

전기유압식 스프링복귀 액추에이터 정특성

Static Characteristics of Electro-Hydraulic Spring Return Actuator

정 규 흥

G. H. Jung

접수일: 2012년 3월 16일, 수정일: 2012년 4월 13일, 게재확정일: 2012년 4월 25일

Key Words : Electro-Hydraulic Spring Return Actuator(전기유압식 스프링복귀 액추에이터), Balance Beam(밸런스 빔), Force Motor(포스모터), Self-Controlled System(자력제어시스템)

Abstract: Electro-hydraulic spring return actuator(ESRA) is utilized for air conditioning facilities in a nuclear power plant. It features self-contained, hydraulic power that is integrally coupled to a single acting hydraulic cylinder and provides efficient and precise linear control of valves as well as return of the actuator to the de-energized position upon loss of power. In this paper, the algebraic equations of ESRA at steady-state have been developed for the analysis of static characteristics that includes control pressure and valve displacement of pressure reducing valve, flow force on flapper as well as its displacement over the entire operating range. Also, the effect of external load on piston deviation is investigated in terms of linear system analysis. The results of static characteristics show the unique feature of force balance mechanism and can be applied to the stable self-controlled mechanical system design of ESAR.

기호 설명

- Q_p : 펌프 토출유량
- Q_c : 감압밸브 공급유량
- Q_r : 플래퍼 노즐 배출유량
- x_p : 피스톤 변위
- x_v : 감압밸브 피드백 피스톤 이동변위
- x_c : 감압밸브 변위(= $l_{v2}x_v/l_{v1}$)
- θ : 밸런스 빔 회전각
- x_f : 플래퍼 변위(= $l_c\theta$)
- v : 노즐에서 유출되는 오일 속도
- p_p : 피스톤 작동압력
- p_c : 감압밸브 제어압력
- F_m, F_f, F_j : 밸런스 빔에 작용하는 전자기력, 피드백 스프링력, 유체력
- F_l : 피스톤에 작용하는 부하
- r_f : 피스톤 변위에 대한 피드백 스프링 변위 비
- F_{f0} : 피드백 스프링 초기 압축력

- A_p, A_r : 피스톤 및 로드 단면적
- A_{pm} : 피스톤 작동압력 수압면적(= $A_p - A_r$)

1. 서 론

유압실린더는 단위 중량당 출력밀도가 높은 장점으로 인하여 좁은 공간에서 큰 부하구동이 요구되는 산업분야에 적용되고 있다. 전기유압 서보시스템은 전기적인 신호를 이용해서 부하의 위치나 속도를 보다 신속하고 정밀하게 제어할 수 있으므로 기계시스템의 자동화 설계에 응용되고 있다.¹⁾

Fig. 1의 전기유압식 스프링복귀 액추에이터(electro-hydraulic spring return actuator, ESRA)는 복귀 스프링을 갖는 단동 실린더(single acting cylinder)로 4-20mA의 전류지령신호에 비례하여 유압피스톤 변위가 제어되는 기능을 가진다.²⁾ ESRA는 유압동력원과 기계적인 방식의 자력제어시스템이 내장된 단일구조로 독립적으로 작동되며 유압펌프를 일정한 속도로 구동하기 위하여 필요한 단상 교류전원과 4-20mA의 전류지령신호만으로 유압피스톤의 위치제어가 가능하다.

ESRA의 응용분야는 원자력발전소의 주제어실 공

정규흥(책임저자): 대전대학교 컴퓨터응용기계설계공학과
E-mail: ghjung@daejin.ac.kr, Tel: 031-539-1974

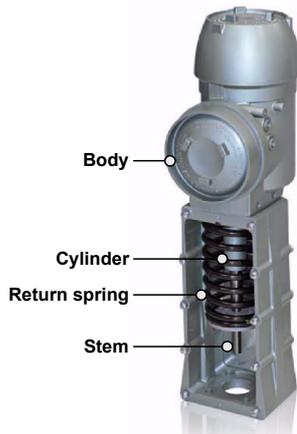


Fig. 1 Electro-hydraulic spring return actuator

기조화계통, 비상노심 냉각계통, 기기실 배기정화계통 내에서 작업하는 운전자에게 안전한 환경조건을 제공하기 위하여 공기유량을 조절하는 기능의 댐퍼를 원격으로 자동제어하는 유압구동장치로 사용된다. 최근에는 독립적으로 작동되는 ESRA와 유사하지만 동력전달효율 향상을 위하여 전기모터로 유압펌프의 회전방향과 속도를 제어하여 유압실린더를 구동하는 전동기 일체형 유압액추에이터³⁾에 대한 연구가 활발히 수행되고 있으나 복동식(double acting)으로 전기 또는 기계적인 시스템 오류 시 초기위치로의 복귀기능이 요구되는 발전소 분야에의 응용은 제한된다.

본 연구에서는 ESRA의 기계식 위치제어 유압시스템을 대상으로 정상상태에서 각 작동요소의 특성을 분석하였으며 이를 통하여 제어시스템의 핵심적인 작동원리를 규명하였으며 선형해석을 통하여 피드백 시스템에 의하여 형성되는 등가 복귀 스프링 특성을 분석하고 수치해석을 통하여 타당성을 검증하였다.

2. 밸브제어시스템

Fig. 2는 유압펌프, 감압밸브(pressure reducing valve), 밸런스 빔(balance beam)과 노즐(nozzle), 포스모터(force motor), 복귀 스프링을 갖는 단동(single acting) 유압실린더로 구성되는 ESRA의 도식적인 내부구조를 나타낸다. 2개 실린더로 구성되는 레디얼 피스톤 형의 유압펌프는 직결된 교류모터에 의하여 일정한 속도로 회전하면서 유압시스템 작동에 필요한 유량을 공급한다. 외부에서 인가되는 4-20mA 전류는 밸런스 빔에 작용하는 포스모터의 전자기력 F_m 을 변화시키고 이에 따라 피스톤 작동압력이 변

화되어 피스톤 운동이 발생된다. 피스톤 변위는 피드백 스프링을 통하여 밸런스 빔에 작용하는 스프링력을 변화시켜 평형상태를 유지함으로써 포스모터에 인가되는 전류에 비례하여 피스톤 변위가 제어되는 자력제어시스템(self-controlled system)의 구조를 갖는다. Fig. 2에서 r_f 는 피드백 레버로 조절 가능한 피스톤 변위에 대한 피드백 스프링 인장변위의 비를 나타낸다. 피스톤 작동압력을 조절하는 감압밸브와 기계적인 자력제어시스템의 핵심요소인 밸런스 빔의 기능과 작동원리는 다음과 같다.

(1) 유압실린더 피스톤은 초기에 압축된 스프링에 의하여 아래로 완전히 내려온 상태이며 하부에 작용하는 압력 p_p 에 비례하여 위쪽으로 이동하며 작동압력에 의한 힘과 스프링의 압축력이 같아지는 위치에서 피스톤은 정지된 상태를 유지한다.

(2) 유압실린더 작동압력은 펌프토출유량 Q_p 와 감압밸브에서 배출되는 유량 Q_c 에 의하여 조절된다. $Q_p > Q_c$ 인 상태에서는 작동압력이 높아지고 $Q_p < Q_c$ 이면 작동압력이 낮아지며, 피스톤이 정지된 상태에서는 $Q_p = Q_c$ 의 조건이 만족되면서 일정한 압력을 유지하게 된다.

(3) 유압실린더 피스톤 변위는 스프링력으로 밸런스 빔에 피드백 된다. 밸런스 빔에 작용하는 힘은 노즐에서 발생하는 유체력 F_j , 포스모터 전자기력 F_m , 피드백 스프링 인장력 F_f 이며 피스톤이 정지된 상태에서는 3개 힘에 의해 발생하는 모멘트가 평형을 이루어 일정한 밸런스 빔 회전각을 유지한다.

(4) 포스모터 전자기력은 지령신호인 4-20mA의 전류에 의하여 변화된다. 피스톤이 정지된 상태에서 전류가 증가하면 포스모터 전자기력이 증가하여 밸런스 빔을 반 시계방향으로 회전시키고 이에 따라 노즐에서 배출되는 유량 Q_r 이 감소한다. 감압밸브 제어압 p_c 는 유입유량 Q_c 와 유출유량 Q_r 에 의하여 조절되는데 유출유량이 감소하면 압력이 상승하게 된다. 이에 따라 감압밸브 피스톤이 상승하고 링크로 연결된 감압밸브가 반 시계방향으로 회전하면서 유로단면적을 감소시켜 유입유량을 감소시킨다. 감압밸브 유입유량이 감소됨에 따라 유압실린더 작동압력은 상승하게 되고 피스톤은 위쪽으로 이동하게 된다. 피스톤이 상승하면 피드백 스프링을 잡아당겨 밸런

스 빔을 시계방향으로 회전시키는 모멘트를 발생시키고 포스모터 전자기력과 스프링력이 다시 평형을 이루는 위치에서 밸런스 빔은 정지하고 피스톤 작동 압력도 일정하게 되어 정지된 상태를 유지한다.

이와 같이 ESRA는 밸런스 빔에 작용하는 포스모터 전자기력과 피스톤 변위에 비례하는 인장력이 평형을 이루는 상태에서 피스톤 변위가 결정되므로 기계적인 시스템의 정특성분석을 바탕으로 포스모터에 인가되는 4-20mA 전류에 대하여 피스톤이 전 행정을 운동하도록 제반 설계변수를 결정해야 한다. ESRA의 주요 정특성 항목을 요약하면 다음과 같다.

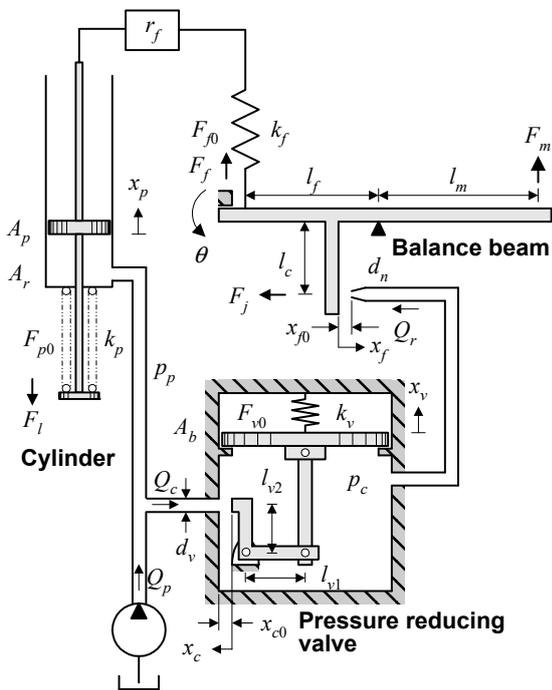


Fig. 2 Internal structure of ESRA

- 피스톤 최대속도, 피스톤 변위에 따른 작동압력
- 전 작동영역에서 감압밸브 변위 및 제어압
- 전 작동영역에서 플래퍼(flapper) 변위
- 플래퍼 유체력
- 피드백 스프링 조정변수 r_f, F_{f0} 의 영향
- 피스톤 부하 F_l 이 변위오차에 미치는 영향

3. 정특성 분석

유압실린더 피스톤이 정지된 정상상태에서 정특성 분석을 위하여 각 작동요소에서 성립하는 대수방정식을 유도하면 다음과 같다.⁴⁾

- 단동 실린더

$$A_{pn}p_p - (k_p x_p + F_{p0}) - F_l = 0 \quad (1)$$

- 감압밸브

$$A_b p_c - (k_v x_v + F_{v0}) = 0 \quad (2)$$

- 밸런스 빔

$$l_m F_m - l_c F_j - l_f [k_f (r_f x_p + l_f \theta) + F_{f0}] = 0 \quad (3)$$

여기서, $F_j = (p_c + \frac{1}{2} \rho v^2) A_n$, $v = \frac{Q_r}{A_n}$

- 펌프토출 측 유량방정식

$$Q_p = Q_c \quad (4)$$

여기서, $Q_c = C_d \pi d_v (x_{c0} - x_c) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_p - p_c)}$

- 플래퍼 노즐 측 유량방정식

$$Q_c = Q_r = Q_p \quad (5)$$

여기서, $Q_r = C_d \pi d_n (x_{f0} - x_f) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_c}$

ESRA 기계식 제어시스템에서 입력은 포스모터 전자기력 F_m 이고 출력은 피스톤 변위 x_p 이다. 피스톤에 작용하는 외부부하 F_l 과 펌프 토출유량 Q_p 는 외란에 해당되고 유도된 5개식을 연립함으로써 5개의 상태변수($p_p, x_p, p_c, x_v, \theta$)가 유일하게 결정된다.

3.1 작동압력 범위 및 피스톤 최대속도

단동 유압실린더는 피스톤을 초기위치로 복귀시키는데 스프링 압축력을 이용한다. 피스톤 작동압력은 실린더 조립 시 스프링 초기 압축력 F_{p0} 과 피스톤 이동변위에 따라 증가하는 스프링 압축력에 의해 결정되며 식 (1)로부터 다음과 같다.

$$p_p = (F_{p0} + k_p x_p + F_l) / A_{pn} \quad (6)$$

피스톤 이동속도는 펌프 토출유량 Q_p 와 감압밸브 공급유량 Q_c 의 차로 결정되며 최대속도는 $Q_c = 0$ 일 때 발생하므로 다음 식과 같다.

$$v_{p\max} = Q_p / A_{pn} \quad (7)$$

Table 1은 89mm의 피스톤 행정을 갖는 ESRA의

기본적인 특성을 나타낸다. 여기서, 교류전원으로 구동되는 모터에 직결된 유압펌프는 피스톤 작동압력이 증가할수록 속도가 다소 저하되지만 해석의 편의성을 위하여 1,000rpm의 일정한 속도로 작동하는 상태를 가정하였고 누유는 고려하지 않았다. 포스모터 전류가 영인 상태에서는 전자기력 $F_m = 0$ 이고 펌프 토출유량이 모두 감압밸브를 통하여 플래퍼 노즐로 유출되므로 피스톤 작동압력이 형성되지 않는다. 피스톤 작동압력은 전자기력에 비례하여 상승하며 4mA 전류에서 피스톤 운동이 시작되도록 하기 위해서는 피스톤 작동압력이 33.5bar가 되도록 피드백 스프링의 초기 압축력 F_{f0} 를 조정해야 한다.

3.2 감압밸브 변위 및 제어압

단동 유압실린더의 모든 행정에서 감압밸브 변위 및 제어압의 정상상태 특성은 식 (2)와 식(3)으로부터 다음과 같은 2개식의 연립해로 나타내어진다.

$$x_c = l_{v2}(A_b p_c - F_{v0}) / l_{v1} k_v \quad (8)$$

$$Q_p - C_d \pi d_v (x_{c0} - x_c) \sqrt{\frac{2}{\rho}(p_p - p_c)} = 0 \quad (9)$$

Fig. 3은 피스톤 전 행정에서 발생하는 작동압력 범위에 대하여 감압밸브 변위 x_c 와 제어압 p_c 의 특성을 나타내는 그림이고 Table 2는 부하가 없을 때 감압밸브 변위와 제어압의 변화량을 정리한 결과이다. 피스톤 변위가 증가할수록 피스톤 작동압력이 높아지고 이에 따라 감압밸브 제어압도 증가하지만 변화량이 매우 작아 거의 일정한 압력을 유지하며 0.58bar의 매우 낮은 압력으로 제어됨을 알 수 있다.

Table 1 Basic characteristics of ESRA

Symbol	Unit	Value	Remark
x_{pmax}	mm	89	
Q_p	lpm	0.49	$N_p = 1,000rpm$
p_{pmin}	bar	33.5	$x_p = F_l = 0$
p_{pmax}	bar	71.4	$x_p = x_{pmax}, F_l = 0$
p_{pmaxl}	bar	101.2	$F_l = 4905N(500kgf)$
v_{pmax}	mm/s	5	

감압밸브 제어압 변화량이 작은 이유는 감압밸브 피드백 피스톤의 수압면적이 매우 커서 작은 압력 변화에도 민감하게 밸브가 작동되도록 설계되기 때문

이다. 감압밸브 제어압을 일정하게 설계하는 목적은 밸런스 빔에 작용하는 유체력은 감압밸브 제어압에 비례하고 유체력은 밸런스 빔에 외란으로 작용하기 때문에 포스모터에서 발생하는 작은 전자기력으로 안정된 제어시스템을 구현하기 위해서 외란의 영향을 최소화하기 위함이다. 감압밸브 피스톤에 대한 힘평형을 나타내는 식 (2)를 변화량으로 나타내면 감압밸브 제어압 변화에 대하여 발생하는 밸브변위의 이득을 다음과 같이 구할 수 있으며 최대변위가 $x_{c0} = 0.5mm$ 이므로 감압밸브 제어압은 1bar보다 작은 압력으로 제어되어야 함을 확인할 수 있다.

$$\Delta x_c = \frac{A_b l_{v2}}{k_v l_{v1}} \Delta p_c = 0.81 [mm/bar] \Delta p_c \quad (10)$$

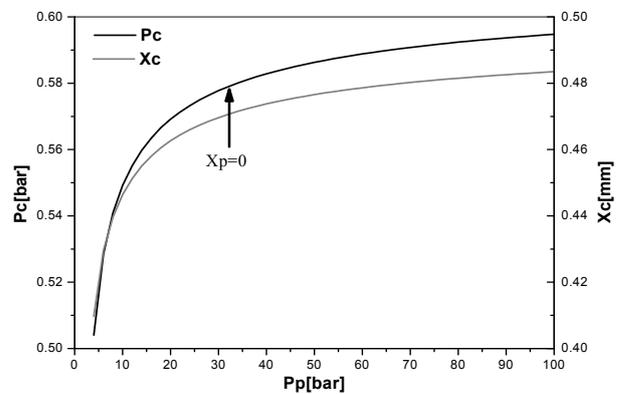


Fig. 3 Pressure reducing valve characteristics

Table 2 Variation of x_p and p_c in PRV

Symbol	Unit	p_p [bar]		Remark
		32	72	
x_c	mm	0.471	0.481	$\Delta x_c = 0.02mm$
p_c	bar	0.579	0.591	$\Delta p_c = 0.012bar$

3.3 플래퍼 변위

정상상태 플래퍼 변위 $x_{f0} - x_f$ 는 노즐 배출유량 Q_r 이 펌프 토출유량 Q_p 와 같으므로 식 (5)로부터 다음 식으로 나타내어진다.

$$x_{f0} - x_f = Q_p / C_d \pi d_n \sqrt{\frac{2}{\rho} p_c} \quad (11)$$

3.2절의 분석결과로부터 감압밸브 제어압 p_c 는 전 작동영역에서 일정하고 펌프 토출유량이 일정하므로 $x_{f0} - x_f$ 는 정상상태에서 거의 변화되지 않음을 알

수 있다. 1,000rpm으로 펌프가 작동할 때 $x_{f0} - x_f$ 는 0.13mm로 플래퍼는 노즐에 근접한 상태를 유지하며, 플래퍼 변위 x_f 가 일정하므로 밸런스 빔의 회전각 θ 도 일정하게 된다. 따라서 전 작동영역에서 밸런스 빔은 정상상태에서 항상 동일한 회전각 변위를 유지하게 된다.

3.4 플래퍼 유체력

노즐에서 분출되는 유체에 의해 플래퍼가 받는 힘은 분출압력에 의한 힘 F_{jp} 와 분출속도에 의한 힘 F_{jv} 로 구분되며 다음 식과 같다.⁵⁾

$$F_j = F_{jp} + F_{jv} \quad (12)$$

여기서, $F_{jp} = p_c A_n$

$$F_{jv} = \frac{1}{2} \rho \frac{Q_p^2}{A_n}$$

F_{jp} 는 감압밸브 제어압 p_c 가 일정하므로 작동조건에 무관하게 일정한 값을 가지며 F_{jv} 는 펌프 토출유량의 제공에 비례한다. 1,000rpm의 펌프 회전속도에서 $F_{jp} = 0.558\text{N}$ 인 반면에 $F_{jv} = 0.003\text{N}$ 이므로 대부분의 유체력은 감압밸브 제어압이 플래퍼에 미치는 힘이 된다. 따라서 유체력에 의해 밸런스 빔에 작용하는 외란의 영향이 최소화되기 위해서는 감압밸브 제어압을 일정하게 유지되어야 한다.

피스톤이 운동이 시작되는 4mA 포스모터 전류에서 발생하는 전자기력 F_m 은 F_j 에 의해 밸런스 빔에 작용하는 모멘트보다 크게 되는 상태이다. 피스톤 초기위치에서 밸런스 빔에 작용하는 피드백 스프링의 초기 압축력을 무시하면 전자기력 $F_m (i = 4\text{mA})$ 은 밸런스 빔에 대한 모멘트 식으로부터 다음과 같다.

$$F_m (i = 4\text{mA}) = l_c F_j / l_m = 39.8\text{gf} \quad (13)$$

실제 $F_m (i = 4\text{mA})$ 은 분출속도에 의한 유체력 F_{jv} 와 조절 가능한 피드백 스프링의 초기 압축력 F_{f0} 를 고려해야 하므로 식 (13)의 결과보다 다소 큰 값이 요구된다.

3.5 피드백 스프링 조정변수

ESRA는 4-20mA의 전류신호로부터 발생하는 포스모터의 전자기력과 피스톤 변위에 비례하는 스프링력이 밸런스 빔에 작용하여 모멘트 평형을 이루는

기계적인 피드백 방식으로 작동하며 지령입력과 제어출력의 단위가 일치하지 않으므로 4mA에서 피스톤 운동이 시작되고 20mA에서 최대변위에 도달하도록 오프셋(offset)과 스패(span)를 조정해야 한다. Fig. 4는 피드백 레버를 이용하여 피스톤 변위에 비례하는 스프링력을 밸런스 빔에 발생시키는 기계적인 장치의 구조를 나타낸다. 피드백 레버와 피드백 조절 압의 교차점을 이동시킴으로써 피스톤 변위에 대한 피드백 스프링 변위 비 r_f 를 조절하고 피드백 조절 압에 고정되는 피드백 스프링 끝의 위치를 이동함으로써 초기 압축력 F_{f0} 를 조절하게 된다. 피드백 스프링 초기 압축력 F_{f0} 가 피스톤 변위에 미치는 영향은 밸런스 빔에 대한 모멘트 식 (3)으로부터 피스톤 변위를 다음 식과 같이 나타내어 분석될 수 있다.

$$x_p = \frac{1}{k_f r_f l_f} [l_m F_m - l_c F_j - k_f l_f^2 \theta - l_f F_{f0}] \quad (14)$$

여기서 플래퍼에 작용하는 유체력 F_j 와 밸런스 빔의 회전각 θ 는 일정하다고 가정하면

$$x_p = C_0 F_m - C_1 F_{f0} - C_2 \quad (15)$$

여기서, C_0, C_1, C_2 는 비례상수

유도된 식 (15)로부터 피드백 스프링의 초기 압축력 F_{f0} 를 크게 할수록 동일한 포스모터 전류에 대하여 발생하는 피스톤 변위는 작아지게 되므로 피스톤 변위의 오프셋이 조정됨을 알 수 있다.

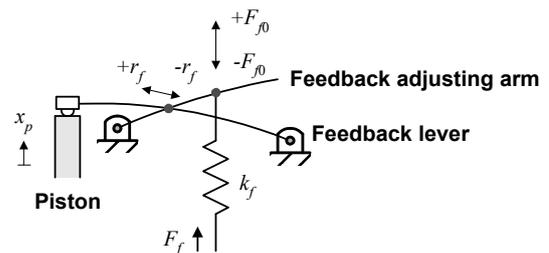


Fig. 4 Adjusting parameters of feedback spring

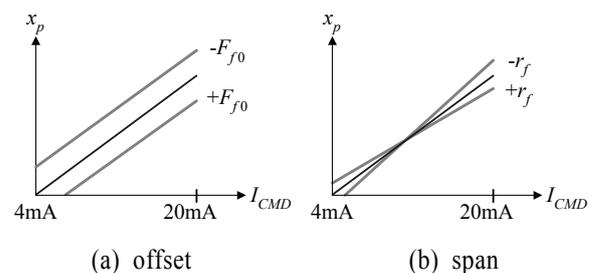


Fig. 5 Effect of adjusting parameters

피드백 레버와 피드백 조절 압이 교차되는 점을 이동함으로써 조절되는 r_f 의 영향은 식 (14)에서 포스모터 자기력의 변화량 ΔF_m 에 대한 피스톤 변위의 변화량 Δx_p 을 나타내는 다음의 관계식으로부터 파악될 수 있다.

$$\frac{\Delta x_p}{\Delta F_m} = \frac{l_m}{l_f k_f r_f} \quad (16)$$

r_f 가 클수록 $\Delta x_p / \Delta F_m$ 이 작아지므로 포스모터 자기력 변화에 대하여 발생하는 피스톤 변위가 작아지며 이에 따라 포스모터 전류범위에 대한 피스톤 변위의 스펀이 조정된다. Fig. 5는 F_{f0} 와 r_f 증감에 따른 피스톤 이동변위의 변화를 나타내며 읍셋과 스펀조정을 통하여 4-20mA의 지령신호에 비례하는 피스톤 전 행정을 구현할 수 있다.

4. 피스톤 부하에 대한 정상상태오차 해석

ESRA는 포스모터에서 발생하는 전자기력 F_m 이 일정하면 피스톤 변위 x_p 가 일정한 위치를 유지하지만 외력부하 F_l 이 작용하면 피스톤이 이동하여 위치오차가 발생한다. 피스톤에 작용하는 부하에 대하여 발생하는 변위오차는 정상상태 특성을 선형화한 후 상태변수 변화량으로 나타내어 해석할 수 있다. 유도된 식 (1)-(5)의 정특성 방정식을 각 상태변수의 작동점 $p_{po}, x_{po}, p_{co}, x_{co}, x_{fo}$ 에 대하여 선형화하여 상태변수 변화량으로 나타내면 다음과 같다.

$$A_{pn}\Delta p_p - k_p\Delta x_p - \Delta F_l = 0 \quad (17)$$

$$A_b\Delta p_c - k_v \frac{l_{v1}}{l_{v2}} \Delta x_c = 0 \quad (18)$$

$$l_c A_n \Delta p_c + k_f l_f r_f \Delta x_p + \frac{k_f l_f^2}{l_c} \Delta x_f = 0 \quad (19)$$

$$0 = -k_{qc} \Delta x_c + k_{pc} (\Delta p_p - \Delta p_c) \quad (20)$$

$$0 = -k_{qr} \Delta x_f + k_{pr} \Delta p_c \quad (21)$$

여기서, $k_{qc} = C_d \pi d_v \sqrt{\frac{2}{\rho}} (p_{po} - p_{co})$

$$k_{pc} = \frac{C_d \pi d_v (x_{c0} - x_{co})}{\sqrt{2\rho} (p_{po} - p_{co})}$$

$$k_{qr} = C_d \pi d_n \sqrt{\frac{2}{\rho} p_{co}}$$

$$k_{pr} = \frac{C_d \pi d_n (x_{f0} - x_{fo})}{\sqrt{2\rho p_{co}}}$$

식 (18)에서 Δx_c 를 Δp_c 로 나타내어 식 (20)에 대입하면 피스톤 작동압력변화 Δp_p 에 대한 감압밸브 제어압변화 Δp_c 를 다음과 같이 유도할 수 있다.

$$\Delta p_c = k_{pc} \left(k_{pc} + \frac{k_{qc} A_b l_{v2}}{k_v l_{v1}} \right)^{-1} \Delta p_p = C_p \Delta p_p \quad (22)$$

또한, 식 (21)에서 Δx_f 를 Δp_c 로 나타낸 후 식 (22)를 이용하여 식 (19)에 대입하면 피스톤 변위변화 Δx_p 와 작동압력변화 Δp_p 사이의 관계식을 다음과 같이 유도할 수 있다.

$$\Delta p_p = - \frac{k_f l_f r_f}{\left(l_c A_n + \frac{k_f l_f^2}{l_c} \frac{k_{pr}}{k_{qr}} \right) C_p} \Delta x_p = - C_x \Delta x_p \quad (23)$$

식 (23)은 포스모터 전류가 일정할 때 외력에 의하여 피스톤 변위가 증가하면 작동압력이 감소함을 의미한다. 식 (23)을 식 (17)에 대입하면

$$\Delta x_p = - \frac{\Delta F_l}{A_{pn} C_x + k_p} \quad (24)$$

식 (24)는 피스톤에 작용하는 부하가 ΔF_l 일 때 발생하는 변위오차 Δx_p 를 나타낸다. 여기서 k_p 는 피스톤 복귀 스프링 상수이고 $A_{pn} C_x$ 는 기계적인 유압시스템에 의하여 형성되는 등가 복귀 스프링 상수로 피드백으로 인하여 제어시스템의 강성이 증가함을 알 수 있다. Fig. 6은 피스톤 작동점에 따라 변화되는 등가 복귀 스프링 상수 $A_{pn} C_x$ 의 변화를 나타낸다. $A_{pn} C_x$ 는 작동점에 따라 변화하는데 $x_p = 0$ 에서 10.49kN/mm이고 $x_p = x_{p,max}$ 에서는 32.93kN/mm로 $k_p = 0.07$ kN/mm보다 매우 크므로 외력에 의하여 발생하는 피스톤의 변위오차를 크게 감소시키게 된다. 등가 복귀 스프링 상수가 작동점에 따라 다른 이유는 피스톤 작동압력이 클수록 유량이득 k_{qc} 와 k_{qr} 이 증가하기 때문이며 피스톤 최대변위에서 최대 작동압력이 발생하므로 가장 큰 강성을 갖는다. Fig. 6은 $\Delta F_l = 100$ lb = 445.4N일 때 식 (1)-(5)로 유도된 ESRA의 정특성 방정식을 수치적으로 연립하여 구한 피스톤 변위오차의 크기를 나타낸다. 최소 피스톤 변위에서는 0.04mm, 최대 피스톤 변위에서는

0.01mm의 위치오차가 발생하며 이는 식 (24)로 계산된 다음 결과와 일치한다.

$$\begin{aligned} \Delta x_{p\max} &= 445.4[\text{N}]/10555.6[\text{N}/\text{mm}] \\ &= 0.042\text{mm} \\ \Delta x_{p\min} &= 445.4[\text{N}]/33000.8[\text{N}/\text{mm}] \\ &= 0.013\text{mm} \end{aligned}$$

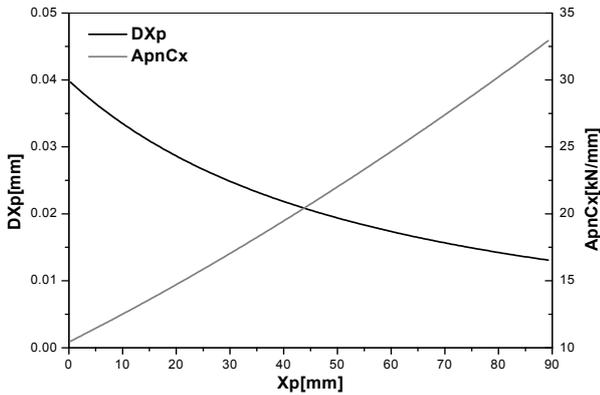


Fig. 6 $A_{pn}C_x$ and x_p change for $\Delta F_i = 445.4\text{N}$

5. 결 론

원자력발전소 공기조화시스템의 유량제어를 위하여 연속적으로 밸브 개도량을 가변시키는 작동기로 활용되는 전기유압식 스프링복귀 액추에이터는 복귀 스프링을 갖는 단동 실린더로 본체 내부에 유압동력원과 기계적인 위치제어 시스템이 설계되어 4-20mA의 전기적인 신호로 유압실린더 변위가 제어되는 독립 구동형 실린더 모듈이다.

본 연구에서는 유압펌프, 포스모터, 밸런스 빔, 감압밸브, 단동 실린더로 구성되는 자력제어시스템의 정상상태 특성분석을 수행하였다. 각 작동요소에 대하여 유도된 정특성 방정식을 바탕으로 전 작동영역에서 압력과 밸브변위의 특성을 파악하여 제어시스템 설계에 핵심적인 작동원리를 규명하였으며 피드백 스프링 조정변수가 피스톤 행정의 읍셋과 스펠에

미치는 영향을 분석하였다. 피스톤에 작용하는 외력에 의해 발생하는 변위오차는 정특성 방정식에 대한 선형화 해석을 통하여 기계식 유압시스템 피드백에 의하여 형성되는 등가 복귀 스프링 상수를 이용하여 분석하였으며 피드백에 의하여 강성이 크게 증가하므로 외력에 의하여 발생하는 변위오차가 매우 작게 나타남을 확인하였다. 변위오차에 대한 선형해석은 비선형 연립방정식에 대한 정상상태 해석결과와 비교하여 타당성을 입증하였다.

기계식 자력제어시스템의 성능은 유온, 마찰, 부품 노화등과 같은 작동조건 및 환경에 영향을 받으며 읍셋과 스펠조정이 번거로운 단점이 있으므로 향후에는 선형변위계와 비례압력 릴리프밸브 등을 활용한 전자식 위치제어 시스템에 대한 연구가 필요할 것으로 예상된다.

후 기

이 논문은 2012학년도 대전대학교 학술연구비지원에 의한 것임.

참고 문헌

- 1) A. Esposito, "Fluid Power with Applications", Prentice Hall, New Jersey, pp. 535~538, 2003.
- 2) www.ascovalve.com, "ASCO nuclear catalog", pp. 66~71, 2008.
- 3) S. H. Park, "Characteristics of an Electro Hydrostatic Actuator and Application Fields", Journal of KFPS, Vol. 6, No. 1, pp. 2~10, 2009.
- 4) 정규홍, "대용량 비례유량제어밸브 정특성분석", 유공압시스템학회 2009년도 추계학술대회 논문집, pp. 67~72, 2009.
- 5) H. E. Merritt, "Hydraulic Control Systems", John Wiley & Sons Inc., pp. 126~128, 1967.