

선형모터 정밀 위치제어를 위한 비선형 동적 마찰력 보상기를 갖는 적응 제어기 설계

論 文

56-5-20

A Design of Adaptive Controller with Nonlinear Dynamic Friction Compensator for Precise Position Control of Linear Motor System

李 晉 宇* · 曹 賢 哲** · 李 榮 珍*** · 李 權 純†

(Jin Woo Lee · Hyun Cheol Cho · Young-Jin Lee · Kwon-Soon Lee)

Abstract - In general mechanical servo systems, friction deteriorates the performance of controllers by its nonlinear characteristics. Especially, friction phenomenon causes steady-state tracking errors and limit cycles in position and velocity control systems, even though gains of controllers are tuned well in linear system model. Even if sensor is used higher accuracy level, it is difficult to improve tracking performance of the position to the same level with a general control method such as PID type. Therefore, many friction models were proposed and compensation methods have been researched actively. In this paper, we consider that the variation of mover's mass is various by loading and unloading. The normal force variation occurs by it and other parameters. Therefore, the proposed control system is composed of main position controller and a friction compensator. A parameter estimator for a nonlinear friction model is designed by adaptive control law and adaptive backstepping control method.

Key Words : Nonlinear Dynamic Friction, Compensator, Adaptive Control, Linear Motor, Parameter Estimator

1. 서 론

본 논문에서는 항만에서 병목현상을 해소하고 자동화를 가능하게 하는 야드 이송시스템 기술 개발의 일환으로써 대형 리니어 모터를 이용한 컨테이너 이송장비의 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 실정인바 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 Eurokai 항에서는 Noell사에서 대형 리니어 모터를 이용한 컨테이너 이송장치를 개발하여 시운전을 앞두고 있다[2,3].

일반적으로 서보계에서 마찰력은 비선형 성질을 갖는 대

표적 요소로서, 쿨롱마찰력(Coulomb friction), 점성마찰력(viscous friction), 정지마찰력(static friction), 스틱-슬립(stick-slip), 마찰지연(friction lag), 항복력(break-away), 그리고 Stribeck 효과 등의 성질을 포함하고 있다. 또한 마찰력은 이러한 요소로 인해 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 서보기계 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. 그러나, 마찰력은 이동체의 질량, 속도, 온도, 윤활 상태, 운동 시간 등의 요소들에 대하여 복합적 관계로 변화하므로 마찰 모델의 특성을 파악하기가 아주 어렵다. 이러한 문제를 해결하기 위해 마찰력에 대하여 실험적으로 그 특성을 규명하고 수학적으로 모델링하여 이를 정확히 보상하고자 하는 방법들이 연구되고 있으며, 특히 [4]에서 잘 설명하고 있다.

본 논문에서 보상기 설계를 위해 사용된 마찰력 모델은 LuGre 모델을 기본으로 하는데, 이는 1995년 발표 이후 마찰력의 비선형성을 잘 표현하고, 보상기 설계에 편리함으로 인해 최근 서보계에서 널리 사용되고 있다. 그리고, 이전까지 마찰력 특성이 잘 표현된 Dahl의 모델의 특징을 잘 내포하는 장점을 갖는다. 이러한 마찰력 모델을 이용하여 보상기 설계시에, 마찰력 특성에 대한 파라미터들을 처음에 잘 설정하였고 외부 요인이 없어서 그 특성이 크게 변하지 않는다면 피드포워드형, 파라미터 고정형 보상기, 그리고 이득 스케줄링(gain-scheduling) 등의 방법으로 좋은 효과를 기대할 수 있다[5,6]. 그러나, 이동체의 질량, 온도, 구간별 윤활 정도 변화 등의 외부요인에 의해 그 특성이 크게 변화될 경

* 正 會 員 : 東亞大 工大 電氣工學科 Post-Doc.

** 正 會 員 : 東亞大 工大 電氣工學科 Post-Doc.

*** 正 會 員 : 四川航空技能大 計測制御科 教授

† 正 會 員 : 東亞大 工大 電氣工學科 教授

E-mail : kslee@dau.ac.kr

接受日字 : 2006年 9月 16日

最終完了 : 2007年 3月 20日

우, 온라인으로 마찰력을 관측하고 적응적으로 보상하지 않으면 좋은 성능을 기대할 수 없다. 그러므로, 모델을 기반으로 하는 적응제어 및 비선형 관측기를 이용하는 방법들이 활발히 연구되고 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. 일부 수직항력 변화를 고려한 모델을 이용하여 이 변화에 대하여 적응적으로 마찰력을 보상한 연구가 있으나, 이동체의 질량 변화와 연관하여 적용된 바는 없다[7~10]. 따라서, 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 마찰력 보상기를 backstepping 기법으로 설계하였다. 즉, 시스템이 안정한 조건에서 파라미터 적응 규칙을 얻음으로써 안정도 해석과 설계를 동시에 수행할 수 있다. 제안하는 제어 시스템의 우수성을 기존의 선형 제어기, 고정형 보상기, 수직력 적응 보상기, 그리고 마찰력 모델 내부 파라미터들을 추종하는 보상기와 비교하여 정밀도 향상의 결과를 나타내고자 하였다.

2. 시스템 수학적 모델링

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

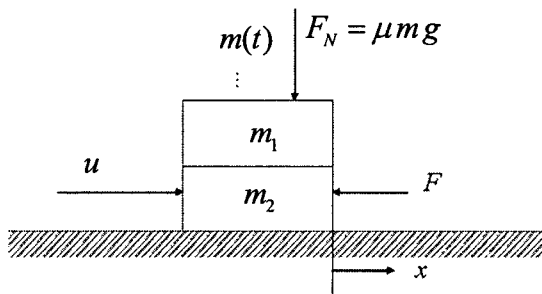


그림 1 LMTT 시스템 모델
Fig. 1 A simplified dynamic model of LMTT system

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

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

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[11].

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

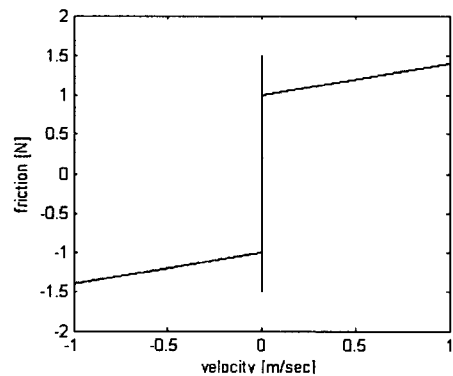
$$\frac{dz}{dt} = v - \theta \frac{\sigma_0 |v|}{g(v)} z \quad (3)$$

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

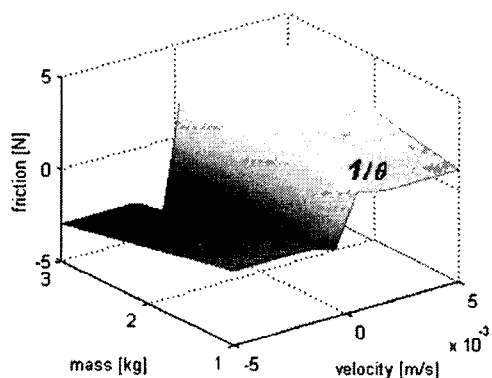
여기서, z 는 마찰력 모델 내에서 가정된 강모(bristle)의 편위를 나타낸다. 그리고, θ 는 중량 및 수직 인척력 변화에 의한 수직력(normal force)을 나타낸다. 강성계수(stiffness coefficient)는 σ_0 , 감쇠계수(damping coefficient)는 σ_1 , 점성계수(viscous coefficient)는 σ_2 , 쿨롱마찰력(Coulomb friction)은 F_C , 정지마찰력(stiction)은 F_S , 그리고 Stribeck 속도(Stribeck velocity)는 v_s 로 나타내었다. 이 동적 모델에서 $z=0$ 인 상태를 정상상태로 볼 수 있는데 이때의 마찰력을 F_{SS} 라고 하면 식(5)와 같이 나타낼 수 있으며, 그림 2와 같이 평면으로 나타낼 수 있다.

$$F \approx F_{SS} = g(v) \text{sgn}(v) + \sigma_2 v = \{F_C + (F_S - F_C) e^{-(v/v_s)^2}\} \text{sgn}(v) + \sigma_2 v \quad (5)$$

속도에 따른 정상상태 마찰력 F_{SS} 와 이동체 질량변화만에 의한 수직력과 관계는 그림 2(a)와 같은 관계를 가지며, 그림 2(b)는 Stribeck 효과가 보일 수 있도록 확대하여 나타낸 표면이다[12,13].



(a) The relationship between the velocity and F_{SS}



(b) The zoomed relationship for θ and F_{SS}

그림 2 F_{SS} 모델과 θ
Fig. 2. F_{SS} model and θ

3. 제어기 설계

3.1 시스템 특성

대부분의 회전 및 선형모터의 제어대상은 1차 선형시스템으로 구성된 전달함수로 많이 표현하고 있다. 그러나, 이는 마찰이 갖는 대부분의 비선형적인 요소를 무시하여 제어기를 잘 설계하더라도 정밀한 제어에서는 좋은 성능을 기대하기 힘들다. 이러한 부분을 보기 위해 그림 3과 같이 선형 마찰력이 고려된 시스템에 대하여 PID 제어기를 설계사양에 만족하도록 설계완료하고, 이후 동일 제어기를 실제 시스템으로 고려될 비선형 동적 마찰력을 갖는 시스템에 적용해 보았다. 다음은 설계 및 성능 사양이다. 그리고, 제어기 설계는 사용프로그램인 Matlab NCD Toolbox를 이용하였으며, 계산된 제어기 이득은 각각 $k_p=128,480$, $k_i=1.3$, $k_d=112,600$ 으로 얻을 수 있었다.

- Reference 100[m] 입력에 대한 제어기 설계
- 오버슈트: 0%
- 정상상태 오차: ± 10 [mm] 이내
- 최고 속도: 10[m/s] 이상
- 최고 가속도: 10.0[m/s²] 이상
- Mover 질량: 80[ton]
- 구속조건(제어입력 한계): ± 150 [kN](설계 사양)

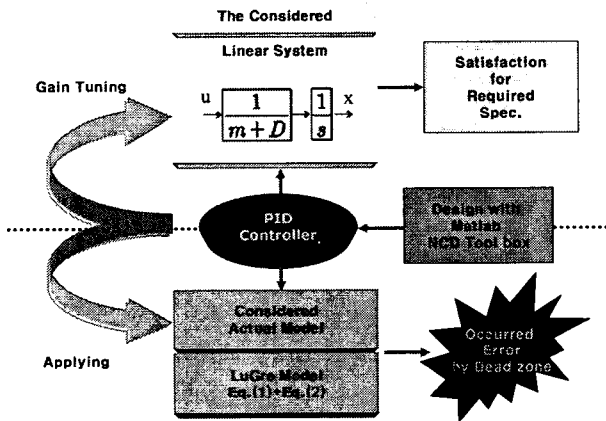


그림 3 실제 시스템 적용시 PID 제어기의 문제점
Fig. 3 The problem for applying the conventional PID controller to LMTT

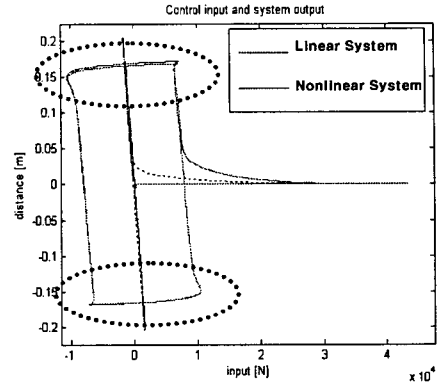
표 1은 이를 수행했을 경우 각 참조치 변화에 대하여 정상오차를 나타내고 있다. 즉, 이는 선형으로 고려된 시스템에서 제어기를 잘 설계하더라도 실제 시스템에 적용시 약 40~50[mm]가량의 오차가 발생하였다.

표 1 스텝함수 형식의 참조치에 대한 정상오차

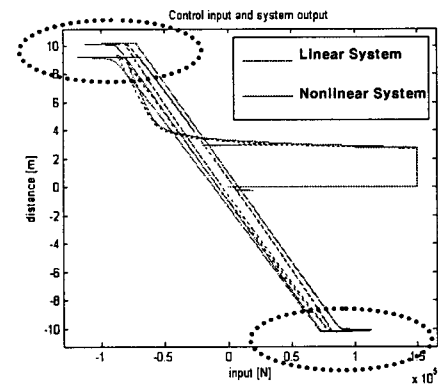
Table 1 Steady state errors for step function reference

reference [m]	Simulation results for system plant with linear friction model [mm]	Simulation results for system plant with nonlinear dynamic friction model [mm]
100	6.23	-44.43
50	2.51	-48.51
10	0.35	-50.72
1	0.03	-50.81
0.2	0.01	-50.66

이러한 영향에 대한 요인을 보기 위해 입력대비 위치변화에 대한 결과를 그림 4에 두 가지 참조치 변화의 경우로 나타내었다.



(a) dead zones on the reference trajectory of $x_{ref} = 10\sin(0.1\pi t)$



(b) dead zones on the reference trajectory of $x_{ref} = 0.2\sin(0.1\pi t)$

그림 4 입력 대비 위치변화로 나타난 입력 불감대
Fig. 4 Dead zones of displacement for control input

3.2 적응 Backstepping 기법을 이용한 제어기 설계

제안하는 제어 시스템은 마찰력과 관계된 파라미터들을 모두 동시에 추정하면서, 질량을 추가적으로 추정토록 하는 것이 특징이다. 따라서, 식(1)을 제어입력에 관한 식으로 바꾸고, 관계된 파라미터들을 정의하여 나타내면 식(6)과 같다.

$$u = \hat{m} \frac{d^2x}{dt^2} + \hat{\Gamma} + \hat{F} \quad (6)$$

여기서, \hat{m} 은 전향제어기로 사용될 항의 질량추정치로써 내부관측기에 의해 얻고자 한다. $\hat{\Gamma}$ 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, 적응 backstepping 기법을 적용하기 위하여 위치 제어를 위한 위치 추종 오차를 식(7)과 같이 나타낼 수 있다. 참조치 x_{ref} 의 도함수 \dot{x}_{ref} 로 오차에 대한 도함수를 식(8)과 같이 나타낼 수 있다.

$$e_1 = x - x_{ref}(t) \quad (7)$$

$$\frac{de_1}{dt} = v - \dot{x}_{ref}(t) \quad (8)$$

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

$$\alpha_1 = -c_1 e_1 + \dot{x}_{ref}(t) - k_1 \chi_1 \quad (9)$$

$$\chi_1(t) = \int_0^t e_1(\tau) d\tau \quad (10)$$

여기서, c_1 과 k_1 은 양의 설계 상수이고, 식(9)의 안정화 함수 내의 적분된 오차들은 추정시 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.

$$\begin{aligned} \frac{de_2}{dt} &= \frac{d^2x}{dt^2} - \dot{\alpha}_1 \\ &= \frac{1}{m}(u - F - F_E) + c_1(v - \dot{x}_{ref}) - \ddot{x}_{ref} + k_1 e_1 \end{aligned} \quad (11)$$

그리고, $v = e_2 + \alpha_1$ 를 식(7)에 삽입하여 정의된 오차들만으로 표현된 위치 추종 오차 e_1 에 대한 미분 방정식을 식(12)와 같이 다시 표현할 수 있다. 그리고, 식(11)에 LuGre 마찰력 모델식을 대입하면 식(13)을 얻을 수 있다.

$$\frac{de_1}{dt} = e_2 + \alpha_1 - \dot{x}_{ref} = -c_1 e_1 + e_2 - k_1 \chi_1 \quad (12)$$

$$\begin{aligned} \frac{de_2}{dt} &= \frac{u}{m} - \beta_0 z - \beta_1 v + \frac{|v|}{g(v)} \beta_2 z \\ &\quad - \Gamma + c_1(v - \dot{x}_{ref}) - \ddot{x}_{ref} + k_1 e_1 \end{aligned} \quad (13)$$

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(13)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(14)로 설계가 가능하다. 실제값으로 접근을 위한 보상항 ι_0 와 ι_1 은 이후에 설계될 것이다.

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

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

$$\frac{d\tilde{z}_0}{dt} = -\frac{|v|}{g(v)} \tilde{z}_0 + \iota_0, \quad \frac{d\tilde{z}_1}{dt} = -\frac{|v|}{g(v)} \tilde{z}_1 + \iota_1 \quad (15)$$

제어입력에 대한 안정화 함수를 식(13)로부터 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\begin{aligned} \alpha_2 &= \hat{m}[-(1+k_1)e_1 - c_2 e_2 - c_1(v - \dot{x}_{ref}) + \ddot{x}_{ref} \\ &\quad + \hat{\beta}_0 \hat{z}_0 + \hat{\beta}_1 v - \frac{|v|}{g(v)} \hat{\beta}_2 \hat{z}_1 + \hat{\Gamma}] \\ &\triangleq \hat{m} \phi_1 \end{aligned} \quad (16)$$

여기서, c_2 는 양의 값을 가지는 설계 상수이다. $\tilde{m} = m - \hat{m}$, $\tilde{\beta}_0 = \beta_0 - \hat{\beta}_0$, $\tilde{\beta}_1 = \beta_1 - \hat{\beta}_1$, $\tilde{\beta}_2 = \beta_2 - \hat{\beta}_2$, $\tilde{\Gamma} = \Gamma - \hat{\Gamma}$ 로 각각 정의하면, 식(17)과 같이 e_2 의 동적 방정식으로의 표현이 가능하다.

$$\begin{aligned} \frac{de_2}{dt} &= \frac{1}{m} e_3 - e_1 - c_2 e_2 - \frac{\tilde{m}}{m} \phi_1 - \tilde{\beta}_0 \hat{z}_0 - \beta_0 \tilde{z}_0 - \tilde{\beta}_1 v \\ &\quad + \frac{|v|}{g(v)} \tilde{\beta}_2 \hat{z}_1 + \frac{|v|}{g(v)} \beta_2 \tilde{z}_1 - \tilde{\Gamma} \end{aligned} \quad (17)$$

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(18)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{de_3}{dt} = \frac{du}{dt} - \frac{d\alpha_2}{dt} \quad (18)$$

α_2 의 시간에 대한 도함수를 구하기 위해 $e_2 = v - \alpha_1$ 을 대입하면 식(16)에 정의되었던 ϕ_1 을 식(19)와 같이 다시 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \phi_1 &= -(1+k_1+c_1c_2)e_1 + (c_1+c_2)\dot{x}_{ref} + \ddot{x}_{ref} \\ &\quad - c_2 k_1 \chi_1 + \hat{\beta}_0 \hat{z}_0 - \frac{|v|}{g(v)} \hat{\beta}_2 \hat{z}_1 \\ &\quad + \hat{\Gamma} + (\hat{\beta}_1 - c_1 - c_2)v \end{aligned} \quad (19)$$

그리고, 식(19)로부터 α_2 는 \hat{m} , e_1 , \dot{x}_{ref} , \ddot{x}_{ref} , χ_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(20)과 같이 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{de_3}{dt} &= \frac{du}{dt} - \phi_1 \frac{d\hat{m}}{dt} - m\phi_2 \\ &\quad - \hat{m} \frac{\partial \phi_1}{\partial v} \left(\frac{u}{m} - \beta_0 z - \beta_1 v + \frac{|v|}{g(v)} \beta_2 z - \Gamma \right) \end{aligned} \quad (20)$$

식(20)에서 $\partial \phi_1 / \partial v$ 를 식(19)로부터 얻을 수 있다. 이후 시스템 전체 오차 방정식은 식(20)에서 식(21)과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} \frac{de_3}{dt} &= -c_3 e_3 + \frac{\tilde{m}}{m} \frac{\partial \phi_1}{\partial u} u - \hat{m} \frac{\partial \phi_1}{\partial u} \cdot (\tilde{\beta}_0 \hat{z}_0 + \beta_0 \hat{z}_0 + \tilde{z}_1 v \\ &\quad - \frac{|v|}{g(v)} \tilde{\beta}_2 \hat{z}_1 - \frac{|v|}{g(v)} \beta_2 \tilde{z}_1 + \tilde{\Gamma}) \end{aligned} \quad (21)$$

다음으로는 파라미터 추정치들의 적용 규칙을 도출하기 위해 페루프 시스템에 대한 Lyapunov 함수 후보를 식(22)와 같이 positive definite로 설정할 수 있다.

$$\begin{aligned} V &= \frac{1}{2} k_1 \chi_1^2 + \frac{1}{2} e_1^2 + \frac{1}{2} e_2^2 + \frac{1}{2} e_3^2 \\ &\quad + \frac{1}{2\gamma_0} \tilde{\beta}_0^2 + \frac{1}{2\gamma_1} \tilde{\beta}_1^2 + \frac{1}{2\gamma_2} \tilde{\beta}_2^2 \\ &\quad + \frac{1}{2} \beta_0 \tilde{z}_0^2 + \frac{1}{2} \beta_2 \tilde{z}_1^2 + \frac{1}{2m} \tilde{m}^2 + \frac{1}{2\gamma_4} \tilde{\Gamma}^2 \end{aligned} \quad (22)$$

그리고, Lyapunov 함수 후보 V 의 도함수 \dot{V} 는 식(23)과 같이 정리할 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{V} &= -c_1 e_1^2 - c_2 e_2^2 - c_3 e_3^2 + \frac{1}{m} e_2 e_3 \\ &\quad - \frac{\tilde{m}}{m} \left(\frac{1}{\gamma_3} \dot{\tilde{m}} + e_2 \phi_1 - e_3 \frac{\partial \phi_1}{\partial v} i_1 \right) \\ &\quad - \tilde{\Gamma} \left(\frac{1}{\gamma_4} \dot{\tilde{\Gamma}} + e_2 + \hat{m} \frac{\partial \phi_1}{\partial v} e_3 \right) \\ &\quad - \tilde{\beta}_0 \left(\frac{1}{\gamma_0} \dot{\tilde{\beta}}_0 + e_2 \hat{z}_0 + \hat{m} \frac{\partial \phi_1}{\partial v} e_3 \hat{z}_0 \right) \\ &\quad - \tilde{\beta}_1 \left(\frac{1}{\gamma_1} \dot{\tilde{\beta}}_1 + e_2 v + \hat{m} \frac{\partial \phi_1}{\partial v} e_3 v \right) \\ &\quad - \tilde{\beta}_2 \left(\frac{1}{\gamma_2} \dot{\tilde{\beta}}_2 - \frac{|v|}{g(v)} e_2 \hat{z}_1 - \hat{m} \frac{\partial \phi_1}{\partial v} \frac{|v|}{g(v)} e_3 \hat{z}_1 \right) \end{aligned} \quad (23)$$

$$\begin{aligned}
 & -\frac{|v|}{g(v)}\beta_0\tilde{z}_0^2 - \frac{|v|}{g(v)}\beta_1\tilde{z}_1^2 \\
 & -\beta_0\tilde{z}_0(e_2 + e_3\hat{m}\frac{\partial\phi_1}{\partial v} + \iota_0) \\
 & -\beta_2\tilde{z}_1(-e_2\frac{|v|}{g(v)} - e_3\hat{m}\frac{\partial\phi_1}{\partial v}\frac{|v|}{g(v)} + \iota_1)
 \end{aligned} \tag{23}$$

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

$$\dot{\hat{m}} = -\gamma_3(e_2\phi_1 - e_3\frac{\partial\phi_1}{\partial v}u) \tag{24}$$

$$\dot{\hat{\Gamma}} = -\gamma_4(e_2 + \hat{m}\frac{\partial\phi_1}{\partial v}e_3) \tag{25}$$

$$\dot{\hat{\beta}}_0 = -\gamma_0(e_2\tilde{z}_0 + \hat{m}\frac{\partial\phi_1}{\partial v}e_3\tilde{z}_0) \tag{26}$$

$$\dot{\hat{\beta}}_1 = -\gamma_1(e_2v + \hat{m}\frac{\partial\phi_1}{\partial v}e_3v) \tag{27}$$

$$\dot{\hat{\beta}}_2 = \gamma_2\left(\frac{|v|}{g(v)} + e_3\hat{m}\frac{\partial\phi_1}{\partial v}\frac{|v|}{g(v)}e_3\tilde{z}_1\right) \tag{28}$$

관측기 내의 보상항인 ι_0 와 ι_1 을 식(29) 및 (30)과 같이 얻을 수 있다.

$$\iota_0 = -e_2 - e_3\hat{m}\frac{\partial\phi_1}{\partial v} \tag{29}$$

$$\iota_1 = e_2\frac{|v|}{g(v)} + e_3\hat{m}\frac{\partial\phi_1}{\partial v}\frac{|v|}{g(v)} \tag{30}$$

파라미터들의 업데이트 항을 제외한 나머지 항들에 대하여 \dot{V} 를 다시 정리하면 식(31)을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned}
 \dot{V} = & -c_1e_1^2 - c_2e_2^2 - c_3e_3^2 + \frac{1}{m}e_2e_3 \\
 & -\frac{|v|}{g(v)}\beta_0\tilde{z}_0^2 - \frac{|v|}{g(v)}\beta_1\tilde{z}_1^2
 \end{aligned} \tag{31}$$

이때, 서틀카의 최소 질량 m_{min} 을 알고 있다고 가정하고, $c_{min} = \min\{c_1, 1\}$ 로 정의하면, $c_2, c_3 \geq (1/2m_{min}) + 1$ 가 되는 설계 상수 c_2 와 c_3 를 설정하여, 식(31)은 식(32)의 관계로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned}
 \dot{V} \leq & -c_1e_1^2 - c_2e_2^2 - c_3e_3^2 + \frac{1}{m_{min}}e_2e_3 \\
 \leq & -c_{min}(e_1^2 + e_2^2 + e_3^2) \leq 0
 \end{aligned} \tag{32}$$

따라서, 안정도측면에서 \dot{V} 는 준부정(negative semi-definite) 시스템으로 점근적으로 안정하다고 할 수 있다.

4. 시뮬레이션 및 실험 결과

4.1 시나리오 설정

본 연구에서는 시뮬레이션과 실험을 병행하였다. 실제 LMST가 갖는 특성을 최대한 고려하여 축소형태로 시뮬레이터를 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. 제어기 실현은 상용 프로그램 LabView를 사용하여 Matlab Simulink에서 수행된 시뮬레이션을 용이하게 적용할 수 있도록 하였다. 성능향상 정도를 보기 위해 기존의 PID 제어기, 고정형 마찰력 보상기, 수직력 적응 보상기를 비교대상으로 하였

다.[13]. 시뮬레이션과 구현된 시뮬레이터의 질량은 부하를 포함하여 160[kg]을 고려하였다. 제어 목적인 정밀 위치 제어의 성능을 확인하기 위해, 두 가지 성질의 목표치를 설정하였다. 전체 시간은 120[sec]이며, 50[sec]까지는 계단함수 형태를 사용하였으며, 100[sec]까지는 시간적으로 변화하는 고조파형 참조궤적(harmonic sinusoidal reference trajectory)을 사용하였다. 즉, 계단함수의 목표치는 정밀도 값을 얻기 위함이고, 참조궤적에 대한 결과는 다양한 속도에서 변화하는 마찰력 특성에 얼마나 잘 적응하는가를 분석하기 위해서다. 나머지 20[sec]은 복귀과정을 확인하고자 하였다. 이 같이 설정하여 100[sec]까지 정정시간(settling time) 특성과 정상상태 오차를 분석하도록 하였다. 또한 20~30[sec]간 태풍 크기의 바람 외란을 인가하여 그 영향을 보고자 하였다. 시간적으로 변화하는 궤적을 사용한 이유는 실제 항만의 LMST 정지위치는 1차적으로 선박의 컨테이너 열(column)에 의해 바뀌고, 2차적으로 그 위치에서 작업하는 크레인의 위치에 의해 설정되기 때문에, 미세한 움직임에 대하여도 정지마찰력을 극복하고 추종할 수 있어야 한다. 또한, 서틀카 간의 좁은 간격으로 이동할 경우를 고려하여 전방 서틀카와의 일정 간격을 유지할 필요가 있기 때문이다. 사용된 목표치 설정은 식(33)과 같고, detent force에 의해 변화되는 수직력 변화는 식(34)의 함수로 설정하였다.

$$\begin{aligned}
 x_{ref}(t) = & x_{step}u_{step}(t) \\
 & + u_{step}(t-100) \cdot \cos(2\pi t/10) \cdot \sin(\pi t/100) \\
 & + 0.1 \cdot \sin(2\pi t/10) \cdot \cos(\pi t/100)
 \end{aligned} \tag{33}$$

$$\theta(x) = 1 + 0.3 \cdot \sin(2\pi x/20) \tag{34}$$

추가적으로 급작스런 외란을 고려하기 위해 일반적인 태풍 크기의 힘을 80~100[sec] 사이에 인가하였다. 일반적으로 풍압 W 는 식(35)와 같이 표현된다.

$$W = \frac{C \cdot A \cdot \rho \cdot v_{wind}^2}{2} \tag{35}$$

여기서, C 는 저항계수로 단면이 평평할 경우 1이고, A 는 바람을 직각으로 받는 판의 면적으로 컨테이너의 종단 면적을 고려할 경우 $A=2.39[m] \times 2.29[m] = 5.47[m^2]$ 이며, ρ 는 공기의 비중으로 1.3[kg/m³]이다. 따라서, 태풍으로 인해 풍속 60m/s의 바람이 불 때의 바람의 세기는 12,087[N/m²]이다. 바람에 대한 수학적 모델은 다양하지만, 불규칙적으로 부는 바람 모델을 식(36)과 같이 인가하였다.

$$\begin{aligned}
 F_E = F_{wind}(t) = & p \cdot (3\sin(\omega t) + 7\sin(2\omega t) \\
 & + 5\sin(3\omega t) + 4\sin(4\omega t))
 \end{aligned} \tag{36}$$

여기서, F_E 는 외란 함수이며, p 는 최대 바람의 세기, ω 는 바람의 기본 주파수를 나타낸다.

마찰력 관련 파라미터들은 표 2와 같이 파라미터들을 설정하였다.

표 2 마찰력 내부 파라미터 설정

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[12].

먼저 비교대상인 PID 제어기의 이득은 3.1절에서 언급된 Matlab에 의해 설계된 값을 그대로 사용하였다.

두 번째 고정형 마찰보상기는 식(3)의 θ 항을 고려하지 않고, 모든 계수들을 고정형으로 하여 설계된 보상기이다. 그림 5는 고정형 마찰력 보상기의 블록도를 나타낸다.

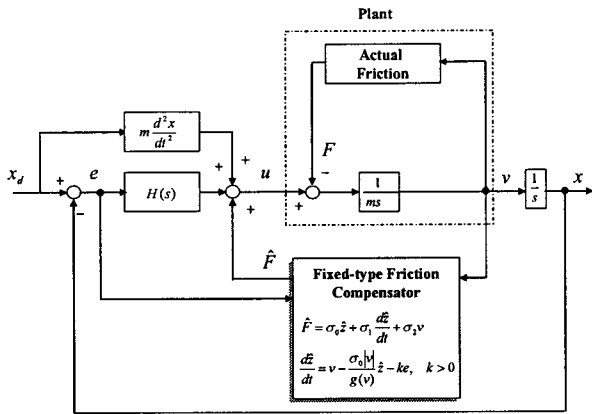


그림 5 고정형 마찰력 보상기
Fig. 5 The fixed-type friction compensator

여기서, $H(s)$ 는 비교대상에 사용된 PID제어기를 나타내며, \hat{F} 와 \hat{z} 는 고정된 파라미터에서 관측기를 통해 계산된 추정치를 나타낸다. k 는 양의 상수로써 적응계수를 나타낸다.

세 번째의 수직력 적응 보상기는 그림 6과 같이 나타낼 수 있으며, 제어 입력과 출력을 필터링하여 식(3)의 θ 항만을 추정하도록 한 보상기이다.

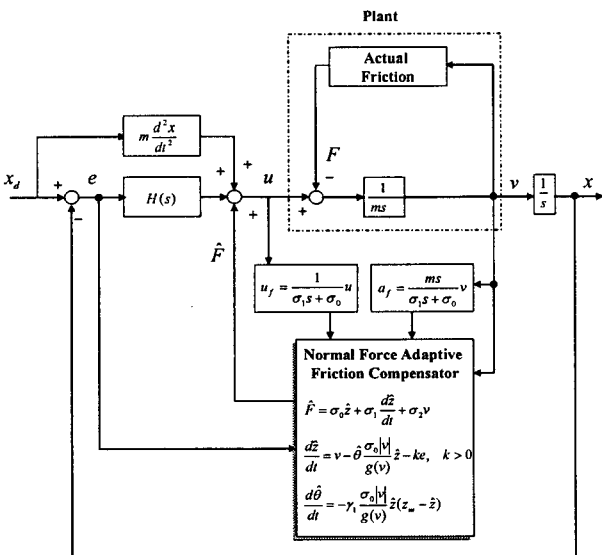


그림 6 수직력 적응 보상기
Fig. 6 The normal force adaptive compensator

여기서, $\hat{\theta}$ 는 추정된 수직력을 나타내며, γ_1 는 양의 적응계수를 나타낸다. z_m 은 관측기 설계를 위한 임의의 z 의 모델이며, 필터된 시스템 입·출력인 a_f 와 u_f 에 의해 식(37)로 정의된다. 이를 이용하여 수직력 관측기를 설계할 수 있다. 두 보상기의 설계 방법과 안정도에 관한 자세한 내용은 [13]을 참조할 수 있다. 그림 7은 실험에 사용된 시뮬레이터의 외형을 나타낸다.

$$z_m = u_f - a_f \tag{37}$$

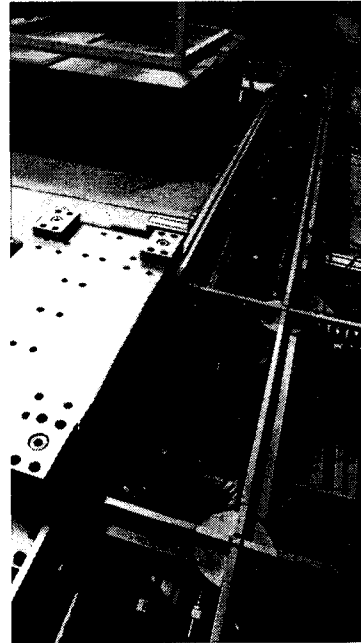


그림 7 LMTT 시뮬레이터
Fig. 7 The LMTT Simulator

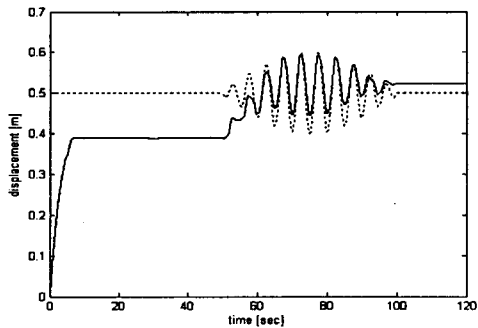
4.2 시뮬레이션 결과

그림 8은 참조궤적에 대한 위치변화를 나타내고, 그림 9는 제어시 발생한 마찰력과 그 추정치간 오차를 나타낸다. 그리고, 성격이 다른 두 부분의 참조치에 대하여 그 특성을 나타내고자 그림 10에 적분 RMS 오차를 나타내었다. 그림 11은 100[sec]까지 부분의 스텝 함수 형태의 참조치에 대한 응답을 확대하여 정상오차와 외란에 대한 영향을 나타내고자 하였다.

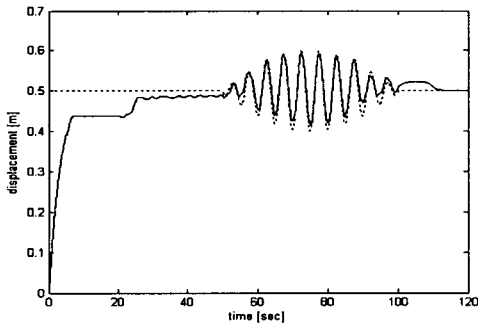
먼저 위치추종 결과에서 PID 제어기와 고정형 보상기는 확연히 속응성과 추종성능이 좋지 않다는 것을 알 수 있다. 수직력 적응 보상기는 다소 보완되었으나, 50[sec]까지의 응답에서 약간의 진동을 발견할 수 있다. 나머지 두 경우 상당히 개선되었음을 알 수 있다.

그림 9에서 알 수 있듯이 마찰특성이 변화하지 않고, 잘 측정될 경우에는 고정형 보상기는 실제 마찰력과 추정치간의 오차가 적겠지만, 본 모의실험과 같이 내부 파라미터의 변화가 있을 경우에는 그 차이만큼 오차를 발생시키고 있음을 알 수 있다. 수직력 적응 보상기의 경우도 마찬가지로 수직력 부분 이외의 부분에 대하여는 실제 마찰력과의 오차를 많이 발생시키고 있음을 알 수 있다. 그리고, (d)의 경우 내부 파라미터 적응에 의해 현저히 그 오차를 줄일 수 있었

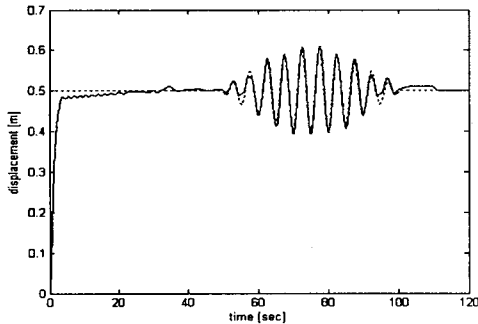
음을 볼 수 있다. 그림 10에서도 마찬가지로 (d)의 경우 적분 RMS 오차를 현저히 줄일 수 있었지만, 제안하는 시스템이 시간적으로 변화하는 참조궤적에 대하여 더 추종을 잘 하고 있음을 볼 수 있다. 그림 11에서는 실제 시스템에서의 제약조건인 1[inch]이내에 드는지를 보았는데 PID 제어기의 경우 만족하지 못하고 있음을 알 수 있으며, 나머지는 이 조건을 만족시키고 있지만, (d)의 경우 외란의 영향에도 강인함을 볼 수 있으며, 제안 시스템이 가장 좋은 특성을 보이고 있다. 따라서 실제 시스템 적용시 이외의 외부요인에도 강인할 것으로 기대된다. 그림 12는 네 경우에 대한 제어 입력력과 시스템 출력의 관계를 나타낸다. 스텝입력과 진동하는 기준입력에 대하여 PID 제어기의 경우 시스템의 출력 특성이 각 정지 또는 방향 전환시에 같은 지점들에서 머무는 것을 볼 수 있다. Dead zone의 영향으로 입력이 있음에도 불구하고 응답하지 않는 부분임을 알 수 있다. 제안하는 제어 시스템으로 갈수록 입력에 대한 출력 궤적 모양이 부드러운 곡선으로 완화되어 마찰력을 잘 보상하여 시스템이 불용하는 상태를 줄이고 있음을 볼 수 있다.



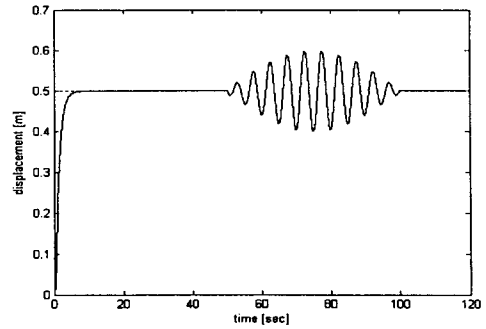
(a) PID controller



(b) The fixed-type compensator



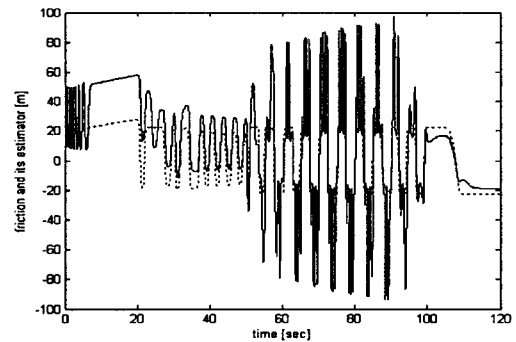
(c) The normal force adaptive compensator



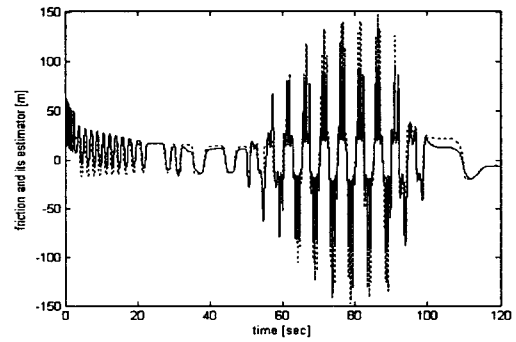
(d) The dynamic friction adaptive compensator/controller

그림 8 변위 결과

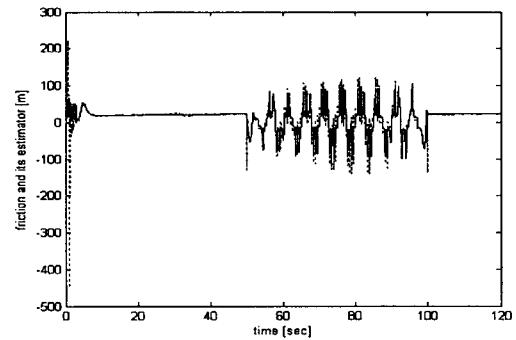
Fig. 8 The displacement



(a) The fixed-type compensator



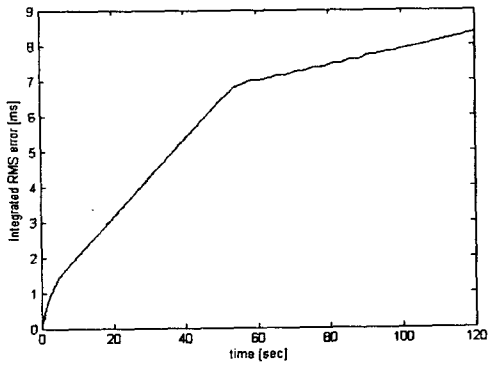
(b) The normal force adaptive compensator



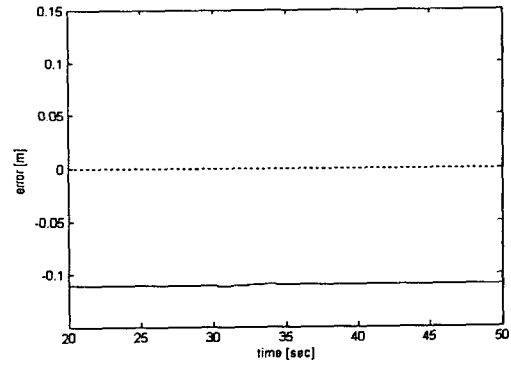
(c) The dynamic friction adaptive compensator/controller

그림 9 마찰력 추정 오차

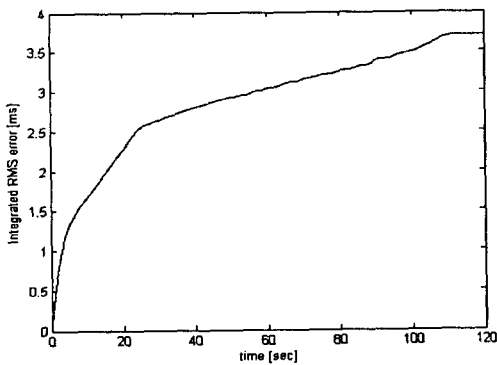
Fig. 9 The friction estimate error for the dynamic friction



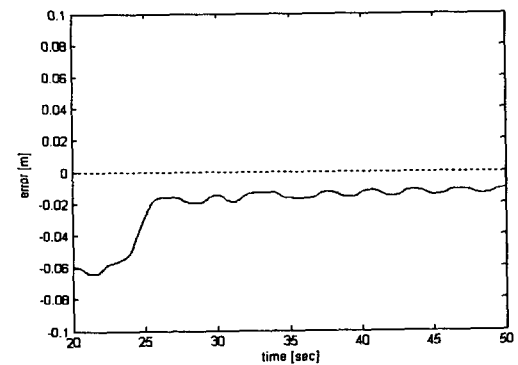
(a) PID controller



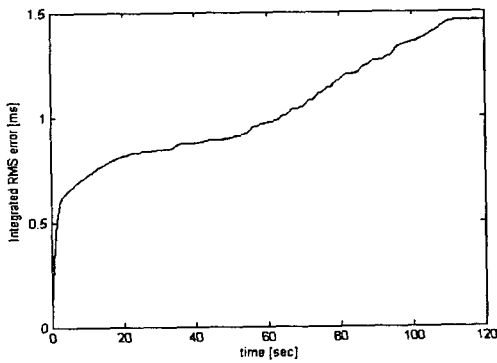
(a) PID controller



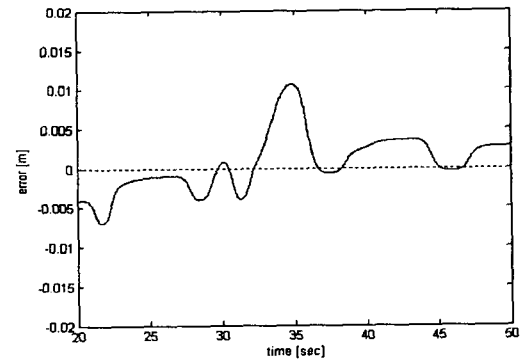
(b) The fixed-type compensator



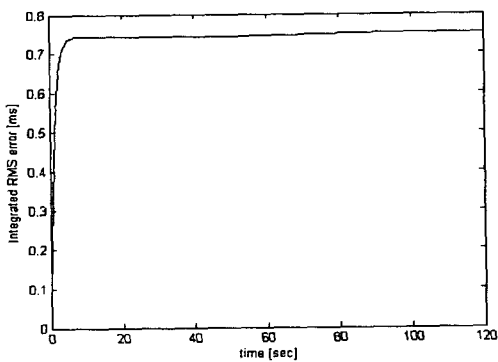
(b) The fixed-type compensator



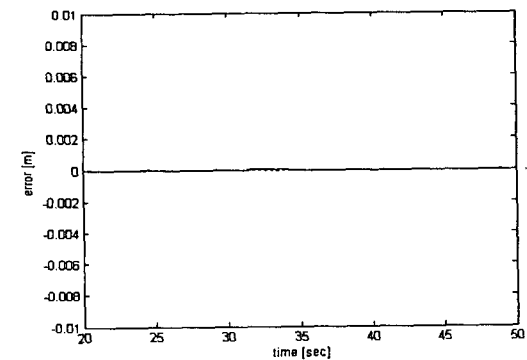
(c) The normal force adaptive compensator



(c) The normal force adaptive compensator



(d) The dynamic friction adaptive compensator/controller



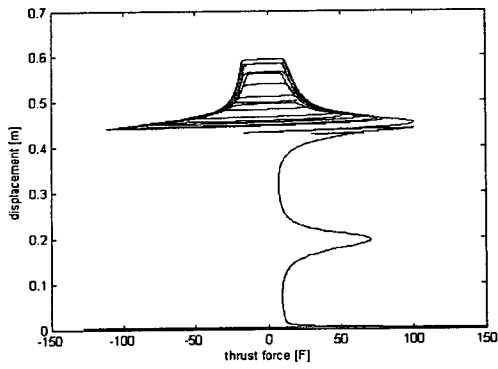
(d) The dynamic friction adaptive compensator/controller

그림 10 누적 RMS 오차

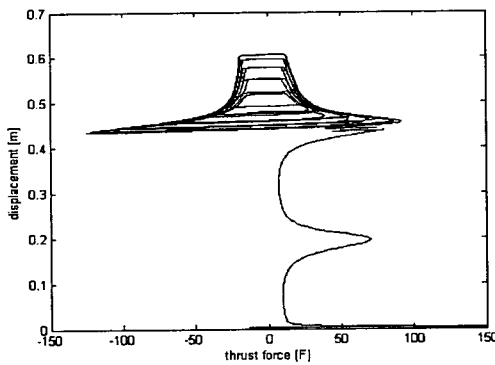
Fig. 10 The integrated RMS error

그림 11 외란영향 및 정상오차

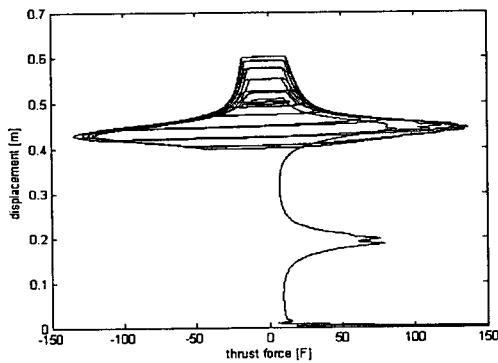
Fig. 11 The effect for disturbance and steady state error



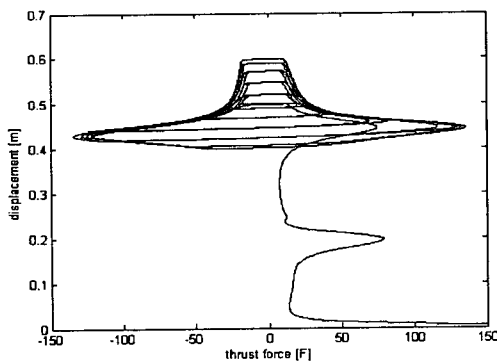
(a) PID controller



(b) The fixed-type compensator



(c) The normal force adaptive compensator

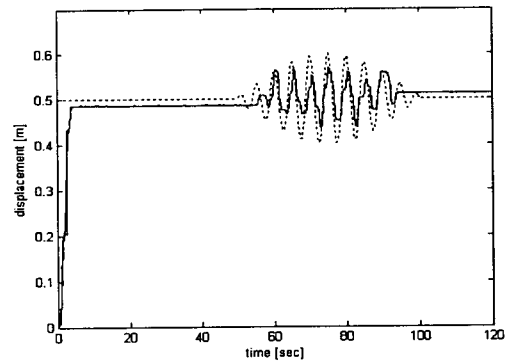


(d) The dynamic friction adaptive compensator/controller

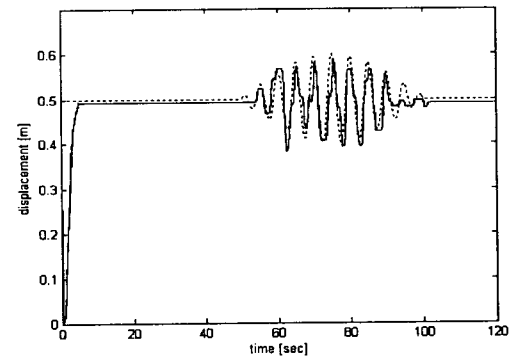
그림 12 입력과 출력에 대한 궤적
Fig. 12 The trajectory for control input and system output

4.3 실험 결과

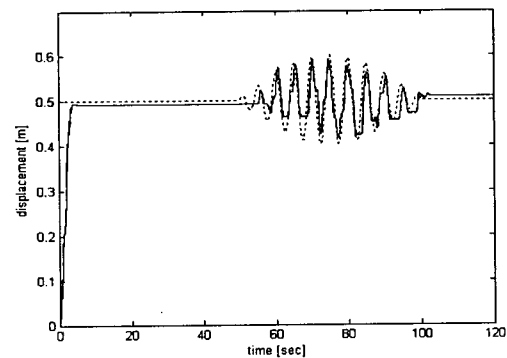
시뮬레이션에서와 같은 시나리오로 160[kg]의 부하에 대하여 실험을 수행하였다. 그림 13은 제어기별 위치변화, 그림 14는 마찰력 변화, 그리고 그림 15는 정상오차를 나타낸다. 또한, 시뮬레이션과 실험의 관계를 확인하기 위하여 같은 시나리오로 각각 컨테이너 2층 적재인 80[ton]질량의 부하와 서틀카만 운전하였을 경우인 10[ton]에 대하여 160[kg]과 20[kg]의 이동체에 대하여 각각 시뮬레이션과 실험 결과를 표 3과 4에 각각 나타내었다. 전반적으로 PID 제어기의 성능은 실제 시스템에 적용시 문제가 있으며, 고정형 보상기의 경우도 마찰력 특성이 변화할 경우 PID 제어기의 단점을 그대로 갖는다고 할 수 있다. 적응형의 경우 수직력 적응 보상기는 시간적으로 변화하는 제적 추종시 좋은 응답특성을 보이며, 제안하는 제어 시스템은 두 경우 모두에 대하여 각각의 장점을 갖고 있음을 확인하였다.



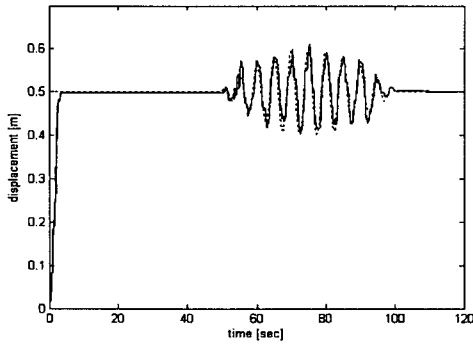
(a) PID controller



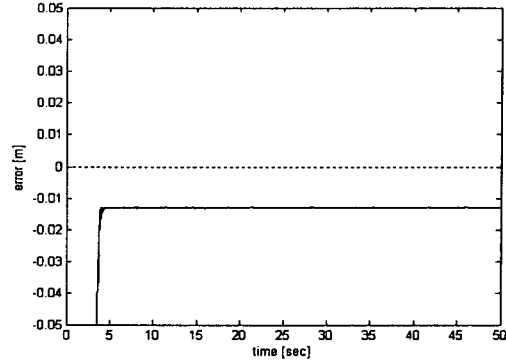
(b) The fixed-type compensator



(c) The normal force adaptive compensator



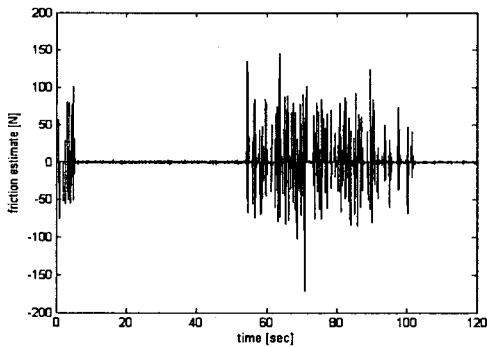
(d) The dynamic friction adaptive compensator/controller



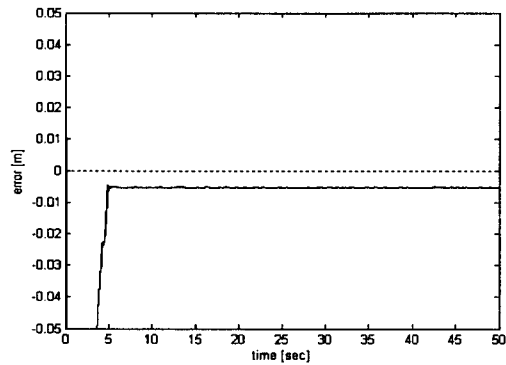
(a) PID controller

그림 13 변위 결과

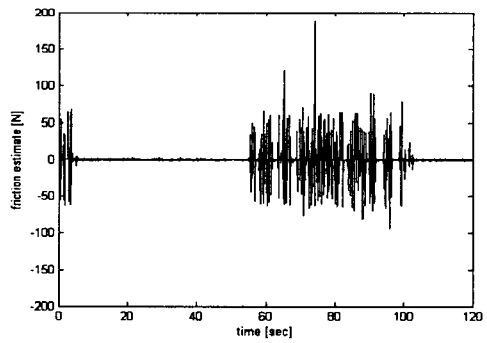
Fig. 13 The displacement



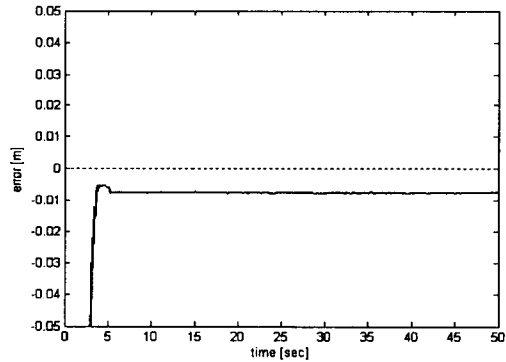
(a) The fixed-type compensator



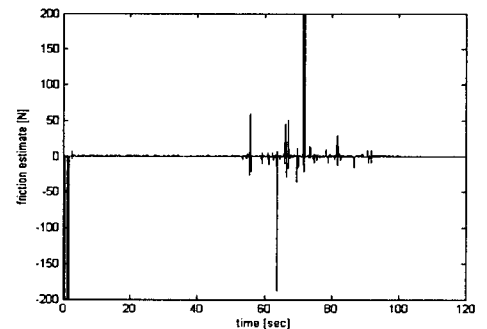
(b) The fixed-type compensator



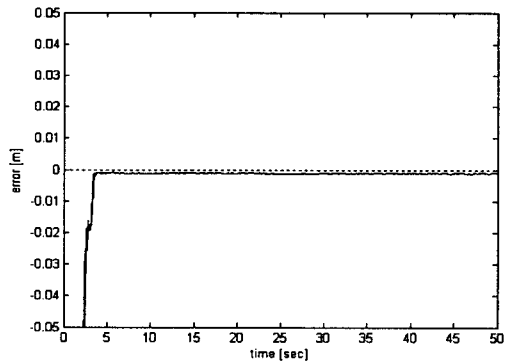
(b) The normal force adaptive compensator



(c) The normal force adaptive compensator



(c) The dynamic friction adaptive compensator/controller



(d) The dynamic friction adaptive compensator/controller

그림 14 마찰력 추정 오차

Fig. 14 The friction estimate error for the dynamic friction

그림 15 외란영향 및 정상오차

Fig. 15 The effect for disturbance and steady state error

4.4 결과고찰

내부 파라미터 변동에 의한 제어기 성능을 고찰하기 위해 160[kg] 이동체 질량에 대한 시뮬레이션과 실험에서 얻은 수직력 변화 및 내부 파라미터들의 변화를 그림 16에서 그림 19까지 나타내었다. 그림 16은 시뮬레이션에서의 수직력 적응 보상기의 경우, 수직력변화와 추정된 파라미터 변화들을, 그림 17은 제안 시스템의 경우로 수직력 외 내부 파라미터들의 변화를 나타내었다. 그림 18과 19는 실험에서의 얻은 수직력 적응 보상기와 제안 시스템에서 획득한 파라미터 변동결과를 나타내었다.

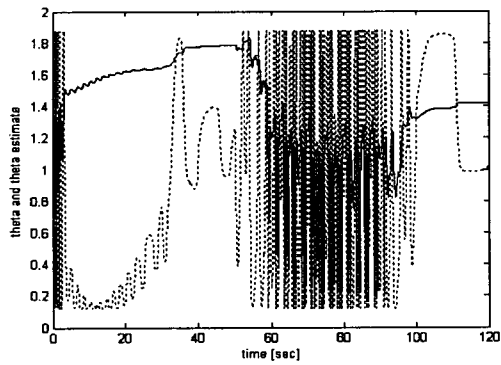
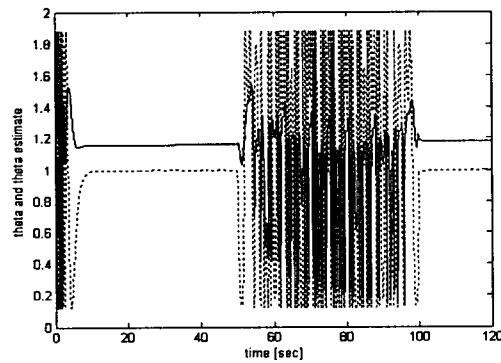
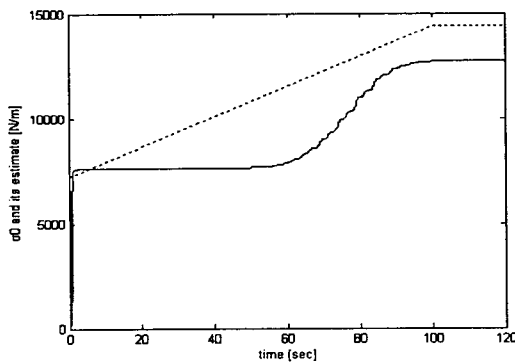


그림 16 수직력 적응 보상기에 의한 수직력 변화와 추정 시뮬레이션 결과

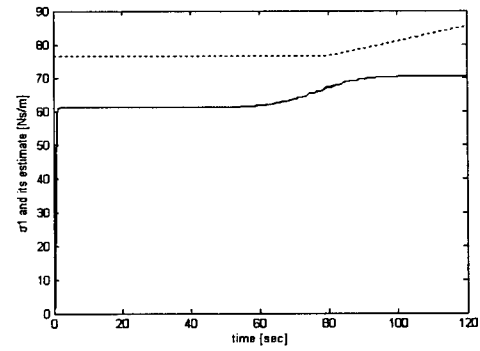
Fig. 16 Estimation of θ by normal force adaptive compensator on the simulation



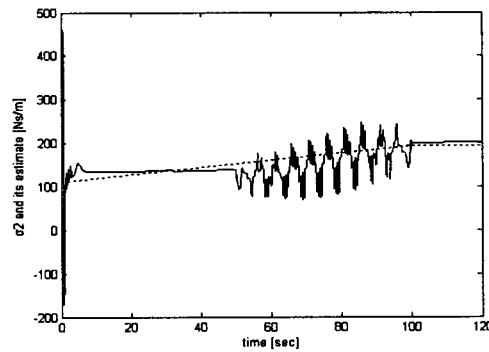
(a) θ and estimate



(b) σ_0 and estimate



(c) σ_1 and estimate



(d) σ_2 and estimate

그림 17 제안 시스템의 파라미터 추정 시뮬레이션 결과

Fig. 17 Estimates of inner parameters by the proposed control system on the simulation

수직력 적응 보상기 내의 수직력 추정치를 나타내는 그림 16에서 볼 수 있듯이 수직력만 추정할 경우, 다른 파라미터 변동에 의해 제대로 추정하지 못하고 있다. 점선은 실제 발생한 수직력 변화이며, 실선은 보상기에서 추정된 수직력 추정치이다. 그림 17에서 점선은 고려된 내부 파라미터들의 변동이고, 실선은 제안 시스템에서 추정되고 있는 결과를 나타낸다. 실제 파라미터 값과 추정치 간의 오차는 서틀카가 정지하고 있을 경우 계산되지 않기 때문에 지속적으로 발생되나, 시간적으로 변화하는 참조치 궤적에 따라 이동시 실제 값에 접근하고 있음을 알 수 있다.

시뮬레이션에서 확인된 파라미터 변동에 대한 추정 성능을 실험에서는 어떻게 변화하는지를 살펴보기 위해 그림 18에는 수직력 적응 보상기에서 획득된 $\hat{\theta}$ 를 나타내었고, 그림 19에서는 이를 포함하여 세 가지 σ 추정치들을 나타내었다. 시뮬레이션 결과와 비교하여 그 값들은 σ_0 외에는 전체적으로 적은 값이 얻어졌다. 즉, 수직력, 감쇠 효과, 그리고 점성에 대한 값은 시뮬레이션에 비해 적지만, 강성은 더 큰 값이 나타났다. 이는 정지력이 시뮬레이션보다 더 크게 작용하여 서틀카가 방향을 바꾸거나 정지에서 출발시에 더 큰 마찰력 영향을 받고 있음을 유추할 수 있다. 또한, 수직력 변화에 있어서 그림 18의 수직력 적응 보상기의 경우는 처음과 끝의 값이 다르게 나타났지만, 제안하는 제어 시스템의 경우 그 값이 복귀되었음을 그림 19(a)에서 확인할 수 있다. σ_0 의 변화는 시뮬레이션 결과와 다소 다르게 나타났으나, 정지시

값이 변화하고 있음을 볼 수 있다. 이는 정지시 디텐트력에 의해 목표치에서 벗어나지 않기 위해 입력이 계속적으로 들어감에도 불구하고 이동하지 않았기 때문에 그 값이 증가하였다고 사료된다.

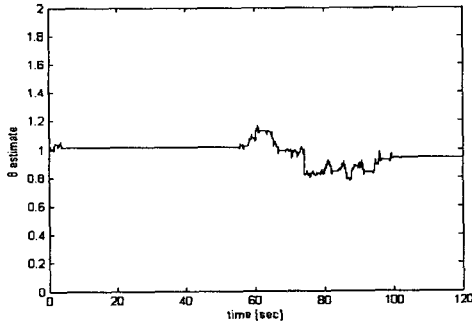
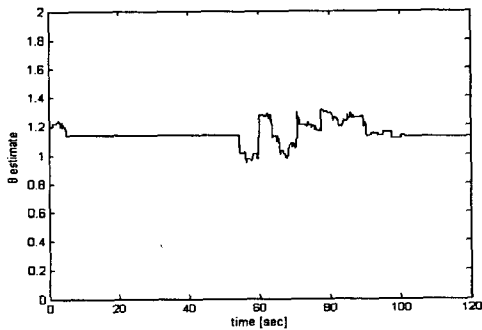
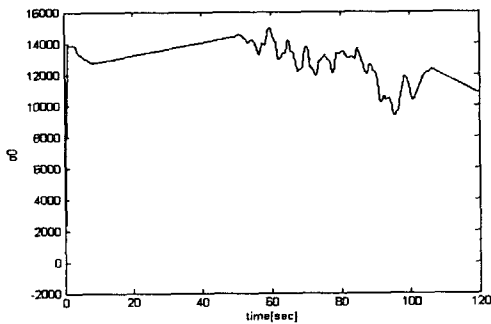


그림 18 실험에서 획득된 수직력 적응 보상기에 의한 수직력 변화

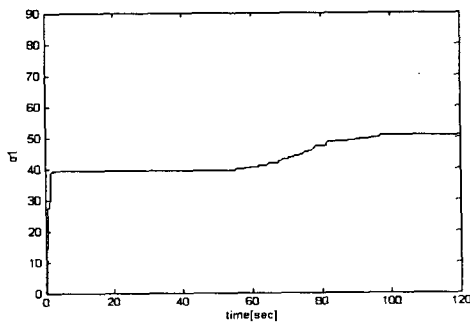
Fig. 18 Estimation of θ by normal force adaptive compensator



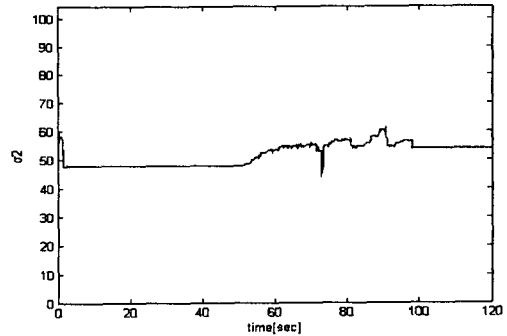
(a) θ estimate



(b) σ_0 estimate



(c) σ_1 estimate



(d) σ_2 estimate

그림 19 제안 시스템의 파라미터 추정 실험 결과

Fig. 19 Estimates by the proposed control system on the experiment

따라서, 제안하는 제어 시스템이 수직력 이외에 내부파라미터들의 변동을 고려해줌으로써 적응성에 의한 성능향상을 가져올 수 있었다고 사료된다. 표 3과 4는 각각 160[kg] 외에 20[kg]의 셔플카만을 고려하였을 때 같은 시뮬레이션과 실험을 수행하였을 경우의 성능을 나타낸다. 마찬가지로 제안하는 제어 시스템으로 갈수록 적응성에 의해 성능이 향상되었음을 알 수 있다.

표 3 LMTT 시뮬레이터에 대한 시뮬레이션시 성능

Table 3 Simulation results for the LMTT simulator

Item	steady state error [mm]		integrated RMS error [ms]		settling time [sec]		accuracy	adaptability
	160 [kg]	20 [kg]	160 [kg]	20 [kg]	160 [kg]	20 [kg]		
PID controller	113.0	60.5	8.3	5.3	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	○
Dynamic friction compensator/controller	0.0	0.0	0.8	0.6	6	5	○	○

표 4 LMTT 시뮬레이터에 대한 실험시 성능

Table 4 Experiment results for the LMTT simulator

Item	steady state error [mm]		integrated RMS error [ms]		settling time [sec]		accuracy	adaptability
	160 [kg]	20 [kg]	160 [kg]	20 [kg]	160 [kg]	20 [kg]		
PID controller	11.5	10.0	3.4	3.1	5	6	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	○
Dynamic friction compensator/controller	0.5	1.5	1.5	1.7	3	3	○	○

5. 결 론

본 논문에서는 항만의 자동화를 위한 선형모터 기반의 컨테이너 이송 시스템의 정밀 제어를 설계하였다. 센서의 정밀도가 높다 하더라도 마찰력의 영향에 의해 기존의 PID 제어기로는 실현할 수 없었던 문제점을 해결하기 위해 동적 마찰 모델을 이용한 보상기를 설계하였다. 보상기 설계에는 여러 가지 방법이 있으나, 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. 따라서, 이동체의 질량 추정치만으로 수평 운동에 관여하는 위치 제어기의 이득을 스케일 할 수 있어 다양한 질량의 컨테이너에 대하여 일정한 응답 특성을 얻을 수 있었고, 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 실제 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 적응 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.

향후 연구는 현재의 마찰력 모델 내의 파라미터들의 추정 속도를 더욱 개선할 수 있도록 해야 할 것이며, 그에 따르는 안정도 해석이 수반되어야 할 것이다. 또한, 실험을 통해 얻은 데이터들을 이용하여 일반적 시스템에 대한 마찰특성을 나타낼 수 있는 데이터 베이스(data base)화 작업 또한 과제라 할 수 있겠다. 따라서, 본 논문에서 제안한 방법이 마찰력이 정밀도에 방해요소로 작용하는 여느 기계, 공압, 유압 등의 액추에이터를 갖는 대상에 적용되어 성능향상에 도움이 되었으면 하는 바람이며, 특히 최근까지도 선형화된 마찰력 모델로 동조된 모터 시스템에 적용한다면 부하변동에 적응적이면서도 정밀도 향상의 효과를 가져 올 것으로 기대한다.

감사의 글

본 연구는 과학기술부(MOST) 국가지정연구실사업(NRL: ROA-2003-000-10303-0)의 지원에 의하여 이루어진 연구로서, 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-Helouvry, 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] Armstrong-Helouvry B., "Stick Slip and Control in Low-speed Motion," *Automatic Control, IEEE Transactions on*, Vol. 38, No. 10, pp. 1483-1496, Oct. 1993.

[6] Armstrong-Helouvry 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.

[7] F. J. Lin, R. J. Wai, and C. M. Hong, "Hybrid Supervisory Control Using Recurrent Fuzzy Neural Network for Tracking Periodic Inputs," *IEEE Trans. on Neural Networks*, Vol. 12, No. 1, January, 2002.

[8] Rong-Jong Wai, Faa-Jeng Lin, "Adaptive Recurrent-Neural-Network Control for Linear Induction Motor," *IEEE Trans. on Aerospace and Electronic Systems*, Vol. 37, No. 4, pp. 1176-1192, 2001.

[9] K. Yoshida, H. Takami, X. Kong, and A. Sonoda, "Mass Reduction and Propulsion Control for a Permanent-Magnet Linear Synchronous Motor Vehicle," *IEEE Trans. on Industry Applications*, Vol. 37, No. 1, pp. 67-72, 2001.

[10] 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.

[11] 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.

[12] 이진우, 서진호, 이영진, 이권순, "DR-FNNs를 이용한 리니어 모터 기반 컨테이너 이송시스템의 위치 제어," *한국항해항만학회지*, 제28권, 제6호, pp. 541-548, 2004.

[13] 이진우, 서진호, 이영진, 이권순, "비선형 마찰력을 갖는 선형 서보계를 위한 질량 추정형 적응 제어기 설계," *대한전기학회논문지*, 제54D권, 제7호, pp.428-436, 2005.

저 자 소 개



이진우 (李晋宇)

1972년 7월 15일생. 1998년 경남대 전기공학과 졸업. 2000년 동아대 대학원 전기공학과 졸업(공석). 2006년 동 대학원 전기공학과 졸업(공박). 2006년~현재 동아대 전기공학과 제어 및 시스템 연구실 Post-Doc.

Tel : 051) 200-6950

Fax : 051) 200-7743

E-mail : jinwoo@donga.ac.kr



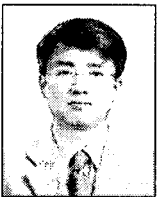
조현철 (曹賢哲)

1971년 9월 1일생. 1997년 2월 부경대학교 제어계측공학과 졸업). 1999년 2월 동아대학교 전기공학과 졸업(석사). 2006년 8월 미국 네바다대학교 전기공학과 졸업(공박). 2006년~현재 동아대 전기공학과 제어 및 시스템 연구실 Post-Doc.

Tel : 051) 200-6950

Fax : 051) 200-7743

E-mail : hyunccho@gmail.com



이영진 (李榮珍)

1966년 6월 17일생. 1992년 동아대 전기공학과 졸업. 1994년 동 대학원 전기공학과 졸업(공석). 2000년 동 대학원 전기공학과 졸업(공박). 2000년~현재 한국폴리텍항공대학 항공전기와 교수

Tel : 055) 830-3482

Fax : 055) 830-3489

E-mail : airlee011@hanmail.net



이권순 (李權純)

1955년 1월 18일생. 1973년 충남대 졸업. 1997년 서울대 대학원 전기공학과 졸업(공석). 1990년 미국 Oregon 주립대 전기 및 컴퓨터공학과 졸업(공박).

1982년~현재 동아대 전기공학과 정교수

Tel : 051) 200-7739

Fax : 051) 200-7743

E-mail : kslee@dau.ac.kr