

마찰보상을 통한 서어보제어계의 정밀 안정화 제어

강민식*

Precision Stabilization Control of Servo-system by Using Friction Compensation

Min Sig Kang*

ABSTRACT

This paper presents a stabilization control designed to improve position stabilization performance of a position servo-system(turret) mounted on a maneuvering platform(vehicle). In the consideration of the motion of the platform, a dynamic model of the stabilization system is derived and shows the viscous and stick-slip friction torques are the major source of stabilization errors. An extended generalized minimum variance control which consists of a feedforward disturbance compensation as well as a pole placement feedback control is suggested to reduce the stabilization errors caused from the friction disturbances. This modeling and control are applied to a small experimental set-up and the experimental results confirm the accuracy of the model and the effectiveness of the suggested control.

Key Words : stabilization control(안정화 제어), stick-slip friction(정지-미끄럼 마찰), coulomb friction(쿨롬마찰), viscous friction(점성마찰), compensation(보상), generalized minimum variance control(일반최소분산제어), pole-placement control(극점배치제어)

기호설명

A, B, C = system polynomials
 c = viscous damping coefficient
 F_c, T_c = control force and control torque
 F_d, T_d = friction force and friction torque
 F_{stick}, F_{slip} = stick and slip frictions
 H, F, G, R = controller polynomials
 m = mass to be controlled
 P, Q, R, S = weighting polynomials in Γ
 x = absolute displacement of mass

Γ = cost function to be minimized
 $\hat{F}_d(k)$ = estimation of friction
 η = absolute displacement of moving mass
 $\dot{\eta}(k)$ = measured velocity of η

1. 서론

움직이는 플랫폼(platform)에 장착된 서어보 메커니즘의 안정화란 플랫폼의 운동에 관계없이 절대좌표 기준 지정된 위치를 유지하는 것으로, 전차,

* 경원대 기계설계학과

헬리콥터, 선박, 우주선 등에서 필수적인 성능이다. 특히 전차와 같이 기동 중에 사격을 하는 시스템에서 터렛의 안정화 정밀도는 체계의 성능을 결정하는 주요 인자이다. 전차에서 터렛은 기동하는 차량에 장착되므로 터렛의 안정화는 차량과 터렛과의 상대적 운동을 의미하며, 상대적 운동에서 오는 기계적 접촉은 마찰을 유발한다. 마찰에 관한 대부분의 연구는 정지평면 상에서 운동하는 시스템을 대상으로 하였는데^{1),2),3)}, 본 논문은 터렛과 같이 회전하는 차량 위에서 운동하는 시스템을 고려하였으며, 모델링과 실험을 통해 스틱-슬립마찰 뿐 아니라 차량회전에 비례하는 점성마찰이 안정화성능을 저해하는 주요 외란으로 작용함을 밝혔다.

마찰계의 안정화제어에서 스틱-슬립마찰의 보상은 단순한 케환제어에 비해 매우 효과적이데^{4),5),6)}, 본 논문에서는 스틱-슬립 마찰 뿐 아니라 점성마찰까지 보상하여 안정화제어 성능 향상을 꾀하였다. 이를 위해 폐회로 극점배치 케환제어와 외란의 보상이 가능한 확장된 일반최소분산제어⁷⁾를 제시하였다. 이상에서 제안된 방법의 적합성을 검증하기 위해 소형 터렛과 운동모의기로 구성되는 안정화 실험장치를 이용하여 모델링과 아울러 안정화 제어를 수행하였다.

2. 안정화 시스템 모델

방위각 방향으로 회전하는 터렛은 회전운동계이지만 설명의 편의를 위해 Fig. 1과 같은 직선운동계를 고려하도록 하자.

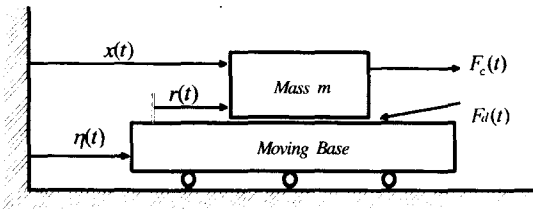


Fig. 1 One-DOF stick-slip system mounted on moving base

Fig. 1에서 $x(t)$ 와 $\eta(t)$ 는 각각 물체 m 과 이동평면의 절대위치, $r(t)$ 는 이동평면 기준 물체의 상대위치, $F_d(t)$ 는 스틱-슬립마찰, $F_c(t)$ 는 제어입력을

나타낸다.

이 마찰계의 운동방정식은 다음과 같다.

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{\eta}) = F_c - F_d \quad (1)$$

식(1)에서 c 는 점성마찰계수이다. 이 물체의 운동은 이동평면과 상대운동이 없이 같이 움직이는 스틱(stick)상태와 상대운동이 존재하는 슬립(slip)상태로 구분할 수 있으며, 식(1)의 마찰은 다음 식으로 표현된다^{1),8)}.

$$F_d = \begin{cases} F_{slip}(\dot{r}) & , \dot{r} \neq 0 \\ F_{stick}(F_c, m\ddot{\eta}) & , \dot{r} = 0 \end{cases} \quad (2)$$

스티크상태에서 작용하는 정지마찰력은 정지평면상에서 운동하는 경우와 달리 물체가 이동평면과 동일한 가속도로 움직이는 경우를 포함하므로 식(3)으로 표현된다.

$$F_{stick}(F_c, m\ddot{\eta}) = \begin{cases} F_s^+ & 0 < F_s^+ < F_c - m\ddot{\eta} \\ F_c - m\ddot{\eta} & F_s^- \leq F_c - m\ddot{\eta} \leq F_s^+ \\ F_s^- & F_c - m\ddot{\eta} < F_s^- < 0 \end{cases} \quad (3)$$

여기서 F_s^+ 와 F_s^- 는 양과 음의 방향 최대정지마찰력이다. 식(3)에서 $\ddot{\eta}$ 이 영이면 정지평면상에서 운동하는 물체의 정지마찰력이 된다.

슬립상태에서 작용하는 미끄럼마찰을 쿨롬마찰로 가정할 경우 다음과 같이 표현되며,

$$F_{slip}(\dot{r}) = \begin{cases} F_0^+ & , \dot{r} > \epsilon \\ F_0^- & , \dot{r} < -\epsilon \\ \epsilon > 0 \end{cases} \quad (4)$$

여기서 F_0^+ 와 F_0^- 는 양과 음의 방향 쿨롬마찰력이다. 상대속도가 $-\epsilon < \dot{r} < 0$, $0 < \dot{r} < \epsilon$ 구간은 정지마찰과 미끄럼 마찰의 상호천이구간으로, 이 구간에서의 마찰거동은 마찰계에 따라 특성이 서로 다르며, 잘 정의되어있지 않다. 본 논문에서는 이 천이구간 이외 영역에서의 안정화 제어에 관해 다루고자 한다.

식(1)을 다음과 같이 변환하면, 이동평면의 운동이 점성마찰을 통해 전달되는 힘, $c\dot{\eta}$, 과 스틱-슬립 마찰력, F_d , 이 안정화 외란으로 작용함을 알 수 있다.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} = F_c - F_d + c\dot{\eta} \quad (1')$$

이 운동계에서 안정화는 외란이 물체의 위치에 미치는 영향을 최소화하여 $x(t)$ 가 기준입력위치를 유지하도록 하는 것이다.

3. 마찰계의 안정화 이산제어

식(1')의 운동계를 이산화하면 다음과 같다.

$$x(k) = z^{-d} \frac{B(z^{-1})}{A(z^{-1})} [F_c(k) - F_d(k) + c\eta(k)] + \frac{C(z^{-1})}{A(z^{-1})} a(k) \quad (5)$$

식(5)에서 k 는 샘플링스텝, $a(k)$ 는 모델링 오차나 고려되지 못한 외란으로 평균이 영인 백색잡음, d 는 입·출력간의 시간지연이다. A, B, C 는 z^{-1} 의 다항식이며, 특히 C 는 외란의 특성을 나타낸다.

식(5)로 표현되는 운동계의 제어기 설계방법은 매우 다양하나, 특히 입·출력간의 시간지연이 있을 경우 유용하게 사용할 수 있는 일반최소분산제어^[7]를 외란보상을 포함하는 제어기로 확장하여 적용하자.

다음과 같은 가격함수 Γ 를 정의하자.

$$\Gamma = E \left\{ [Px(k+d) - Rw(k) + QF_c(k) + SF_d(k) + D\eta(k)]^2 \mid k \right\} \quad (6)$$

$E[*|k]$ 는 k 시점까지의 데이터를 바탕으로 한 조건부예측(conditional expectation)이며, $w(k)$ 는 기준입력을 나타낸다. P, R, Q, S, D 는 제어 성능을 만족시키기 위해 설계자가 선정해야 될 z^{-1} 의 다항식이다. 식(6)에서 $Px(k+d)$ 는 식(5)로부터 다음과 같다.

$$Px(k+d) = \frac{BF}{C} [F_c(k) - F_d(k) + c\eta(k)] + \frac{G}{C} x(k) + Fa(k+d) \quad (7)$$

이며, 이때 다항식 F, G 는 다음의 Diophantine 식으로부터 구한다^[7].

$$PC = AF + z^{-1}G \quad (8)$$

식(7)을 (6)에 대입하여 Γ 를 최소화하는 최적제어기를 구하면 다음과 같다.

$$HF_c(k) - RCw(k) + Gx(k) + (SC - BF)F_d(k) + (DC + BFc)\eta(k) = 0 \quad (9)$$

$$H = BF + QC \quad (10)$$

이 최적제어기를 적용한 폐회로 출력을 정리하면 다음과 같다.

$$x(k) = \frac{BR}{AQ+BP} w(k-d) - z^{-d} \frac{B(Q+S)}{AQ+BP} F_d(k) + z^{-d} \frac{B(Qc-D)}{AQ+BP} \eta(k) + \frac{H}{AQ+BP} a(k) \quad (11)$$

식(11)에서 다항식 S 와 D 를 다음과 같이 설정하면 스틱-슬립마찰과 이동평면의 속도가 출력에 미치는 영향을 제거할 수 있다.

$$S = -Q, D = QC \quad (12)$$

식(12)를 (9)에 대입하면 제어기는 스틱-슬립과 이동평면의 속도에 의한 외란을 포함하게 된다.

$$F_c(k) = \frac{RC}{H} w(k) - \frac{G}{H} x(k) + F_d(k) - c\eta(k) \quad (13)$$

식(13)에서 실제마찰과 이동평면의 속도 대신 식(14)에서와 같이 마찰의 예측치, $\tilde{F}_d(k)$,와 이동평면의 속도측정치, $\tilde{\eta}(k)$,를 각각 이용하면, 즉

$$F_c(k) = \frac{RC}{H} w(k) - \frac{G}{H} x(k) + \tilde{F}_d(k) - c\tilde{\eta}(k) \quad (14)$$

폐회로 출력은 다음과 같이 된다.

$$x(k) = \frac{BR}{AQ+BP} w(k-d) + \frac{H}{AQ+BP} a(k) - z^{-d} \frac{BH}{(AQ+BP)C} \{F_d(k) - \tilde{F}_d(k)\} + z^{-d} \frac{BHc}{(AQ+BP)C} \{\eta(k) - \tilde{\eta}(k)\} \quad (15)$$

식(15)에서 외란의 추정 및 측정이 정밀할수록 외란에 의한 안정화오차를 줄일 수 있음을 알 수 있다.

만일 원하는 폐회로의 특성다항식을 T_r 이라 하고, P 와 Q 를 식(16)을 만족하도록 정하면

$$AQ + BP = T_r \quad (16)$$

폐회로의 특성근의 위치를 설계자가 원하는 위치로 둘 수 있는 극점배치제어가 가능하며, 따라서 폐회로 출력은 다음과 같다.

$$x(k) = \frac{BR}{T_r} w(k-d) - z^{-d} \frac{BH}{T_r C} \{F_d(k) - \tilde{F}_d(k)\} + z^{-d} \frac{BH}{T_r C} c \{\eta(k) - \tilde{\eta}(k)\} + \frac{H}{T_r} a(k) \quad (17)$$

식(16)에서 P, Q 를 얻으면 식(8)의 F 와 G , 식(10)의 H 가 차례로 결정되므로 식(14)의 제어기가 결정되며, 또한 식(12)에서 S 와 D 가 결정된다. 단, R 은 기준입력의 형태에 따라 다양하게 필터로서 사용할 수 있으며, 간단히 다음을 만족하는 상수로 하면 기준입력과 출력간의 DC게인을 1로 할 수 있다.

$$R(z^{-1}) = r = [T_r(z^{-1})/B(z^{-1})]_{k=1} \quad (18)$$

이상으로부터 다항식 P, Q, R, S, D 가 얻어지므로 식(6)의 가격함수가 결정된다.

식(17)에서 만일 다항식 H 가 $(1-z^{-1})$ 항을 포함하게 되면 $(1-z^{-1})$ 는 미분을 의미하므로 외란 보상을 하지 않더라도 일정크기의 마찰과 일정속도로 이동하는 이동평면운동으로 야기되는 안정화 오차를 줄일 수 있다. 특히, 슬립영역에서 마찰은 쿨롬마찰이며 쿨롬마찰의 추정오차는 거의 DC 성분일 것이므로 이 방법은 효과적일 것이다. 이 경우 식(13)의 제어기는 적분기를 갖게 된다.

4. 실험 및 결과 분석

실험을 위해 Fig. 2와 같이 소형 터렛을 제작하여 운동모의기에 장착하였다. 전차에서 차량과 포탑은 사격충격력으로 인한 서로간의 상대 운동을 억제하도록 선하중(preload)을 가한 레이스링으로 체결한다. 주행시 차량의 피치(pitch), 롤(roll) 운동은 레이스링의 전달력의 변화를 야기하므로 차량과 포탑 간의 마찰력이 변할 수 있지만, 이 전달력의 변화는 선하중에 비해 작아서 이에 따른 마찰력의 변화는 무시할 수 있다. 따라서 본 실험에서는 차량의 피치와 롤 방향의 회전을 무시하고 요(yaw)방향 회전만을 고려한 상태에서 터렛 안정화를 수행하였다.

실험장치에서 터렛은 레이스링을 이용하여 운동모의기에 장착하였으며, 백래쉬(backlash)를 최소화하기 위해 1/100의 하모닉 드라이브(harmonic drive)가 내장된 DC-서어보 모터로 구동하였다. 터렛의 운동모의기 기준 상대위치는 모터에 내장되어있는 인크리멘탈 엔코더(4096 펄스/회전)로 측정하였으며, 하모닉 드라이브의 기어비를 고려하면 위치검출 분해능은 약 0.015mil (1도=17.778mil)이다. 운동모의기의 회전속도는 속도자이로로 측정하여 외란보상에 사용하였다. 제어기는 PC(PC 586), PC 슬롯에 장착된 DSP보드(TI TMS320C40) 및 센서보드(A/D, D/A, Encoder I/F)로 구성되어있다. 운동모의기는 제어기와 실시간 병렬통신으로 운용되며, 제어기에서 보낸 위치명령에 따라 구동된다. 실험에서 500Hz의 샘플링 속도를 선정하였는데, 여러 실험을 통해 빠

른 샘플링 속도로 제어하는 것이 스틱-슬립현상에서 발생하는 안정화 오차의 감소에 효과적임을 확인하였다.

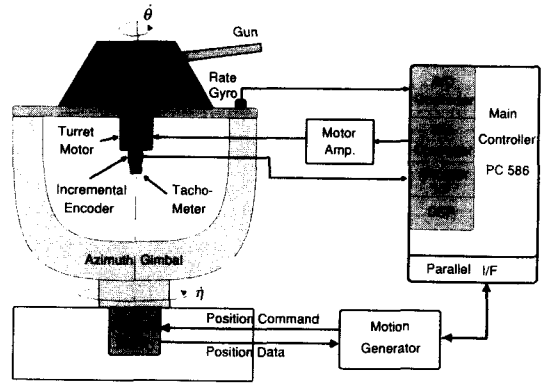


Fig. 2 Schematic diagram of experimental set-up

식(1)의 직선 운동계를 식(19)와 같이 회전운동계로 나타내자.

$$J\ddot{\theta} + c(\dot{\theta} - \dot{\xi}) = T_c - T_d \quad (19)$$

여기서 J 는 관성모멘트, c 는 등가댐핑계수로 점성 마찰, 모터 역기전력상수, 속도제한상수 등을 포함한다. θ 는 터렛의 위치, ξ 는 운동모의기의 위치, T_c 와 T_d 는 각각 제어입력 및 마찰토크이다. 식(19)의 계수를 구하기 위해 운동모의기를 고정된 상태에서 기준위치명령을 정현파로하여 비례제어를 수행하였다.

Fig. 3.(a)는 기준입력을 크기가 5도, 주파수가 0.5 Hz인 정현파로 한 경우 정상상태에서의 터렛 위치응답으로 위상지연과 마찰에 의한 스틱-슬립 현상을 보이고 있다. 스틱-슬립현상은 Fig. 3.(b)의 속도응답에서 확인할 수 있으며, 이때의 제어입력(무차원)은 Fig. 3.(c)와 같다.

계의 파라미터 식별을 위해 식(19)를 샘플링시간을 기준으로 쓰면 다음과 같다.

$$J\dot{\theta}(k) + c\theta(k) = T_c(k-d) - T_d(k) \quad (20)$$

여기서 d 는 이산제어시 입·출력간의 시간지연이다. 미끄럼 마찰은 Fig. 3에서와 같이 작은 속도 범위를 제외한 영역에서는 쿨롬마찰로 가정했다. Fig. 3.(b)의 응답속도를 기준으로 양과 음의 속도 구간에서 각각의 파라미터를 독립적으로 구했다. 식(20)에서 속도는 위치응답을 수치적 미분 후 필

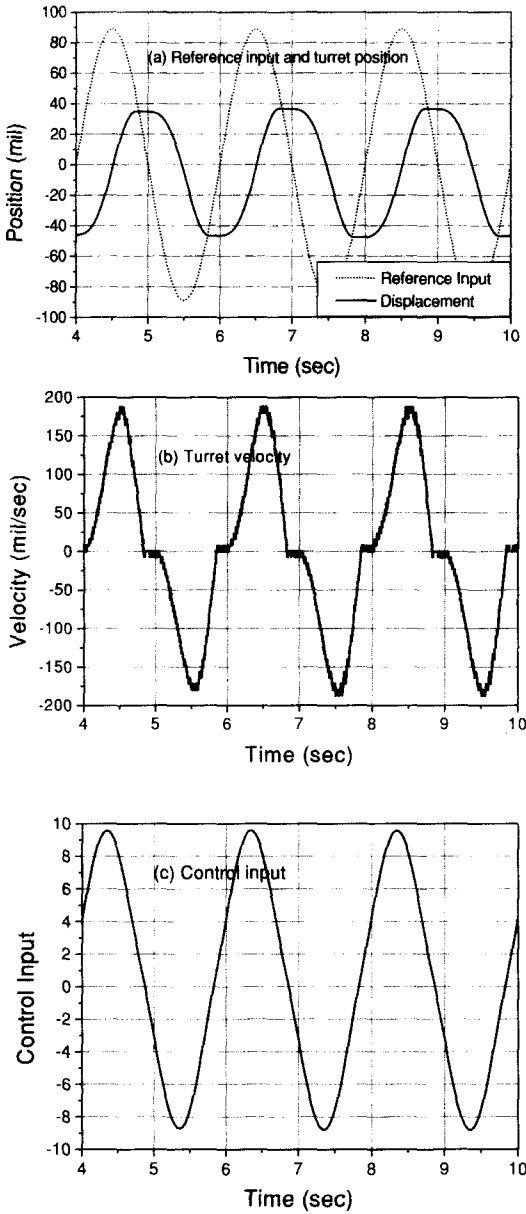


Fig. 3 Turret responses

터링(대역폭=5Hz)하여 얻었으며, 이 속도를 다시 수치미분한 뒤 필터링(대역폭=3Hz)하여 가속도를 얻었다. 필터링한 속도와 가속도를 식(20)에 대입하고 최소오차자승법을 이용하여 구한 파라미터는 표 1과 같다. 이때 가격함수를 최소화하도록 얻은 시간지연 $d=2$ 는 제어기에서 데이터통신으로 인한 시간지연을 고려할 때 적당한 값이다.

Fig. 4(a)는 식(20)의 모델과 양의 속도 구간에서 구한 파라미터의 적합성을 검증하기 위한 것으로 가로축은 속도이다^[9]. 실선은 속도와 제어입력의 관계를 보인다.

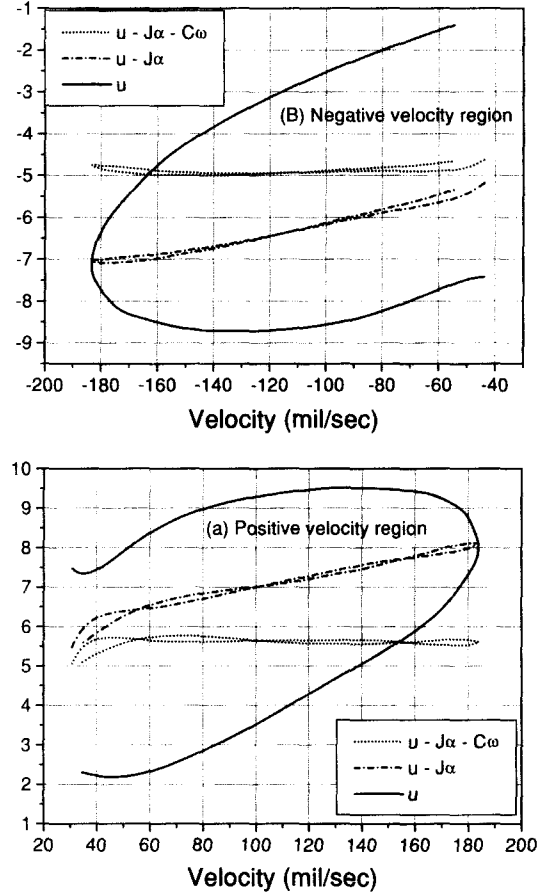


Fig. 4. Velocity v.s. various modified inputs

식(20)을 다음과 같이 변환시켜보자.

$$T_c(k-d) - \hat{J}\ddot{\theta}_f(k) = \hat{c}\dot{\theta}_f(k) + \hat{T}_d(k) + e(k) \quad (21)$$

$$T_c(k-d) - \hat{J}\ddot{\theta}_f(k) - \hat{c}\dot{\theta}_f(k) = \hat{T}_d(k) + e(k) \quad (22)$$

여기서 \hat{J} , \hat{c} , \hat{T}_d 는 추정된 파라미터이며 하첨자 f 는 필터링을 의미한다. 식(21)과 (22)로부터 모델이 적합하고 식별된 파라미터가 정확할 수록 $e(k)$ 가 작으므로 속도와 $[T_c(k-d) - \hat{J}\ddot{\theta}_f(k)]$ 의 관계는 DC-offset이 있는 사선 형태를 보일 것이며, 속도와 $[T_c(k-d) - \hat{J}\ddot{\theta}_f(k) - \hat{c}\dot{\theta}_f(k)]$ 의 관

계는 DC-offset이 있는 수평선으로 나타날 것이다. Fig. 4.(a)의 일점쇄선과 점선은 약 50mil/s 이하의 저속구간을 제외하고는 비교적 앞의 논의를 잘 만족하므로 계의 모델과 구한 파라미터가 정확하다고 할 수 있다. 저속 구간에서의 오차는 수치미분 및 필터링으로 구한 가속도의 오차에서 기인된 것으로 보인다.

같은 방법을 이용하여 음의 속도영역에서 구한 파라미터는 표 1과 같으며, 속도와 입력력의 관계는 Fig. 4.(b)와 같이 양의 속도영역에서와 유사한 특성을 보인다. 표 1에서 관성과 등가점성마찰계수의 변화는 작으며, 단 음과 양의 속도에서 쿨롱마찰은 서로 다름을 확인 할 수 있다. 제어를 위한 파라미터는 평균을 취하여 얻었다.

Table 1. Estimated system parameters

속도	구간(초)	J	c	T_0^+	T_0^-
양	8.1-8.8	0.004272	0.01360	5.6090	
	6.1-6.8	0.004266	0.01386	5.5589	
음	9.1-9.8	0.004538	0.01250		-4.8742
	7.1-7.8	0.004668	0.01293		-4.7479
평균 값		0.004436	0.01322	5.5840	-4.8111

앞에서 구한 계의 파라미터와 제어기 설계방법을 이용하여 안정화 제어기를 설계하였다. 이때 식(10)의 H 는 $(1-z^{-1})$ 항을 포함하도록 했으며, 폐회로 극점은 댐핑계수=0.95, 고유진동수=60rad/sec에 해당하는 점과 $s=-60$ 에 위치하도록 설정하였다. 기준입력은 영으로 하였다.

$$T_c(k) = \frac{419.7 - 788.5z^{-1} + 374.0z^{-2}}{(1-z^{-1})(1+0.324z^{-1}+0.0171z^{-2})} \theta(k) - c\tilde{\eta}(k) + \tilde{T}_d(k) \quad (23)$$

식(23)에서 $\tilde{\eta}(k)$ 는 운동모의기에 부착한 속도자이로 측정값을 사용하였으며, $\tilde{T}_d(k)$ 는 엔코더의 속도부호에 따라 표 1의 T_0^+ 또는 T_0^- 를 선택하였다. 이 제어기의 성능을 확인하기 위해 Fig. 5와 같이 운동모의기를 1Hz, 40mil의 크기로 구동한 상태에서 안정화 시험을 수행하였다. Fig. 6.(a)는 식(23)에서 외란보상을 제외한 폐환제어만 할 경우의 위치응답으로 운동모의기의 회전방향이 바뀔

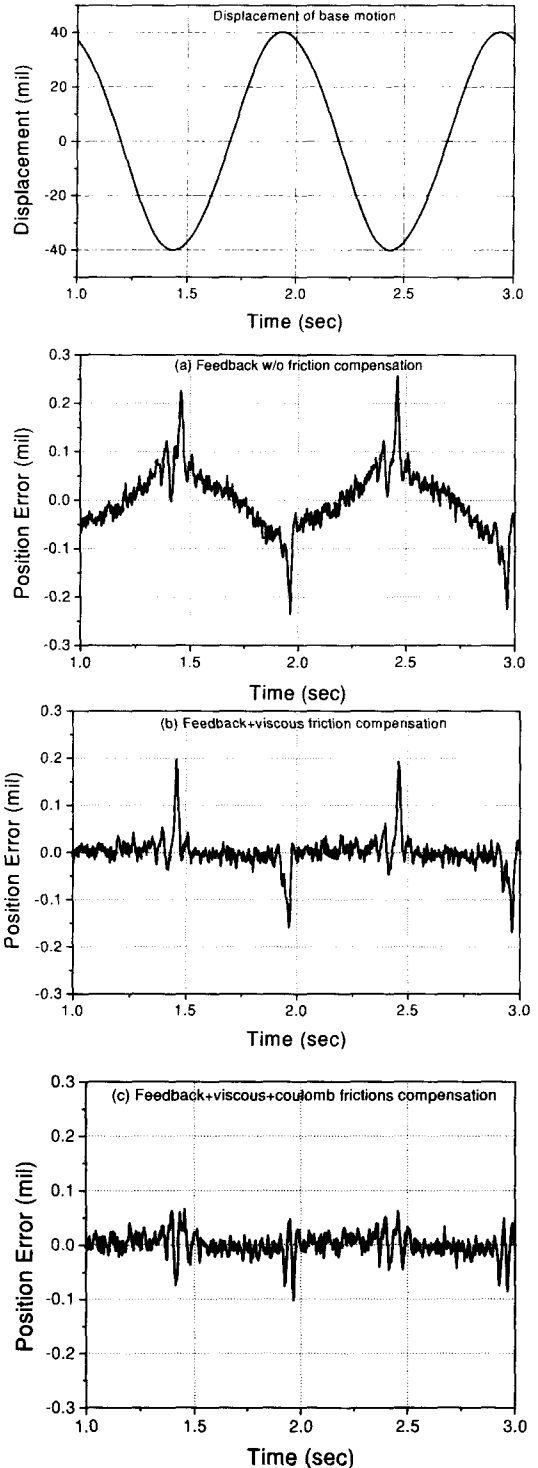


Fig. 5 Base motion and responses of turret

때인 1.4초, 1.9초, 2.4초 부근에서 큰 오차를 보이고 있는데, 이는 터렛이 운동모의기와 같이 움직이는 스틱영역에 머무는 동안 발생된 오차 ($p-p = -0.24 \sim 0.26\text{mil}$)이다. 그 외의 구간은 슬립영역으로 오차는 평균이 영에 가까우며 운동모의기 가속도와 유사한 형태를 갖는다. 그 이유는 식(17)에서 H 가 $(1-z^{-1})$ 를 포함하고 있어 쿨롬마찰의 영향은 배제되었고, $\dot{x}(k)$ 대신 가속도에 해당하는 $(1-z^{-1})\dot{x}(k)$ 가 안정화 오차를 유발하기 때문이다. 이 때 오차의 rms는 0.063mil이다. Fig. 6.(b)는 궤환제어에 점성마찰에 의한 외란 보상을 추가한 경우로 Fig. 6.(a)과 비교 슬립영역에서 현저한 오차의 감소를 보이고 있는데 이는 차량과 터렛의 상대운동에서 발생하는 점성마찰이 안정화를 저해하는 주요 외란임을 나타내며, 또한 점성마찰의 보상이 오차 감소에 효과적임을 보인다. 이때의 오차의 rms는 0.033 mil로 절반 정도 감소되었다. 그러나 스틱영역에서 발생하는 큰 오차는 별 변화가 없다 ($p-p = -0.20 \sim 0.20\text{mil}$). Fig. 6.(c)는 식(17)의 제어를 다 적용한 경우로 Fig. 7.(b)에 비해 스틱영역에서 발생하는 오차가 거의 절반 수준 ($p-p = -0.11 \sim 0.09\text{mil}$)으로 감소되었으며, rms도 0.020mil로 감소하였다.

5. 결론

회전하는 차량에 탑재된 터렛의 안정화 제어를 위해 계의 마찰 특성을 고려한 모델을 개발하였으며, 차량의 회전속도에 비례하는 점성마찰과 스틱-슬립 마찰이 안정화에 영향을 미치는 주 외란임을 밝혔다. 일반최소분산제어를 확장하여 외란의 보상을 포함하는 제어기 설계방법을 제안하였으며, 소형 실험장치를 이용한 실험결과 점성마찰과 미끄럼 마찰의 보상이 안정화 성능 향상에 매우 큰 효과가 있음을 밝혔다.

참고문헌

1. I. Canuda, C., Olsson, H., Astrom, K.J., and Lischinsky, P., "A new model for control systems

with friction," IEEE Trans. on Automatic Control, vol.40, No.3, pp.419-425, 1995.

2. Amin, J., Friedland, B. and Harnoy, A., "Implementation of a friction estimation and compensation technique," Proc. of 1996 IEEE Conference on Control Applications, Dearborn, MI, pp.804-808, 1996.

3. 강민식, 송원길, 김창재, 이상국, "건설한 비선형 마찰보상 이산제어-응용," 한국정밀공학회지, 14권, 5호, pp.108-117, 1997.

4. Maqueira, B. and Masten, M.K., "Adaptive friction compensation for line-of-sight pointing and stabilization," Proc. of the American Control Conference, San Francisco, CA, pp.1942-1945, 1993.

5. Kang, Y.S. and Kim, K.J., "Friction Identification in a Sight Stabilization System at Low Velocity," Journal of Mechanical Systems and Signal Processing, vol.11, No.3, pp.491-505, 1997.

6. Mastern, M.K. and Sebesta, H.R., "Line of Sight Stabilization/Tracking Systems: An Overview," Proc. of the American Control Conference, pp.1477-1482, 1987.

7. Clarke, D.W. and Gawthrop, P.J., "Self-tuning control," Proc. IEE, vol.126, pp.633-640, 1979.

8. Southward, S.C., Radcliff, C.J., and Mac-Cluer, "Robust Nonlinear Stick-slip Friction Compensation," ASME J. of Dynamic Sys., Measurement, and Control, vol.113, pp.639-645, 1991.

9. Johnson, C.T. and Lorenz, R.D., "Experimental identification of friction and its compensation in precise, position controlled mechanisms," IEEE Trans. on Industry Applications, vol.28, no.6, 1992.