

전산모사에 의한 공압구동장치의 비선형 해석

조택동 · 신호필 문의준
 충남대학교 공과대학 국방과학연구소
 기계설계공학과 국방과학연구소

Nonlinear Analysis of a Pneumatic Actuation System
 by Digital Simulation

Taikdong Cho Hyopil Shin E.J. Moon
 Dept. of Mechanical Design Engrg. A.D.D.
 Chungnam National Univ.

ABSTRACT

Recently, Pneumatic Actuation System (PAS) has been used increasingly as a high performance fin-control servo actuation systems because of the special advantages of pneumatic units: primarily their low cost, small size, light weight, and tolerance to broad temperature extremes.

In this study, a nonlinear model of PAS is derived through the detailed analysis of the major components in the typical system. The model includes nonlinear flow-pressure relationships of the flow through the solenoid valve openings and orifices, PWM algorithm for driving two solenoid valves as a closed center 3-way valve for minimum gas consumption, solenoid valve dynamics, saturation, and friction.

Simulation results are compared with the experimental ones for square and sinusoidal inputs to see the validity of the model.

Independent of the shape and magnitude of the input signals, both results are in good agreements with minor difference.

1. 서론

공압구동장치 (pneumatic actuation system) 는 압축 기체가 갖고 있는 에너지를 기계적인 힘으로 변환시키는 장치를 말하며, 대개의 경우 이를 이용하여 부하의 위치를 제어한다.

최근 수년 동안 공압구동장치는 간단한 구조, 저렴한 가격, 작은 체적과 무게, 높은 정비성과 환경성 등의 고유한 장점과 서보제어 분야의 새로운 설계와 기술의 개발로 유압구동장치에 버금가는 높은 성능을 얻을 수 있게됨에 따라 소형 항공병기용 고성능 비행제어 구동장치에 유압구동장치의 대체품으로 점차 그 응용 분야를 넓혀가고 있다.[1,2] 그러나, 강성 (stiffness)이 낮고, 비선형 특성이 두드러져 이론해석이 어려워 정확한 제어가 힘들다는 점이 여전히 주요 단점으로 남아있다.

따라서 공압구동장치의 경우 설계에 앞서 비선형 요소들의 영향과 시스템의 동적 거동을 예측할 수 있는 전산모사가 요구되며, 특히 기존 시스템의 설계 변경이나 유사 시스템의 개발시 전산모사가 유용하게 사용될 수 있다.

공압구동장치의 비선형 특성의 주된 원인으로는 우선 작동 유체인 기체의 비선형 유동 특성을 들 수 있다. 대표적인 유동 특성의 비선형성은 오리피스를 통하는 유체의 흐름이 오리피스 양단의 유체의 압력, 온도 등과 비선형 관계를 가진다는 점과, 실린더 내의 체적, 압력, 및 온도가 서로 연관되어 압축 속도, 주위와의 열전달 상태 등의 압축 과정에 따라 유동 특성이 변한다는 점 등을 들 수 있다. 또한 단속 솔레노이드 밸브 사용시 거의 예외없이 적용되는 펄스 폭 변조 (pulse width modulation; PWM) 작동 방식과 기체 소모를 줄이기 위한 closed center 밸브 구현을 위한 논리회로, 피스톤 오링 (o-ring)의 마찰력 등이 시스템의 비선형 특성을 더욱 심각하게 만든다.[3]

공압구동장치에 대한 이론적인 연구는 1960년 J.L. Shearer [4] 등과 1967년 B.W.Andersen [5]이 공압장치의 이론 해석과 설계에 관한 자료를 모아 책으로 발간하여 그 기틀을 마련하면서 본격화 되었으며, 디지털 컴퓨터를 이용한 전산모사는 1972년 D.E.Bowns 와 R.L.Ballard [6]가 모사 언어를 이용한 전산모사를 수행하고, 실험 결과와의 비교를 통하여 그 가능성을 입증하면서 본격화되었다. 이어 1978년 P.L.Jacobs [7]는 1개의 closed-center 3-way valve 를 사용한 대형 유도탄 조종날개 구동용으로 개발된 감쇠실 (damping chamber)을 가진 선형 공압구동장치에 대한 전산모사를 성공적으로 수행하였다. 1982년 Gordon D. Welford [8]가 항공병기에 적용되는 솔레노이드 밸브를 포함한 공압 제어 시스템의 해석 모델을 제시하여 일반화를 시도하였으며, 1984년 W.J.Thayer [2]는 공압구동장치가 일부 저동력을 요구하는 부분에서 유압구동장치의 대체품으로서의 가능성을 전산모사와 개발된 공압장치 분야의 기술을 토대로 분석하였다.

본 연구에서는 공압구동장치의 핵심 부품이면서 비선형 특성이 가장 심한 흡기 및 배기 솔레노이드 밸브, PWM 구동 알고리즘, 제어 피스톤과 감쇠 피스톤의 비선형 관계

식을 유도하여 전산모사를 위한 모델을 작성하고 비선형 동특성 해석을 수행하였다.

II. 시스템 구성

해석에 이용된 공압구동장치는 펌프를 작동 유체로 사용하는 소형 항공 병기용 상온기체 공압구동장치로 그림 1의 개략도와 같다.

중요 구성품으로는 동력원으로 사용되는 고압 용기, 압력조절기, 두 개의 피스톤으로 구성된 작동기, closed center 3-way 밸브 역할을 하는 한 쌍의 솔레노이드 밸브, 회전 각변위를 감지하는 전위차계 (potentiometer), 및 PWM 전자 제어가 있다.

III. 이론 해석

비선형 해석 모델의 지배 방정식은 가능한 한 가정을 줄이고 완전한 비선형 방정식을 사용하였다. 그러나, 작동기의 공급압력, P_s 는 일정하고, 유체의 흐름은 단열과정이며, 크랭크와 회전력을 전달하는 구조물은 강체이고, 작동기의 각변위, θ 는 작다는 가정을 적용하였다.

3.1 기본 공압 방정식

○ 오리피스를 흐르는 기체 중량 유량식

단면적이 A_{12} 인 밀폐된 유로속을 흐르는 압축성 유체의 중량 유량식은 유속이 유속임 때 유량이 초크 (choke)되는 것과 오리피스 형상에 따른 유량계수 C_d 를 고려하면 다음과 같이 표현된다. [5]

$$\dot{m}_{12} = \frac{C_d K A_{12} P_1}{\sqrt{T_1}} f(P_2/P_1) \quad (1)$$

여기서,

$$K = \left[\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

$$f\left[\frac{P_2}{P_1}\right] = \begin{cases} 1, & P_2/P_1 \leq b \\ \left[\frac{\left[\frac{P_2}{P_1}\right]^{\frac{2}{k}} - \left[\frac{P_2}{P_1}\right]^{\frac{k+1}{k}}}{\frac{k-1}{2} \left[\frac{2}{k+1}\right]^{\frac{k+1}{k-1}}} \right]^{\frac{1}{2}}, & P_2/P_1 > b \end{cases} \quad (3)$$

$$b = \left[\frac{P_2}{P_1} \right]_{cr} = \left[\frac{2}{k+1} \right]^{\frac{k}{k-1}} \quad (4)$$

로 b는 유량이 초크되는 임계압력비를 나타낸다.

○ 실린더 내의 기체 에너지 관계식

그림 2와 같은 실린더 내의 에너지 관계식은 질량 보존 법칙과 기체 상태 방정식 및 유체 변환과정 관계식으로부터 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{\dot{P} V}{n} = -P \dot{V} + \dot{m} R T$$

또는,

$$\dot{P} = -\frac{n P}{V} \dot{V} + \frac{n R T}{V} \dot{m} \quad (5)$$

3.2 PWM 제어기

○ PWM 알고리즘

본 연구에서는 그림 3에 도시된 바와 같이 closed center 요구조건을 만족시키면서 사역(dead zone)을 최소화하도록 미리 정해진 임계전압과 오차신호와 PWM 삼각파가 합쳐진 신호와 비교하여 밸브 구동에 필요한 PWM 펄스를 얻는 알고리즘을 사용하였으며 식으로 표시하면 다음과 같다.

$$E_{vi}(t) = \begin{cases} 1, & V_c(t) + V_{tr}(t) \geq V_{cr} \\ 0, & V_c(t) + V_{tr}(t) < V_{cr} \end{cases} \quad (6a)$$

$$E_{vo}(t) = \begin{cases} 1, & V_c(t) + V_{tr}(t) \leq -V_{cr} \\ 0, & V_c(t) + V_{tr}(t) > -V_{cr} \end{cases} \quad (6b)$$

여기서, V_{cr} : 임계 전압

V_{tr} : 삼각파 전압

○ 차동 증폭기

증폭기의 고유 진동수가 시스템의 고유 진동수보다 충분히 높다고 할 수 있으므로 각도 명령을 θ_c , 실제 각변위의 필터 출력을 θ_f , 귀환 이득을 K_f , 그 오차를 θ_e 라 두고, 가산 증폭기 이득을 K_v 라 두면, 이 둘 사이의 관계식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} V_e &= K_v \theta_e \\ &= K_v (\theta_c - K_f \theta_f) \end{aligned} \quad (7)$$

○ 보상 회로

본 연구에 사용된 보상기는 시스템의 위상 여유를 증가시켜 안정성을 높이고, 주파수 반응 대역을 넓혀 빠른 반응 속도를 얻을 수 있게 해주어 공압구동장치에 자주 적용되는 진상 보상기 (phase lead compensator) 를 사용하였다.

오차 신호, V_e 에 대한 보상회로 출력 신호, V_c 의 전달함수는 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{V_c(s)}{V_e(s)} = \frac{K_c (s + \omega_1)}{s + \omega_2} \quad (8)$$

단, ($\omega_1 < \omega_2$)

여기서, $K_c (= \omega_2/\omega_1)$.

○ 저대역 필터 (low pass filter)

잡음을 제거하기 위하여 전달함수가 다음식으로 표현되는 가장 간단한 구조의 2차 필터를 사용하였다.

$$\frac{\theta_f(s)}{\theta(s)} = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2 \zeta \omega_n s + \omega_n^2} \quad (9)$$

3.3 솔레노이드 밸브

본 연구에서는 솔레노이드 밸브 풀린저를 구동하는 데 필요한 전자기력을 생성하는 데 소요되는 시간이 온도에 따른 코일의 저항값 변화에 상관 없이 거의 일정한 점에 착안

하여 PWM 구동신호와 밸브 플런저의 운동과의 상관관계를 수식화하였다.

그림 4는 솔레노이드 밸브 구동신호와 전형적인 솔레노이드 밸브의 구동 전압 및 전류의 파형과 밸브의 개폐와의 상관관계를 보여준다. 여기서 τ_p , τ_o 는 각각 밸브가 열리는 데 소요되는 전기적 및 기계적인 지연시간을 나타내며, τ_d , τ_c 는 닫히는 데 소요되는 지연시간을 나타낸다.

이 경우 솔레노이드 밸브 개폐상태를 나타내는 함수 $\varphi(t)$ 는 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\varphi(t) = \begin{cases} 1, & T_p > \tau_p \text{ and } t_a + \tau_p \leq t \leq t_b + \tau_d \\ 0, & \text{otherwise} \end{cases} \quad (10)$$

여기서 T_p : 밸브구동신호 지속시간

밸브 포페트의 거동을 1차 지연 시스템으로 가정할 경우 밸브의 개구면적 A_{vi} , A_{vo} 는 각각 다음과 같다.

$$A_{vi} = \frac{K_{in}}{\tau_v s + 1} \varphi_i(t) \quad (11a)$$

$$A_{vo} = \frac{K_{out}}{\tau_v s + 1} \varphi_o(t) \quad (11b)$$

여기서 K_{in} , K_{out} 는 밸브가 완전히 열렸을 때의 개구면적을 나타낸다.

3.1 작동기

○ 제어 실린더 에너지 관계식

그림 5에서 나타낸 바와 같이 제어 실린더 내의 압력 변화는 흡기 솔레노이드 밸브에 의하여 공급되는 중량 유량과 배기 솔레노이드 밸브에 의하여 배출되는 중량 유량과의 차이에 의하여 발생한다. 이들 흡기 및 배기 솔레노이드 밸브를 통과하는 유량은 다음과 같다.

$$\dot{m}_{b1} = C_d K A_{vi} g(P_s, P_b) \quad (12)$$

$$\dot{m}_{b2} = C_d K A_{vo} g(P_b, P_o) \quad (13)$$

여기서,

$$g(P_1, P_2) = \begin{cases} P_1 f(P_2/P_1) / \sqrt{T_1}, & P_1 \geq P_2 \\ -P_2 f(P_1/P_2) / \sqrt{T_2}, & P_1 < P_2 \end{cases} \quad (14)$$

이며, f 는 식(3)에서 정의된 함수이다.

제어실린더의 온도, T_b 는 단열과정에서 가정될 경우

$$T_b = T_s \left[\frac{P_b}{P_s} \right]^{\frac{k-1}{k}} \quad (15)$$

인 관계를 갖는다. 따라서, 제어실린더에 대한 에너지 관계식은 다음과 같다.

$$\dot{P}_b = -\frac{n P_b}{V_b} \dot{V}_b + \frac{n R T_b}{V_b} \dot{m}_b \quad (16)$$

여기서,

$$V_b = V_{bo} + A_b l \theta \quad (17)$$

$$\dot{V}_b = A_b l \dot{\theta} \quad (18)$$

$$\dot{m}_b = \dot{m}_{b1} - \dot{m}_{b2} \quad (19)$$

○ 감쇠 실린더 에너지 관계식

감쇠 실린더는 입구 고정 오리피스와 피스톤에 있는 감쇠 오리피스로 구성되어 있어, 피스톤 운동에 의해 유발되는 기체의 모멘텀 변화에 따른 피스톤 양단의 압력차를 이용하여 피스톤 운동을 방해함으로써 감쇠가 적은 공압장치에 감쇠 효과를 부여하는 장치이다.[9]

감쇠 오리피스의 상단은 압력이 P_a 이고, 감쇠실 내의 압력을 P_d 라 하면, 입구 오리피스와 감쇠 오리피스를 통과하는 중량 유량은 식 (1) 로부터 다음과 같이 표현된다.

$$\dot{m}_{a1} = C_d K A_{vs} g(P_s, P_a) \quad (20)$$

$$\dot{m}_{a2} = C_d K A_{vd} g(P_a, P_d) \quad (21)$$

여기서, 함수 g 는 식(14)에서 정의된 함수이며, 기체 변환과정을 단열과정으로 가정하면 다음과 같이 표현된다.

$$T_a = T_s \left[\frac{P_a}{P_s} \right]^{\frac{k-1}{k}} \quad (22a)$$

$$T_d = T_a \left[\frac{P_d}{P_a} \right]^{\frac{k-1}{k}} \quad (22b)$$

따라서, 감쇠 피스톤, 상하단 실린더의 에너지 관계식은 다음과 같다.

$$\dot{P}_a = -\frac{n P_a}{V_a} \dot{V}_a + \frac{n R T_a}{V_a} \dot{m}_a \quad (23)$$

$$\dot{P}_d = -\frac{n P_d}{V_d} \dot{V}_d + \frac{n R T_d}{V_d} \dot{m}_{a2} \quad (24)$$

여기서,

$$V_a = V_{ao} - A_p l \theta \quad (25)$$

$$V_d = V_{do} + A_d l \theta \quad (26)$$

$$\dot{V}_a = -A_p l \dot{\theta} \quad (27)$$

$$\dot{V}_d = A_d l \dot{\theta} \quad (28)$$

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{a1} - \dot{m}_{a2} \quad (29)$$

○ 작동기 힘 평형 관계식

조종날개를 구동하는 작동기의 토오크 평형식은 마찰력 T_f 를 고려하면 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} T_I &= (P_b A_b - P_a A_p + P_d A_d) l \\ &= J \dot{\theta} + C_v \dot{\theta} + K_I \theta + H_m + T_f \end{aligned} \quad (30)$$

와 같다.

여기서, H_m 은 조종날개의 힌지 모멘트 (hinge moment) 이며, C_v 는 감쇠 계수, K_I 은 자체의 부하 스프링 상수를 나타낸다. 공압 장치에서 이 값은 무시될 정도로 작다.

또한 마찰력 T_f 는 오링 등에 의한 마찰력으로 툴롱 마찰력 T_c 와 스틱션(stiction) T_{st} 으로 구별할 수 있으며,

이들은 속도가 0 부근일 때 부호와 크기가 갑자기 바뀌므로 전산모사시 수치해석이 수렴하지 않을 수 있어 주의를 요한다. 이를 고려한 한가지 알고리즘은 다음과 같은 수식으로 표현된다. [10, 11]

$$T_f = \begin{cases} T_{sum}, & |\dot{\theta}| < \dot{\theta}_{min} \text{ and } |T_{sum}| < T_{st} \\ T_c \frac{T_{sum}}{|T_{sum}|}, & |\dot{\theta}| < \dot{\theta}_{min} \text{ and } |T_{sum}| \geq T_{st} \\ 0, & |\dot{\theta}| \geq \dot{\theta}_{min} \end{cases} \quad (31)$$

여기서,

$$T_{sum} = T_l - C_v \dot{\theta} - K_l \theta - H_m \quad (32)$$

이며, $\dot{\theta}_{min}$ 은 매우 작은 값으로 무시될 수 있을 정도로 충분히 작고, 수치 적분시 지나친 '강성(stiffness)' 을 유발시키지 않을 정도의 큰 값을 갖는 상수이다.

3.5 시스템 블록 선도

앞에서 유도된 전산 모사를 위한 식들을 기초로 하여 작성된 시스템 블록선도는 다음 그림 6과 같다.

그림 6에서 전체 시스템의 변수들의 입출력 관계의 이해를 돕기 위해 변수가 많아 입출력 관계가 복잡한 비선형 관계식은 하나의 블록으로 나타내었다. 이 블록은 그림 6의 실린더의 블록선도 중에서 실린더 내의 기체 온도에 관한 블록은 생략하였다

◦ 계수값 산출

입력에 사용된 각 상수와 매개변수 값은 작동 유체인 헬륨에 관한 자료와 실제 실험에 사용된 부속품의 제원에 의해 산출하였으며, 수치적인 산출이 어렵거나 실험을 통하여 구하기 힘든 유량계수, 마찰계수는 추정하였으며, 솔레노이드 밸브 지연시간은 실험 결과를 통하여 측정된 값을 사용하였으며, 실제 전산모사에 사용된 계수 값은 다음 표 1과 같다.

IV. 실험 결과와의 비교

◦ 전산 모사

공압구동장치 전산 모사에는 스웨덴의 SSPA System사에서 개발되어 최근 널리 쓰이고 있는 비선형 모사 언어 중의 하나인 PC 용 SIMNON [12]을 사용하여 프로그램을 작성하였으며, 컴퓨터는 PC-AT 를 사용하였다.

◦ 실험

실험 장치의 동력원으로는 장시간 압축 기체의 공급이 가능하도록 용량이 큰 기체 용기를 사용하였으며, 공기압 조절기를 거쳐 시스템 작동에 필요한 일정 압력 6.895 MPa (1000 psi) 을 공급하고, 부하는 토션 바 (스프링 상수 181.25 J/rad)를 사용하였다.

명령 신호는 신호 발생기 (Function Generator) 를 이용하고, 출력 각변위는 시스템 위치 귀환을 위하여 사용된 전위차계의 출력을 이용하였으며, 실험 결과의 관찰과 기록은 디지털 오실로스코프를 사용하였다.

실험은 구형파 입력과 정현파 입력에 대하여 행하여졌으며, 실험 결과는 입력인 신호 발생기의 출력과 출력인 전위차계 출력을 디지털 오실로스코프에 저장하여 전산 모사와의 비교자료로 사용하였다.

◦ 정현파 입력 반응

그림 7은 각각 $\pm 2^\circ$, 1 Hz 의 정현파 입력에 대한 무부하 및 스프링 부하 조건에서의 시스템 응답을 나타낸다. 해석 및 실험 결과 모두 비선형성을 잘 보여주고 있으며, 응답 양상에 있어서 하중 조건에 관계없이 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 스프링 하중이 적용될 경우 감쇠 효과가 커져 시스템의 동특성이 좋아짐을 알 수 있는데 이는 하중이 급격한 속도 변화를 효과적으로 방해하기 때문이며, 물리적인 현상에 따른 판단과 일치한다.

◦ 구형파 입력 반응

그림 8은 구형파 입력에 대한 시스템 응답을 나타낸다. $\pm 2^\circ$ 의 경우의 과도기의 오버슈트의 크기와 과도응답의 형상의 약간을 제외하면 전체적인 경향에 있어서 실험 결과와 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 정현파 응답이 경우와 마찬가지로 구형파 응답의 경우도 입력의 크기가 크고 하중이 가해진 경우가 감쇠가 큼을 알 수 있다.

V. 결 론

공압구동장치가 가지고 있는 심한 비선형에도 불구하고 입력과 하중조건에 관계없이 전산모사에 의한 비선형 해석 결과가 실험결과와 전체적으로 잘 일치한다.

따라서, 이 연구의 결과가 공압구동장치의 성능에 영향을 미치는 설계변수의 영향을 분석하는 등의 동특성 해석 도구로 유용하게 사용될 수 있을 것으로 판단된다.

- 참 고 문 헌 -

- [1] Robert O. Morton, Forbes E. Forbes, "Pneumatic Actuation System Frequency Response Characteristics," Borg-Warner Industrial Products, Inc., Oct. 1986.
- [2] W. J. Thayer, "Electropneumatic Servoactuation - An Alternative to Hydraulics for Some Low Power Applications," MOOG Technical Bulletin 151, 1984.
- [3] 이동우, 안병홍, 문의준, "공압구동장치를 위한 PWM 제어기 설계," '89 한국 자동제어 학술 회의 논문집, Vol. 1, pp 7-12, 1989.
- [4] John F. Blackburn, Gerhald Reethof, J. Lowen Shearer, Fluid Power Control, The MIT Press, 1960.

- [5] Blaine W. Andersen, The Analysis and Design of Pneumatic Systems, Robert E. Krieger Publishing Co., Inc., 1976.
- [6] D.E. Bowns, R.L. Ballard, "Digital Computation for the Analysis of Pneumatic Actuation Systems," Proc. Instn. Mech. Engrs., 1972.
- [7] P.L. Jacobs, "A Pneumatic Actuation System for a Large Ballistic Missile," 5th Int. Fluid Power Symposium, Sep. 1978.
- [8] G.D. Welford, "Models for Pneumatic Control Systems," Technical Report RG-82-2, US Army Missile Lab., 1982.
- [9] 문의준, "감쇠 피스톤을 이용한 공압구동장치 설계," '87 한국 자동제어 학술회의 논문집, 1987.
- [10] J.L. Shearer, "Digital Simulation of a Coulomb-Damped Hydraulic Servo System," J. of Dyn. Sys. Meas., and Control, Vol. 105, Dec. 1983.
- [11] 이상열, 문의준, "비선형 디지털 시뮬레이션에 의한 유압서보 시스템 해석," '87 한국 자동제어 학술회의 논문집, 1987.
- [12] Hilding Elmqvist et al., Simnon -User's Guide for MS-DOS Computers, SSPA Systems, 1990.

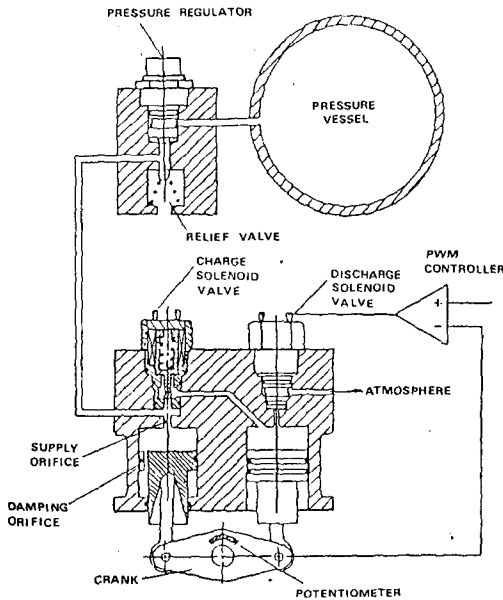


그림 1. 공압구동장치 개략도

Fig.1 Schematic of Pneumatic Actuation System

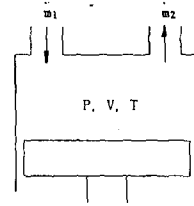


그림 2. 실린더 개략도

Fig.2 Schematic of cylinder

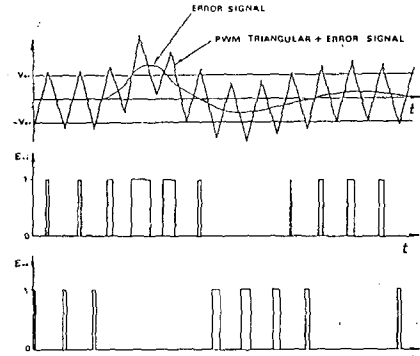


그림 3. PWM 신호 생성

Fig.3 PWM signal generation

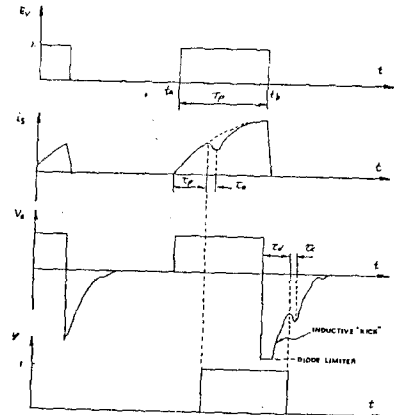


그림 4. 밸브 구동신호와 개폐상태와의 관계

Fig.4 Relation between valve drive signal and on-off condition

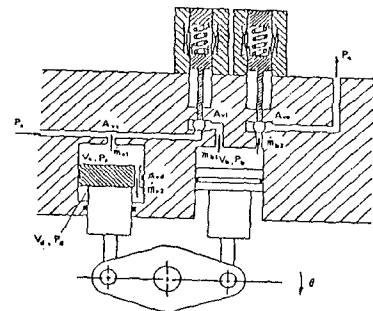


그림 5. 작동기 및 관련 변수

Fig.5 Actuator schematic and parameters

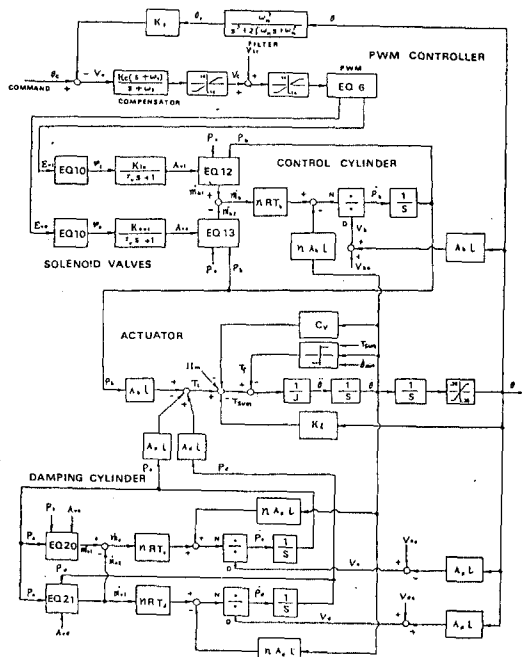


그림 6. 시스템 블록 선도
Fig.6 System block diagram

표 1. 시스템 계수값

부호	단위	값	부호	단위	값
A_b	m^2	5.73×10^{-4}	P_s	Pa	0.0
A_e	m^2	2.90×10^{-4}	P_r	Pa	6.895×10^4
A_p	m^2	5.73×10^{-4}	R	$m^2/sec \cdot K$	2077
A_{vd}	m^2	1.257×10^{-7}	T_c	J	1.5 - 3.0
A_{vs}	m^2	1.963×10^{-7}	T_s	$^\circ K$	294
b	—	0.4881	T_{st}	J	3.3
C_v	$J \cdot sec/rad$	1.0	V_{s0}	m^3	5.73×10^{-6}
C_d	—	0.7, 0.8	V_{sb}	m^3	7.26×10^{-6}
H_m	J	0.0	V_{s0}	m^3	3.16×10^{-6}
J	$J \cdot sec^2$	2.03×10^{-4}	V_{cr}	$Volt$	3.8 - 4.5
k	—	1.66	ζ	—	0.7
K	$\sqrt{K \cdot sec/m}$	0.0159	T_{p1}	ms	0.8 - 1.4
K_e	—	3.0	T_{e1}	ms	0.4
K_f	$Volt/deg$	0.5	T_{p0}	ms	1.0 - 1.6
K_i	J/rad	0.181, 25	T_{e0}	ms	0.4
K_v	$Volt/Volt$	5.0	T_v	ms	0.05
K_{in}	$m^2/Volt$	3.87×10^{-7}	ω_{11}	Hz	10
K_{out}	$m^2/Volt$	7.74×10^{-7}	ω_{12}	Hz	30
l	m	0.0278	ω_m	Hz	113
n	—	1.66	ω_{min}	rad/sec	10^{-6}

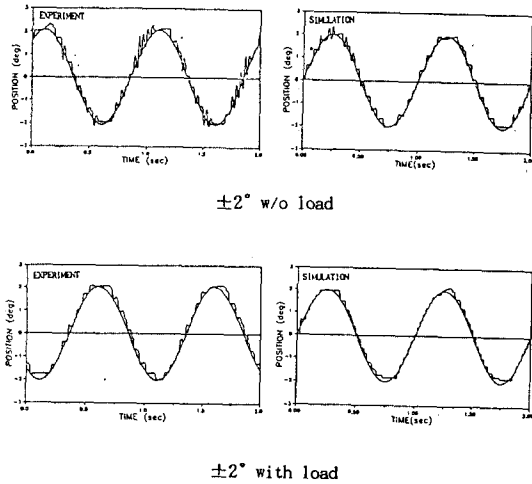


그림 7. 정현파 응답
Fig.7 Response of system to sinusoidal input

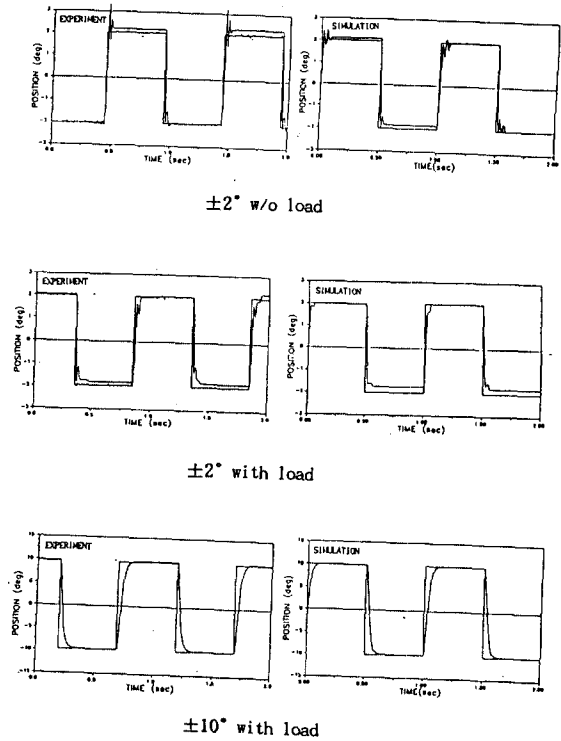


그림 8. 구형파 응답
Fig.8 Response of system to square input