

MIRROR 안정화 장치의 제어기 설계

○ 박 용 운*, 김 중 규*
* 대전 기계창

박 영 필**
** 연세대학교 기계공학과

Controller Design of Mirror Stabilization System

Yong Woon Park, Jong Kyou Kim, Young Pil Park

* Daejeon Machine Depot.

** Yonsei University Mech. Dpt.

Abstract

In this study, the stabilization of moving sight using a gyro is investigated.

At first, Linear Compensator was designed by linearizing gyro, torque motor and several parameters from a given required frequency response curve. By using this, System Control Performance was analyzed by back EMF, torque saturation and Coulomb friction effects.

Also stabilization Performance by disturbances and Parameter variations were simulated.

1. 서 론

안정화란 어떤 외란이나 매개변수의 변화에 대해서도 민감하지 않게 제어의 목적을 달성하는 것을 말한다.

유도무기들의 제어 계통에서는 물체의 거리위치 및 속도 등의 정보를 얻기 위하여 전파 혹은 적외선 등의 감지장치를 이용한 자동추적장치를 탑재하고 있다. 그러나 대형 구조물에 탑재된 조준경은 아직 자동추적장치를 채택하기 보다는 사람이 제어계의 조절기 일부로서 전자광학 조준경을 통해 물체의 관측, 조준, 거리측정으로 이어지는 제어 장치의 주요 구성요소로 대형 회전구조물과는 위치 및 속도 신호를 상호 전달하고 있다.

대형구조물에 탑재한 조준경은 이동간에도 상대방의 물체를 관측하여 조준을 할수 있어야 하는데 이를 위해서는 노면의 불규칙한 이동, 구조물의 진동, 궤도 및 엔진에서 발생하는 진동등의 복합적인 외란이 존재하는 경우에도 안정화 즉, 조준 및 추적의 정밀도를 유지할 수 있어야 한다.

대개 이동하는 대형구조물의 안정화 발전방향은 최초 관성이 큰 대형구조물에 위치 및 관성 감지기를 부착하여 이동중에 발생하는 구조물의 Pitch, Roll, Yaw등의 외란을 감지하고 이 신호를 유압 서보 밸브로 전달하고 다시 작동기를 통해 최초의 위치로 움직이게 함으로써 안정화를 달성하였다. 이때 사람은 대형 회전구조물에 기계적으로

구속된 광학 조준경을 이용 관측, 조준 및 추적을 실시하였다. 그러나 이런 방식으로 대형 회전구조물을 외란으로부터 안정화하는 데는 제어입력의 크기나 정밀도 등의 문제로 시스템의 요구성능을 크게 만족시킬 수 없었다.

이에 대한 대처 방안으로 개발된 것이 조준경의 독립적인 안정화이다. 이는 관성이 매우 작은 조준경의 회전거울 부위에 Pitch 와 Yaw 운동을 감지하는 Gyro.를 부착하고 외란의 입력을 구동모터로 보상하는 독립적인 조준경의 안정화를 달성하였다.

한편, 대형 회전구조물의 경우도 종전과 같이 자체적으로 외부의 외란에 대해 안정화된 상태에서 더욱 정교하게 안정화된 조준경의 위치 명령에도 구속시키므로써 안정화 성능이 향상되었다. 최근의 이동하는 대형구조물 안정화 체계에서는 대부분 이와 같은 방식을 채택하고 있는 추세이다. 또한 최신형 조준경은 이동간의 조준 및 추적에 따른 선도각 계산에 필요한 추적 속도를 보정요소 계산기에 제공할뿐 아니라 특히 광학 통로를 통해서 물체의 거리를 측정하는 레이저 빔이 발사되며, 이 빔의 본산이 매우 적으므로 매우 정교한 안정화가 되지 않을 경우는 정확한 거리측정이 불가능하다 [1,2]

따라서 이 논문에서는 최신형 조준경의 주파수 응답곡선과 시스템의 요구조건등으로 부터 외란의 효과를 최소화 하는 시스템의 이득이 높은 안정기(Stabilizer)를 설계하며 특히 비선형 요소인 마찰력, 포화상태(Saturation)등과 각종 매개변수의 영향에 대해서도 분석한다 [3,4,5]

2. 기본 원리

이동하는 대형구조물의 위치 제어장치는 조준경을 이용 물체의 발견, 조준, 추적 및 거리를 측정하며 대형 회전 구조물을 조준경의 위치(Line of Sight)에 일치시키는 방법으로 간략한 블록선도로 표시하면 Fig.1과 같다.

조준수는 조준경을 통해서 물체를 관측하게 되는데 이때 조준경의 시계(Field of View) 내에 들어온 물체의 위치(θ object)와 조준경내의 조준점의 위치(θ sight)와의 위치 오차(θ_B)를 조준수가 조준핸들을

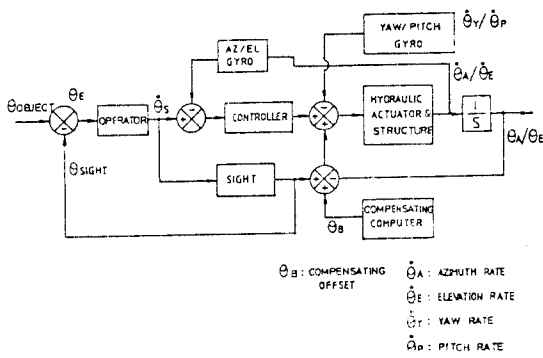


Fig.1 Large Structure Stabilization System Block Diagram

통해서 속도명령 (\$\dot{\theta}_s\$)을 내리게 되고 이 속도명령은 전자 광학 조준경으로 입력되어 LOS가 물체의 위치와 일치되도록 한다. 한편 조준수에 의해 명령된 속도는 Controller를 거쳐 유압서보를 지나 대형 회전구조물로 전달되며 이에 부착되어 있는 속도 자이로가 고각 및 방위각의 속도를 감지하여 다시 되먹임 (Feedback) 하게 된다.

이와는 달리 대형 회전구조물이 움직일 경우는 이에 부착된 속도 자이로가 입력되는 Yaw 및 Pitch를 감지하고 다시 유압서보로 전달하여 대형구조물의 안정화를 달성시킨다. 이때 조준경의 경우도 이동하는 대형구조물위에 탑재되어 각속 구조물의 외란을 받게 되는데 이를 위한 안정화 장치는 결국 물체와 조준경이 일치되도록 하는 것이며, 이에 대한 감지기 및 Controller의 역할은 사람이 하고 있으나 대형구조물의 위치명령이 조준경의 위치명령에 구속되므로 더욱 정교한 안정화가 필요하다.

조준경 안정화 장치의 블록선도를 편의상 방위각 방향에 대해서 그리면 Fig.2와 같다.

조준경내에서 목표물과 조준점과의 위치 오차 및 물체의 운동을 조준수가 광학장치를 통해 관측하고 이에 대한 위치 오차와 목표물의 운동을 추적할 수 있는 속도명령 (\$\dot{\theta}_e\$)을 자이로 토커에 명령하면 이에 대응하는 전압 신호값이 Gyro.검출기 (Pickoff)에서 발생하게 된다. 이 전압신호는 보상기와 여과기 (Filter)를 지나 증폭기 및 모터를 거쳐 직접 짐발 및 구조물을 구동시킨다. 이때 짐발외에 장착된 자이로가 속도를 감지하여 다시 입력신호를 되먹임 하므로써 폐루프 (Closed Loop)가 형성된다. 또한 이 속도명령은 동일한 크기로 대형구조물 쪽으로도 전달되어 구조물이 운동하게 결국 대형구조물의 방향 (Line of structure)과 조준경의 방향 (LOS)은 항상 일치하게 된다.

이와는 달리 조준경이 물체에 정확하게 조준 및 추적을 유지한 상태에서 대형구조물의 이동이 있을 경우 이의 외란에 의해 조준경과 대형 회전구조물과의 상대운동이 발생하며 마찰력과 캐이블 구속등은 반대방향으로 작동하여 조준경이 움직인다. 이때 조준경에 부착된 자이로가 이를 감지하여 다시 원래의 위치로 이동하여 안정화가 달성된다.

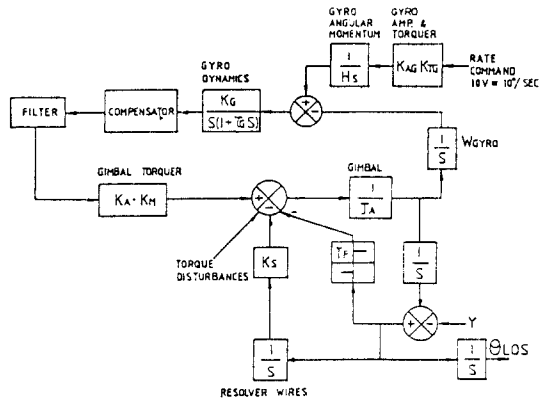


Fig.2 Sight Stabilization System Model

3. 시스템 모델

3.1 자이로

안정화 장치에 사용되는 자이로의 종류는 크게 속도 혹은 속도 적분자이로가 대부분이다. 속도 자이로는 직접 관성 속도를 측정하여 제어루프에 쉽게 사용되지만 편차가 약간 있으므로 정확한 안정화 장치에는 적합하지 않다. 이런 문제를 극복하기 위해 개발된 것이 속도 적분 자이로로 부속 전기 회로가 잘 발달되어 있고 오차가 적으므로 많이 사용하고 있다. 자이로의 일반적인 방정식 [6]을 쓰면

$$(I_x P^2 + C_x P + K_x) A_x = H_x (W_{IA} - W_{cmd}) - A_x W_{SRA} - (u) W_x - I_x P W_{OA} \quad (1)$$

여기서 속도 자이로의 스프링에 의한 취약점을 개선하기 위해 만들어졌으므로 감쇄는 유체로부터 발생되며 식 (1)의 \$K_x\$ 항을 없애면

$$[\tau_x P + 1] A_x = \frac{H_x}{C_x} - \frac{1}{P} (W_{IA} - W_{cmd}) - A_x W_{SRA} + (u) M_x - \tau_x W_{OA} \quad (2)$$

(\$\tau_x = I_x / C_x\$)

식 (2)에서 세째항의 상호간섭, 네째항의 불가피한 편류, 다섯째항의 유니트 지지대의 각 가속도항을 무시하면

$$[I_x P^2 + C_x P] A_x = H_x [W_{IA} - W_{cmd}] \quad (3)$$

보통 속도적분 자이로 (RIG) 을 이용한 안정화 장치에는 자이로 제 평형루프와 속도적분 모드가 있으며 여기서는 속도적분 모드를 사용한다. 명령토크가 없을 경우 각속도 입력에 대한 자이로 검출기의 각변위 출력을 전달함수 형태로 표시하면

$$\frac{A_x(S)}{W_{IA}(S)} = \frac{H_x}{C_x S(1 + I_x / C_x S)} = \frac{H_x}{C_x S(1 + \tau_x S)} \quad (4)$$

검출기 이득을 K_p 라 하고 입력에 대한 출력 전압의 최종 전달함수는

$$\frac{V_A(S)}{W_{IA}(S)} = \frac{H_i K_p}{C_s S(1 + \tau_s S)} = \frac{K_p}{S(1 + \tau_s S)} \quad (5)$$

자이로 전달함수 이득 (K_g) 는 자이로 이득(HS/Cg) 과 검출기 이득의 곱이며 보통 RIG 의 자이로 이득은 1.0 이다. 현 모델에서 사용한 자이로의 전달함수는 다음과 같다.

$$G(S) = \frac{V_A(S)}{W_{IA}(S)} = \frac{8}{S(1 + 0.00087S)} \quad (6)$$

3.2 모터 및 증폭기

모델에서 사용한 모터는 정류자 없이 제한 각도 범위에 서 움직이는 Torodial 토크모터로 현재 시스템의 요구조건을 고려한 모터 모델의 특성은 Table 1 과 같다[7]

Table 1. Motor Characteristics

Characteristics	Symbol	Values	Units
Excursion Angle	θ	± 10	degree
Peak Torque	T_p	336	OZ-in
Torque Sensitivity	K_M	73	OZ-in/A
Amp. Gain	K_A	0.667	A/volts
Back EMF Const.	K_E	0.516	Volts/rad/sec
Friction Torque	T_F	3	OZ-in

여기서 역기전력과 증폭기의 시간 지연은 무시하고 단순한 전달함수를 그리면 Fig. 3과 같이 최대 토크를 지나면 포화 비선형 특성을 나타낸다.

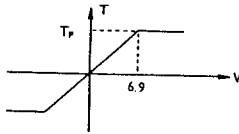


Fig. 3 Torquer & Amp. Characteristic Curve

3.3 짐발 및 구조물

짐발, 구조물 및 모터의 로타까지의 관성을 J_A 라 하고 대형구조물의 각변위 (θ_L)와 조준경의 각변위 (θ_{Los}) 일때 $J_A \ddot{\theta}_{Los} / L = T_M$ 가 된다. 또한 회전부 위에는 마찰이 존재하게 되는데 마찰에는 점성, 쿨롱 및 정지마찰 (Stiction) 등이 있는데 여기서는 단순한 쿨롱 마찰의 향으로만 표시한다. [8,9] 그리고 트윈스트 캡슐을 통하여 배치된 케이블은 조준경과 대형 회전구조물간의 상대 회전각에 따라 역방향 토크를 발생시키며 탄성계수를 K_S 라 하고, 모터의 토크 (T_M) 마찰력 (T_F) 케이블 효과 및 외란의 향을 포함한 운동 방정식은

$$J_A \ddot{\theta}_{Los} / L = T_M + T_D - T_F \cdot \text{SIGN}(\dot{\theta}_{Los} / L) - K_S \cdot \theta_{Los} / L \quad (7)$$

식 (7)에서 우선 비선형 부분을 제외한 선형부분의 전달함수를 쓰면 다음과 같다.

$$\frac{\dot{\theta}_{Los} / L(S)}{T_M(S)} = \frac{S}{J_A S^2 + K_S} = \frac{1}{J_A S} \quad (8)$$

4. 선형 보상기 설계

4.1 시스템 동특성

우선 전체 시스템을 선형으로 간주하고 보상기 및 잡음 제거를 위한 여과기를 제외하고 시스템을 구성하면 Fig. 4 와 같은 간단한 시스템을 구성할 수 있다.

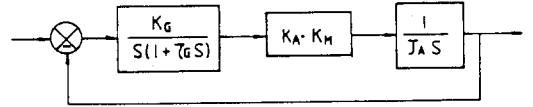


Fig. 4 Simplified Plant Model

따라서 시스템은 Type II (2차) 시스템이다. 시스템의 안정성을 조사하기 위해 근궤적을 그리면 근궤적이 우반평면에 존재하게 되므로 불안정한 시스템으로 이득의 조절만으로 안정한 시스템을 구성할 수 없다. 그러므로 시스템을 안정하고 원하는 응답특성을 갖도록 하는 제어기가 필요하다. 여기서는 선형 보상기를 이용한 Analog제어기를 설계하는 것으로 하고, 본 시스템에서의 가장 중요한 요구조건을 외란에 대해 그 영향을 외소화하는 목표로 Type III 의 속도루프를 구성하였다. 일반적으로 적분기를 증가시키면 외란에 대한 영향은 줄일수 있지만 안정도는 멀어지며 실제로는 Type III 이상을 시스템을 안정하게 구성하는 것은 매우 어렵다. 여기서 보상기가 없는 선형 모델에 적분기를 첨가한 모델을 기준으로 새로운 보상기의 설계가 요구된다.

한편, 완성시스템에 대한 주파수 요구치가 있으며 이를 설계의 요구조건으로 선정하여 요구 시스템의 주파수 특성에서 현재 모델의 이득 및 위상차를 계산하면 Fig. 5 과 같은 형태의 보상기 특성이 요구된다.

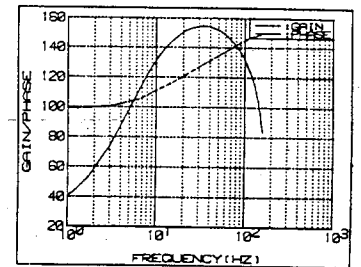


Fig. 5 Required Compensator Frequency Response Curve

4.2 프로그램에 의한 전달함수 매개변수 평가 [11,12]

시스템에서 요구되는 주파수 응답곡선 혹은 실험자료가 있을 경우 이에 맞는 선형 매개변수를 찾는 방법을 생각할 수 있으며 이는 주파수 ω 의 범위에 걸쳐서 계의 진폭 $A(\omega)$

와 위상각 $\theta(\omega)$ 의 주파수 응답 데이터가 모델의 전달 함수 $A(\omega) e^{j\theta(\omega)}$ 와 일치해야 한다. $G(j\omega, \underline{b})$ 목적함수를 식(9) 처럼 표시하고

$$J(\underline{b}) = \int_0^{\infty} |G(j\omega, \underline{b}) - A(\omega) \cdot e^{j\theta(\omega)}|^2 d\omega \quad (9)$$

주파수 응답자료를 이용하기 위해서 부분 구간에서의 선형적인 합을 형태를 갖는 식으로 대체하여 디지털 계산이 용이하도록 하면 다음과 같다.

$$J(\underline{b}) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{N_d} |G(j\omega_i, \underline{b}) - A(\omega_i) e^{j\theta(\omega_i)}|^2 \cdot (\omega_{i+1} - \omega_i) \quad (10)$$

$$\omega_0 = \omega_1, \omega_{N_d+1} = \omega_{N_d}$$

모델의 전달함수는 Bode 선도의 일반적인 형태인 인수형으로 표시되는 선형계로 가정하면 전달함수 $G(s, \underline{b})$ 는 다음 각각 다른 매개변수의 곱으로 표시된다.

$$G(s, \underline{b}) = s^{k_1} \prod_{i=1}^{m_p} \frac{s - p_i}{s - z_i} \prod_{i=1}^{n_s} \frac{1}{s + b_i} \quad (11)$$

식(11)은 다음의 매개변수 인자를 갖는다.

$$g_1(s, \underline{b}) = s/b_1k + 1$$

$$g_2(s, \underline{b}) = b_2$$

$$g_3(s, \underline{b}) = (s/b_3k + 1)^{-1}$$

$$g_4(s, \underline{b}) = s^2/b_5k^2 + 2sb_4k/b_5k + 1$$

$$g_6(s, \underline{b}) = (s^2/b_7k^2 + 2sb_6k/b_7k + 1)^{-1}$$

$$g_9(s, \underline{b}) = e^{-sb_8}$$

이들 인수중 단순한 1차 지연 및 2차 Lead 형태의 보상기 모델에 대한 프로그램 수행결과는 다음과 같다.

$$G_c(s) = \frac{K_c(S+Z_1)(S+Z_2)}{(S+P_1)} = \frac{8112.5(S+18.4)(S+18.3)}{(S+246)} \quad (12)$$

이 보상기의 주파수 응답 특성은 Fig. 6 과 같으며 이를 포함한 최종 선형 모델은 Fig. 7 과 같이 된다.

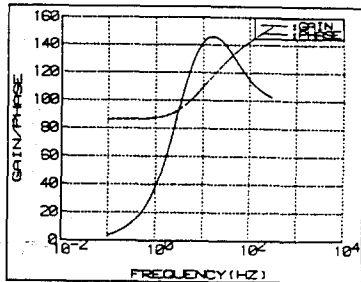


Fig. 6 Compensator Frequency Response Curve

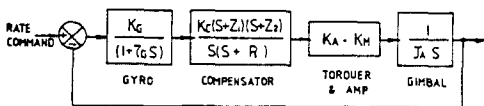


Fig. 7 Liner Model with Compensator

5. 제어 및 안정화 특성

5.1 제어 특성

선형적으로 계산된 보상기를 추가한 전체 시스템에 대한 비선형 모델은 Fig. 8 과 같다.

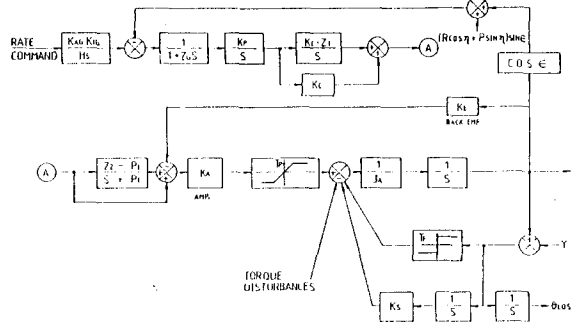


Fig. 8 Time Domain Simulation Model

컴퓨터 시뮬레이션 결과 계단함수 입력에 따른 토크포화, 마찰 및 역기전력의 영향에 의한 제어특성을 분석하면 Table 2 와 특히 쿨롱 마찰이 80Z-in 존재한다고 가정했을 경우는 제어성능이 향상되었다. 이는 마찰력의 비선형 특성이 계의 진각을 증가시키며 상대적으로 이들이 감소되어 계가 더욱 안정해진 결과이다 [10]

Table 2. Control Performances

Parameter	Value	35 mil/sec		100 mil/sec	
		M.O.	S.T.	M.O.	S.T.
Torque Saturation (OZ-in)	336	54.44	0.162	55.34	0.182
Back EMF (V/rad/sec)	0	54.44	0.162	46.25	0.228
	0.516	53.94	0.159	45.75	0.227
Friction (OZ-in)	0	56.06	0.192	46.75	0.23
	8	53.94	0.159	45.75	0.227

예로 10mil/sec 의 작은 입력에 의한 제어특성 차이는 Fig. 9와 같이 쿨롱마찰이 존재할 경우 좋은 성능을 보여주고 있다.

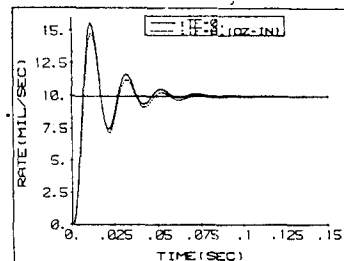


Fig. 9 Time Response

5.2 안정화 모의실험

방위각 방향의 외란크기 100 mil/sec, 주파수 50HZ 의 입력에 대한 안정화 특성을 분석하였으며 이는 Resolver wire 영향계수 (Ks), 쿨롱 마찰력, pole 및 Zero 의 변화, 시스템의 이득 및 고각의 영향등이었으며, 이중 Ks 는 최초 모델 0.244 in-oz/Rad 의 두배인 0.488까지 변화하여도 거의 동일한 결과를 보였다. 쿨롱 마찰력은 제어입력에 따른 효과와는 달리 안정화에는 직접적인 역효과를 미쳤다. (Fig.10) 한편, pole 및 Zero 의 영향에 의한 안정화 오차는 Fig.11,12,13,14 와 같이 외란의 특성에 따라 차이가 있으므로 구조물이 받는 외란의 주파수 특성에 따라 적절한 선택해야 할 것으로 판단된다. 고각(20° 까지)의 영향은 큰 차이가 없었다.

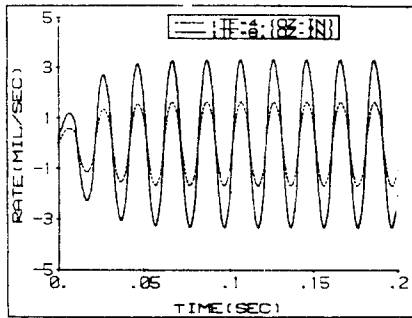


Fig.10 Rate Error Output (100 mil/sec, 50HZ)

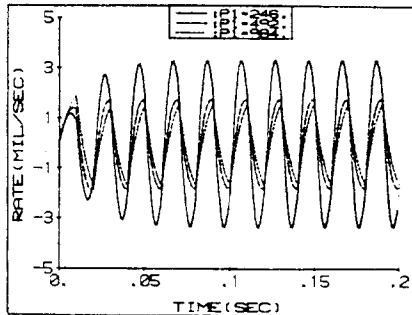


Fig.11 Rate Error Output for pole movement

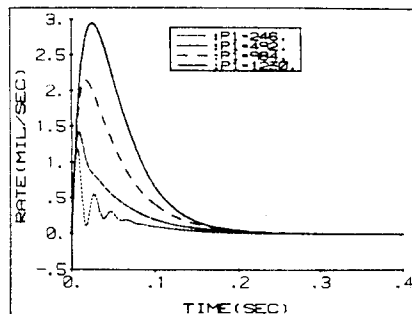


Fig.12 Rate Error Output for pole movement

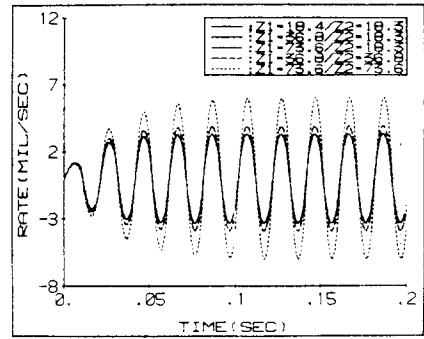


Fig.13 Rate Error Output for Zero movement

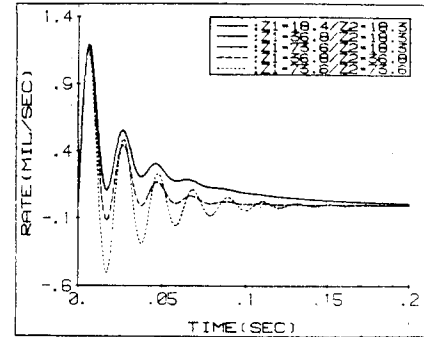


Fig.14 Rate Error Output for Zero movement

6. 결 론

본 연구는 이동 조준경을 위한 보상기 설계를 자이로, 토크 모터 및 각종 매개변수를 선형화하여 설계하였고, 이를 이용하여 전체 시스템에 대한 선형 및 비선형 제어특성과 외란 및 매개변수 변화가 안정화에 미치는 영향을 종합적으로 분석하였다.

참 고 문 헌

1. J.W.Fisk and A.K.Rus, "Laser Ranging Capability as Affected by System Pointing Error", IEEE Trans. on Aerospace and Electronic system, Vol. AES-4, No.3, May, 1968, pp.360-368.
2. A.K.Rue, "Stabilization of Precision Electro-optical Pointing and Tracking system", IEEE Trans. on Aerospace and Electronic system, Vol. AES-5, No.5, Sep., 1969, pp.805-819.
3. E.C.Johnson, "Sinusoidal Analysis of Feedback Control Systems Containing Nonlinear Elements", Trans. AIEE, Vol.71, July, 1952, pp.169-181.
4. N.B.Nichols "Backlash in a Velocity Lag Servo-mechanism", Trans. AIEE, Jan., 1954, pp.462-467.

5. E. Levinson, "Some Saturation phenomena in Servomechanisms with Emphasis on the Tachometer Stabilized System", Trans. AIEE, Mar., 1953, pp.1-8.
6. Walter Wrigley, W.M. Hollister and W.G. Denhard, "Gyroscopic Theory, Design, and Instrumentation", the M.I.T. press, 1969.
7. "Torque Motor Handbook", CLIFTON PRECISION, 1985.
8. J. Tou, and P.M. Schulthess, "Static and Sliding Friction in Feedback Systems", Journal of applied physics, Vol.24, No.9, Sep., 1953, pp. 1210-1217.
9. P.K. Bohacek, and F.B. Tuteur, "Stability of Servomechanisms with Friction and Stiction in the output Elements", IRE Trans. on Automatic Control, May, 1961, pp.222-227.
10. A.K. Mahalanabis, "Stabilization of Contactor Servos by using Coulomb Friction", Institute of Radio physics and Electronics, University of Calcutta, Apr., 1960.
11. R.C. Seidel, "Transfer Function Parameter Estimation from Frequency Response Data" NASA TMX-3286, Sep., 1975.
12. A.P. LOH, I. Postlethwrite "Robust Design of SISO Stable plants using Frequency response Data" Report No. OUEL 1641/86. Oxford University. 1986.