

자동화 항만 컨테이너 이송시스템의 위치제어를 위한 Backstepping 적응 제어기 설계

이진우*, 김정태**, 이영진***, 이권순*
 *,**,† 동아대학교, *** 한국폴리텍항공대학

A Design of Backstepping Adaptive Controller for Displacement Control of Port Automated Container Transportation System

Jin Woo Lee*, Jeong Tae Kim**, Young Jin Lee***, Kwon Soon Lee*
 *,**,† Dong-A University, *** Korea Aviation Polytechnic College

Abstract - LMTT(Linear Motor-based Transfer Technology) 시스템은 항만 컨테이너 이송장치의 자동화 시스템으로 기술적 포화상태에 이른 AGV (Automated Guided Vehicle)의 대체 수단으로 제안되었다. 본 논문에서는 PMLSM (Permanent Magnetic Linear Synchronous Motor)을 기본 구조로 한 LMTT에서 발생할 수 있는 레일과 차체간의 인적력 변화와 다양한 부하 증량에 대한 시스템 내부 변수의 변동에 적용할 수 있는 제어기 설계에 초점을 두었다. 그렇게 됨으로써 제어시 큰 방해요소로 작용하는 마찰력에 의한 백래쉬 및 데드존을 최소화하여 속응성 및 정밀도를 향상시키고자 하였다.

1. 서 론

본 논문에서는 항만에서 병목현상을 해소하고 자동화를 가능하게 하는 야드 이송시스템 기술 개발의 일환으로써 대형 리니어 모터를 이용한 컨테이너 이송장치의 정밀 위치제어에 대한 내용을 다루고자 한다. 현재까지 컨테이너 자동화 이송장치로는 AGV(Automated Guided Vehicle)가 있다. 네덜란드 ECT항에서는 이미 운영중이며, 싱가포르, 독일, 중국 등에서 적용을 앞두고 있다. 그러나 AGV는 운전 속도는 최고 6[m/s]이며, 그 외 센서의 불확실성, 부시스템(subsystem)들의 조합으로 인해 발생하는 여러 가지 문제들에 의해 기술적 한계에 있다고 할 수 있으며, 더욱이 정밀도가 높지 않을 경우 양하역 생산성에 지연시간을 발생시키는 원인이 된다. 실제 AGV의 위치정밀도는 대부분 ±25.4[mm] 에 못 미치는 실정이어서 자동화 터미널에서 요구하는 사양을 충족시키기 힘든 것이 현실이다.

이러한 문제들을 해결하고, 보다 자동화를 쉽게 달성하기 위하여 LMTT(Linear Motor based Transfer Technology)가 새로운 해결책으로 제안되고 있다. 이미 독일의 Eurokai항에서는 Noell사에서 대형 리니어 모터를 이용한 컨테이너 이송장치를 개발하여 시운전을 앞두고 있다[2,3].

일반적으로 서보계에서 마찰력은 비선형 성질을 갖는 대표적 요소이다. 이는 전체 시스템을 선형화하여 제어기 계수를 잘 동조하였다고 하더라도 실제 시스템 적용에서는 예상치 못한 정상상태 오차 또는 리미트 사이클(limit cycle) 등의 문제를 발생시키는 큰 방해요인으로 작용한다. 따라서, 선형 운동 서보계 시스템의 저속 및 정밀 위치 제어에 있어서는 그 비선형 특성에 대한 관측이 필요하며, 마찰력 변화의 요인이라 할 수 있는 이동체 질량 변화에 일정한 제어 특성을 갖는 제어기 설계 또한 필수적이라 할 수 있다.

본 논문에서 보상이기 설계를 위해 사용된 마찰력 모델은 LuGre 모델을 기본으로 한다. 1995년 발표 이후 마찰력의 비선형성을 잘 표현하고, 보상이기 설계에 편리함으로 인해 최근 서보계에서 널리 사용되고 있다. 직선 서보계의 위치 및 속도 제어에 관련된 연구에 있어서도

이동체의 질량 변화와 그에 따른 수직항력 변화, 그리고 이 때문에 발생하는 마찰력 변화를 연관하여 보상하고 있지 않다. 본 논문에서는 다수 개의 물체이송을 목적으로 하는 시스템의 정밀한 제어를 위하여, 이동체의 질량 변화에 의해 수직항력이 변화하고 이에 따라 마찰력 또한 변화하는 관계를 시스템에 적용하기 수직력 변화 및 마찰 모델 내부 파라미터들을 동시에 추정할 수 있는 관측기를 backstepping 기법으로 설계하였다.

2. 시스템 수학적 모델링

본 논문에서의 실제 제어대상인 LMTT는 항만 컨테이너 이송용으로써 컨테이너 증량은 매우 다양할 수 있다. 그리고, 셔틀카(shuttle car)의 증량은 약 10[ton중]인데 반해 컨테이너 증량은 2중 적재시 약 70[ton중]까지를 고려해 주어야 한다. 즉, 이동하는 시스템의 이동체 질량이 정해져 있지 않기 때문이다. 이를 동역학적으로 그림 1과 같이 나타낼 수 있다.

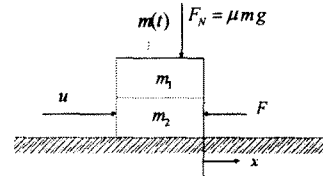


Fig. 1. A simplified dynamic model of LMTT system

그리고, 변위에 대하여 시스템에 대한 운동방정식을 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = u - F - F_E \tag{1}$$

여기서, \$x\$는 이동체의 위치(position), \$m\$은 이동체 전체 질량(mass), \$u\$는 제어입력인 추력(thrust force), \$F\$는 마찰력(friction force), 그리고, \$F_E\$는 외란항을 나타낸다. 시스템 모델에서 고려된 마찰력은 LuGre 모델을 기반으로 하며, 이는 다음과 같이 나타낼 수 있다[6].

$$F(v) = \sigma_0 z + \sigma_1 \frac{dz}{dt} + \sigma_2 v \tag{2}$$

$$\frac{dz}{dt} = v - \frac{\sigma_0 |v|}{g(v)} z \tag{3}$$

$$g(v) = F_C + (F_S - F_C) e^{-(v/v_s)^2} \tag{4}$$

여기서, \$z\$는 마찰력 모델 내에서 가정된 강모(brush)의 편위를 나타낸다. 그리고, \$\theta\$는 증량 및 수직 인적력 변화에 의한 수직력(normal force)을 나타낸다. 강성계수(stiffness coefficient)는 \$\sigma_0\$, 감쇠계수(damping coefficient)는 \$\sigma_1\$, 점성계수(viscous coefficient)는 \$\sigma_2\$, 쿨롱마찰력(Coulomb friction)은 \$F_C\$, 정지마찰력(stiction)은 \$F_S\$, 그리고 Stribeck 속도(Stribeck velocity)는 \$v_s\$로 나타내었다.

3. 제어기 설계

3.2 적용 Backstepping 제어기 설계

제안하는 제어 시스템은 마찰력과 관계된 파라미터들을 모두 동시에 추정하면서, 질량을 추가적으로 추정하도록 하는 것이 특징이다. 따라서, 식(1)을 제어입력에 관한 식으로 바꾸고, 관계된 파라미터들을 정의하여 나타내면 식(5)와 같다.

$$u = \hat{m} \frac{d^2 x}{dt^2} + \hat{\Gamma} + \hat{F} \quad (5)$$

여기서, \hat{m} 은 전향제어기로 사용될 항의 질량추정치로써 내부관측기에 의해 얻고자 한다. \hat{F} 는 식(1)의 외란항의 F_E 의 추정치를 나타낸다. 그리고, 제안하는 동적 마찰력 보상기 부분인 \hat{F} 로 제어입력이 구성된다. 보상기 입력이 제어입력을 대신하며, 내부의 파라미터들을 추정하도록 설계가 요구된다. 따라서, 적용 backstepping 기법을 적용하기 위하여 위치 제어를 위한 위치 추종 오차를 식(6)과 같이 나타낼 수 있다. 참조치 x_{ref} 의 도함수 \dot{x}_{ref} 로 오차에 대한 도함수를 식(7)과 같이 나타낼 수 있다.

$$e_1 = x - x_{ref}(t) \quad (6)$$

$$\frac{de_1}{dt} = v - \dot{x}_{ref}(t) \quad (7)$$

Backstepping 설계 방법을 이용하기 위해 위치 제어기 내의 가상의 속도 제어기를 가정하고, 위치 참조계적의 미분을 속도 제어기의 참조치로 가정하면 backstepping 설계시 안정화 함수(stabilizing function)로서 이용될 변수를 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\alpha_1 = -c_1 e_1 + \dot{x}_{ref}(t) - k_1 x_1 \quad (8)$$

$$x_1(t) = \int_0^t e_1(\tau) d\tau \quad (9)$$

여기서, c_1 과 k_1 은 양의 설계 상수이고, 식(8)의 안정화 함수 내의 적분된 오차들은 추종 오차를 외란 및 모델의 불확실성에 대하여도 전체 오차를 영으로 수렴하도록 하는 기능을 한다. 그리고, $e_2 = v - \alpha_1$ 를 정의하면, 이를 미분하여 속도 오차 방정식을 얻을 수 있다.

$$\frac{de_2}{dt} = \frac{d^2 x}{dt^2} - \dot{\alpha}_1 \quad (10)$$

$$= \frac{1}{m}(u - F - F_E) + c_1(v - \dot{x}_{ref}) - \ddot{x}_{ref} + k_1 e_1$$

그리고, $v = e_2 + \alpha_1$ 를 식(6)에 삽입하여 정의된 오차들만으로 표현된 위치 추종 오차 e_1 에 대한 미분 방정식을 식(11)과 같이 다시 표현할 수 있다. 그리고, 식(10)에 LuGre 마찰력 모델식을 대입하면 식(12)를 얻을 수 있다.

$$\frac{de_1}{dt} = e_2 + \alpha_1 - \dot{x}_{ref} = -c_1 e_1 + e_2 - k_1 x_1 \quad (11)$$

$$\frac{de_2}{dt} = \frac{u}{m} - \beta_0 z - \beta_1 v + \frac{|v|}{g(v)} \beta_2 z - \Gamma + c_1(v - \dot{x}_{ref}) - \ddot{x}_{ref} + k_1 e_1 \quad (12)$$

여기서, 각각 $\beta_0 = \frac{\sigma_0}{m}$, $\beta_1 = \frac{\sigma_1 + \sigma_2}{m}$, $\beta_2 = \frac{\sigma_1 \theta}{m}$, $\Gamma = \frac{F_E}{m}$ 이다. 그리고, 식(12)에서 β_0 , β_1 , β_2 , Γ 는 σ_0 , σ_1 , σ_2 , F_E , m 에 종속적인 미지의 파라미터들이다. 필요한 추정치들을 각각 $\hat{\beta}_0$, $\hat{\beta}_1$, $\hat{\beta}_2$, $\hat{\Gamma}$ 그리고 \hat{m} 으로 정의하자. 이중 관측 구조로 측정이 불가능한 마찰력 내부 변수 z 에 대한 두 관측기를 식(13)으로 설계가 가능하다. 실제값으로 접근을 위한 보상항 z_0 와 z_1 은 이후에 설계될 것이다.

$$\frac{dz_0}{dt} = v - \frac{|v|}{g(v)} \hat{z}_0 + \iota_0, \quad \frac{dz_1}{dt} = v - \frac{|v|}{g(v)} \hat{z}_1 + \iota_1 \quad (13)$$

그리고, $\hat{z}_0 = z - z_0$, $\hat{z}_1 = z - z_1$ 으로 정의하여 z 에 대한 두 가지 추정 오차를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{d\hat{z}_0}{dt} = -\frac{|v|}{g(v)} \hat{z}_0 + \iota_0, \quad \frac{d\hat{z}_1}{dt} = -\frac{|v|}{g(v)} \hat{z}_1 + \iota_1 \quad (14)$$

제어입력에 대한 안정화 함수를 식(12)로부터 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\alpha_2 = \hat{m}[-(1+k_1)e_1 - c_2 e_2 - c_1(v - \dot{x}_{ref}) + \ddot{x}_{ref}] + \hat{\beta}_0 \hat{z}_0 + \hat{\beta}_1 v - \frac{|v|}{g(v)} \hat{\beta}_2 \hat{z}_1 + \hat{\Gamma} \quad (15)$$

$$\triangleq \hat{m} \alpha_1$$

여기서, c_2 는 양의 값을 가지는 설계 상수이다. $\hat{m} = m - \hat{m}$, $\hat{\beta}_0 = \beta_0 - \hat{\beta}_0$, $\hat{\beta}_1 = \beta_1 - \hat{\beta}_1$, $\hat{\beta}_2 = \beta_2 - \hat{\beta}_2$, $\hat{\Gamma} = \Gamma - \hat{\Gamma}$ 로 각각 정의하면, 식(16)과 같이 e_2 의 동적 방정식으로의 표현이 가능하다.

$$\frac{de_2}{dt} = \frac{1}{m} e_3 - e_1 - c_2 e_2 - \frac{\hat{m}}{m} \phi_1 - \hat{\beta}_0 \hat{z}_0 - \beta_0 \hat{z}_0 - \hat{\beta}_1 v + \frac{|v|}{g(v)} \hat{\beta}_2 \hat{z}_1 + \frac{|v|}{g(v)} \beta_2 \hat{z}_1 - \hat{\Gamma} \quad (16)$$

그리고, 이상적인 제어입력에 대하여 $e_3 = u - \alpha_2 = u - u^*$ 를 정의하자. 이는 안정화 오차로써 이후 설계될 것이며, 원하는 제어입력을 만들기 위한 실제 입력과 이상적인 입력과의 차이를 나타낼 것이다. 제어입력에 대한 안정화 오차 e_3 에 대해서도 동적 방정식을 식(17)과 같이 나타낼 수 있다. α_2 의 시간에 대한 도함수를 구하기 위해 $e_2 = v - \alpha_1$ 을 대입하면 식(15)에 정의되었던 ϕ_1 을 식(18)과 같이 다시 얻을 수 있다. 그리고, 식(18)로부터 α_2 는 \hat{m} , c_1 , \dot{x}_{ref} , \ddot{x}_{ref} , x_1 , $\hat{\beta}_0$, $\hat{\beta}_1$, $\hat{\beta}_2$, \hat{z}_0 , \hat{z}_1 , $\hat{\Gamma}$, v 의 함수임을 알 수 있다. 따라서, 안정화 오차의 동적 방정식을 식(19)와 같이 얻을 수 있다.

$$\frac{de_3}{dt} = \frac{du}{dt} - \frac{d\alpha_2}{dt} \quad (17)$$

$$\phi_1 = -(1+k_1+c_1c_2)e_1 + (c_1+c_2)\dot{x}_{ref} + \ddot{x}_{ref} - c_2k_1x_1 + \hat{\beta}_0\hat{z}_0 - \frac{|v|}{g(v)}\hat{\beta}_2\hat{z}_1 + \hat{\Gamma} + (\hat{\beta}_1 - c_1 - c_2)v \quad (18)$$

$$\frac{de_3}{dt} = \frac{du}{dt} - \phi_1 \frac{d\hat{m}}{dt} - m\phi_2 - \hat{m} \frac{\partial \phi_1}{\partial v} \left(\frac{u}{m} - \beta_0 z - \beta_1 v + \frac{|v|}{g(v)} \beta_2 z - \Gamma \right) \quad (19)$$

식(19)에서 $\partial \phi_1 / \partial v$ 를 식(18)로부터 얻을 수 있다. 이후 시스템 전체 오차 방정식은 식(19)에서 식(20)과 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{de_3}{dt} = -c_3 e_3 + \frac{\hat{m}}{m} \frac{\partial \phi_1}{\partial v} u - \hat{m} \frac{\partial \phi_1}{\partial v} \cdot (\beta_0 \hat{z}_0 + \beta_0 \hat{z}_0 + \hat{z}_1 v - \frac{|v|}{g(v)} \hat{\beta}_2 \hat{z}_1 - \frac{|v|}{g(v)} \beta_2 \hat{z}_1 + \hat{\Gamma}) \quad (20)$$

다음으로는 파라미터 추정치들의 적용 규칙을 도출하기 위해 페루프 시스템에 대한 Lyapunov 함수 후보를 식(21)과 같이 positive definite로 설정할 수 있다.

$$V = \frac{1}{2} k_1 x_1^2 + \frac{1}{2} e_1^2 + \frac{1}{2} e_2^2 + \frac{1}{2} e_3^2 + \frac{1}{2\gamma_0} \hat{\beta}_0^2 + \frac{1}{2\gamma_1} \hat{\beta}_1^2 + \frac{1}{2\gamma_2} \hat{\beta}_2^2 + \frac{1}{2} \beta_0 \hat{z}_0^2 + \frac{1}{2} \beta_2 \hat{z}_1^2 + \frac{1}{2m\gamma_3} \hat{m}^2 + \frac{1}{2\gamma_4} \hat{\Gamma}^2 \quad (21)$$

그리고, Lyapunov 함수 후보 V 의 도함수 \dot{V} 는 식(22)와 같이 정리할 수 있다.

$$\dot{V} = -c_1 e_1^2 - c_2 e_2^2 - c_3 e_3^2 + \frac{1}{m} e_2 e_3 - \frac{\hat{m}}{m} \left(\frac{1}{\gamma_3} \dot{\hat{m}} + e_2 \phi_1 - e_3 \frac{\partial \phi_1}{\partial v} \iota_1 \right) - \hat{\Gamma} \left(\frac{1}{\gamma_4} \dot{\hat{\Gamma}} + e_2 + \hat{m} \frac{\partial \phi_1}{\partial v} e_3 \right) - \hat{\beta}_0 \left(\frac{1}{\gamma_0} \dot{\hat{\beta}}_0 + e_2 \hat{z}_0 + \hat{m} \frac{\partial \phi_1}{\partial v} e_3 \hat{z}_0 \right) - \hat{\beta}_1 \left(\frac{1}{\gamma_1} \dot{\hat{\beta}}_1 + e_2 v + \hat{m} \frac{\partial \phi_1}{\partial v} e_3 v \right) - \hat{\beta}_2 \left(\frac{1}{\gamma_2} \dot{\hat{\beta}}_2 - \frac{|v|}{g(v)} e_2 \hat{z}_1 - \hat{m} \frac{\partial \phi_1}{\partial v} \frac{|v|}{g(v)} e_3 \hat{z}_1 \right) - \frac{|v|}{g(v)} \beta_0 \hat{z}_0^2 - \frac{|v|}{g(v)} \beta_1 \hat{z}_1^2 - \beta_0 \hat{z}_0 (e_2 + e_3 \hat{m} \frac{\partial \phi_1}{\partial v} + \iota_0) - \beta_2 \hat{z}_1 (-e_2 \frac{|v|}{g(v)} - e_3 \hat{m} \frac{\partial \phi_1}{\partial v} \frac{|v|}{g(v)} + \iota_1) \quad (22)$$

따라서, 관측기 내 추정치들의 적용 규칙을 다음의 식들로 구할 수 있다.

$$\dot{\hat{m}} = -\gamma_3 \left(e_2 \rho_1 - e_3 \frac{\partial \phi_1}{\partial v} v \right) \quad (23)$$

$$\dot{\hat{r}} = -\gamma_4 \left(e_2 + \hat{m} \frac{\partial \phi_1}{\partial v} e_3 \right) \quad (24)$$

$$\dot{\hat{\beta}}_0 = -\gamma_0 \left(e_2 \dot{z}_0 + \hat{m} \frac{\partial \phi_1}{\partial v} e_3 \dot{z}_0 \right) \quad (25)$$

$$\dot{\hat{\beta}}_1 = -\gamma_1 \left(e_2 v + \hat{m} \frac{\partial \phi_1}{\partial v} e_3 v \right) \quad (26)$$

$$\dot{\hat{\beta}}_2 = \gamma_2 \left(\frac{|v|}{g(v)} + e_3 \hat{m} \frac{\partial \phi_1}{\partial v} \frac{|v|}{g(v)} e_3 \dot{z}_1 \right) \quad (27)$$

관측기 내의 보상항인 ι_0 와 ι_1 을 식(28) 및 (29)와 같이 얻을 수 있다.

$$\iota_0 = -e_2 - e_3 \hat{m} \frac{\partial \phi_1}{\partial v} \quad (28)$$

$$\iota_1 = e_2 \frac{|v|}{g(v)} + e_3 \hat{m} \frac{\partial \phi_1}{\partial v} \frac{|v|}{g(v)} \quad (29)$$

4. 시뮬레이션 및 실험 결과

4.1 시나리오 설정

실제 LMTT가 갖는 특성을 최대한 고려하여 축소형 태로 시뮬레이터를 그림 2와 같이 구성하였으며, 시뮬레이션과 실험결과를 비교함으로써 제안하는 제어시스템의 타당성을 입증하고자 하였다. 제작된 시뮬레이터는 PMLSM (permanent magnet linear synchronous motor)를 기반으로 하고 있으며, 레이저 센서를 이용하여 위치를 검출하도록 구성되어 있다. 사용된 목표치 설정은 식(30)과 같고, detent force에 의해 변화되는 수직력 변화는 식(31)의 함수로 설정하였다.

$$x_{ref}(t) = x_{step} u_{step}(t) + u_{step}(t-100) \cdot \cos(2\pi t/10) \cdot \sin(\pi t/100) + 0.1 \cdot \sin(2\pi t/10) \cdot \cos(\pi t/100) \quad (30)$$

$$\theta(x) = 1 + 0.3 \cdot \sin(2\pi x/20) \quad (31)$$

Table 2. The configuration of fixed parameters

symbol	description	value
F_C	Coulomb friction force	783 [N]
F_S	stiction force	978 [N]
v_s	Stribeck velocity	0.01 [m/s]

여기서, 강성(stiffness) σ_0 는 선형모터의 베어링 및 레일을 고려하여 1,000~1,000,000 사이의 값을 사용하였다. 그리고, 감쇠계수(damping coefficient)는 $\sigma_1 = 2 \cdot \sqrt{\sigma_0 m}$ 에 가깝게 설정하였다. 점성계수(viscous coefficient) $\sigma_2 = 0.0011 \cdot m$ 가 되도록 하였다[7].

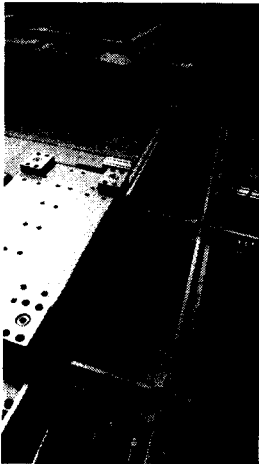


Fig. 2 The LMTT Simulator

4.2 시뮬레이션 결과

그림 3은 참조제어에 대한 위치변화를 나타내고, 그림 4는 제어시 발생한 마찰력과 그 추정치간 오차를 나타낸다. 그리고, 설정된 내부변수와 추정된 변수들의 변화를 그림 5에서 나타내고 있다.

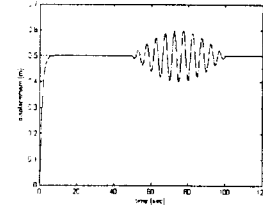


Fig. 3 The displacement

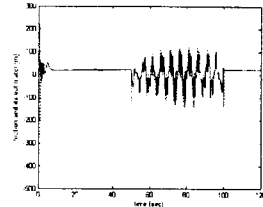


Fig. 4 The friction estimate error for the dynamic friction

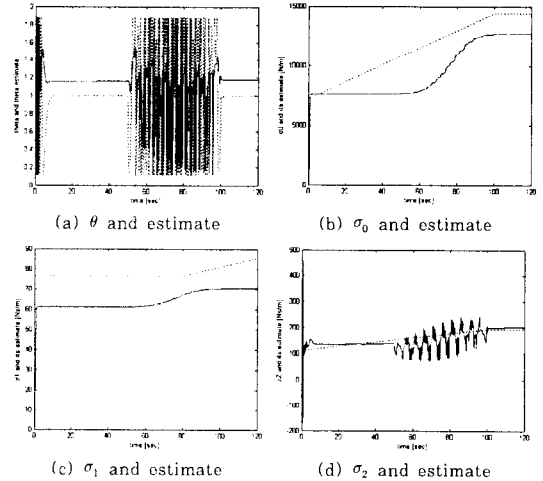


Fig. 5 Estimates of inner parameters by the proposed control system on the simulation

4.3 실험 결과

시뮬레이션에서와 같은 시나리오로 160[kg]의 부하에 대하여 실험을 수행하였다. 그림 6은 위치변화, 그림 7은 실제 변화된 내부 변수들의 결과를 나타낸다.

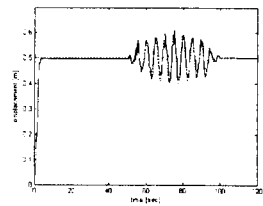


Fig. 6 The displacement

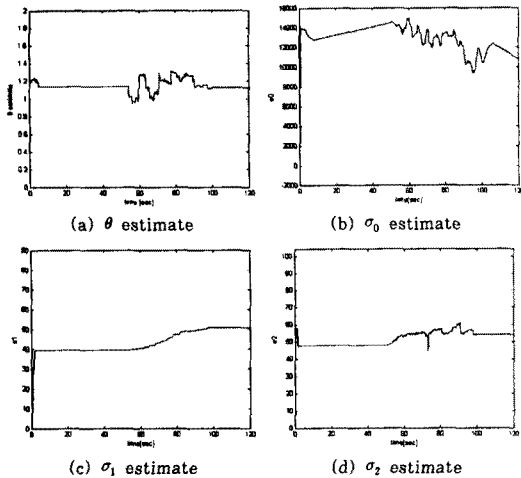


Fig. 7 Estimates by the proposed control system on the experiment

제안하는 제어 시스템이 수직력 이외에 내부파라미터들의 변동을 고려해줌으로써 적응성에 의한 성능향상을 가져올 수 있었다고 사료된다. 표 2와 3은 각각 160[kg] 외의 20[kg]의 셔플카만을 고려하였을 때 같은 시뮬레이션과 실험을 수행하였을 경우의 성능을 나타낸다. 비교 대상은 PID 제어기, 고정형 마찰보상기, 수직력 마찰보상기로 하여 같은 조건으로 각각 시뮬레이션과 실험을 수행한 결과이다. 제안하는 제어 시스템으로 갈수록 적응성에 의해 성능이 향상되었음을 알 수 있다.

Table 2. Simulation results for the LMTT simulator

Control Method	steady state error [mm]		integrated RMS error [rms]		settling time [sec]		accuracy	adaptability
	160 [kg]	20 [kg]	160 [kg]	20 [kg]	160 [kg]	20 [kg]		
PID controller	18.0	6.4	8.3	5.2	100	100	xxx	xxx
Fixed-type compensator	16.5	15.5	3.7	2.8	25	16	Δ	×
Normal force adaptive compensator	5.5	10.0	1.4	1.5	18	8	Δ	0
Dynamic friction compensator/controller	0.0	0.0	0.8	0.6	6	5	0	0

Table 3. Experiment results for the LMTT simulator

Control Method	steady state error [mm]		integrated RMS error [rms]		settling time [sec]		accuracy	adaptability
	160 [kg]	20 [kg]	160 [kg]	20 [kg]	160 [kg]	20 [kg]		
PID controller	11.8	10.0	3.4	3.1	5	5	xxx	xxx
Fixed-type compensator	4.5	9.0	2.6	3.0	5	5	Δ	×
Normal force adaptive compensator	6.5	9.5	1.7	2.6	4	4	Δ	0
Dynamic friction compensator/controller	0.5	1.5	1.5	1.7	3	3	0	0

5. 결 론

본 논문에서는 항만의 자동화를 위한 선형모터 기반의 컨테이너 이송 시스템의 정밀 제어를 설계하였다. 본 논문에서 제안하는 방법은 종래에는 없었던 수직력과 마찰력 내부의 강성, 감쇠, 점성에 관계하는 파라미터들을 동시에 추정하여 보상토록 하였으며, 질량 추정기를 설계하여 수직력과 질량 변화를 분리할 수 있었다. 보상기에서는 수직력을 추정함으로써 질량분 및 디텐트력까지 추정이 가능하였다. 또한, 외부 환경요인에 의해 변화하는 마찰력 모델 내의 파라미터들을 추정함으로써 더욱 세밀하게 마찰력을 보상할 수 있도록 하여 정밀도를 향상시킬 수 있었다.

수행된 시뮬레이션 결과에서 제안하는 알고리즘은 실

제 규모의 LMTT에 대하여 기존 방법들에 비하여 정밀도 측면에서는 약 40[mm]의 위치 정밀도에서 0.1[mm]의 현저히 향상된 결과를 얻을 수 있었다. 그리고, 제어 구간 동안, 누적 RMS 오차에 대하여도 각각 PID 제어기, 고정형 보상기, 그리고 수직력 적용 보상기에 비해 65.2%, 59.7%, 50.6%의 추종 성능이 향상되었음을 알 수 있었다. 따라서, 제안하는 제어 시스템이 아직 실현되지는 않았지만, 실제 LMTT 시스템 구현시 적용한다면 타 제어기에 비해 좋은 성능을 발휘하리라 사료된다.

감사의 글

본 연구는 정보통신부 및 정보통신연구진흥원의 대학 IT 연구센터 지원사업(IITA-2006-C1090-0602-0013)의 연구로 수행되었으며 관계부처에 감사드립니다.

[참 고 문 헌]

- [1] C. I. Liu, H. Jula, K. Vukadinovic, and P. A. Ioannou, "Comparing Different Technologies for Containers Movement in Marine Container Terminals," Intelligent Transportation Systems, 2000. Proceedings. 2000 IEEE, pp. 488-493, 1-3 Oct. 2000.
- [2] Klaus-Peter Franke, "Boosting Efficiency of Split Marine Container Terminals by Innovative Technology," IEEE Intelligent Transportation Systems Conference Proc. Oakland, USA, August, pp. 774-779, 2001.
- [3] <http://www.noellcranesystems.com/>
- [4] Brian Armstrong-Helouvy, Pierre Dupont, and Carlos Canudas De Wit, "A Survey of Models, Analysis Tools and Compensation Methods for the Control of Machines with Friction," Automatica, Vol. 30, No. 7, pp. 1083-1138, 1994.
- [5] Canudas De Wit C., Youssef A., and Nguyen-Phuoc V. T., "Almost Globally Stable Nonlinear Speed Observer for a Permanent Magnet Synchronous Motor," Decision and Control, Proceedings of the 41st IEEE Conference on, Vol. 1, pp. 136-141, 10-13 Dec. 2002.
- [6] Canudas de Wit C., Olsson H., Astrom K. J., and Lischinsky P., "A New Model for Control of Systems with Friction," Automatic Control, IEEE Transactions on, Vol. 40, No. 3, pp. 419-425, March 1995.
- [7] Armstrong-Helouvy B., "Stick Slip and Control in Low-speed Motion," Automatic Control, IEEE Transactions on, Vol. 38, No. 10, pp. 1483-1496, Oct. 1993.
- [8] Armstrong-Helouvy B., Amin B., "PID Control In The Presence Of Static Friction: Exact And Describing Function Analysis," American Control Conference, Vol. 1, pp. 597-601, June 29-July 1, 1994.
- [9] 이진우, 서진호, 이영진, 이권순, "DR-FNNs를 이용한 리니어 모터 기반 컨테이너 이송시스템의 위치 제어," 한국항해항만학회지, 제28권, 제6호, pp. 541-548, 2004.
- [10] 이진우, 서진호, 이영진, 이권순, "비선형 마찰력을 갖는 선형 서보계를 위한 질량 추정형 적응 제어기 설계," 대한전기학회논문지, 제54D권, 제7호, pp.428-436, 2005.