

〈논문〉 SAE NO. 96370077

## 승용차 4륜 조향(4WS) 장치용 비례 압력 제어 밸브의 특성에 관한 연구

Characteristics of the Proportional Pressure Control Valve  
for 4 Wheel Steering System on the Passenger Car

오 인 호,\* 장 지 성,\*\* 이 일 영\*\*\*  
I. H. Oh, J. S. Jang, I. Y. Lee

### ABSTRACT

The proportional pressure control valve(PCV) is an essential component in the open loop controlled rear wheel steering gear of the four wheel steering(4WS) system on the passenger car. The valve should have versatile functions and higher performance. But, it is hard to find the proportional pressure control valve suitable for the 4WS system. In this paper, the determination of the valve parameters was studied by the stability discrimination and the characteristic analysis for the purpose of the development of a new PCV for the 4WS. The mathematical model of the valve was derived from the valve-cylinder system and the programme for numerical computation was developed. The transfer function of the system was obtained from the mathematical model. The characteristics of the valve were inspected through the experiment and compared to those obtained by numerical method. And then the stability discrimination of the system was done by root locus and the analysis of characteristics was done by the developed programme. From the experiment and the inspection, the appropriateness of mathematical model and the usefulness of the programme were confirmed. And the parameters which might affect the performance of the valve can be determined by considering the stability discrimination, the characteristics analysis and required functions.

주요기술용어 : Four wheel steering system(4륜 조향 장치), Rear wheel steering gear(후륜 조향 장치), Proportional pressure control valve(비례 압력 제어 밸브), Proportional solenoid(비례 전자석)

\* 정회원, 한국해양대학교

\*\* 도교공업대학 대학원

\*\*\* 정회원, 부산수산대학교

## 1. 서 론

최근 승용차의 조종성(操縱性)과 주행 안정성(走行安定性)을 향상시키기 위해 4륜 조향 장치(4 wheel steering system)에 대한 연구 결과가 발표되고 있고<sup>1)</sup>, 또 실용화 되어 승용차에 장착된 사례가 보고되고 있다<sup>2), 3), 4)</sup>.

4륜 조향 장치의 후륜 조향 장치(rear wheel steering gear)로서 실용화 된 것으로 다음과 같은 방식의 장치가 있다. 첫째, 조향용 실린더(cylinder)와 위상 제어 기구로 구성된 장치가 있다<sup>2)</sup>. 이 장치의 위상 제어 기구는 전륜 조향 장치에 연동하는 조향축, 베벨 치차, 스텝 모터(stepping motor), 위상 제어 요크(yoke), 제어 봉 및 부스터 밸브 등 구성 부품이 많고 공간을 많이 차지하는 결점이 있다. 둘째, 위치 검출기가 부착된 조향용 실린더와 비례 유량 제어 밸브로 구성된 장치가 있다<sup>3)</sup>. 이 장치는 구성이 간단 하나 실린더의 위치를 검출하여 피드백하는 폐회로 제어(closed loop control) 방식이다. 세째, 스프링이 장착된 실린더와 비례 압력 제어 밸브로 구성된 장치가 있다<sup>4)</sup>. 이 장치는 개회로 제어(open loop control) 방식으로 장치의 구성도 간단하고 중량이 작고 공간을 적게 차지하는 장점이 있다. 비례 압력 제어 밸브는 이 방식의 4륜 조향 장치에서 중요한 요소이나 일반 산업용 비례 압력 제어 밸브는<sup>5), 6), 7), 8)</sup> 4륜 조향 장치에 적합하지 않고 또, 4륜 조향 장치용 비례 압력 제어 밸브에 관한 연구도 찾아 보기 어렵다.

이 연구에서는 밸브의 설계시 매개 변수(parameter)가 장치의 안정성과 응답 특성에 미치는 영향을 조사하여 4륜 조향 장치용 비례 압력 제어 밸브의 개발에 필요한 자료를 확보하고자 한다. 먼저 밸브와 실린더로 구성된 후륜 조향 장치의 수학적 모델(mathematical model)을 구하고 모델로부터 특성을 분석할 수 있는 수치 계산 프로그램(programme)을 개발한다. 다음, 밸브의 정상 특성과 동특성을 실험적으로 구하여 계산치와 비교 검토하여 모델링의 타당성과 프로그램의 유용성을 확인한다. 또, 모델을 선형 근사하여 시스템의 전달함수를 구하고 근궤적 기법

을 사용하여 밸브의 매개 변수의 변화가 시스템의 안정성에 미치는 영향을 조사한다. 그리고 안정 영역 내에서 각 매개 변수가 응답 특성에 미치는 영향을 이 연구에서 개발한 수치 계산 프로그램을 사용하여 분석하고 장치의 요구 성능에 대한 적합성을 고려하여 최적의 매개 변수 값을 결정한다.

## 2. 후륜 조향 장치의 모델링

### 2.1 비례 압력 제어 밸브의 기능 및 성능

이 연구의 대상인 개회로 제어식 후륜 조향 장치용 비례 압력 제어 밸브는 후륜의 좌·우 조향에 필요한 방향 제어 기능과 후륜의 조향각을 제어하기 위한 압력 제어 기능을 같이 가져야 하며, 후륜의 조향을 하지 않을 때는 동력 소모와 소음을 줄이기 위해 부하 경감(unload) 기능이 필요하다. 한편, 유압 실린더의 수압(受壓) 면적을 작게하고 단순한 실린더 형상에 견고한 스프링을 사용하여 속응성(速應性)과 중립 위치에서 안정성을 좋게 하려면 제어 압력 범위가 넓어야 하고, 차량을 운전할 때 사람과 차량의 일체감을 확보하고 특히 고속 운전시 주행 안정성을 향상시키기 위한 위상 반전 제어(位相反轉制御; 후륜을 짧은 시간 동안 전륜의 조향 방향과 다른 방향으로 조향한 후 같은 방향으로 조향하는 제어)를 행하려면 제어 밸브의 응답성이 우수해야 한다.

### 2.2 비례 압력 제어 밸브의 구조

연구 대상 밸브는 압력 제어와 방향 제어가 가능하고 중립 위치에서 폼프의 동력 손실을 줄일 수 있는 오픈 센터형 4방향 스폴 밸브(open centered 4-way spool valve)이다. Fig.1은 밸브의 구조를 나타낸다. 스폴은 양단의 스프링으로 지지되고 양단에 비례 전자석(proportional solenoid)이 장착되어 있다. 스폴 내에는 유로(油路)가 가공되어 있고 반력 펀(reaction pin)이 장착되어 있어 부하 압력이 반력 펀의 단면에 작용하도록 되어 있다. 비례 전자석의 전자력(magnetic force)이 변하면 스폴이 움직이고 부

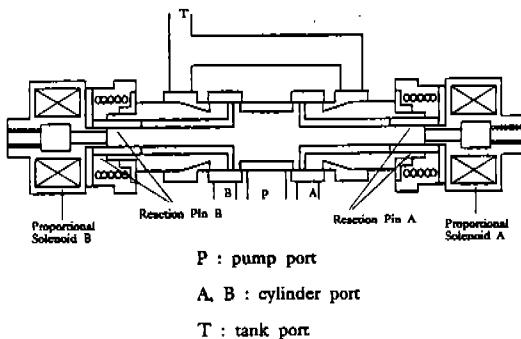


Fig.1 Sectional view of proportional pressure control valve

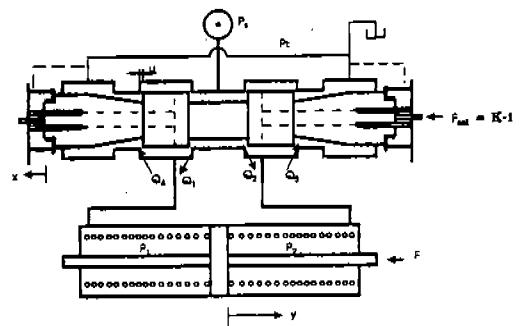


Fig.2 Schematic of rear wheel steering gear

하압력이 변한다. 부압 압력은 반력 펀에 작용하여 전자력에 대항하는 힘을 발생하고 전자력과 유압력이 같아지면 스플이 정지하여 스플의 위치가 결정되고 이에 따라 부하 압력도 결정된다.

### 2.3 후륜 조향 장치의 모델링

Fig.2는 밸브와 실린더로 구성된 후륜 조향 장치를 나타낸다.

밸브의 각 개구부(開口部)를 통해 흐르는 유량은 다음과 같다.

$$Q_1 = C_{d1} \cdot w \cdot (u + x) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_s - P_1)} \quad (1)$$

$$Q_2 = C_{d2} \cdot w \cdot (u - x) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_s - P_2)} \quad (2)$$

$$Q_3 = C_{d3} \cdot w \cdot (u + x) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot P_2} \quad (3)$$

$$Q_4 = C_{d4} \cdot w \cdot (u - x) \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot P_1} \quad (4)$$

여기서  $Q_1$ ,  $Q_2$ ,  $Q_3$  및  $Q_4$ 는 유량,  $C_{d1}$ ,  $C_{d2}$ ,  $C_{d3}$  및  $C_{d4}$ 는 유량 계수,  $w$ 는 개구부 면적 구배 ( $w = \pi \cdot D_s \cdot D_o$ 는 스플 직경),  $u$ 는 스플의 언더랩 (underlap),  $x$ 는 스플변위,  $P_s$ 는 공급 압력,  $P_1$ 과  $P_2$ 는 부하 유로 압력,  $\rho$ 는 작동유의 밀도이다.

각 유로에 연속의 법칙을 적용하면 다음과 같은 연속 방정식이 구해진다.

$$Q_1 = Q_4 + A_p \cdot \frac{dy}{dt} + \frac{V_1}{\beta} \cdot \frac{dp_1}{dt} \quad (5)$$

$$Q_3 = Q_2 + A_p \cdot \frac{dy}{dt} + \frac{V_2}{\beta} \cdot \frac{dp_2}{dt} \quad (6)$$

위 식에서  $A_p$ 는 피스톤의 수압 면적,  $y$ 는 피스톤 변위,  $V_1$ ,  $V_2$ 는 각각 부하 관로의 체적을 포함한 피스톤 양 단의 실린더 체적,  $\beta$ 는 작동유의 체적 탄성 계수(bulk modulus of elasticity)를 나타낸다.

밸브 스플과 실린더 피스톤의 운동에 관한 법칙으로부터 다음과 같은 운동 방정식이 구해진다. 단, 스플에 작용하는 유체력을 무시한다.

$$K_{sol} \cdot i - A_r \cdot (p_1 - p_2) = m_s \cdot \frac{d^2x}{dt^2} + b_s \cdot \frac{dx}{dt} + k_s \cdot x \quad (7)$$

$$A_p \cdot (p_1 - p_2) - F = m_p \cdot \frac{d^2y}{dt^2} + b_p \cdot \frac{dy}{dt} + k_p \cdot y \quad (8)$$

여기서  $K_{sol}$ 은 비례 전자석의 비례 이득,  $i$ 는 비례 전자석 입력 전류,  $A_r$ 은 반력 펀의 단면적,  $F$ 는 조향 부하,  $m_s$ 와  $m_p$ 는 각각 스플의 질량과

부하를 포함한 피스톤의 질량,  $b_s$ 와  $b_p$ 는 밸브의 점성 마찰 계수와 실린더의 점성 마찰 계수,  $k_s$ 와  $k_p$ 는 밸브에 장착된 스프링 상수와 실린더의 복합 스프링 상수(피스톤 양 단의 각 스프링 상수의 합으로서 피스톤 중립 위치에서의 스프링 초기 변위를 고려하지 않아도 됨)이다. 그런데 일반적으로 승용차 주행중의 후륜 조향 부하는 350N 내지 1500N 정도로 알려져 있고 이 값은 조향 실린더의 스프링 부하에 비하면 매우 작은 값이므로 이 연구에서는 조향 부하를 고려하지 않는다.

#### 2.4 선형 근사 및 전달 함수 표시

2.3절의 Fig.2에 나타낸 장치에서 부하 유량은 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$Q_t = \frac{1}{2} \{ (Q_1 + Q_3) - (Q_2 + Q_4) \} \quad (9)$$

2.3절의 식 (1), (2), (3) 및 (4)를 식 (9)에 대입하여 부하 유량을 나타내는 식을 구하면 다음과 같다.

$$Q_t = C_d \cdot w \cdot (u+x) \cdot \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s - P_t)} - C_d \cdot w \cdot (u-x) \cdot \sqrt{\frac{1}{\rho} (P_s + P_t)} \quad (10)$$

위 식에서  $P_t$ 은 부하 압력을 나타내고,  $P_1$  및  $P_2$  와의 관계는  $P_t = P_1 - P_2$ 이다. 또 식 (10)을 선형근사(線形近似)하면 식 (11)이 된다.

$$Q_t = K_q \cdot x - K_c \cdot P_t$$

$$K_q = \frac{\partial Q_t}{\partial x}, \quad K_{q0} = 2 \cdot C_d \cdot w \cdot \sqrt{\frac{P_s}{\rho}}$$

$$K_c = - \frac{\partial Q_t}{\partial P_t}, \quad K_{c0} = \frac{C_d \cdot w \cdot u \cdot \sqrt{P_s / \rho}}{P_s} \quad (11)$$

위 식에서  $K_q$ 는 밸브의 유량 이득(flow gain),  $K_c$ 는 밸브의 유량 압력 계수(flow pressure coefficient)이다.  $K_{q0}$  및  $K_{c0}$ 는 스플이 중립 위치

에 있을 때의 유량 이득 및 유량 압력 계수이다.

2.3절의 식 (5) 및 (6)을 식 (9)에 대입하면 다음 식이 구해진다.

$$Q_t = A_p \cdot \frac{dy}{dt} + \frac{V_0}{4\beta} \cdot \frac{dP_t}{dt} \quad (12)$$

위 식에서  $V_0$ 는 부하 관로를 포함한 실린더의 전체 체적을 나타내고,  $V_1$  및  $V_2$ 와의 관계는  $V_0 = 2V_1 = 2V_2$  이다.

식 (11), (12), 2.3절의 식 (7) 및 (8)을 라플라스(Laplace) 변환하면 다음 식이 구해진다.

$$Q_t(s) = K_q \cdot X(s) - K_c \cdot P_t(s) \quad (13)$$

$$Q_t(s) = A_p s \cdot Y(s) + \frac{V_0}{4\beta} s \cdot P_t(s) \quad (14)$$

$$K_{sol} \cdot I(s) - A_p \cdot P_t(s) = (m_s s^2 + b_s s + k_s) \cdot X(s) \quad (15)$$

$$A_p \cdot P_t(s) = (m_p s^2 + b_p s + k_p) \cdot Y(s) \quad (16)$$

식 (13), (14), (15) 및 (16)으로부터 입력  $I(s)$ 과 출력  $P_t(s)$  사이의 전달 함수를 구하면 식 (17)과 같고, Fig.3에 그 블록 선도(block diagram)를 나타낸다.

$$\frac{P_t(s)}{I(s)} = \frac{b_0 s^2 + b_1 s + b_2}{a_0 s^5 + a_1 s^4 + a_2 s^3 + a_3 s^2 + a_4 s + a_5} \quad (17)$$

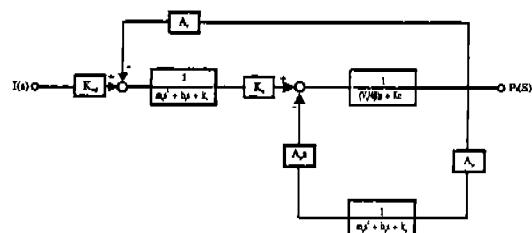


Fig.3 Block diagram of rear wheel steering gear

### 3. 비례 압력 제어 밸브의 설계를 위한 해석

#### 3.1 과도 특성의 계산

밸브의 과도 응답 특성을 계산으로 구하고, 매개 변수가 밸브의 응답 특성에 미치는 영향을 조사하기 위해 2.3절에서 구한 수학적 모델의 수치 계산 프로그램을 개발하였다. 계산 알고리즘(algorithm)으로는 수치 적분법(Runge-Kutta method)을 사용하였고, Fig.4는 특성 계산 프로그램의 플로 차트(flow chart)를 나타낸다.

장치의 물리 상수 가운데서 밸브 개구부의 유량 계수는 실험으로 구하였고, 실험 결과를 최소 자승법을 사용하여 방정식으로 표시하면 다음과 같이 레이놀즈(Reynolds) 수의 함수가 된다.

$$C_d = 1.3 \times 10^{-7} \times Re^3 - 4.714 \times 10^{-5} \times Re^2 + 6.28959 \times 10^{-3} \times Re - 1.74619 \times 10^{-2} \quad (18)$$

여기서 레이놀즈 수는 다음과 같이 정의한다.

$$Re = \frac{v \cdot 4 D_h}{\nu} \quad (19)$$

위 식에서  $v$ 는 밸브 개구부를 통하여 흐르는 기름의 평균 유속,  $D_h$ 는 수력직경(hydraulic diameter;  $= A/l$ ,  $A$ 는 개구부 단면적,  $l$ 은 개구부 둘레의 길이),  $\nu$ 는 작동유의 동점도이다.

그 외에 필요한 상수 값은 측정하거나 기기의 명세를 참고하였으며 Table 1에 그 값을 나타낸다.

#### 3.2 선형 해석

밸브의 매개 변수의 변화가 장치의 안정성에 미치는 영향을 조사하기 위해 2.4절의 식 (17)에서 입력을 비례 전자석의 전자력으로 하면 Fig.3의 블록 선도를 Fig.5와 같이 나타낼 수 있다. 그림에서 전향 경로(forward path)의 전달 함수를  $G_l(s)$ , 후향 경로(backward path)의 전달 함수를  $H_l(s)$ 으로 하면 시스템 전달함수  $G(s)$ 는  $G_l(s)/(1+G_l(s)H_l(s))$ 가 되고 특성 방

정식은  $1+G_l(s)H_l(s)=0$ 이 된다. 특성 방정식에서 고찰하고자 하는 매개 변수가 포함된 항을 분리하여  $K \cdot Q(s)/P(s)$  형태의 전달 함수를 구한다. 이 전달 함수에 대한 근궤적을 구하면 매개 변수가 시스템의 안정성에 미치는 영향을 조

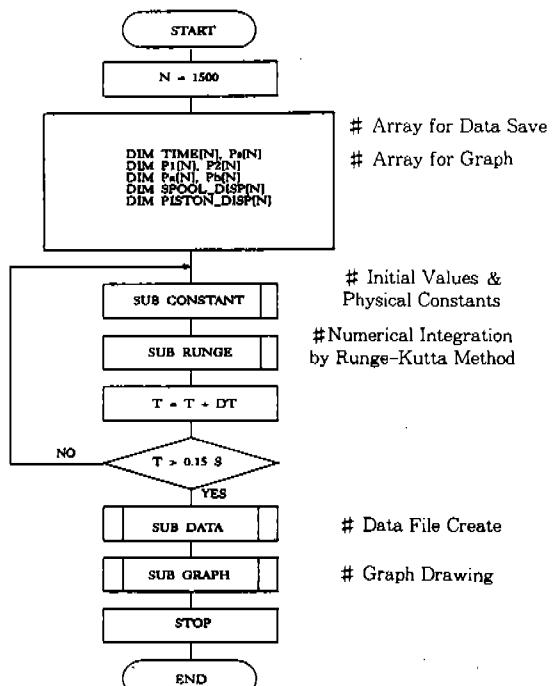


Fig.4 Flow chart of numerical computation program

Table 1 Physical constants in system

CONSTANTS	VALUE
density of oil	869kg/m <sup>3</sup>
bulk modulus of	$1.8 \times 10^9$ Pa
elasticity of oil	
kinetic viscosity of oil	$3.2 \times 10^{-3}$ m <sup>2</sup> /s
area of piston	$1.65 \times 10^{-3}$ m <sup>2</sup>
mass of piston	0.653kg
mass of spool	0.07kg
constant of cylinder spring	$6.45 \times 10^6$ N/m
costant of valve spring	$2.83 \times 10^4$ N/m
volume of cylinder & pipe	$1.496 \times 10^{-4}$ m <sup>3</sup>

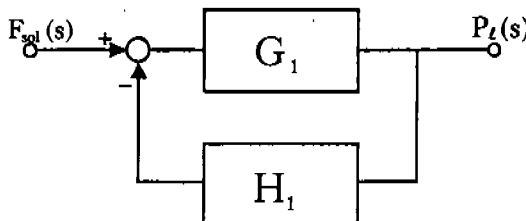
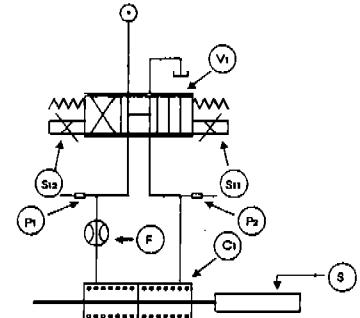


Fig.5 Block diagram of system



사할 수 있다<sup>9)</sup>. 예를 들어 유량 압력 계수를 매개 변수로 선정하여  $K \cdot Q(s)/P(s)$  형태의 전달 함수를 구하면 다음과 같이 된다.

$$\frac{K \cdot Q(s)}{P(s)} = K \cdot \frac{d_0 s^4 + d_1 s^3 + d_2 s^2 + d_3 s + d_4}{c_0 s^5 + c_1 s^4 + c_2 s^3 + c_3 s^2 + c_4 s + c_5} \quad (20)$$

물리 상수 가운데서 밸브 개구부의 유량 계수 같은 스폴이 중립 위치에 있을 때의 실험치를 사용했고, 다른 물리 상수는 Table 1에 나타낸 값을 사용했다.

#### 4. 실험 장치 및 실험 방법

##### 4.1 실험 장치

밸브의 특성을 확인하기 위해 Fig.6과 같이 실험 장치를 구성하였다. 실험 장치는 유압원과 밸브 및 실린더로 구성된 후륜 조향 장치부, 압력과 유량과 변위를 동적으로 측정하는 각종 센서(sensor)와 증폭기(amplifier)부, 신호의 전송과 처리를 위한 접속 카드(interface card)와 퍼스널 컴퓨터(personal computer) 및 출력 장치부의 세 부분으로 구성하였다.

후륜 조향 장치용 유압원으로는 배제 용적 10cc/rev, 정격 압력 14MPa인 베인(vane) 펌프를 사용하였고, 구동 전동기의 회전수를 인버터(inverter)로 조정하여 펌프 송출 유량을 조절 할 수 있게 하였다. 비례 압력 제어 밸브와 실린더는 일본의 가야바(Kayaba)사 제품을 사용하였고, 실린더 피스톤의 변위는 중립 위치에서 양

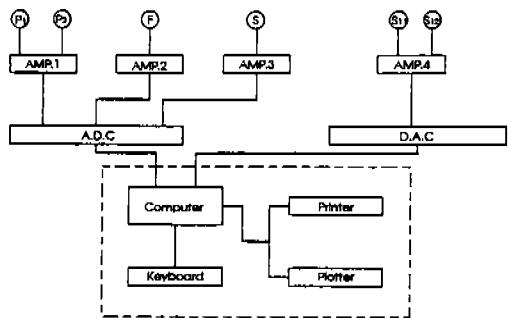


Fig.6 Schematic diagram of experimental equipment

방향으로 각각 3mm이다. 비례 밸브용 증폭기는 펄스 폭 변조(pulse width modulation) 제어 방식이고, 디더(dither) 주파수는 0~200Hz 범위이다. 증폭기 입력 신호가 정(正) 전압일 때는 A측 전자석으로 전류가 공급되고, 부(負) 전압일 때는 B측 전자석으로 전류가 공급된다. 퍼스널 컴퓨터와 센서 및 증폭기 사이의 접속에 사용한 접속 카드는 12비트 해상도(12bit resolution)의 아날로그-디지털(A-D) 및 디지털-아날로그(D-A) 변환기를 사용했고, 퍼스널 컴퓨터는 아이비엠(IBM) 호환 기종(80386DX)을 사용했다.

##### 4.2 실험 방법

후륜 조향 장치에 공급하는 유압은 최고 7MPa, 유량은 7l/min로 설정하고, 실험시 유온은 40°C 내외로 유지하였다. 입력 신호는 퍼스널 컴퓨터로 발생시켜 접속 카드(D-A 변환기)를 통해 비례 밸브용 증폭기에 인가하고, 각 센

서로부터의 신호는 접속 카드(A-D)를 통해 퍼스널 컴퓨터에서 처리하였다.

정상 상태 특성(steady state characteristic) 실험은 한 쪽 비례 전자석에 전류를 0mA부터 배 초 1mA씩 증가시켜 공급하면서 부하 유로의 압력을 측정한다. 다른 쪽 비례 전자석도 같은 방법으로 실험하여 밸브 내부의 기하학적 균형 상태도 확인한다.

동특성 실험은 과도 응답(transient response)을 조사하기 위해 비례 전자석에 계단상의 전류 신호를 공급하거나 공급 중인 전류를 차단하고 이 때 부하 유로의 압력 변화를 측정하였다.

## 5. 결과 및 고찰

### 5.1 특성 실험 및 계산 결과

Fig.7은 밸브의 정상 특성 실험 결과의 대표적인 예를 나타낸다. 그림으로부터 불감대(不感帶)는 비교적 크게 나타남을 알 수 있다. 이는 밸브 내의 스플 지지용 스프링의 초기 변위와 관련이 있고, 양 쪽의 불감대 차이는 비례 전자석

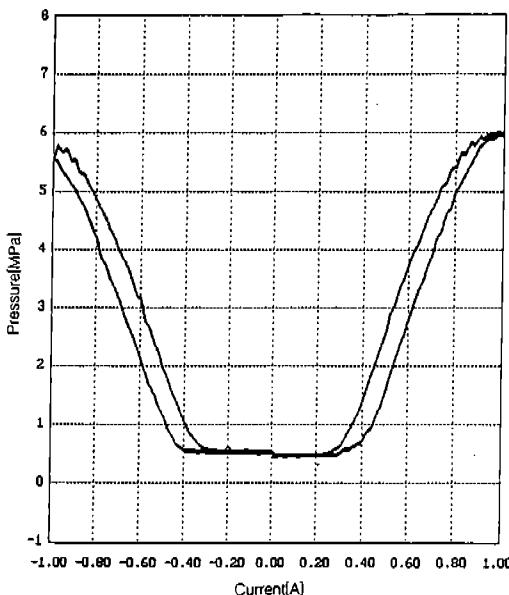


Fig.7 Steady state characteristic of PCV(experimental)

장착시에 발생한 양 스프링의 초기 변위 차이에 따른 것으로 보인다. 선형성(linearity)은 비교적 우수하고 히스테리시스(hysterisis) 특성은 약간의 히스테리시스가 있으나 비교적 양호함을 알 수 있다. 히스테리시스의 발생은 비례 전자석의 특성에 따라 나타난 것으로 보인다<sup>10)</sup>. 스플이 중립 위치에 있을 때 양 쪽 부하 유로 압력의 미세한 차이는 양 쪽 반력 편의 단면적의 차이, 스플이 중립 위치에 있을 때의 언더.ElementAt의 미세한 차이 등 밸브 내부의 미세한 불균형에 따른 것으로 생각된다.

Fig.8은 밸브의 과도 응답 특성 실험 결과 중의 한 예를 나타낸다. 그림으로부터 응답 지연 시간은 승압시 20ms, 강압시 10ms 이내이고, 상승 시간(rise time; 최종치의 10%에서 90% 까지 상승하는데 소요되는 시간)은 125ms 정도임을 알 수 있다.

Fig.9는 수치 계산으로 구한 밸브의 동특성을 나타낸다. 상승 시간은 120ms정도로 실험치와 약 5ms의 차이를 보인다. 이는 밸브 내부의 교

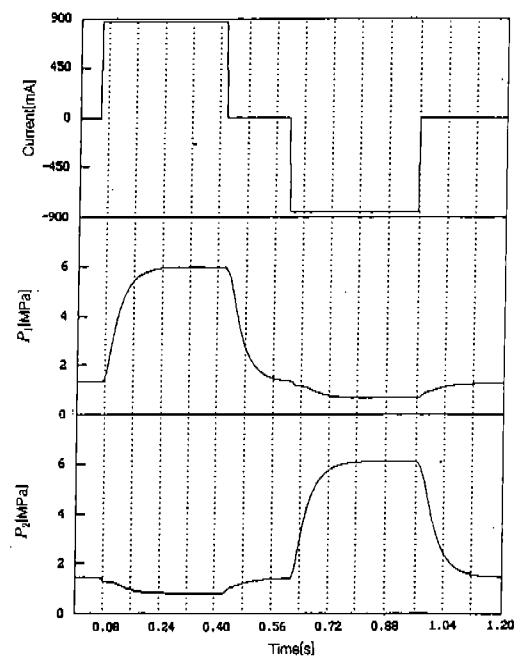


Fig.8 Transient response characteristic of PCV(experimental)

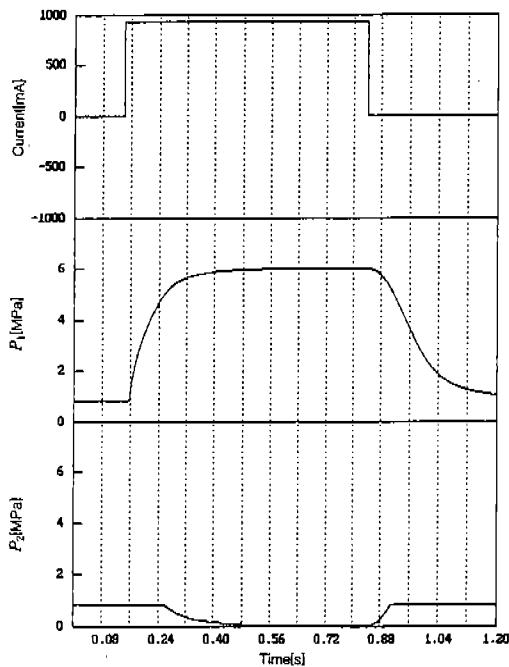


Fig.9 Transient response characteristic of PCV(computed)

축부의 유량 계수를 모의하는 알고리즘이 실제 밸브 내부의 유동 상태에 따른 유량 계수의 변화를 완벽하게 모의할 수 없는 한계 때문인 것으로 생각된다. 그러나 실험 결과와 비교해 볼 때 장치의 모델링이 타당하고 수치 계산 프로그램이 유용하다고 볼 수 있다.

## 5.2 안정성 판별 및 특성 분석

밸브의 설계시 밸브의 성능에 큰 영향을 미칠 수 있는 매개 변수로는 반력 펀의 단면적, 언더랩의 크기(유량 압력 계수), 스폴의 직경(유량 이득)이 있다. 스폴의 직경은 펌프의 용량과 관련하여 결정되는 것이므로 이 연구에서는 고려하지 않고 반력 펀의 단면적과 언더랩의 크기의 영향에 대해서만 조사한다.

3.2절의 방법으로 매개 변수가 장치의 안정성에 미치는 영향을 조사한 결과 Fig.10 및 Fig.11과 같이 반력 펀 단면적  $A_r$ 을 즐 수록 시스템이 불안정해지고 압력 유량 계수  $K_c$ 는 작을 수록 시스템이 불안정해지는 것으로 나타났다. 그러나

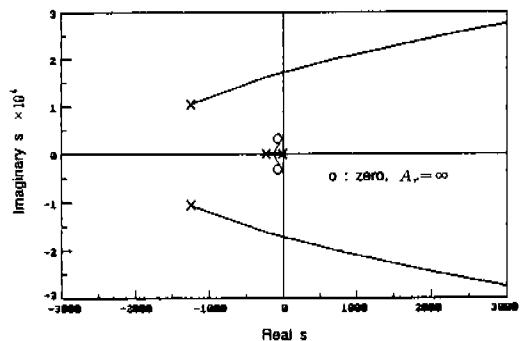


Fig.10 Diagram of root locus according to reaction pin size

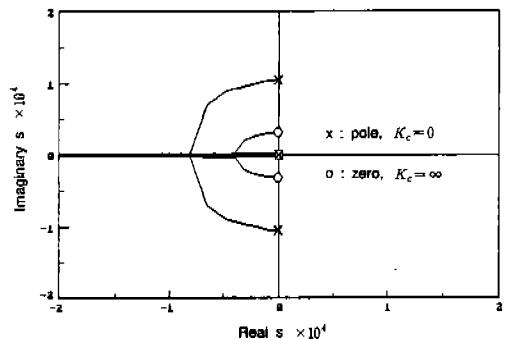


Fig.11 Diagram of root locus according to flow-pressure coefficient

안정 경계 영역에서 각 매개 변수 값은 통상적인 설계 범위를 벗어나는 아주 큰 값 또는 아주 작은 값으로 나타났다. 따라서 통상적인 설계 범위 내에서 각 매개 변수 값은 시스템의 안정성을 해치지 않음을 알 수 있다.

Table 2는 3.1절의 프로그램을 사용하여 분석한 결과인 반력 펀의 크기와 언더랩 량의 크기에 따른 응답 특성과 제어 압력 범위(부하 압력) 및 중립 위치에서의 동력 손실 정도(공급 압력)를 나타낸다. 언더랩 량은 작을 수록(압력 유량 계수가 작을 수록) 응답이 빨라지고 반력 펀의 직경은 클 수록 응답이 빨라짐을 알 수 있다.

## 5.3 매개 변수의 결정

밸브의 설계시 요구되는 성능으로는 장치의 안

Table 2 Influences of parameters to the dynamic characteristic of the valve

PARAMETER		RISE TIME (computed) (ms)	PRESS. at NEUTRAL (MPa)	LOAD PRESS. (MPa)
reaction pin diameter (mm)	underlap (mm)			
2.50	0.20	95	1.29	3.6
2.00		105		4.8
1.50	0.15	100	2.3	6.0
	0.20	120	1.29	
	0.25	160	0.83	
	0.30	180	0.57	
1.00	0.20	160	1.29	

정성, 스플이 중립 위치에 있을 때의 무부하 동력 손실, 제어 압력 범위 및 응답 특성 등이 있다. 안정성은 반력 펀의 단면적과 언더랩의 크기의 영향을 받고, 동력 손실은 언더랩 크기와 펌프의 용량에 따라 결정된다. 또, 제어 압력 범위는 반력 펀의 단면적과 비례 전자석의 용량에 의해 결정되고, 응답 특성은 스플의 직경과 반력 펀의 단면적과 언더랩의 크기의 영향을 받는다.

따라서 반력 펀의 단면적의 크기는 장치가 안정한 범위 내에서 제어 압력 범위와 비례 전자석의 용량을 고려하여 결정한다. 즉, 요구되는 제어 압력 범위가 결정되고 비례 전자석의 용량이 결정된 후 반력 펀의 크기를 결정하되 요구되는 제어 압력을 얻을 수 있는 한 최대한 크게 해야 밸브의 응답 특성이 좋아진다.

언더랩의 크기는 작을 수록 응답 특성은 좋아지나 스플이 중립 위치에 있을 때의 동력 손실은 커진다. 즉, 응답 특성과 동력 손실 정도는 서로 상충한다. 그러므로 차량 직진시(스플이 중립 위치에 있을 때)의 허용 동력 손실을 결정한 후 언더랩의 크기를 결정한다. 이 때 언더랩의 크기는 가능한 한 작게 해야 밸브의 응답 특성이 좋아진다.

## 5. 결 론

승용차의 4륜 조향 장치의 개회로 제어식 후

륜 조향 장치에 필요한 비례 압력 제어 밸브의 매개 변수가 장치의 성능에 미치는 영향을 조사하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

- 1) 특성 실험과 수치 계산 결과를 비교 조사하여 장치의 모델링의 타당성과 특성 분석을 위해 개발한 수치 계산 프로그램의 유용성이 확인되었다.
- 2) 시스템의 특성 방정식에서 매개 변수를 분리한 전달함수의 근궤적 선도로부터 매개 변수의 변화가 장치의 안정성에 미치는 영향의 조사가 가능하였다.
- 3) 개발한 수치 계산 프로그램을 사용하여 매개 변수의 변화가 응답 특성에 미치는 영향을 쉽게 분석할 수 있었다.
- 4) 요구성능과 안정성 및 응답 특성을 고려하여 밸브 설계에 필요한 매개 변수를 결정하는 절차가 정립되었다.

## 부 록

$$a_0 = \frac{V_0}{4\beta} m_s m_p$$

$$a_1 = \frac{V_0}{4\beta} (m_s b_p + b_s m_p) + K_c m_s m_p$$

$$a_2 = \frac{V_0}{4\beta} (m_s k_p + b_s b_p + k_s m_p) + K_c (m_s b_p + b_s m_p) + A_r^2 m_s$$

$$a_3 = \frac{V_0}{4\beta} (b_s k_p + k_s b_p) + K_c (m_s k_p + b_s b_p + k_s m_p) + A_r^2 b_s + A_r K_q m_p$$

$$a_4 = \frac{V_0}{4\beta} k_s k_p + K_c (b_s k_p + k_s b_p) + A_r^2 k_s + A_r K_q b_s$$

$$a_5 = K_s k_s k_p + A_r K_q k_p$$

$$b_0 = K_{sol} K_q m_p$$

$$b_1 = K_{sol} K_q b_p$$

$$b_2 = K_{sol} K_q k_p$$

$$c_0 = \frac{V_0}{4\beta} m_s m_p$$

$$c_1 = \frac{V_0}{4\beta} (m_s b_p + b_s m_p)$$

$$c_2 = \frac{V_0}{4\beta} (m_s k_p + b_s b_p + k_s m_p) + A_p^2 m_s$$

$$c_3 = \frac{V_0}{4\beta} (b_s k_p + k_s b_p) + A_p^2 b_s + A_r K_q m_p$$

$$c_4 = \frac{V_0}{4\beta} k_s k_p + A_p^2 k_s + A_r K_q b_p$$

$$c_5 = A_r K_q k_p$$

$$d_0 = m_s m_p$$

$$d_1 = m_s b_p + b_s m_p$$

$$d_2 = m_s k_p + b_s b_p + k_s m_p$$

$$d_3 = b_s k_p + k_s b_p$$

$$d_4 = k_s k_p$$

### 참 고 문 헌

1. 金澤啓隆, 枝廣毅士, “四輪操舵システムの動向と油壓技術,” 油壓と空氣壓, 第二十一卷第四號, pp. 24, 1990.
2. 江口孝彰 外 六人, “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.
3. Neuhaus, R., “Elecktrohydraulisches Stell-system für Hinterachskinematik,” Aache

-ner Fluidtechnisches Kolloquium, Fachgebiet Hydraulik, pp. 277~298.

4. 細川和英 外 三人, “マツダ車速感應型四輪操舵システムの開發,” マツダ技報, No. 6, pp. 102~109, 1988.
5. Korea UCD Co., Total Program, Korea UCD Co., Seoul, pp. 553~566, 1991.
6. Parker Fluidpower, HPI Proportional Valves Systems(catalog HPC2400), HPI Operation Hydraulic Valve division, Sturtevant, pp. 2~21, 1989.
7. YUKEN 油壓機器, YUKEN HYDRAULIC EQUIPMENT(catalog), YUKEN 油壓機器, pp. 167~222, 1985.
8. WANDFLUH, WANDFLUH 종합 카탈로그, 株式會社 림스코, 서울, pp. 2.1~2.3, 1989.
9. Dorf, R. C.(박홍배, 이균경 역), Modern Control System(최신 제어 시스템), 반도 출판사, 서울, pp.262~265, 1992.
10. Backe, Wolfgang, 유·공압 제어 및 장치(기초 이론 및 최신 기술), 한국과학기술원 기계공학부, pp. 2.5~2.6, 1983.