

〈논 문〉 SAE NO. 97370127

전자 유압식 후륜 조향 장치의 응답 특성 개선에 관한 연구

A Study on the Improvement of the Response Characteristic
of the Electro-Hydraulic Rear Wheel Steering Gear

오 인호*, 양경우**, 이일영***
I. H. Oh, K. U. Yang, I. Y. Lee

ABSTRACT

The feedback control scheme of the pressure control system of the rear wheel steering gear which has relatively large volume and sprung load was built up in order to improve the response characteristic of the system. The control algorithm chosen was a feedback compensator joined by a feedforward compensator and the model matching method was used in the process of control system design. The structures and properties of the reference models were inspected and the parameters of the controller were decided. The improvement of the response characteristic of the pressure control valve by means of the feedback control is affirmed. Particularly, when the order of the system model is higher than the 2nd order, the effectiveness of the feedback control on the improvement of the response characteristic of the valve is distinct. And the convenience of the model matching method in the process of control system design is confirmed as well.

주요기술용어 : Pressure Control System(압력제어계), Rear Wheel Steering Gear(후륜조향장치), Model Matching Method(모델매칭법), Reference Model(기준모델)

1. 서 론

승용차 4륜 조향 장치의 후륜 조향 장치로는 기계식, 유압식 및 전자 유압식이 있고, 전자 유압식은 위치 제어 방식과 압력 제어 방식이 있다. 이 가운데 압력 제어 방식의 전자 유압식 후

륜 조향 장치는 스프링이 장착된 유압 실린더 내의 압력을 비례 압력 제어 밸브를 사용하여 제어함으로써 후륜의 조향각을 제어하는 장치로서, 개회로 제어(Open Loop Control)가 가능하고 장치의 구성이 간단한 장점이 있으며, 현재까지 개회로 제어의 형태로 사용되고 있다.^{1), 2)} 그러나 이 장치는 비교적 큰 용적과 스프링 부하를 갖는 실린더의 압력 제어계이므로 응답의 시간 지연이 긴 문제점이 있다. 이러한 문제점을 개선하는 방법의 하나로, 이 장치에 간단한 제어 알고리즘을

*정회원, 한국해양대학교

**정회원, 부경대학교 대학원

***정회원, 부경대학교

갖는 제어기를 사용하여 장치의 응답 성능을 향상시키면 위상 반전 제어(Phase Reversal Control)¹⁾와 같은 차량의 동특성을 좋게 하는 제어를 행하기가 쉬워지고 따라서 주행 안정성을 더욱 좋게 할 수 있을 것으로 기대된다.

그러나 비례 압력 제어 밸브와 스프링 장착 실린더로 구성된 후륜 조향 장치는 고차(高次)의 시스템이고, 특히 유압 밸브는 비선형성이 있으므로 완전한 상태 방정식을 구하는 것이 쉽지 않고, 실용상 모든 상태 변수를 피드백하는 것도 쉽지 않다. 또한, 후륜 조향 장치 피드백 제어기의 제어 알고리즘이 복잡하면 제어 연산에 긴 시간이 필요하게 되고, 전체 조향 장치의 제어 시간이 길어진다. 따라서 제어 알고리즘의 실제 장치에의 적용성을 고려하여 후륜 조향 장치의 압력 제어계는 제어 알고리즘이 간단하면서도 응답 성능을 향상시킬 수 있는 제어계를 선택할 필요가 있다.

이러한 요구를 비교적 잘 만족시키는 제어계의 설계 기법으로 키타모리(北森)³⁾가 제안한 모델 매칭법에 의한 제어계 설계법이 있고, 모델 매칭 법에 의한 제어계 설계시 제어계 응답의 규범이 되는 기준 모델의 구성에 대하여는 시게마사(重政)^{4), 5)} 등의 연구가 있다. 또, 이를 압력 제어 밸브의 제어에 적용한 예는 우에노(植野)⁶⁾와 양(梁)⁷⁾ 등의 연구가 있다.

이 연구에서는 압력 제어 방식의 전자 유압식 후륜 조향 장치(개회로 압력 제어계)를 대상으로 한 피드백 제어계를 구성하고, 제어계의 설계 기법으로는 모델 매칭법을 적용한다. 이를 위해 먼저, 제어계의 기준 모델의 구조에 대한 검토와 기준 모델의 성질에 대한 조사를 통하여 기준 모델을 결정한다. 이로부터 제어계의 설계 파라미터를 선정한 후 제어계의 응답 특성을 실험으로부터 구하고, 개회로 제어계의 응답 특성과 비교함으로써 제어계 설계 기법의 유통성과 압력 제어계의 성능 개선의 효과를 확인한다.

2. 제어 대상 장치의 모델링과 제어계의 구성

2.1 제어 대상 장치의 모델링

Fig.1은 비례 압력 제어 밸브와 스프링 장착 실린더로 구성된 후륜 조향 장치를 나타낸다. 장치에 사용한 비례 압력 제어 밸브는 작은 밸브 구동력으로 넓은 범위에서 부하 압력의 제어가 가능하도록 밸브 구동력에 대항하는 힘을 작게 하는 방편으로 밸브 스팔 단면에 작용하는 압력의 크기를 부하 유로의 압력보다 작게 하는 기구를 갖고 있다. Table 1에 장치의 사양을 나타낸다. 일반적으로 승용차가 주행중일 때 후륜의 조향 부하는 350N 내지 1500N 정도로 알려져 있고, 이 값은 조향 실린더의 스프링 부하에 비하면 아주 작은 값이므로 이 연구에서는 조향 부하는 고려하지 않는다.

제어 대상인 후륜 조향 장치는 고차의 시스템이고 유압 밸브는 비선형성이 있으므로 수학적 모델로 시스템을 선형화 하는 것이 쉽지 않다. 따라서 이 연구에서는 제어 대상인 후륜 조향 장치의 계단 입력에 대한 응답 실험 결과로부터 제어 대상 시스템의 전달함수를 구한다.

Fig.2는 제어 대상인 개회로 압력 제어계의 계

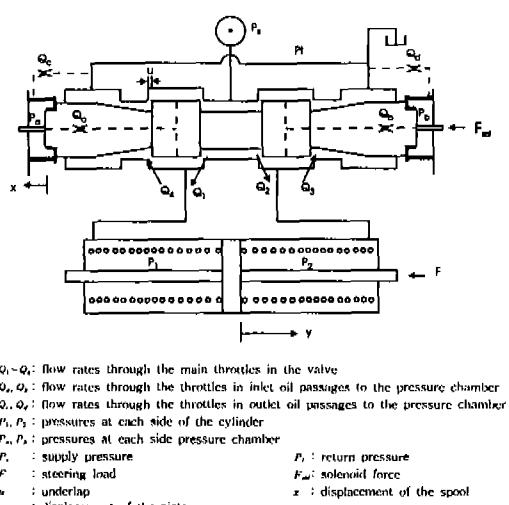


Fig.1 Schematic of the Rear Wheel Steering Gear

Table 1 Specification of the Rear Wheel Steering Gear

	ITEM	SPEC.
valve	diameter of spool	12mm
	width of spool land	6.46mm
	width of slot on the sleeve	7.0mm
	underlap	0.27mm
	diameter of the orifice at inlet oil passage to pressure chamber	0.4mm
	diameter of the orifice at outlet oil passage to pressure chamber	1.0mm
cylinder	diameter of piston	50mm
	stroke of piston	$\pm 3\text{mm}$
	spring constant	$2.94 \times 10^6 \text{N/m}$

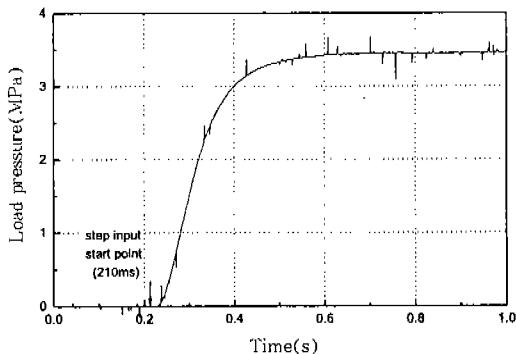


Fig.2 Step Response of the Open Loop Control System(Experimental Result)

단 입력에 대한 응답을 실험으로 구한 것이다. 그림으로부터 상승 시간(Rise Time)은 160ms, 응답의 시간 지연(Time Delay)은 35ms 정도임을 알 수 있다. 실제 시스템은 고차(高次)의 시스템이지만 계단 응답의 실험 결과를 보면 1차 시스템의 응답에 가까운 응답 특성을 보이고 있고, 고차항의 영향은 응답의 시간 지연으로 나타나고 있음을 알 수 있다. 시스템을 3차계로 모델

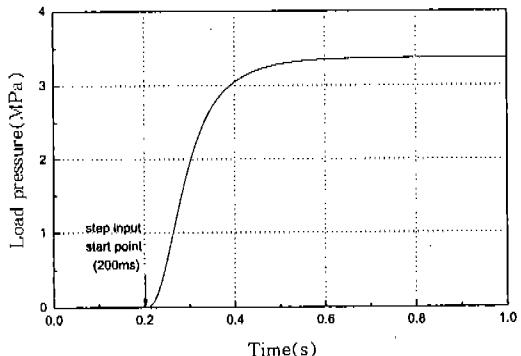


Fig.3 Step Response of the Open Loop Control System(Computed Result)

링 하면 전달 함수는 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$G_p(s) = \frac{K_p}{g_3 s^3 + g_2 s^2 + g_1 s + g_0} \quad (1)$$

위 식에서 K_p 는 시스템 이득, g_i 는 분모 다항식의 계수를 나타낸다. Fig.2로부터 3차계로 모델링한 개회로 압력 제어계의 이득과 분모 다항식의 계수를 구하면⁸⁾ $K_p=1.122449$, $g_3=4.5 \times 10^{-5}$, $g_2=3.145 \times 10^{-3}$, $g_1=1.07 \times 10^{-1}$ 및 $g_0=1$ 이 된다.

Fig.3은 3차계로 모델링한 개회로 압력 제어계의 계단 입력에 대한 응답의 계산 결과를 나타낸다. 그럼에서 상승 시간은 158ms이고 응답의 시간 지연은 25ms임을 알 수 있다. 응답의 실험치와 계산치를 비교하면 상승 시간은 비교적 잘 일치하고, 응답의 시간 지연은 약 10ms의 차이가 있다. 이는 실제 시스템은 고차계이나 모델링은 3차계로 하였기 때문에 실제 시스템보다 응답의 시간 지연이 짧아진 것으로 보인다.

2.2 제어계의 구성

제어계의 성능은 크게 두 가지로 나눌 수 있다. 즉 외란이나 잡음의 영향을 억제하고 제어 대상의 특성 변화에 의한 영향을 경감시키는 피드백 특성(조절기 특성)과 빨리 목표치에 도달하고 정상 편차를 없애는 목표치 추종성(서보 특성)이다. 일반적으로 직렬 보상 형태인 비례·적

분·미분(PID)제어기는 목표치 추종성이 좋고, 직렬 피드백 보상 형태인 적분-비례·미분(I-PD)제어기는 피드백 특성이 좋다. 직렬-피드백 보상기를 갖는 제어계에 피드포워드(Feedforward) 보상기를 추가하면 목표치 추종성도 좋아진다.⁹⁾

이 연구에서는 직렬-피드백 보상기에 피드포워드 보상기를 추가한 피드포워드-적분-비례·미분(FF-I-PD) 제어기를 사용하여 제어계를 구성한다. Fig.4는 피드백 압력 제어계를 나타낸다.

여기서 $r(t)$ 는 목표치, $d(t)$ 는 외란이고 다음과 같이 시간 t 의 다항식으로 나타낸다.

$$r(t) = \sum_{i=0}^{n_r} r_i t^i \quad (2)$$

$$d(t) = \sum_{i=0}^{n_d} d_i t^i \quad (3)$$

또, $G_p(s)$ 는 제어대상, $C(s)/s^m$ 은 주 제어기, $F_b(s)$ 는 피드백 보상기, $F_f(s)/s^{m-1}$ 은 피드포워드 제어기를 나타내고 각각 다음과 같이 s 의 다항식으로 둔다.

$$G_p(s) = \frac{K_p}{G(s)} = \frac{K_p}{g_0 + g_1 s + g_2 s^2 + \dots + g_{n_p} s^{n_p}} \quad (4)$$

$$\frac{C(s)}{s^m} = \frac{1}{s^m} (c_0 + c_1 s + c_2 s^2 + \dots + c_{n_c} s^{n_c}) \quad (5)$$

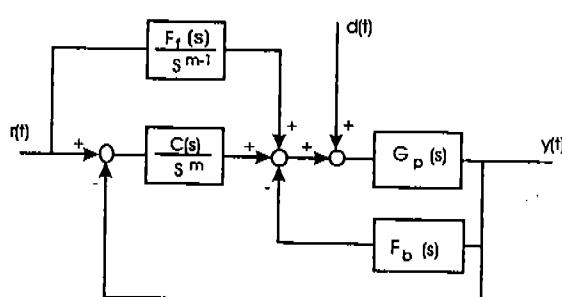


Fig.4 Block Diagram of the FF-I-PD Control System

$$F_b(s) = f_{b0} + f_{b1}s + f_{b2}s^2 + \dots + f_{bn_b} s^{n_b} \quad (6)$$

$$\frac{F_f(s)}{s^{m-1}} = \frac{1}{s^{m-1}} (f_{f0} + f_{f1}s + f_{f2}s^2 + \dots + f_{fn_f} s^{n_f}) \quad (7)$$

3. 기준 모델과 제어기 설계

3.1 기준 모델

제어계의 설계에 참고할 모델은 제어계로서 갖추어야 할 다음과 같은 조건을 갖추어야 한다.

첫째, 출력 조정의 관점에서 정상상태 편차가 '0'이 되어야 한다.

$$\lim_{t \rightarrow \infty} e(t) = \lim_{s \rightarrow 0} se(s) = 0 \quad (8)$$

둘째, 내부 안정성의 관점에서 폐회로계(Closed Loop System)의 특성 방정식의 근의 실수부는 음(陰)이 되어야 한다.

또, 모델은 바람직한 제어 특성을 얻을 수 있는 범위를 표현할 수 있으면 충분하다. 이 연구에서는 키타모리(北森), 시게마사(重政) 등이 제안하는 방법을 사용하여 기준 모델을 구한다.

음의 실수근만으로 구성되는 모델과 실수부가 음인 복소수근과 음의 실수근으로 구성되는 모델을 가중 계수(Weighting Coefficient)로 결합하여 전달 함수 $G_m(s)$ 를 구하면 식 (9)와 같이 된다.

$$G_m(s) = \frac{\beta_0 + \beta_1 \alpha_1 \sigma s + \beta_2 \alpha_2 (\sigma s)^2 + \dots + \beta_{n_s} \alpha_{n_s} (\sigma s)^{n_s}}{1 + a_1 \sigma s + a_2 (\sigma s)^2 + \dots + a_{n_a} (\sigma s)^{n_a}} \quad (9)$$

$$\alpha_i = (1 - \alpha) \cdot a_i + \alpha \cdot b_i$$

여기서 α_i 는 분모 다항식 계수로써 음의 실수근만으로 구성되는 분모 다항식 계수 a_i 와 음의 실수근과 음의 복소수근으로 구성되는 분모 다항식 계수 b_i 를 가중 계수 α 로 결합한 것이다. β_i 는 분자 다항식 계수, σ 는 시간 스케일 변환 계

수(계단 입력에 대한 응답이 약 60%까지 상승하는데 걸리는 시간)이고 분모 다항식의 차수 n_a 는 분자 다항식의 차수 n_b 보다 크다.

기준 모델의 목표치 $r(s)$ 는 식 (3)으로부터

$$r(s) = \sum_{i=0}^{n_r} \frac{r_i}{s^{i+1}} \quad (10)$$

이고 목표치에 대한 출력의 편차를 구하여 식 (8)에 대입하여 $\lim_{s \rightarrow 0} se(s) = 0$ 이 되려면 다음 조건이 필요하다.

$$\beta_i = 1 \quad (i=0,1,\dots,n_r) \quad (11)$$

$$n_r \leq n_b \quad (12)$$

또 기준 모델 $G_m(s)$ 의 분자항 종 (n_r+1) 차 이상의 항의 영향은 식 (8)로부터 '0'이 되므로 $\beta_i \quad (i \geq n_r+1)$ 는 임의의 값이 된다. 따라서 기준 모델은 다음과 같이 된다.

$$G_m(s) = \frac{1 + \alpha s + \alpha_1(\alpha s)^2 + \dots + \alpha_{n_r}(\alpha s)^{n_r} + \beta_{n_r+1} \alpha_{n_r+1}(\alpha s)^{n_r+1} + \dots + \beta_{n_b} \alpha_{n_b}(\alpha s)^{n_b}}{1 + \alpha s + \alpha_1(\alpha s)^2 + \dots + \alpha_{n_r}(\alpha s)^{n_r}} \quad (13)$$

기준 모델에서 외란 $d(s)$ 는 식 (4)로부터

$$d(s) = \sum_{i=0}^{n_d} \frac{d_i}{s^{i+1}} \quad (14)$$

이다. 식 (8)이 성립되려면 외란에 대한 출력의 전달 함수 $G_d(s)$ 가 원점에 (n_d+1) 차 이상의 영점을 가져야 한다. 따라서 $G_d(s)$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$G_d(s) = \frac{K_d \cdot s^{n_d+1}}{1 + \alpha s + \alpha_2(\alpha s)^2 + \dots + \alpha_{n_d}(\alpha s)^{n_d}} \quad (15)$$

여기서 K_d 는 정수이다.

3.2 기준 모델의 결정

실수 고유치를 갖는 기준 모델은 이항(Binomial) 모델이 있고, 복소 고유치를 갖는 기준 모델은 버터워스(Butterworth) 모델, 이타에(Itae) 최소 모델 및 키타모리(Kitamori) 모델의 3가지가 있다. 따라서 기준 모델도 3가지의 구성이 가능하다. 세 가지 모델의 구성은 다르게 보이나 제어계의 바람직한 응답의 관점에서는 큰 차이가 없음이 보고되었다.⁴⁾ 이 연구에서는 이항 모델과 키타모리 모델을 가중 계수로 결합하여 기준 모델을 결정하였다.

4차계의 기준 모델의 경우 분모 다항식 계수 α_i 는 $\alpha_1 = 1$, $\alpha_2 = 0.3750(1-\alpha) + 0.5\alpha$, $\alpha_3 = 0.06250(1-\alpha) + 0.15\alpha$ 및 $\alpha_4 = 0.003906(1-\alpha) + 0.03\alpha$ 와 같이 되고 분자 다항식 계수 β_i 은 임의의 값이다.

α 와 β 의 값에 따라서 기준 모델이 달라지므로 α 와 β 의 값을 달리하여 계산한 결과를 조사하여 원하는 응답이 얻어지도록 기준 모델을 결정한다. Fig.5는 β 의 값을 '0'으로 두고 α 의 값을 '0'에서 '1'까지 변화시켰을 때의 계산 결과이다. $\alpha=0$ 의 경우는 이항 모델의 응답이고 α 의 값이 커질수록 상승 시간은 빨라지나 정정 시간이 길어지고 감쇠가 작아졌다. Fig.6은 α 의 값을 '0'으로 두고 β 의 값을 '0'에서 '1'까지 변화시켰을 때의 계산 결과를 보인다. β 의 값이 커질수록 상

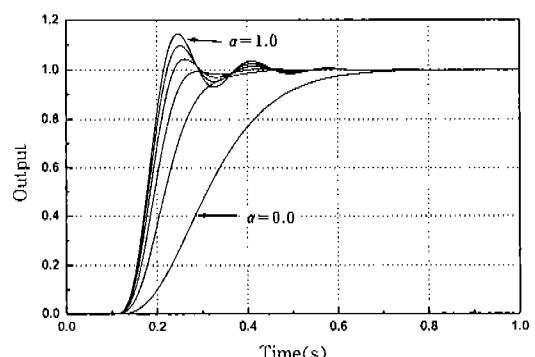


Fig.5 Step Responses of the Reference Models (Computed Results, $\alpha = 0.0 \sim 1.0$, $\beta = 0$)

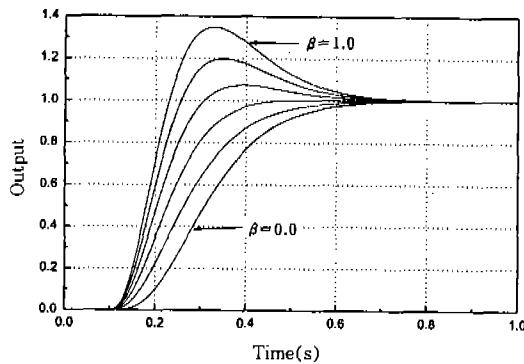


Fig. 6 Step Responses of the Reference Models (Computed Results, $\alpha = 0$, $\beta = 0.0 \sim 1.0$)

승 시간이 빨라지고 오버슈트가 커짐을 알 수 있다.

3.3 피드포워드-적분-비례-미분 제어기의 설계

Fig. 4에 나타낸 제어계에서 목표치 $r(t)$ 와 출력 $y(t)$ 사이의 전달함수를 구하면 다음과 같다.

$$\frac{y(s)}{r(s)} = \frac{C(s) + sF_i(s)}{C(s) + s^m(F_b(s) + G(s)/K_p)} \quad (16)$$

또, 외란 $d(t)$ 와 출력 $y(t)$ 사이의 전달함수는 다음과 같이 된다.

$$\frac{y(s)}{d(s)} = \frac{s^m}{C(s) + s^m(F_b(s) + G(s)/K_p)} \quad (17)$$

위 식을 기준 모델 $G_m(s)$ 및 $G_d(s)$ 와 비교하면 다음과 같이 된다.

$$C(s) + s^m(F_b(s) + G(s)/K_p) \\ = c_0(1 + \sigma s + \alpha_2(\sigma s)^2 + \dots + \alpha_{n_r}(\sigma s)^{n_r}) \quad (18)$$

$$C(s) + sF_i(s) = c_0(1 + \sigma s + \alpha_2(\sigma s)^2 + \dots + \alpha_{n_r}(\sigma s)^{n_r} + \beta_{n_r+1}\alpha_{n_r+1}(\sigma s)^{n_r+1} + \dots + \beta_{n_s}\alpha_{n_s}(\sigma s)^{n_s}) \quad (19)$$

$$m \geq n_d + 1 \quad (20)$$

따라서 적분 제어기의 차수 m 은 다음과 같이 된다

$$m \geq \max(n_r + 1, n_d + 1) \quad (21)$$

계단 입력에 대한 응답의 경우 목표치 $r(t)$ 의 차수 $n_r = n_d = 0$ 이므로 $m \geq 1$ 이다. 여기서 제어 대상 장치의 차수 $n_p = 3$ 으로 하면 $m = 1$, $n_c = 0$, $n_b = 1$, $n_r = 0$, $n_a = 4$, $n_s = 1$ 이고 기준 모델을 구하면 다음과 같다.

$$G_m(s) = \frac{c_0(1 + \beta_1\sigma s)}{c_0\{1 + \sigma s + \alpha_2(\sigma s)^2 + \alpha_4(\sigma s)^4\}} \quad (22)$$

또, 서보 제어계의 목표치와 출력 사이의 전달 함수를 구하면 다음과 같다.

$$G_m(s) = \frac{c_0 + f_{10}}{c_0 + (g_0/K_p + f_{10})s + (g_1/K_p + f_{10})s^2 + g_2/K_p s^3 + g_3/K_p s^4} \quad (23)$$

식 (22)와 (23)으로부터 제어기의 각 파라미터는 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{\alpha_3}{\alpha_4} \frac{g_3}{g_2} \\ c_0 &= \frac{1}{\alpha_3 \sigma^3} \frac{g_2}{K_p} \\ f_{10} &= c_0 \alpha_2 \sigma^2 - \frac{g_1}{K_p} \\ f_{10} &= c_0 \sigma - \frac{g_0}{K_p} \\ f_{10} &= c_0 \beta_1 \sigma \end{aligned} \quad (24)$$

4. 응답 특성 실험

4.1 실험 장치 및 실험

Fig. 7은 밸브의 성능을 확인하기 위한 실험 장

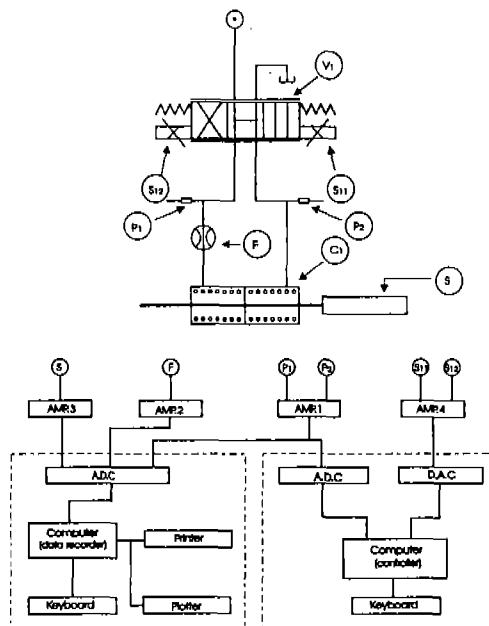


Fig.7 Schematic of the Experimental Apparatus

Table 2 Specification of Instruments and Equipments

Symbol	Description	SPEC.	Q'ty	Remarks
C _t	4WS cylinder		1	Kayaba
V _i	pressure control valve		1	
S ₁₁ , S ₁₂	solenoid	24N/A	2	Kayaba
F	flow meter	FTB-202	1	Omega
P ₁ , P ₂	pressure transducer	200K	2	NEC Sanei
S	linear displacement transformer	MTS	1	Tempo-sonics
A ₁	strain amplifier	CHE74-PW	3	Cheon-he
A ₂	F-V converter		1	Omega
A ₃	amp. for L.D.T		1	Tempo-sonics
A ₄	amp. for P.C.V		1	Uchida

치의 개략도이고, Table 2에 실험 장치를 구성하는 각 기기의 제원을 나타낸다. 실험 장치는 유압원과 비례 압력 제어 밸브와 스프링이 장착된 실린더로 구성된 후륜 조향 장치, 압력과 유량과 변위 등의 물리량을 동적으로 측정하기 위한 센서(Sensors)와 증폭기(Amplifier), 측정한 신호의 변환과 기록을 위한 접속 카드(Interface Card)와 퍼스널 컴퓨터(Personal Computer), 제어기로 사용된 컴퓨터와 이의 접속 카드의 네 부분으로 구성되어 있다.

압력 신호 측정기 상의 로 패스 필터(Low Pass Filter)의 차단(Cut Off) 주파수는 무한대 (∞)로 설정하였다. 입력 신호의 발생과 제어 신호의 연산은 제어용 컴퓨터로 하였고 제어 대상 시스템의 출력 신호는 신호 기록용 컴퓨터와 제어용 컴퓨터로 전송된다.

후륜 조향 장치용 유압원으로 배제 용적(Displacement) 10cc/rev, 정격 압력 14MPa인 베인(Vane) 펌프를 사용하였고, 인버터(Inverter)를 사용하여 펌프 구동 전동기의 회전수를 조정함으로써 펌프의 송출 유량을 조절할 수 있게 하였다. 비례 밸브용 증폭기는 펄스폭 변조(Pulse Width Modulation, PWM) 제어 방식이고, 디더(Dither) 주파수 범위는 0~200Hz이다. 퍼스널 컴퓨터와 센서 및 증폭기 사이의 접속에 사용한 접속 카드는 12비트 해상도(12bit Resolution)의 아날로그-디지털(A-D) 및 디지털-아날로그(D-A) 변환기(Convertor)를 사용했다.

실험은 목표치 신호를 0V에서 3.3V로 하여 계단 입력을 가하고 이 때의 부하 유로의 압력 변화와 제어기의 제어 신호의 변화를 1000ms 동안 측정하였다. 제어기의 샘플링 시간은 1ms로 하였다. 후륜 조향 장치에 공급하는 유압은 최고 7MPa, 유량은 7l/min로 설정하고 실험시 기름의 온도는 40°C 내외로 유지하였다.

4.2 실험 결과 및 고찰

Fig.8은 분모 다항식 결합 계수 α 를 0.3으로 하고 분자 다항식 계수(퍼드포워드 이득) β 를 0.3으로 하여 구한 4차계 기준 모델로부터 제어기의 파라미터를 구하여 제어계를 구성했을

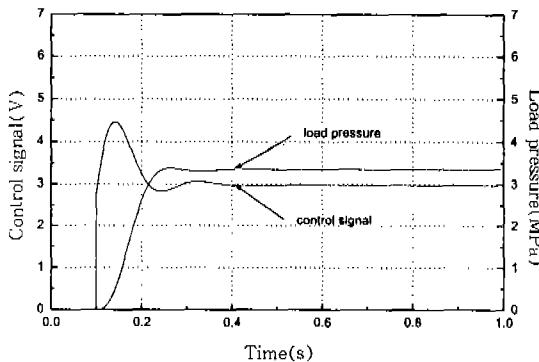


Fig.8 Step Response of the FF-I-PD Control System(Computed, $\alpha=0.3$, $\beta=0.3$)

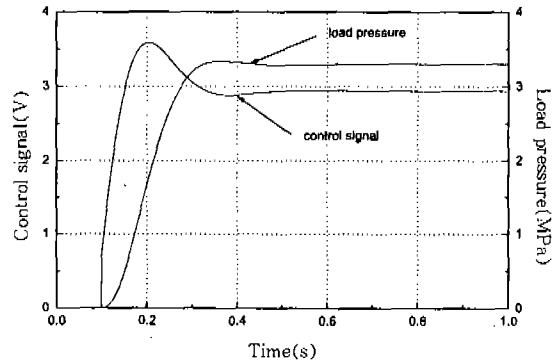


Fig.10 Step Response of the FF-I-P Control System(Computed, $\alpha=0.4$, $\beta=0.1$)

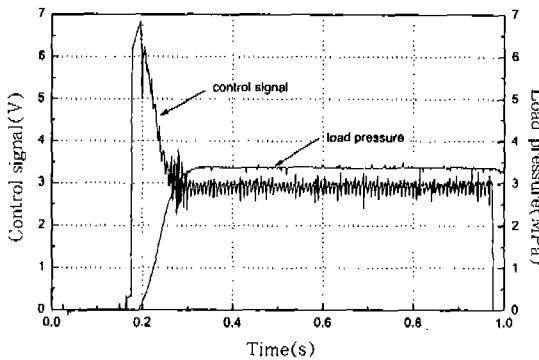


Fig.9 Step Response of the FF-I-PD Control System(Experimental, $\alpha=0.3$, $\beta=0.7$)

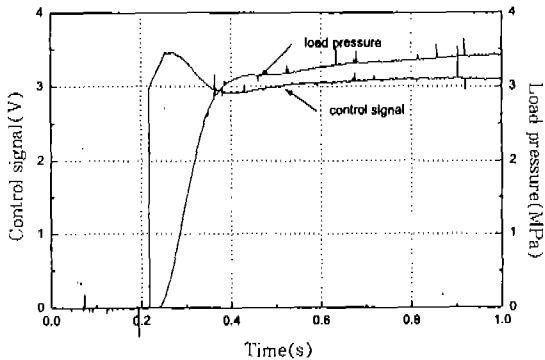


Fig.11 Step Response of the FF-I-P Control System(Experimental, $\alpha=0.4$, $\beta=0.8$)

때 제어기로부터의 제어 신호와 피드백 압력 제어계의 응답을 계산으로 구한 것이다. 이 때 응답의 상승 시간(Rise Time)은 81ms이고 응답의 시간 지연(Time Delay)은 25ms이다. Fig.9는 후륜 조향 장치의 피드백 제어계의 계단 입력에 대한 응답을 실험으로 구한 것을 나타낸다. 제어 계 설계에 참조한 기준 모델의 분모 다항식의 결합 가중 계수 α 는 0.3, 분자 다항식 계수 β 는 0.7이다. 응답의 상승 시간은 72ms이고 응답의 시간 지연은 25ms이다. 실험치와 계산치를 비교해 보면 응답의 상승 시간은 실험치가 9ms 빠르고 응답의 시간 지연은 거의 같다. 또, 실험에 적용한 기준 모델의 분자 다항식 계수 β 의 값이 계산에 적용한 기준 모델의 분자 다항식 계수의 값보다 크게 설정되었음을 알 수 있다. 이와 같

은 결과는 실제의 제어 대상 장치는 감쇠가 큰 고차의 시스템인데 계산에 사용한 시스템은 3차계로 모델링하였기 때문에 나타나는 현상으로 생각된다. 개회로 제어계의 응답 실험 결과와 비교해 보면 응답의 상승 시간은 88ms, 응답의 시간 지연은 10ms 빨라졌다.

Fig.10은 제어 대상 장치를 2차계로 모델링하고, 3차계의 기준 모델로부터 피드포워드-적분-비례(FF-I-P)제어기를 설계하여 제어계를 구성했을 때 제어기의 제어 신호와 피드백 압력 제어계의 응답을 계산으로 구한 것을 나타낸다. 적용한 기준 모델의 분모 다항식 결합 가중 계수 α 의 값은 0.4, 분자 다항식 β 의 값은 0.1이다. 응답의 상승 시간은 133ms이고 응답의 시간 지연은 30ms이다. Fig.11은 피드포워드-적분-비례

제어계의 계단 입력에 대한 응답의 실험 결과이다. 제어계 설계에 적용한 기준 모델의 분모 다항식 결합 가중 계수 α 의 값은 0.4이고 분자 다항식 계수 β 의 값은 0.8이다. 응답의 상승 시간은 140ms, 응답의 시간 지연은 32ms이다. 계산치와 실험치를 비교해 보면 상승 시간은 계산치가 7ms 빠르고, 시간 지연은 계산치가 2ms 더 짧다. 피드포워드-적분-비례·미분 제어계의 응답의 계산치와 실험치가 잘 일치하는데 비해 약간의 차이가 있음을 알 수 있다. 이는 2차계로 모델링한 시스템이 실제의 시스템을 제대로 모의할 수 없기 때문으로 보인다. 개회로 제어계의 응답 실험 결과와 비교해 보면 응답의 상승 시간은 20ms 빨라졌으나 응답의 시간 지연은 별 차이가 없다. 또 Fig.11을 Fig.9와 비교해 보면 피드포워드-적분-비례 미분 제어계의 응답이 피드포워드-적분-비례 제어계의 응답보다 상승 시간은 68ms 빠르고, 시간 지연은 15ms 더 짧음을 알 수 있다. 이로부터 미분 보상기가 제어계의 응답에 미치는 영향이 큼을 알 수 있다.

실험 결과로부터 제어 대상 장치를 모델링할 때 실제 장치에 가깝게 모델링하면 미분 보상기가 많아지고 계산 결과가 실제 시스템을 잘 모의할 수 있을 것으로 생각된다. 그러나 제어 대상 장치를 3차계로 모델링하고 제어기 설계에 적용할 4차계 기준 모델을 선정할 때 기준 모델의 분모 다항식의 결합 가중 계수 α 의 값은 계산 결과로부터 구한 값을 사용하여도 무리가 없고, 기준 모델의 분자 다항식 계수 β 의 값만 계산치보다 큰 값을 실험을 통하여 결정하면 많은 시행착오 없이 쉽게 제어기를 설계할 수 있다. 따라서, 압력 제어계의 피드백 제어기로 피드포워드 보상기가 추가된 피드백 보상기가 실용성이 있고, 제어기의 설계 기법으로는 모델 매칭법이 유용함을 알 수 있다.

5. 결 론

개회로 제어계인 압력 제어계의 응답 특성을 개선하기 위해 비교적 간단한 제어 알고리즘을 갖는 피드백 보상기에 피드포워드 보상기를 추가

하여 피드백 제어계를 구성하고, 제어계의 설계 기법으로는 모델 매칭법을 적용하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

- 1) 피드백 압력 제어계의 응답 특성 실험 결과로부터 피드백 제어에 의한 압력 제어 방식의 전자 유압식 후륜 조향 장치(개회로 압력 제어계)의 응답 특성의 개선 효과가 확인되었다.
- 2) 고차의 비선형 시스템을 응답 특성 실험 결과로부터 저차의 선형 시스템으로 모델링 하여도 피드백 제어에 의한 응답 개선 효과가 있고, 특히 제어 대상 장치를 3차 이상의 시스템으로 모델링하면 미분 보상기에 의한 응답 개선 효과가 뚜렷함이 확인되었다.
- 3) 제어계의 설계에서 기준 모델을 이용한 모델 매칭법의 유용함이 입증되었으며, 제어 대상 시스템을 저차화하더라도 많은 시행착오 없이 제어계를 설계할 수 있음이 확인되었다.

본 연구의 결과를 사륜 조향 장치에 활용하면 장치의 응답 특성이 개선되고 따라서 자동차의 안정성이 더욱 향상될 수 있을 것으로 기대된다.

참 고 문 헌

1. 江口孝彰, 崎田有三, 白石恭裕, 森 和典, 三越健次, 石川泰毅, 金子敏志, “新四輪操舵システム‘日產SUPER HICAS’の開發,” 日產技報, 第二十五號, pp.19~29, 1987.
2. 이일영, 오인호, 장지성, “자동차용 비례 제어 밸브의 개발,” 연구결과보고서, 부산수산대학교 산업기술연구소, 부산, 1993.
3. 北森俊行, “制御対象の部分的知識に基づく制御系の設計法,” 計測自動制御學會論文集, 第15卷 第4號, pp.135~141, 1979.
4. 重政 隆, 高木康夫, 市川義則, 北森俊行, “制御系設計のための實用的な汎用参照モデル,” 計測自動制御學會論文集, 第19卷 第7號, pp.74~76, 1983.
5. 重政 隆, “零点を有する參照モデルを用いた

- フィードフォワードサーボ系の設計法,” 第6回 Dynamical System Theory シンポジウム, pp.53~56, 1983.
6. 植野哲夫, “比例電子式壓力制御弁の閉ループ制御,” 油壓と空氣壓, 第二十三卷 第一號, pp. 78~86, 1992.
7. 양경욱, 오인호, 이일영, “2자유도 제어 기법에 의한 전자 유압 서보계의 압력 제어,” 한국 박용기판학회지, 제20권 제3호, pp.242~252, 1996.
8. 岡田義二, 水野 裕, 渡辺 嘉二郎, メカトロニクスと制御工學, 日本機械學會, 東京, pp.61~64, 135~147, 1993.
9. Ogata, Katsuhiko, *Modern Control Engineering 2nd ed.*, Prentice Hall, Englewood Cliffs, pp.605~613, 1990.