# 전기·유압 서보밸브를 이용한 압축가스 방출시스템의 동특성 해석 및 제어

김용만*(부산대학교 기계공학부 지능기계공학과), 김정관(부산대학교 기계기술연구소)
한명철(부산대학교 기계공학과)

# The Analysis of Dynamic Characteristics and the Control of Compressed Gas Expulsion System Using Electro-Hydraulic Servo Valve

Y. M. Kim(Mech. Eng. Robotics and Control System Lab., PNU), J. K. Kim(Mech. eng. RIMT., PNU)
M. C. Han(Mech. Eng., PNU)

**ABSTRACT**

A dynamical analysis and PID control of a compressed gas expulsion system is performed. The purpose of this study is to develop a compressed gas discharging system and to verify the validity of the system. The electro-hydraulic servo valve is modeled as a 3th order transfer function to calculate flow force affecting expulsion valve is significantly considered. The friction force in the expulsion valve is considered as a nonliner model of stribeck effect. The dynamic characteristics of this system is examined by the computer simulation. The position control of tne expulsion valve is performed by PID controller.

**Key Words** : Electro-Hydraulic Servo Valve (전기 · -압 서보밸브), Expulsion Valve (방출밸브), Compressed Gas (압축가스), Flow Force (유체력), Flow Control (유량제어), PID Control (PID 제어)

## 1. 서론

전기· 유압 서보밸브란 전기적인 입력신호로써 유량 또는 압력을 제어하는 밸브로써 일반적으로 수 mA 정도의 미약한 전기 입력신호에 의해 수 마력 내지 수백 마력에 상당하는 유동압력을 제어할 수 있다. 밸브의 응답성은 상당히 양호하여 주파수가 200~500Hz까지 추종할 수 있으며, 최근의 산업설비가 대용량 , 고정도화 및 자동화됨에 따라 전기·유압 서보 제어시스템의 사용처가 많아지고 이에 따라 밸브의 성능 또한 개선되어지고 있다.

일반적으로 압축가스 방출 시스템과 같은 서보 시스템은 강한 비선형성과 다양한 불확실성을 내포하고 있으므로 실제 시스템을 정확히 표현하기 위한 수학적 모델식을 얻기가 매우 어렵다. 이러한 시스템의 최적 응답을 얻기 위해서 여러 가지 제어 방법을 적용한 연구가 활발히 진행되어오고 있다.

본 논문에서는 전기·유압 서보밸브에 의한 고압의 압축가스에 의한 방출 시스템 제어에 관한 연구를 기술한다. 압축가스 방출 시스템은 압축탱크, 발사튜브, 방출밸브 및 서보밸브를 포함한 유압제어 시스템으로 구성되어 진다. 고압의 압축가스를 이용한 수중발사 시스템의 원리는 압축가스 탱크 내의 압축가스가 방출밸브를 통하여 발사 튜브내로 사출됨에 따라 발사 튜브 내에서 가스가 팽창 및 축압 되면서 형성된 가스압력에 의하여 발사관 내 발사체를 밖으로 이탈시키는 것이다. 발사체가 발사관으로부터 이탈시 적절한 가속도가 형성되는 것이 중요하며, 이를 위하여 발사관 내부의 압축가스의 유동해석을 포함한 방출밸브에 의한 정확한 유량제어가 필수적이다. 특히 발사관 내의 발사체의 거동은 방출밸브의 개방패턴에 의해 크게 좌우된다.

본 논문의 목적은 발사체의 원활한 발사를 위해 요구되는 압축가스의 방출유량 특성을 해석하고 이

를 바탕으로 방출밸브의 최적 개방 궤적을 도출한다. 또한, 도출한 개방궤적을 추종하기 위한 방출밸브 및 유압제어 시스템의 해석 및 제어기 설계에 있다. 설계된 시스템은 Fig.1과 같이 전기·유압 서보 시스템을 모델링 하였고, PID 제어를 통해 방출밸브의 개방 궤적을 제어한다. 전기·유압 서보밸브는 3차 전달함수로 모델링 되었으며[1], 방출밸브의 운동방정식에 포함된 마찰력은 stribeck 효과를 고려한 비선형 식으로 모델링 되었다. 이렇게 모델링 된 식으로 임의의 기준입력을 추종하는 PID제어기를 적용하여 시뮬레이션을 통한 동특성 및 추종성능을 조사 하였다.

## 2. 시스템 해석

### 2.1 유압 시스템 모델링

전기·유압 서보밸브 압축가스 방출 시스템을 Fig.1에서 보여주고 있다. 이 시스템의 전체 구성은 압축탱크, 전기·유압 서보밸브, 방출밸브, 그리고 발사튜브로 구성되어져 있다. 서보밸브에 전압이 인가되면 스풀의 변위에 따라서 실린더의 위치가 변화하고, 방출밸브가 개방되어 압축 탱크로부터 압축가스가 방출 밸브를 경유 발사튜브 내부로 공급된다. 이때 스풀의 변위를 제어 함으로써 방출 밸브의 개방 변위가 결정되어진다.

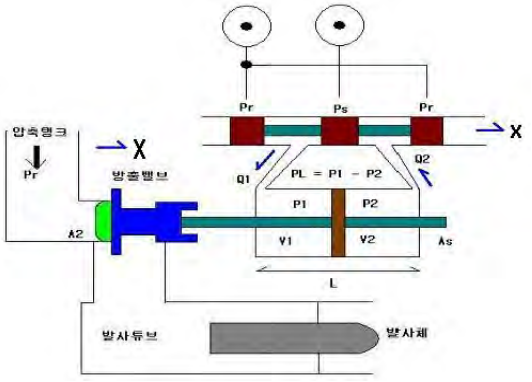

Fig.1 Structure of the Hydraulic System

#### 2.1.1 전기·유압 서보 밸브

실험을 통하여 주어진 전기·유압 서보 밸브의 입력 전압에 대한 출력 유량의 주파수 응답특성을 근거한 3차 전달 함수 식 (1)과 같이 모델링 하였다.[1]

$$\frac{X}{x} = \frac{K_v \frac{K_q}{A_p}}{S\left(\frac{S^2}{w_n^2} + \frac{2\delta}{w_n} S + 1\right)} \tag{1}$$

여기서, $\frac{K_q}{A_p}$ =1.19, $K_v$=7.9 각각 상수이며, $\zeta$(=0.6)감쇠비, $w_n$(=191)은 고유 진동수 이다.

#### 2.1.2 방출밸브

방출밸브의 위치는 서보밸브를 통과한 유량에 의해 제어되며, 개방시간에 따른 변위에 의해 압축 탱크로부터 압축가스의 방출 유량이 결정 되어진다. 방출밸브 스풀의 운동방정식은 다음과 같다.

$$M\ddot{X} = Pr(A - A_s) - F_t - F_s - F_k \tag{2}$$

여기서, $M$ : 방출밸브의 질량
$X$ : 방출밸브의 변위
$F_t$ : 과도상태 유체력
$F_s$ : 정상상태 유체력
$F_k$ : 마찰력
이며, $F_t$ 와 $F_s$는 다음과 같다.

$$F_s = 2C_d C_v w (P_s - P_L) X_v \cos\theta \tag{3}$$

$$F_k = (L_1 - L_2) C_d w \sqrt{\rho (P_s - P_L)} \tag{4}$$

여기서, $C_d$ = 스풀밸브의 유량계수
$C_v$ = 속도계수
$w$ = 밸브 면적 구배
$P_s$ = 공급압력
$P_L$ = 부하압력

마찰력은 $F_k$ 는 stribeck effect 가 고려되어 비선형으로 모델링 되며, 쿨롱 마찰 및 정지마찰과 점성마찰을[4][5] 포함하여 식 (6)과 같이 표현된다.[2]

$$F_k = F_{coul} + F_r + B\dot{X} \tag{5}$$

$$F_r = \begin{cases} (F_{st} - F_{coul})\left(1 - \frac{|\dot{X}|}{v_c}\right) sgn(\dot{X}) & |\dot{X}| < v_c \\ 0 & |\dot{X}| > v_c \end{cases} \tag{6}$$

여기서, $F_{coul}$ = 쿨롱 마찰력
$F_{st}$ = 최대 정지 마찰력
$v_c$ = 임계 마찰 속력

스풀밸브의 이동변위 $X$에 따라 스풀밸브 각 포토의 유량 방정식을 정리하면 다음과 같다.

$$Q_1 = \frac{1}{2} C_d w X \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_s - P_1)} \tag{7}$$

$$Q_2 = \frac{1}{2} C_d w X \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_1 - P_r)} \tag{8}$$

$$Q_3 = \frac{1}{2} C_d w X \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_s - P_2)} \quad (9)$$

$$Q_4 = \frac{1}{2} C_d w X \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_2 - P_r)} \quad (10)$$

식 (7)~(10)로부터 스풀밸브에 유입되는 총 유량은 다음과 같다.

$$Q_A = Q_1 + Q_3 = Q_2 + Q_4 = Q_r \quad (11)$$

무부하시 서보밸브의 제어유량 방정식은

$$Q_v = C_d w X \sqrt{\frac{2}{\rho} P_s} \quad (12)$$

가 된다.

### 2.2 방출밸브 유량 방정식

압축공기 상·하류의 압력비가 임계압력비 까지는 질량유량이 증가하지만 임계압력비를 넘어서면 더 이상 증가하지 않고 일정하다. 즉, 압축공기의 질량유량은 상·하류의 압력비에 따라 다음과 같이 결정된다.[6]

$$\dot{m} = \left\{ \left( \frac{2}{k-1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \frac{k}{R} \right\}^{\frac{1}{2}} \cdot A_e \frac{P_r}{\sqrt{T_r}} \cdot \alpha \quad (13)$$

여기서,

$$\alpha = \begin{cases} \sqrt{1 - \left( \frac{r-b}{1-b} \right)^2} & \text{for } r > b \\ 1 & \text{for } r < b \end{cases}$$

$$A_0 = C_c A_0 = \pi D X$$

### 2.3 압축가스 지배 방정식

압축가스 탱크 내에 저장된 압축가스가 방출밸브를 통하여 발사튜브 내로 방출될 때 압축가스의 팽창되는 방향을 구속함으로써 압축가스의 팽창력을 발사체의 후부에 작용하도록 하여 발사체를 한 방향으로 구속하면서 안내해 주는 역할을 한다.

압축가스는 이상 기체로 간주하며, 방출 과정은 등 엔트로피 과정으로 간주한다. 탱크 내 압력 및 온도에 대한 지배방정식은 식(14), (15)로 나타내어진다.

$$\dot{P}_r = -\frac{kP_s}{m_s} \dot{m}_s \quad (14)$$

$$\dot{T}_r = (1-k) \frac{T_s}{m_s} \dot{m}_s \quad (15)$$

발사 튜브 내부는 단열팽창을 한다. 발사 튜브 벽 자체의 팽창은 없으며, 내부 체적 변화는 순전히 발사체의 이동에 의존한다. 또한 튜브 내부 영역을 검사 체적으로 잡았을 때 유출 질량은 없다고 보며, 지배방정식은 식 (16), (17)과 같다.

$$\dot{P}_t = kP_t \left( \frac{\dot{T}_s}{m_t T_t} \dot{m}_s - \frac{1}{V_t} \dot{V}_t \right) \quad (16)$$

$$\dot{T}_t = T_t \left\{ (1-k) \frac{1}{V_t} \dot{V}_t + \left( k \frac{T_s}{T_t} - 1 \right) \frac{1}{m_t} \dot{m}_t \right\} \quad (17)$$

## 3. 시뮬레이션 및 동특성 분석

앞에서 유도한 모델링 식을 바탕으로 방출밸브 시스템의 동특성을 시뮬레이션을 통해 분석하였다.

제어기는 가장 많이 사용되고 있는 표준형 PD제어기를 적용하여 그 추정성능을 분석하였고, PD 제어기의 입력은 기준입력과 실제 출력간의 에러신호이다.

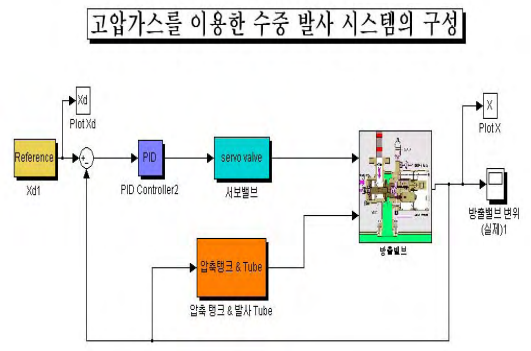


Fig. 2 Block Diagram Compressed Gas Discharging System

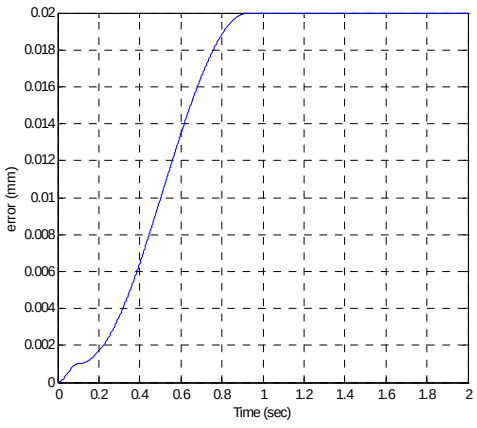


Fig.3 Desired Trajectory of the Expulsion Valve

Fig.2는 Matlab을 활용한 유압 시스템 전체의 블

록선도를 나타낸다. Fig.3은 유압 시스템의 방출밸브의 기준 입력 이며, 기준입력은 작동 초기 발사체의 급격한 속도 증가를 피하면서 점진적으로 요구 이탈 속력을 얻도록 방출밸브의 개방변위를 초기에는 상대적으로 천천히 열리는 형태를 취한다. 이후 급속히 개방되면서 최대 개방 변위 근처에 도달 했을 때 방출밸브 시스템의 충격 방지를 위해 다시 개방 속도는 줄어든다.

PID 제어기에 의한 방출밸브 개방궤적의 응답 곡선은 Fig.4와 같으며, 궤적에 대한 error 곡선은 그림 Fig.5 에 나타내었다.

Fig.6은 기준입력과 개방 궤적의 응답곡선을 나타내었다. Fig.4, Fig.5, Fig.6을 보면서 개방 궤적이 목표 값을 잘 추종하고 있음을 알 수 있다.

Fig.7은 압축탱크의 압력이며, 압력이 지속적으로 감소하고 있음을 보여주고 있다. Fig.8와 Fig.9는 발사체의 거동 특성을 보여주고 있다.

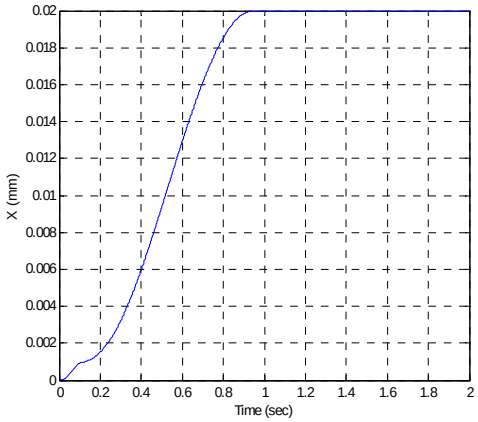


Fig. 4 The Response of Expulsion Spool Valve

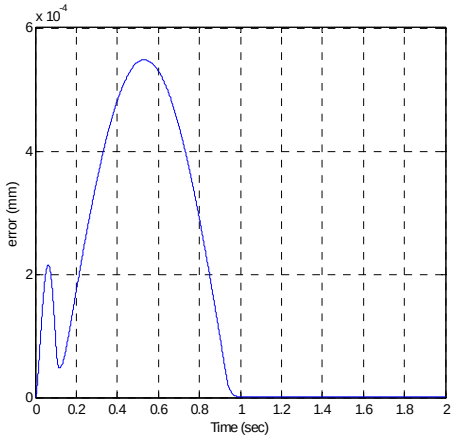


Fig. 5 Error Signal

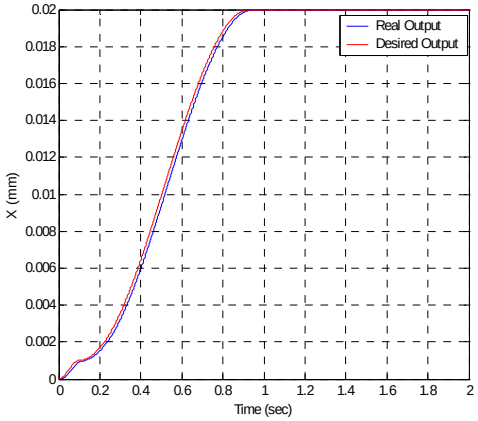


Fig. 6 PID Control Response

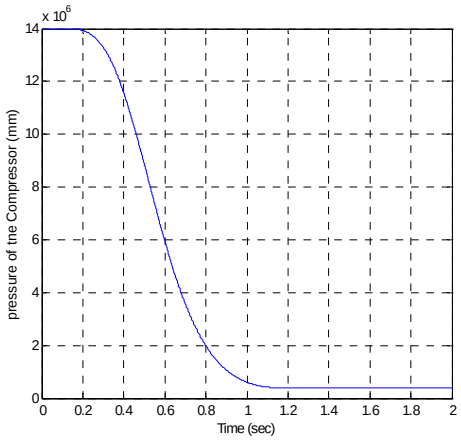


Fig.7 Pressure of the Compressor Tank

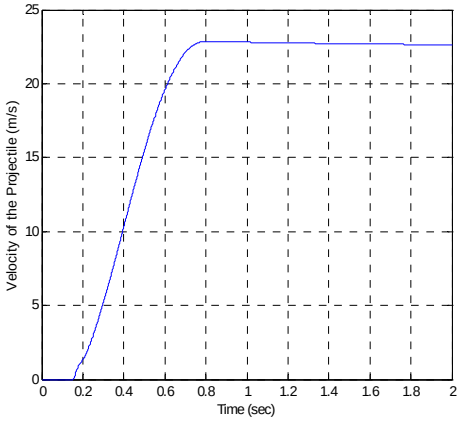


Fig. 8 Velocity of the Projectile

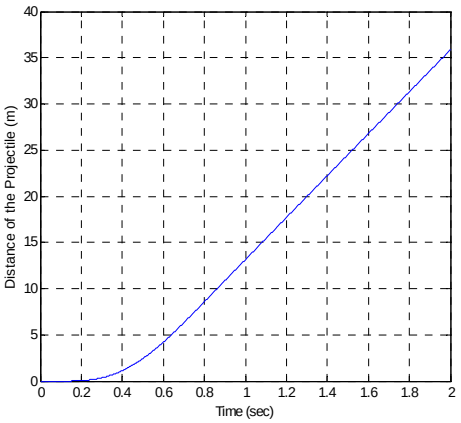

Fig. 9 Distance of the Projectile

## 4. 결론

본 논문에서의 시스템은 일반적인 유압 시스템처럼 전기·유압 서보밸브로 직접 실린더 등의 엑츄에이터로 유입 되는 부하 유량을 결정하여 위치나 속도를 제어한다.

방출밸브 특성 해석을 위한 수학적 모델을 제시하고, 이를 사용한 Simulink 블럭을 완성 하였다. Simulink 결과 타당성이 검증되었고, 이를 사용함으로써 서보밸브의 특성 예측을 할 수 있음을 확인하였다.

본 시스템에 사용한 PID 제어는 적절한 게인 선정을 통해 위치 추종을 보여주었다. 향후 모델링 오차나 작동환경의 변화 등을 고려해 줄 수 있는 비선형 제어기에 대한 연구가 있어야 한다.

## 참고문헌

1. Herbert E. Merritt, "Hydraulic Control System" John Wiley & sons, inc. 1967.
2. Backe`, W., "Simulant",1992
3.구대정, “수중발사를 위한 압축가스 방출 시스템의 동특성 해석 및 제어”, 부산대학교 석사 학위 논문, 2004
4. Belforte, G., Raparelli, T. and Velardocchia, M. "Study of the Behavior of Lip Seals in Pneumatic Actuators", Journal of the Society of Tribologists and Lubrication Engineers, Vol. 49, NO. 10, p775-780, 1993.
5. Nouri, B. M. Y., Al-Bender, F., Swevers, J., Vanherck, P. and Van Brussel, H., "Modelling a Pneumatic Servo Positioning System with Friction", Proceedings of tne American Control Conference, Vol. 2, p1067-1071, 2000
6. B. w. anderson "The Analysis and Design of Pneumatic System", Robert E.Krieger Publishing Company, 1985
7. D. Mccloy.,H. R. Martin, "Control of Fluid Power", John Wiley & Sons, inc. 1980.