

〈논 문〉

비례압력제어밸브의 부하압력 피드백방법 개선에 관한 연구

오인호* · 장지성** · 이일영*** · 정대중**** · 조성현*****

(1996년 4월 27일 접수)

A Study on the Improvement of the Load Pressure Feedback Mechanism of the Proportional Pressure Control Valve

Inho Oh, Jiseong Jang, Illyeong Lee, Daijong Chung and Sunghyun Cho

Key Words : Four Wheel Steering System(4륜 조향장치), Rear Wheel Steering Gear(후륜 조향장치), Proportional Pressure Control Valve(비례압력제어밸브), Load Pressure Feedback Mechanism(부하압력 피드백기구)

Abstract

The proportional pressure control valve having versatile functions and higher performance is an essential component in the open loop controlled rear wheel steering gear of the four wheel steering system in a passenger car. In this study, the authors suggest a new type of load pressure feedback mechanism which can make it easy to change the range of controlled pressure without changing the capacity of solenoid. The concept of suggested mechanism, composed of the pressure chamber with throttles in series, was described. The mathematical model was derived from the rear wheel steering gear consisting of a valve and a cylinder for the purpose of analyzing the valve characteristics. And the programme for computing the characteristic of the valve was developed. Experiments were performed to confirm the performance of the valve and computations were carried out to ascertain the usefulness of the developed programme. The results from computations fairly coincide with those from experiments. And the results from experiments and computations show that the performance of new valve was as good as that of the already developed one and the new valve has advantages such as the easiness of changing the range of controlled pressure and the decrease of power loss at neutral position without the decline of performance.

1. 서 론

최근 승용차의 주행 안정성과 조종성을 향상시키는 수단으로 4륜 조향장치(4 wheel steering system)에 관한 연구결과가 발표되고 있고,⁽¹⁾ 또 4륜 조향장치가 실용화되어 승용차에 장착된 사례가 보고되고 있다.^(2,3)

실용화된 4륜 조향장치의 후륜 조향장치(rear

*회원, 한국해양대학교 운항시스템공학부

**도쿄공업대학 대학원

***회원, 부경대학교 기관·자동차공학과

****회원, 만도기계(주) 중앙연구소

*****만도기계(주) 중앙연구소

wheel steering gear) 중 스프링이 장착된 실린더 (spring centred cylinder)와 비례압력 제어밸브 (proportional pressure control valve)로 구성된 장치는⁽²⁾ 개회로제어 (open loop control) 방식이고, 장치의 구성도 간단하고 중량이 작고 공간도 적게 차지하는 이점이 있다. 비례압력제어밸브는 이 장치의 핵심요소이고, 밸브의 성능이 전 장치의 성능을 좌우한다고 볼 수 있다. 이 밸브는 후륜의 좌우 조향을 위한 방향제어, 후륜의 조향각 조절을 위한 비례압력제어 및 직진시 동력손실을 줄이기 위한 중립위치에서의 부하 경감(unload) 등의 기능과 넓은 제어 압력범위, 우수한 선형성 (linearity)과 히스테리시스(hysteresis) 특성 및 빠른 응답특성(response characteristic) 등의 성능을 가져야 한다.

그러나 산업용으로 사용되는 비례압력제어밸브 가운데에서는 위에 열거한 기능과 성능을 모두 갖춘 밸브를 찾아보기 어렵다.⁽⁴⁻⁷⁾ 이상적인 4륜 조향장치용 비례압력제어밸브는 직동형이면서 비례 전자석 (proportional solenoid)의 용량이 작은 것이 바람직하다. 실용화된 4륜 조향장치는 작은 용량의 비례 전자석으로 넓은 범위의 제어압력을 얻기위해 밸브 내부의 부하압력 피드백기구 (load pressure feedback mechanism)로 반력 핀 (reaction pin)을 사용하는 비례압력제어밸브를 갖고 있다. 그러나 이 밸브는 보다 넓은 범위의 제어압력을 얻기위해 비례 전자석의 용량을 크게 하던가 반력 핀의 수압면적을 작게 해야 하는 등 설계 상의 한계가 있다.⁽⁸⁾

이 연구에서는 비교적 작은 용량의 비례 전자석을 사용하여 넓은 범위의 제어압력을 얻을 수 있을 뿐 아니라 제어압력의 범위를 쉽게 변경할 수 있는 새로운 부하압력 피드백기구를 제안하고, 새로운 기구를 갖는 비례압력제어밸브의 성능을 실험을 통하여 확인한다. 또한 밸브의 특성 계산프로그램을 개발함으로써 비례압력제어밸브의 개발 및 설계의 기초자료를 확보하고자 한다.

2. 새로운 부하압력 피드백기구의 제안

이 연구에서 제안하는 부하압력 피드백기구는 압력실 (pressure chamber)과 이에 직렬로 연결된 입구 및 출구 유로의 교축부 (throttles)로 구성되어 있다. Fig. 1은 밸브의 작동원리를 보이고, Fig. 2는 부하압력 피드백기구의 개념을 나타낸다.

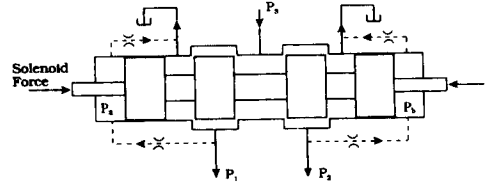


Fig. 1 Schematic of the proportional pressure control valve with a new mechanism

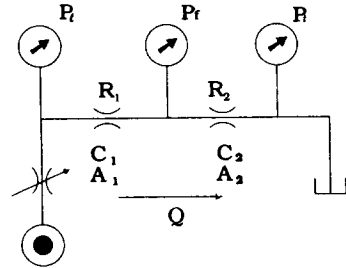


Fig. 2 Conceptual diagram of a new type of load pressure feedback mechanism

Fig. 2에서 압력실의 입·출구 유로를 통하여 흐르는 유량은 다음과 같다.

$$Q = C_1 \cdot A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_t - P_f)} = C_2 \cdot A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_f - P_t)} \quad (1)$$

여기서, P_t 은 부하압력, P_f 는 압력실 압력, P_t 는 탱크로의 회귀유로의 압력이고, C_1 과 C_2 는 각각 교축부 R_1 과 R_2 의 유량계수 (discharge coefficient)이며, A_1 과 A_2 는 각각 교축부 R_1 과 R_2 의 단면적이다.

식 (1)에서 부하압력 P_t , 압력실 압력 P_f 및 회귀유로 압력 P_t 의 관계는 다음 식과 같이 된다.

$$P_t = \left(1 + \frac{C_2^2 \cdot A_2^2}{C_1^2 \cdot A_1^2}\right) P_f - \frac{C_2^2 \cdot A_2^2}{C_1^2 \cdot A_1^2} P_t \quad (2)$$

식 (2)의 우변 첫째 항 괄호 안의 $C_2^2 \cdot A_2^2 / C_1^2 \cdot A_1^2$ 의 값이 1에 비해 매우 크면, 식 (2)는 식 (3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$P_t = \frac{C_2^2 \cdot A_2^2}{C_1^2 \cdot A_1^2} (P_f - P_t) \quad (3)$$

위 식에서 유량계수의 비 C_2/C_1 가 일정하다면 P_t 과 P_f 의 관계는 선형적임을 알 수 있다. 유량계수는 레이놀즈수 (Reynolds number)의 함수로

나타낼 수 있고, ⁽⁹⁾ 유로의 교축부는 직렬로 연결되어 있으므로 C_1 과 C_2 의 비는 레이놀즈수 '0' 부근을 제외하고는 넓은 범위의 레이놀즈수에 걸쳐서 일정한 값을 가질 것으로 예상된다. 따라서 교축부 R_1 과 R_2 의 크기를 적절히 선정하면 식 (3)의 우변의 $C_2^2 \cdot A_2^2 / C_1^2 \cdot A_1^2$ 의 값은 상수로 되고, 또 P_1 값은 상수로 볼 수 있으므로 압력실 압력 P_f 와 부하압력 P_l 의 비례관계가 성립된다.

P_f 의 값은 P_l 의 값에 비하여 매우 작기 때문에 비교적 작은 용량의 비례 전자석으로 구동되는 직동식 비례압력제어밸브를 만들 수 있고, R_1 과 R_2 의 조합을 바꾸어줌으로써 같은 용량의 비례 전자석으로 제어압력의 범위를 쉽게 변경할 수 있다.

3. 밸브의 모델링

새로이 제안한 부하압력 피드백기구를 갖는 비례압력제어밸브의 특성을 이론적으로 조사하기 위해 Fig. 3과 같이 밸브와 실린더로 구성된 후륜 조향 장치의 수학적 모델(mathematical model)을 구했다.

밸브 내의 각 교축부를 통하여 흐르는 유량은 다음과 같다.

$$Q_1 = C_{a1} \cdot w \cdot (u + x_v) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_1)} \quad (4)$$

$$Q_2 = C_{a2} \cdot w \cdot (u - x_v) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_s - P_2)} \quad (5)$$

$$Q_3 = C_{a3} \cdot w \cdot (u + x_v) \sqrt{\frac{2}{\rho} P_2} \quad (6)$$

$$Q_4 = C_{a4} \cdot w \cdot (u - x_v) \sqrt{\frac{2}{\rho} P_1} \quad (7)$$

위 식에서 C_{a1} , C_{a2} , C_{a3} 및 C_{a4} 는 각 교축부의 유량계수, w 는 교축부의 면적 구배($w = \pi \cdot d_s$, d_s

는 스톱 단면 직경), u 는 스톱(spool)의 언더랩(under lap), x_0 는 스톱의 변위, P_s 는 공급압력, P_1 과 P_2 는 각각 주 유로의 압력을 나타낸다.

압력실 입·출구의 교축부를 통하여 흐르는 유량은 다음과 같다.

$$Q_a = C_{da} \cdot A_a \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_a)} \quad (8)$$

$$Q_b = C_{db} \cdot A_b \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_2 - P_b)} \quad (9)$$

$$Q_c = C_{dc} \cdot A_c \sqrt{\frac{2}{\rho} P_a} \quad (10)$$

$$Q_d = C_{dd} \cdot A_d \sqrt{\frac{2}{\rho} P_b} \quad (11)$$

여기서, C_{da} , C_{db} , C_{dc} 및 C_{dd} 는 각 교축부의 유량계수이고, A_a , A_b , A_c 및 A_d 는 각 교축부의 단면적이며, P_a 와 P_b 는 각각 압력실의 압력이다.

각 유로에서의 연속방정식(continuity equation)을 구하면 다음 식과 같이 된다.

$$Q_1 = Q_4 + Q_a + A_p \frac{dy_c}{dt} + \frac{V_1}{\beta_o} \frac{dP_1}{dt} \quad (12)$$

$$Q_3 = Q_2 - Q_b + A_p \frac{dy_c}{dt} - \frac{V_2}{\beta_o} \frac{dP_2}{dt} \quad (13)$$

$$Q_a = Q_c - A_s \frac{dx_v}{dt} + \frac{V_a}{\beta_o} \frac{dP_a}{dt} \quad (14)$$

$$Q_b = Q_d + A_s \frac{dx_v}{dt} + \frac{V_b}{\beta_o} \frac{dP_b}{dt} \quad (15)$$

여기서, A_s 와 A_p 는 각각 스톱과 피스톤의 단면적이고, V_1 과 V_2 는 유로를 포함하는 피스톤 양단의 실린더 체적이며, β_o 는 기름의 체적탄성계수(bulk modulus)이다.

스톱과 피스톤의 운동에 관한 식은 다음과 같이 구해진다.

$$\begin{aligned} K_{amp} \cdot K_{sol} \cdot v_i - A_s (P_a - P_b) \\ = m_s \frac{d^2 x_v}{dt^2} + b_s \frac{dx_v}{dt} + k_s x_v \end{aligned} \quad (16)$$

$$A_p (P_1 - P_2) - F = m_p \frac{d^2 y_s}{dt^2} + b_p \frac{dy_c}{dt} + k_p y_c \quad (17)$$

위 식에서 K_{amp} 는 증폭기의 이득, K_{sol} 은 비례 전자석의 이득, v_i 는 입력전압, m_s 와 m_p 는 각각 스톱과 피스톤의 질량, b_s 와 b_p 는 스톱과 피스톤의 점성감쇠계수이다. 또, k_s 는 스톱 지지 스프링의 스프링상수이고, k_p 는 피스톤 지지 스프링의 복합 스프링상수(피스톤 양단에 장착된 각 스프링의 스프링상수의 합으로서 피스톤이 중립위치에 있을 때의 스프링의 초기 변위를 고려하지 않아도 됨)이

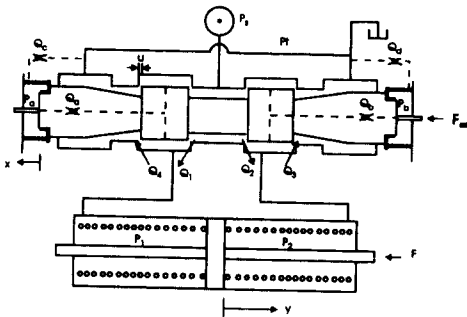


Fig. 3 Schematic of the rear wheel steering gear

다. F 는 조향 부하로서 일반적으로 승용차가 주행 중일 때 후륜의 조향 부하는 350 N 내지 1500 N 정도로 알려져 있고, 이 값은 조향 실린더의 스프링 부하에 비하면 아주 작은 값이므로 이 연구에서는 조향 부하는 고려하지 않는다.

및 증폭기 사이의 접속에 사용한 접속카드는 12비트 해상도(12 bit resolution)의 아날로그-디지털(A-D) 및 디지털-아날로그(D-A) 변환기(converter)를 사용했다.

실험은 밸브의 선형성과 히스테리시스 특성을 알아보기 위한 정상상태특성(steady state charac-

4. 실험 및 계산

4.1 실험

Fig. 4는 밸브의 성능을 확인하기 위한 실험장치의 개략도이다. 실험장치는 실험조건을 쉽게 바꾸어 실험할 수 있게 구성되어 있다. 즉, 유압원과 비례압력제어밸브와 스프링이 장착된 실린더로 구성된 후륜 조향장치, 압력과 유량과 변위 등의 물리량을 동적으로 측정하기 위한 센서(sensors)와 증폭기(amplifier), 신호의 전송과 처리를 위한 접속카드(interface card)와 퍼스널 컴퓨터(personal computer)의 세 부분으로 구성되어 있다.

Table 1에 실험장치를 구성하는 각 기기의 세원을 나타낸다. 후륜 조향장치용 유압원으로 배제 용적(displacement) 10 cc/rev, 정격 압력 14 MPa인 베인(vane) 펌프를 사용하였고, 인버터(inverter)를 사용하여 펌프 구동전동기의 회전수를 조정함으로써 펌프의 송출유량을 조절할 수 있게 하였다. 비례밸브용 증폭기는 펄스폭변조(pulse width modulation, PWM) 제어방식이고, 디더(dither) 주파수 범위는 0~200 Hz이다. 퍼스널 컴퓨터와 센서

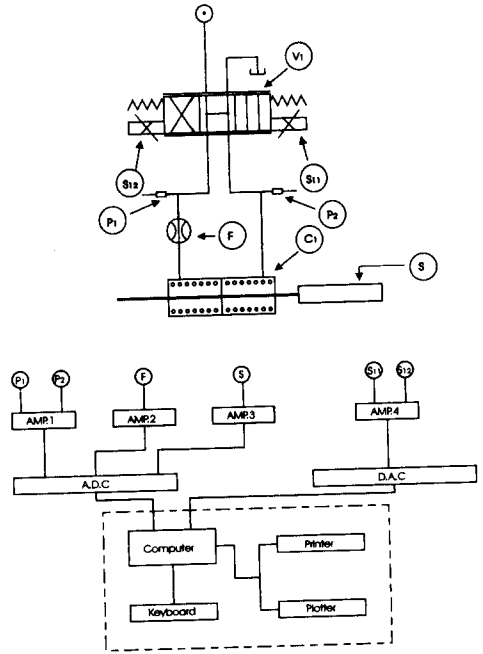


Fig. 4 Schematic of the test bench for experiments

Table 1 Specifications of instruments and equipments

Symbol	Description	Spec.	Q'ty	Remarks
C_1	4WS cylinder		1	Kayaba
V_1	P. C. V		1	Kayaba
S_{11}, S_{12}	solenoid	24 N/A	2	Kayaba
F	Flow meter	FTB-202	1	Omega
P_1, P_2	Pressure transducer	200 K	2	NEC Sanei
S	lilinear displacement transformer	MTS	1	Temposonics
A_1	strain amplifier	CHE74-PW	3	Cheon-he
A_2	F-V converter		1	Omega
A_3	Amp. for L. D. T		1	Temposonics
A_4	Amp. for P. C. V		1	Uchida

Table 2 Discharge coefficients of the valve and throttles

	Discharge coefficient
Main valve	$1.3 \times 10^{-7} \times Re^3 - 4.714 \times 10^{-5} \times Re^2 + 6.28959 \times 10^3 \times Re - 1.74619 \times 10^{-2}$
Orifice 0.2φ	$1.6 \times 10^{-7} \times Re^2 + 1.426 \times 10^{-3} \times Re - 1.425 \times 10^{-1}$
Orifice 0.4φ	$3 \times 10^{-8} \times Re^3 - 1.704 \times 10^{-5} \times Re^2 + 4.42529 \times 10^{-3} \times Re + 1.80583 \times 10^{-2}$
Orifice 0.6φ	$1 \times 10^{-10} \times Re^3 - 6.3 \times 10^{-70} \times Re^2 + 8.3044 \times 10^{-4} \times Re - 1.16944 \times 10^{-3}$
Orifice 0.8φ	$1 \times 10^{-8} \times Re^2 + 3.891 \times 10^{-4} \times Re - 1.74619 \times 10^{-2}$
Orifice 1.0φ	$2.19 \times 10^{-6} \times Re^2 + 2.24 \times 10^{-4} \times Re + 8.38 \times 10^{-2}$

teristic) 실험과 응답특성을 알아보기 위한 과도응답 특성(transient response characteristic) 실험을 시행했다. 정상상태 특성실험은 입력전류신호를 0 mA부터 매 초 1 mA씩 증가시켜 공급하면서 부하 유로 압력을 측정하였다. 과도응답특성실험은 계단상의 전류신호를 공급하고, 이 때의 부하 유로 압력변화를 측정하였다.

후륜 조향장치에 공급하는 유압은 최고 7 MPa, 유량은 7 l/min로 설정하고 실험시 기름의 온도는 40°C 내외로 유지하였다.

4.2 계산

밸브의 매개변수(parameter)를 바꾸었을 때

Table 3 Physical constants of the system

Constants	Value
Density of oil	869 kg/m ³
Bulk modulus of elasticity of oil	1.8×10^9 Pa
Kinetic viscosity of oil	3.2×10^{-5} m ² /s
Area of piston	1.65×10^{-3} m ²
Mass of piston	6.53×10^{-1} kg
Mass of spool	7×10^{-2} kg
Constant of cylinder spring	6.45×10^6 N/m
Constant of valve spring	4.4×10^4 N/m
Volume of cylinder and pipe	1.496×10^{-4} m ³

계 밸브의 특성을 조사할 수 있게 후륜 조향장치의 수학적 모델의 수치계산 프로그램을 개발하였다. 계산 알고리즘(algorithm)으로는 수치적분법(Runge-Kutta method)을 사용했다. 계산시 시간 증분(ΔT)은 1.2 ms, 최종시간(T_{max})은 1200 ms로 하여 계산하였다.

수치계산에 필요한 각종 상수중 밸브 내부의 각 교축부의 유량계수는 실험으로 구하였고, 실험결과를 최소제곱법(method of least square)을 사용하여 레이놀즈수의 함수로 표시한 것을 Table 2에 나타낸다

여기서, 레이놀즈수는 다음과 같이 정의한다.

$$Re = \frac{v \cdot 4D_h}{\nu} \quad (18)$$

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

그 외의 상수 값은 측정하거나 기기의 명세로부터 구하였고, 그 값을 Table 3에 나타낸다.

5. 결과 및 고찰

5.1 실험결과

Fig. 5는 밸브의 선형성과 히스테리시스 특성을 알아보기 위해 행한 정상상태 특성실험 결과의 대표적인 한 예를 나타낸다. 실험에 사용한 밸브의 스톱직경은 12φ, 압력실 입·출구 유로의 교축부 직경은 각각 0.4φ 및 1.0φ, 스톱의 언더랩은 0.27 mm, 스톱 지지 스프링상수는 44 N/mm이고, 비례 밸브용 증폭기의 디더주파수는 75 Hz로 설정하여 실험하였다. 그림으로부터 밸브는 약간의 불감대

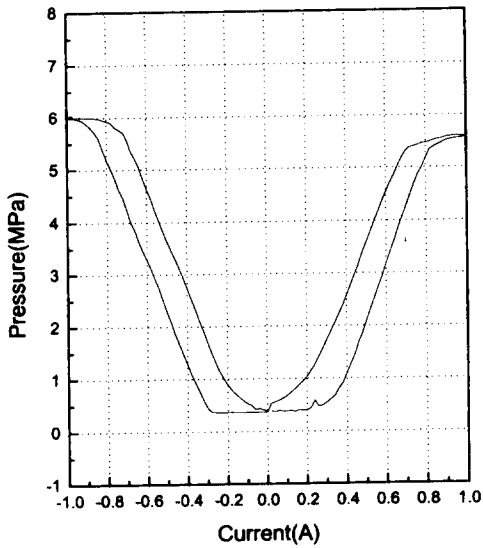


Fig. 5 Steady state characteristic of the valve with a new mechanism (experimental result)

(不感帶)가 있음을 알 수 있다. 이는 스톱 지지용 스프링에 의한 것으로 보인다. 선형성은 비교적 우수하고 히스테리시스 특성은 비례 전자석의 특성⁽¹⁰⁾에 의한 것으로 보이는 히스테리시스가 약간 나타나 비교적 양호하다는 것을 알 수 있다. 선형성과 히스테리시스 특성은 기존 밸브의 성능과 차이가 없는 것으로 나타났다.⁽¹¹⁾ 밸브의 동작방향에 따라 제어압력의 최고치가 다르게 나타나고, 스톱이 중립위치에 있을 때 양쪽 부하유로의 압력이 미세하게 차이가 나는 것은 스톱과 슬리브(sleeve)가 기하학적 균형이 정확하게 가공되지 않았고, 밸브를 조립할 때 스톱 양 단의 스프링의 초기변위가 똑같이 조립되지 않았기 때문인 것으로 생각된다. 스프링의 세기를 달리하여 실험한 결과 스프링상수는 불감대의 범위에 영향을 미치는 것으로 나타났고, 압력실 입·출구의 교축부의 조합을 달리하여 실험한 결과 입·출구 교축부의 직경비(면적비)가 클수록 제어압력의 최고치가 크게 나타났다. 또, 스톱의 언더랩 크기를 여러 값으로 바꾸어 실험한 결과는 스톱이 중립위치에 있을 때 양 부하유로의 초기 압력만 변하고 다른 성능에는 영향을 미치지 않는 것으로 나타났다.

Fig. 6은 과도응답특성실험 결과의 대표적인 한 예이다. 실험에 사용한 밸브는 위에서 언급한 밸브와 같고 실험조건도 같다. 그림으로부터 상승시간

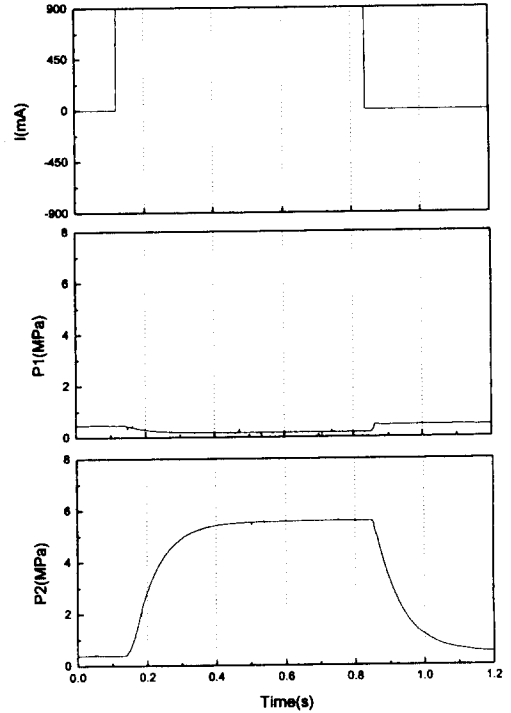


Fig. 6 Dynamic characteristic of the valve with a new mechanism (experimental result)

(rise time)은 약 165 ms 정도임을 알 수 있다. 이는 기존의 반력 핀방식의 부하압력 피드백기구를 갖는 밸브⁽¹¹⁾의 응답성능과 비슷한 수치이다. 정상 상태 특성실험과 마찬가지로 스프링의 세기를 달리하여 실험한 결과, 스프링상수 값이 클수록 응답이 늦어지고, 스프링상수 값이 작을수록 응답은 빨라 지나 너무 작을 경우 불안정해지는 것으로 나타났다. 또, 스톱의 언더랩의 크기를 다르게 하여 실험한 결과, 기존의 밸브는 스톱의 언더랩이 클수록 응답이 늦어졌으나⁽¹¹⁾ 신 밸브는 언더랩의 크기가 응답특성에 미치는 영향이 거의 없는 것으로 나타났다. 반력 핀방식의 기존 밸브의 경우 스톱이 중립위치에 있을 때 동력 손실을 작게 하기 위해 언더랩을 크게 하면 응답성능이 나빠지는데 비해 직렬 교축유로를 갖는 압력실 방식의 신 밸브는 응답성능을 해치지 않고, 무부하 동력손실을 줄일 수 있는 이점이 있다.

5.2 계산결과

밸브의 성능을 이론적으로 해석하고 이론해석의 타당성을 확인하기 위해 수치계산 프로그램을 사용

하여 밸브의 과도응답특성을 구하였다. Fig. 7은 밸브의 과도응답특성을 계산한 결과의 대표적인 한 예이다. 그림에서 상승시간은 약 143 ms로서 실험치와 비교하면 약 22 ms 정도의 오차가 있다. 또, Fig. 6과 Fig. 7을 비교하면 압력 상승추이가 조금

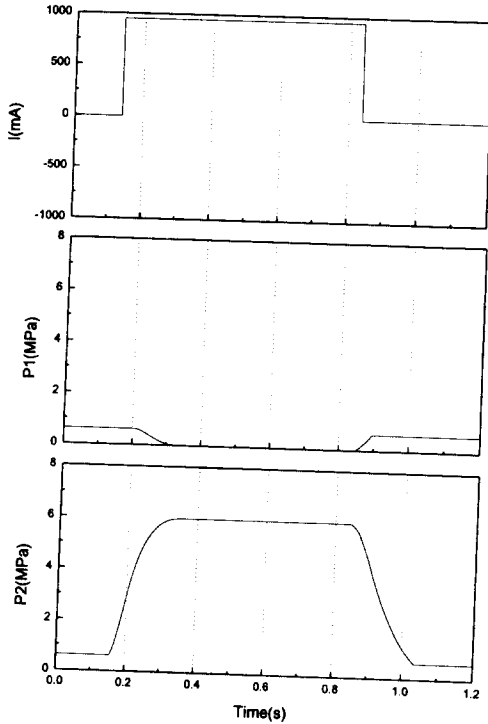


Fig. 7 Dynamic characteristic of the valve with a new mechanism (computed result)

차이가 난다. 이는 계산과정에서 밸브 내의 각 교축부의 유량계수의 변화를 모의하는 알고리즘 (algorithm)이 실제 밸브 내의 복잡한 유동 상태에 따른 유량계수의 변화를 완벽히 모의할 수 없는 한계 때문에 일어난 것으로 보인다. 수치계산에서도 실험과 마찬가지로 스프링의 세기를 달리 하여 계산한 결과, 스프링상수가 클 수록 응답이 늦어지고 스프링상수가 작을수록 응답이 빨라지는 것으로 나타났고, 스톱의 언더랩 크기를 다르게 하여 계산한 결과도 실험결과와 같이 스톱의 언더랩의 크기가 응답특성에 미치는 영향이 거의 없는 것으로 나타났다.

Table 4에 매개변수가 밸브의 과도응답특성에 미치는 영향을 실험과 계산으로 조사한 결과를 보인다. 과도응답특성의 실험결과와 계산결과를 비교해 보면 상승시간에서 계산치가 실험치보다 조금 빠르지만 그 차이는 거의 일정하고, 응답특성에 대한 매개변수의 영향도 실험으로 조사한 결과와 계산으로 조사한 결과가 거의 일치한다. 따라서 개발한 특성 계산프로그램을 사용하여 밸브의 설계시 매개변수가 밸브 특성에 미치는 영향을 쉽게 조사할 수 있다.

6. 결 론

이 연구에서 얻어진 성과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 자동차의 4륜 조향장치용 비례압력제어밸브

Table 4 Comparison of experimental results to simulated results

Physical parameter			Rise Time		Press. on unload (MPa)	
Spring stiffness (N/mm)	Orifice combination ($\phi - \phi$)	Underlap (mm)	Experimental (ms)	Computed (ms)		
44	0.4-0.8	0.22	136.0	103.0		
	0.2-0.6	0.22	157.2	133.4		
	0.4-1.0		0.12			140.0
			0.17	163.2	140.0	17.9
			0.22	162.0	141.0	10.1
			0.27	165.6	143.0	6.2
		0.32		145.0	5.1	
28	0.4-1.0	0.27	158.4	127.6		

에 적합한 부하압력 피드백기구로 직렬 교축유로를 갖는 압력실 방식을 제안하였다.

(2) 새로운 부하압력 피드백기구를 갖는 밸브의 선형성과 히스테리시스 특성이 우수하고, 압력실 입·출구 유로 교축부의 조합을 바꾸어 줌으로써 제어압력의 범위를 쉽게 바꿀 수 있음이 확인되었다.

(3) 신 밸브의 응답특성이 우수하고, 스펙의 언더랩을 크게 하여도 응답성능이 나빠지지 않았다. 그러므로 스펙의 언더랩을 가능한한 크게 함으로써 스펙이 중립위치에 있을 때 응답성능을 해치지 않고서도 장치의 동력손실을 줄이는 것이 가능하다.

(4) 밸브의 동특성 계산프로그램을 개발하였으며, 계산결과와 실험결과가 비교적 잘 일치함을 확인하였다.

따라서 이 연구에서 제안한 직렬 교축유로를 갖는 압력실 방식의 부하압력 피드백기구를 사용한 비례압력제어밸브를 자동차용 4륜 조향장치에 사용할 수 있을 것으로 기대되고, 밸브를 설계할 때 개발한 특성 계산프로그램을 이용함으로써 밸브의 응답특성의 예측이 가능할 것으로 기대된다.

참고문헌

- (1) 金澤啓隆, 枝廣毅士, 1990, "四輪操舵システムの動向と油壓技術," 油壓と空氣壓, 第21卷 第4號, pp. 24.
- (2) 江口孝彰, 崎田有三, 白石恭裕, 森和典, 川越健次, 石川泰毅, 金子敏志, 1987, "新四輪操舵システム '日産 SUPER HICAS'의開發," 日産技報, 第25號, pp. 19~29.
- (3) 細川和英, 古谷茂樹, 大村博志, 野手光俊, 1988, "MAZDA 車速感應型四輪操舵システムの開發," MAZDA技報, No. 6, pp. 102~109
- (4) Korea UCD Co., 1991, *Total Program* (Catalog), Korea UCD Co., Seoul, pp. 553~566.
- (5) Parker Fluidpower, 1989, *HPI Proportional Valves Systems* (Catalog HPC2400), HPI Operation Hydraulic Valve division, Sturtevant, pp. 2~21.
- (6) YUKEN 油壓機器, 1985, *YUKEN HYDRAULIC EQUIPMENT* (Catalog), YUKEN 油壓機器, pp. 167~222.
- (7) WANDFLUH, 1989, *WANDFLUH* (Catalog), 株式會社 림스코, pp. 2.1~2.3
- (8) 小松浩一, 赤岩道郎, 1988, "壓力制御弁," 日本特許公報 昭63-236110, 日本國 特許廳, pp. 72~73.
- (9) 竹中利夫, 浦田英三, 1970, 油力學, 養賢堂, 東京, pp. 176~204.
- (10) Backe, Wolfgang, 1983, "유·공압 제어 및 장치(기초 이론 및 최신 기술)," 한국과학기술원 기계공학부, pp. 2-5~2-6.
- (11) 이일영, 오인호, 장지성, 1994, "비례압력 제어밸브의 물리인자 결정에 관한 연구," 한국박용기관학회 1994년 추계학술강연회 논문집, pp. 57~63.