 개선 및 향상, 인간의 대체, 하역 서비스의 향상 등에 그 목적을 두고 있다. 이러한 하역 크레인 자동화의 최종 목적은 무인화이다.

본 연구는 터미널 무인화 중에서 간트리 크레인의 자동운행에 관련된 것이다. 일반적으로, 레일 위에서 구동하는 훨의 종류는 크게 플랫(Flat)형과 콘(Cone)형, 두 가지로 나뉜다. 콘형은 훨의 답면구배에 의해 횡방향으로 레일을 벗어나지 않으려 하는 사인(Sine)파형 구동을 보이지만, 그에 따른 회전동을 유발한다. 그러므로, 일반적으로 현장에서는 구동 훨로 플랫형을 사용하고 있다. 하지만, 플랫형은 콘형에서 발생하지 않는 훨의 플랜지와 레일간의 충돌 현상이나 끼임현상이 일어난다. 현재 현장에서는 구동시 발생하는 크레인의 레일과의 충돌이나 끼임현상을 막기 위하여 크레인이 레일과 부딪히기 전에 운행실에 설치해 놓은 램프에 신호가 들어오면 운행자가 크레인에 적절한 입력(충돌이나 끼임현상이 일어나는 반대쪽 훨의 구동장치를 가동시켜 다시 평행 상태를 이룸)을 하여 충돌이나 끼임현상을 보상한

다. 현장 크레인의 Anti-Skew 동작은 전적으로 운전자의 판단과 시스템 작동에 의존한다. 이러한 문제점은 크레인의 고속화, 무인화에 가장 큰 걸림돌이 된다. 따라서, 크레인의 고속화, 무인화를 위해 우선 두 가지 형태의 구동휠의 장단점을 파악한 다음 크레인이 구동할 때 발생되는 문제를 억제하는 방법에 대해 연구한다.

본 논문에서는 두 가지 훨, 콘형과 플랫형의 구동휠을 가진 크레인의 구동에 관하여 연구하였다. 뉴턴의 제 2법칙(Newton's 2nd Law)을 이용하여 콘형과 플랫형 구동휠을 가진 크레인의 운동방정식을 구한 다음, 콘형 크레인에 대해서는 다양한 크레인의 속도와 구동휠의 선형 답면구배(Conicity)에 따른 간트리 크레인의 횡방향 운동(Lateral Motion)과 회전방향 운동(Yaw Motion) 현상을 관찰하고, 플랫형 크레인에 대해서는 다양한 속도에 따른 간트리 크레인의 횡방향 운동(Lateral Motion)과 회전방향 운동(Yaw Motion)의 현상을 알아본다. 시뮬레이션에 있어서는, 변수와 계수 값들을 현재 구현하고자 하는 무인 크레인의 실제값들을 적용하므로써 결과는 보다 현실적이다. 시뮬레이션은 루지-쿠타(Runge-Kutta) 기법⁹⁾을 사용하였다. 제어기로는 비례-미분 제어기(Proportional-Derivative Controller)를 사용하였는데, 본 논문에서는 제어보다는 거동 특성에 관심을 두고 연구하였으므로 단지 제어되는 현상만 보기로 하며, 이 분야에 대해서는 앞으로 계속 연구한다.

2. 운동방정식

2.1. 크립(Creep)이론의 적용

크립력은 훨과 레일 사이의 상대 속도차에 의해 발생하는 힘으로써, 일종의 마찰력이다. 따라서, 이러한 힘들의 크기는 수직 하중의 크기를 넘어서 수 없다. 그래서, 크립은 수직 하중에 의해 제한되어 지면서, 훨과 레일의 상대 속도 함수로 나타내어진다.

크립력은 크리피지 계수(Creepage Coefficient)에 크리피지(Creepage)를 곱한 값으로 정의된다. 크리피지(Creepage)는 레일과 휠의 상대 속도로 정의된다. 이상적으로 차량은 레일의 속도와 일치한다고 가정하며, 레일에 굴곡이 존재한다면 외관이 존재하면 레일과 휠의 상대 속도가 존재하게 되는데, 크립이론에 의해 힘을 상대속도가 생기지 않는 방향으로 작용하게 하며, 그 특성은 일반적으로 식 (1)의 크리피지로 나타낸다⁸⁾.

$$C = \frac{V_W - V_R}{V} \quad (1)$$

여기서, C 는 크리피지이고, V_W 는 휠의 속도이고, V_R 은 레일의 속도, V 는 휠셀의 속도이며, 콘형에서는 $V = r_0\Omega$ 로 나타내고, 플랫형에서는 $V = r\Omega$ 로 나타낼 수 있다. r_0 는 좌우 어느 한 쪽으로도 치우치지 않은 상태에서의 콘형 휠 반경을 의미하며, r 은 플랫형 휠 반경을 의미한다. 크립력은 다음과 같이 나타낸다.

$$F_c = f * C \quad (2)$$

여기서, F_c 는 크립력, f 는 크리피지 계수이다.

2.2. 콘(Cone)형 크레인

2.2.1. 횡방향 운동방정식(Lateral Motion)

Fig. 1은 휠과 레일에 있어서 횡방향으로 영향을 주는 요소들을 나타낸 것이다. 왼쪽 휠에 주어진 F_y 는 모터에서 발생하는 진행방향의 구동력으로써, 제어입력을 역할을 한다. Fig. 2는 콘형 휠셀의 정면도이고, 본 논문에서는 단면구배에 의한 휠셀의 좌우 기울어짐은 고려하지 않는다. 그럼에서 보면 알 수 있듯이, 휠셀이 측면으로 이동했을 경우, 휠과 레일

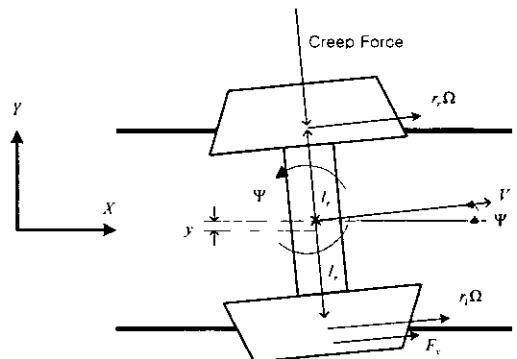


Fig. 1 콘형 휠의 횡방향 휠셀 자유물체도

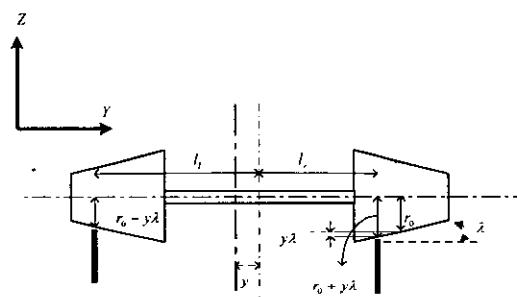


Fig. 2 콘형 휠셀의 정면도
(좌우 기울어짐은 무시)

의 우측 휠의 반경은 $r_r = r_0 + y\lambda$, 좌측 휠 반경은 $r_l = r_0 - y\lambda$ 로 나타낼 수 있다. 여기서, r_0 는 초기의 휠 중심과 레일 접촉점까지의 거리이고, y 는 차량의 횡방향 변위이고, λ 는 휠의 선형 단면구배(Conicity)이다. 뉴턴의 제 2법칙(Newton's 2nd Law)에 의해 횡방향 운동방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다¹⁾²⁾³⁾.

$$m\ddot{y} = F_y \sin \Psi - F_c \quad (3)$$

여기서, m 은 크레인의 질량, F_y 는 모터에서 발생하는 힘으로써 제어입력을 나타내고, F_c 는 양쪽 휠에 작용하는 크립력으로써 식 (2)에 의해 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_c = f_{22} * (C_r + C_l) \quad (4)$$

여기서, f_{22} 는 횡방향 크립계수로써 Kalker이론에 의해 구해진다. C_r 과 C_l 은 좌우 크리피지(Creepage)를 나타낸다.

차량의 회전각인 요(Yaw)각 Ψ 가 작다고 가정하면, $\sin \Psi \approx \Psi$ 로 선형화된다. 크립이론에 의한 좌우 휠의 크리피지는 식 (1)에 의해 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} C_r &= \frac{(\dot{y} - r_o \Omega \sin \Psi)}{V} = \frac{(\dot{y} - r_o \Omega \Psi)}{V} \\ C_l &= \frac{(\dot{y} - r_o \Omega \sin \Psi)}{V} = \frac{(\dot{y} - r_o \Omega \Psi)}{V} \end{aligned} \quad (5)$$

여기서, V 는 진행방향 속도인데, 이것은 차량의 주행속도와 같다. \dot{y} 은 휠셀의 횡방향 속도이고, Ψ 는 차량의 요(Yaw)각이고, Ω 는 휠의 회전 각속도이다. r_o 는 우측 휠의 중심에서 레일과의 접촉점까지의 거리이고, r_l 은 좌측 휠의 중심에서 레일과의 접촉점까지의 거리이다. V 는 차량 속도이므로, $V = r_o \Omega$ 이다. 식(3)~(5)를 정리하면 콘형 크레인의 횡방향 운동방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\ddot{y} = -\frac{2f_{22}}{mV}\dot{y} + \frac{2f_{22}}{m}\Psi + \frac{F_y}{m}\Psi \quad (6)$$

2.2.2. 회전방향 운동방정식(Yaw Motion)

Fig. 3은 회전 운동에 있어서 휠과 레일에 작용하는 요소들을 나타낸 것이다. 회전 운동방정식에서는 회전, 즉 요(Yaw) 방향 관점에서 각 요소들을 고려하였고, 앞에서 언급했듯이 F_y 는 차량의 구동힘이 아니라 일종의 제어입력이다. 본 논문에서는 알아보

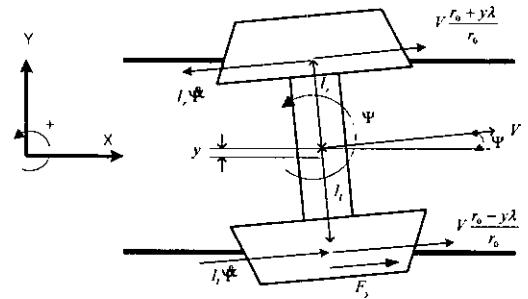


Fig. 3 콘형 휠의 회전방향 휠셀 자유물체도

고자 하는 것이 횡방향 변위와 회전각이므로 차량의 진행 특성은 고려하지 않으므로, 차량의 속도는 변수가 아닌 파라미터 값으로 주어진다. Fig 3에 의해 휠셀의 중심에서 휠과 레일의 접촉점까지의 거리는, 우측은 $l_r = l - y$, 좌측은 $l_l = l + y$ 로 나타낸다. 여기서, l 은 어느 한쪽으로도 치우치지 않은 상태에서 휠셀의 중심에서 휠과 레일의 접촉점까지의 거리이다. 회전 운동방정식은 다음과 같다.

$$I\ddot{\Psi} = l_l F_y - T_{creep} \quad (7)$$

여기서, T_{creep} 은 크립력에 의해 발생하는 토크를 의미하며, 다음과 같이 구해진다.

$$T_{creep} = -(F_{cr} * l_r) + (F_{cl} * l_l) \quad (8)$$

여기서, F_{cr} 과 F_{cl} 은 좌우 측에 작용하는 회전 크립력이다. 크립력은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} F_{cr} &= f_{11} \cdot \frac{V(r_o + y\lambda)}{V - l_r \dot{\Psi} - \frac{V(r_o + y\lambda)}{r_o}} \\ F_{cl} &= f_{11} \cdot \frac{V(r_o - y\lambda)}{V + l_l \dot{\Psi} - \frac{V(r_o - y\lambda)}{r_o}} \end{aligned} \quad (9)$$

여기서, f_{11} 은 종방향 크리피지 계수, I , $\dot{\psi}$ 과 $I_t \dot{\psi}$ 는 휠셀이 요(Yaw) 방향으로 운동하면서 좌, 우측에 생기는 휠의 속도를 나타낸다. $V \frac{r_0 + y\lambda}{r_0}$ 는 우측 레일의 속도, $V \frac{r_0 - y\lambda}{r_0}$ 는 좌측 레일의 속도를 나타낸다. 식 (7)~(9)를 정리하면 콘형 크레인의 회전방향 운동방정식은 다음과 같다⁴⁵⁶⁾.

$$\ddot{\psi} = -\frac{2f_{11}\lambda}{Ir_0}y - \frac{2f_{11}(l^2 + y^2)}{IV} \dot{\psi} + \frac{I_t F_y}{I} \quad (10)$$

2.3. 플랫(Flat)형 크레인



Fig. 4 현장에서 사용되고 있는
캔트리 크레인의 플랫형 휠과 레일

Fig. 4는 본 논문에서 연구하고자 하는 플랫형 크레인의 휠과 레일의 형태이다. 크레인의 Lateral Motion이나 Yaw Motion은 여러 외란(바람, 마찰력, 구동모터의 비동기 등)에 의해 발생한다. 본 논문에서는 이 외란들 중에서 마찰력에 관점을 두고 연구한다.

2.3.1. 횡방향 운동방정식(Lateral Motion)

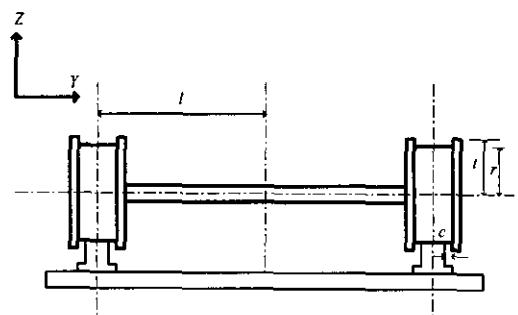


Fig. 5 플랫형 휠의 휠셀 정면도

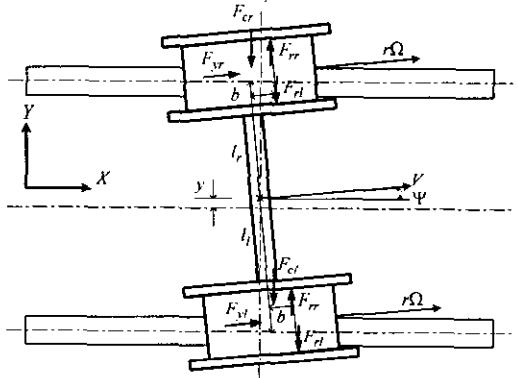


Fig. 6 플랫형 휠의 횡방향 휠셀 자유물체도

Fig. 5는 플랫형 휠셀의 정면도이다. 여기서, l 은 크레인이 어느 한쪽으로도 치우치지 않았을 때의 크레인의 중심에서 휠과 레일의 접촉점까지의 거리를 나타낸다. c 는 구동 휠의 좌우 구동여유로써 실제로 구현하고자 하는 수치는 12.7 mm이다. Fig. 6은 휠셀과 레일에 있어서 횡방향으로 영향을 주는 요소들을 나타낸 것이다. Fig. 6에서 b 는 휠플랜지와 레일이 부딪히는 지점으로써 다음과 같이 구해진다.

$$b = \sqrt{t^2 - r^2} \quad (11)$$

여기서, t 는 휠플랜지의 반경, r 은 휠의 반경을 나타낸다.

뉴턴의 제 2법칙(Newton's 2nd Law)에 의해

플랫형 휠을 가진 크레인의 횡방향 운동방정식은 다음과 같다¹⁾²⁾³⁾.

$$m\ddot{y} = 2F_{rr} - 2F_{rl} - 2F_c + (F_{yr} + F_y)\sin \Psi \quad (12)$$

여기서, m 은 크레인의 질량을 나타내고, y 는 횡방향 변위, Ψ 는 크레인의 회전각을 나타낸다. 그리고, F_{rr} 은 좌측 휠플랜지가 레일과 부딪혀서 휠플랜지에 충격적으로 가해지는 힘을 나타내고, F_{rl} 은 우측 휠플랜지에서 일어나는 충격력을 나타낸다. F_c 는 양쪽 휠에 작용하는 크립력을 나타낸다. F_y 와 F_{yr} 은 좌, 우측의 휠에 부착되어 있는 모터에서 발생하는 일종의 제어힘이다. 식 (1)과 (2)에 의해 횡방향 크리피지와 크립력은 다음과 같다.

$$C = \frac{\dot{y} - r\Omega \sin \Psi}{V} \quad (13)$$

$$F_c = f_{22} * \left(\frac{\dot{y} - r\Omega \sin \Psi}{V} \right)$$

여기서, f_{22} 는 횡방향 크리피지 계수, r 은 휠 반경, Ω 은 휠의 회전 각속도, $r\Omega$ 은 휠의 진행방향 속도인데, 본 논문에서는 휠셀의 속도와 휠의 속도가 같다고 가정하므로 $V = r\Omega$ 이다. Ψ 가 매우 작다고 가정하면 $\sin \Psi \approx \Psi$ 이고, 식 (13)을 식 (12)에 대입하면 플랫형 휠을 가진 크레인의 횡방향 운동방정식은 다음과 같다.

$$\ddot{y} = -\frac{2f_{22}}{mV}\dot{y} + \left(\frac{2f_{22}}{m} + \frac{(F_{yr} + F_y)}{m} \right) \Psi \quad (14)$$

$$+ \frac{2F_{rr} - 2F_{rl}}{m}$$

2.3.2. 회전방향 운동방정식(Yaw Motion)

Fig. 7은 휠셀과 레일에 있어서 회전에 영향을 주는 요소를 나타낸 것이다. 회전방향 운동방정식은

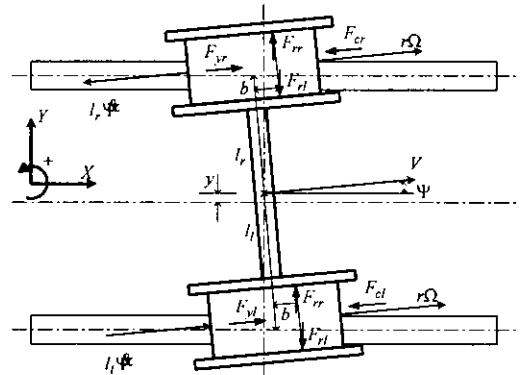


Fig. 7 플랫형 휠의 회전방향
휠셀 자유물체도

다음과 같다.

$$I\ddot{\Psi} = l_l F_{yl} - l_r F_{yr} - T_c + b(F_{rr} - F_{rl}) \quad (15)$$

여기서, I 는 질량관성모멘트, T_c 는 크립력에 의해 발생하는 토크이고, 다음과 같이 구해진다.

$$T_c = -(F_{cr} \times l_r) + (F_{cl} \times l_l) \quad (16)$$

여기서, l_r 은 휠셀의 중심에서 우측 휠과 레일의 접촉점까지의 거리로써 $l_r = l - y$ 이고, l_l 은 좌측 휠과 레일의 접촉점까지의 거리로써 $l_l = l + y$ 이다. 좌우 크리피지는 식 (1)에 의해 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$C_r = \frac{V - l_r \dot{\Psi} - r\Omega}{V} = -\frac{l_r \dot{\Psi}}{V} \quad (17)$$

$$C_l = \frac{V + l_l \dot{\Psi} - r\Omega}{V} = \frac{l_l \dot{\Psi}}{V}$$

여기서, F_{cl} 과 F_{cr} 은 좌, 우측 회전방향 크립력으로써 식 (2)와 (17)에 의해 다음과 같이 나타내어

진다.

$$F_{cr} = f_{11} \times C_r = -f_{11} \cdot \frac{l_r \dot{\psi}}{V} \quad (18)$$

$$F_{cl} = f_{11} \times C_l = f_{11} \cdot \frac{l_l \dot{\psi}}{V}$$

여기서, f_{11} 은 총방향 크리피지 계수를 나타낸다. 식 (16)~(18)을 정리하여 대입하면 식 (15)의 회전 방향 운동방정식은 다음과 같다^{[4][5][6]}.

$$\ddot{\psi} = -\frac{2f_{22}(l^2 + y^2)}{IV} \dot{\psi} + \frac{b(F_{rr} - F_{rl})}{I} + \frac{(l+y)}{I} F_{yl} - \frac{(l-y)}{I} F_{yr} \quad (19)$$

3. 시뮬레이션

Table 1은 크레인의 파라미터 값이며, 파라미터 값들은 실제 구현하고자 하는 크레인의 사양이다. 본 논문에서는 콘형 구동휠을 가진 크레인의 경우, 다양한 크레인의 속도와 구동휠의 선형 답면구배(Conicity)에 따른 크레인의 구동 특성을 살펴보고, 플랫형 구동휠을 가진 크레인의 경우, 다양한 크레인의 속도에 따른 크레인의 구동 특성을 알아본다. 또, 비례-미분 제어기 (Proportional-Derivative Controller)를 사용하여 제어되는 현상을 보기로 한다.

Table 1 Crane parameters

| Parameter | Value |
|-----------------------------|-----------------------------------------------|
| Mass of Crane | 400 ton |
| Moment of Inertia of a Mass | $4.6 \times 10^6 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$ |
| Wheel Tread | 25 m |
| Crane Velocity | 2, 3, 4 m/s |

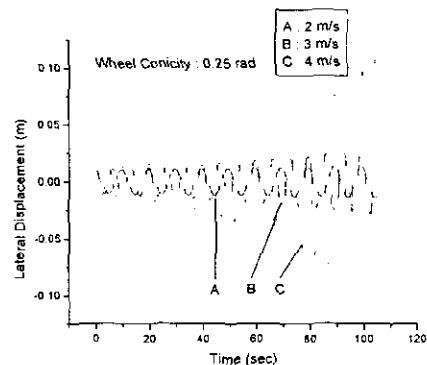


Fig. 8 콘형 크레인의 속도에 따른 횡변위

3.1. 콘(Cone)형 크레인

3.1.1. 크레인의 속도에 따른 구동 특성

현재 국내 현장에서 사용되는 크레인의 속도는 아직 2 m/s 정도밖에 되지 않으며, 외국 컨테이너 터미널의 크레인 속도는 최고 4 m/s까지 내고 있다. 본 논문에서는 크레인의 속도를 2, 3, 4 m/s로 하여 시뮬레이션 하였다. 본 연구에서는 마찰력에 의해 크레인이 평행하지 않음을, 횡변위의 초기치를 0.01m, 요(Yaw) 각의 초기치를 -0.001 rad (0.0573°)으로 둠을로써 외란(마찰력)의 영향으로 크레인의 휠셀이 평행하지 않음을 보상하였다.

Fig. 8은 콘형 휠을 가진 크레인의 속도에 따른 횡변위를 나타낸 것이다. 그림을 보면 알 수 있듯이 속도가 2와 3 m/s는 횡변위가 많은 차이를 보이지 않는 반면 크레인의 속도가 4 m/s에서는 횡변위가 빠른 시간 내에 크게 진동함을 볼 수 있다. 크레인의 진동은 컨테이너 흔들림 문제에 직접적인 영향을 미치므로 매우 중요한 요소이다. 또 크레인의 속도가 4 m/s일 경우, 약 70초 후 구현하고자 하는 콘형 휠의 좌우 변위 여유치 5cm를 넘어설 것으로 탈선하게 된다. 그러므로, 크레인이 4 m/s의 속도를 구현하는 것은 쉽지 않으므로 적절한 제어가 뒤따라야 할 것

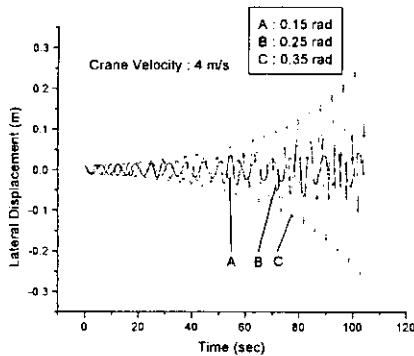


Fig. 9 콘형 크레인의 휠의
답면구배에 따른 횡변위

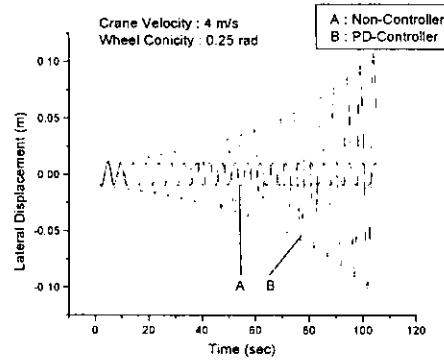


Fig. 10 콘형 휠 크레인의
제어기 유무에 따른 횡변위

이다.

3.1.2. 휠의 답면구배(Conicity)에 따른 구동 특성

크레인의 속도는 우리가 구현하고자 하는 속도인 4m/s 로 두고, 휠의 답면구배는 일반적인 답면구배 허용치인 $0.15\sim0.4\text{rad}$ 에 있는 $0.15, 0.25$ 그리고 0.35rad 으로 두고 시뮬레이션 하였다. Fig. 9는 휠의 답면구배(Conicity)에 따른 크레인의 구동 특성을 나타낸 것이다. 속도의 변화에 따른 구동 특성에 비해 순차적인 횡변위의 증폭현상을 보인다. 답면구배가 클수록 탈선의 시점은 앞당겨진다.

3.1.3. 제어기 적용

앞에서도 언급했듯이 본 논문에서는 제어관점 보다는 운동 특성에 관점을 둔 연구이므로 본 장에서는 단지 제어되는 현상을 보기로 한다. 본 논문에서는 PD제어기를 사용하였다. 비례계인(Proportional Gain) K_p 는 10^7 이고, 미분계인(Derivative Gain) K_d 는 5×10^5 이다. 계인이 큰 경우, 노이즈나 외란에 매우 민감하기 때문에 계인값은 작아야 한다. 물

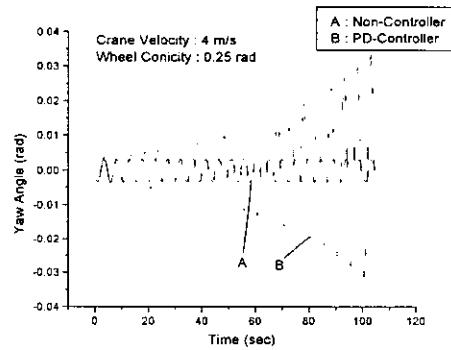


Fig. 11 콘형 휠 크레인의
제어기 유무에 따른 요각

론 운동방정식에 근간을 두고 제어기를 설계하였을 경우 계인은 매우 작아질 것이다. 그 연구는 현재 진행 중이고, 본 논문에서는 단지 제어현상만 본다. Fig. 10과 Fig. 11은 제어기 유무에 따른 횡변위와 요(Yaw)각의 변화를 보여준다. 본 논문에서는 횡변위만을 제어하였다. 위의 그림에서 알 수 있듯이, 횡변위만 제어하여도 요(Yaw)각은 같이 제어되어진다. 횡변위와 요(Yaw)각은 서로 연관되어 있으므로 둘 중 하나만 제어를 하여도 우리가 원하는 제어를 할 수 있음을 알 수 있다.

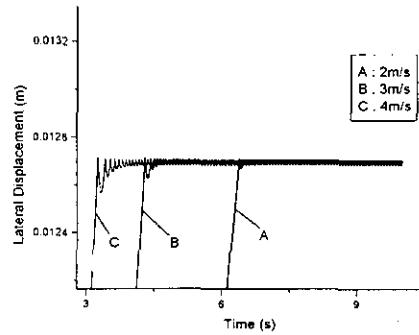


Fig. 12 플랫형 크레인의 속도에 따른 횡변위

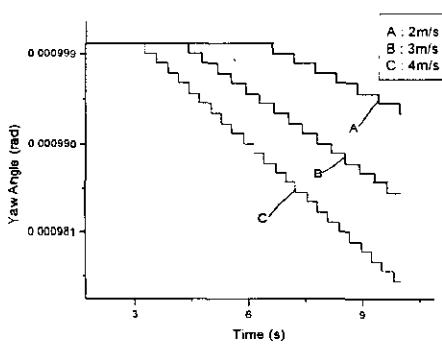


Fig. 13 플랫형 크레인의 다양한 속도에 따른 요각

3.2. 플랫(Flat)형 크레인

3.2.1. 크레인의 속도에 따른 구동 특성

Fig. 12는 다양한 속도에 대한 플랫형 휠을 가진 크레인의 횡변위의 변화를 나타낸 것이다. 횡변위 진동은 휠플랜지와 레일의 충돌에 의해 발생한다. 그림에서 보면 알 수 있듯이 크레인의 속도가 4 m/s 일 때, 첫 충돌에 의한 횡변위는 12.7 mm 에서 12.565 mm 로 변하므로 휠플랜지와 레일의 충돌에 의한 횡변위 진동폭은 매

우 큼을 알 수 있다. 크레인은 충돌하면서 계속 진행할 수는 있지만, 횡변위 진동의 발생은 콘테이너의 흔들림 제어에 직접적인 영향을 주는 매우 중요한 요소이므로 적절한 제어가 되어야 한다.

Fig. 13은 다양한 속도에 따른 크레인의 요각의 변화를 나타낸 것이다. 그림에서 알 수 있듯이, 크레인의 요각은 계단형태로 감소하고, 속도가 증가할수록 동일한 시간 내에 더 많은 감소가 일어난다. 속도가 증가할수록 횡변위 진동폭은 크지만, 요각은 더 빠른 감소를 보이므로 적절한 제어는 두 요소를 모두 만족시킬 것이다.

3.2.2. 제어기 적용

앞에서도 언급했듯이 본 논문에서는 제어관점보다는 운동 특성에 관점을 둔 연구이므로 본 장에서도 단지 제어되는 현상을 보기로 한다. 비례계인(Proportional Gain) K_p 는 2×10^7 이고 미분계인(Derivative Gain) K_d 는 9×10^3 이다. 3.1.3절에서 언급했듯이, 운동방정식에 근간을 두고 제어기를 설계하였을 경우 계인은 매우 작아질 것이다.

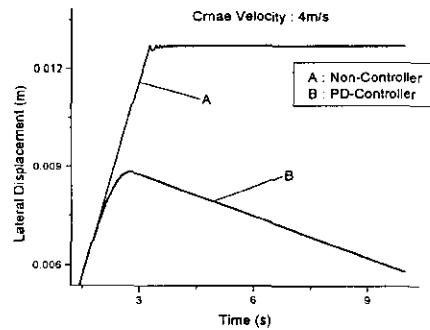


Fig. 14 플랫형 크레인의 제어기 유무에 따른 횡변위

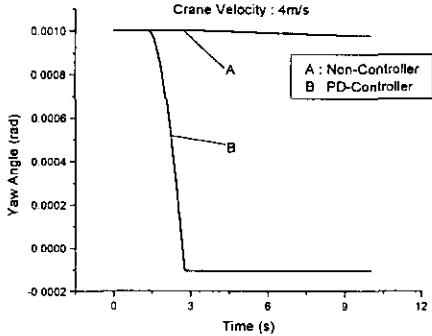


Fig. 15 플랫형 크레인의
제어기 유무에 따른 요각

Fig. 14와 15는 제어기 유무에 따른, 플랫형 휠을 가진 크레인의 횡변위와 요각의 변화를 보여준다. 본 장에서도 횡변위만을 제어하였다. Fig. 14와 15에서 알 수 있듯이, 횡변위에 따른 제어로써 요각의 변화를 어느 정도 제어할 수 있으나, 크레인의 보다 정밀한 위치결정을 위해서 횡변위와 요각에 대한 제어가 동시에 이루어져야 할 것이다.

4. 결 론

콘(Cone)형과 플랫(Flat)형의 휠을 가진 갠트리 크레인의 횡방향, 회전방향(요방향) 운동방정식을 유도하고, 추종된 모델의 특성을 알아보기 위해 콘형의 경우, 크레인의 다양한 속도와 휠의 담면구배, 그리고 플랫형의 경우, 크레인의 다양한 속도에 따른 크레인의 운동을 시뮬레이션해 보았다.

콘형의 경우, 크레인의 속도를 다양하게 하였을 때, 크레인의 속도가 2, 3m/s일 경우에는 별로 큰 변화가 없는 반면, 속도가 4m/s일 경우 크게 진동함을 알 수 있었다. 또, 휠의 담면구배(Conicity)를 달리 했을 때의 크레인의 구동

에 있어서는 속도 변화에 따른 구동 특성과는 달리 어느 특정한 담면구배에서 크게 진동하지 않고 순차적인 진폭의 증가를 나타내었다. 또, 간단한 비례-미분 제어기를 적용하므로써 시간이 흐르면서 탈선하는 크레인이 안정적으로 구동함을 볼 수 있었다. 앞의 시뮬레이션의 결과를 보면 알 수 있듯이, 콘형 휠의 단점은 변위의 크기가 작더라도 계속 진동한다는 것이다.

플랫형의 경우, 크레인의 속도가 4m/s일 때, 휠플랜지와 레일의 첫 충돌에 의한 횡변위 진동 폭은 매우 큼을 알 수 있었다. 하지만, 속도가 빠른 만큼 틀어져 있던 요각은 빨리 감소하였다. 앞으로 연구 진행되어 적용될 적절한 제어는 두 요소에 대해 만족스러운 성능을 보여줄 것이다. 또, 간단한 비례-미분 제어기를 적용함으로써 휠플랜지와 레일의 충돌이 일어나지 않아, 횡변위 진동을 막고, 요각의 빠른 감소를 확인하였다.

본 논문에서 두 가지 휠 형태에 대한 장단점을 제시함으로써 적절한 갠트리 크레인의 구동 휠의 선택이 이루어질 것이다.

앞으로 운동방정식에 근간을 둔 제어기 개발에 대한 연구를 할 것이다. 크레인의 보다 정밀한 위치결정을 위해 반드시 횡변위와 요각에 대한 제어가 동시에 이루어져야 할 것이다.

본 연구는 해양수산부 및 과학기술부에서 시행하는 연구개발사업인 중점국가과제(첨단항만핵심기술개발) 내용의 일부분입니다.

참고문헌

1. H. Li. and R. M. Goodall, "Solid Axle and Independently Rotating Railway Wheelsets - a Control Engineering Assessment of Stability", Vehicle System Dynamics, 33 (2000), pp. 57-67.
2. R. M. Goodall, "Tilting Trains and Beyond -

- the Future for Active Railway Suspensions”, Computing & Control Engineering J., 1999, pp. 221-230.
3. Herbert. Weinstock, “Analysis of Rail Vehicle Dynamics in Support of Development of the Wheel Rail Dynamics Research Facility”
 4. A. H. Wickens, “General Aspects of the Lateral dynamics of Railway Vehicles” J. of Engineering for Industry and Transportation, ASME, Series B, 1969, 9(3), pp. 869-878.
 5. A. H. Wickens, “The Dynamics of Railway Vehicles-from Stephenson to Carter”, Proc. IMechE Part F, 1988, 212, pp. 209-217.
 6. A. H. Wickens, “The Dynamics of Railway Vehicles on Straight Track : Fundamental considerations of lateral stability”, Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, London, vol 180, 1966, pp. 29-44.
 7. 한국기계연구원 “무인 갠트리 크레인 설계 및 제어 기술 개발”, 2차년도 최종보고서, 2000
 8. 박찬경, 박기준, 박준서, 배대성, “철도차량 동 특성 해석을 위한 휠/레일 상호작용의 선형모델링 연구”, 한국철도학회 추계학술대회, 1998, pp. 517~524.
 9. Richard L. Burden, J. Douglas Faires, “Numerical Analysis” fifth edition