

미끄럼 방지 제동장치용 유압모듈레이터의 압력 특성 해석에 관한 연구

송 창 섭 * , 양 해 정 **

A Study on the Analysis of Pressure Characteristics of Hydraulic Modulator for Anti - Lock Brake System

Chang-Seop Song * , Hae-Jeong Yang**

ABSTRACT

Anti-lock Brake System has been developed to reduce tendency for wheel lock and improve vehicle control during sudden braking on slippery road surfaces. This is achieved by controlling the braking pressure, avoiding wheel lock, while retaining handling and brake performance. This paper is concerned about pressure characteristics of hydraulic modulator. Experimental sets which is consists of hydraulic modulator, duty controller, pressure regulator, pressure sensor is consuructed. System modelling and computer simulation are performed for comparison with experimental results. Brake wheel pressure are measured under various driving pulse. The result of experiment show fairly agreement with the simulation. As a result, it is known that wheel pressure is affected by duty ratio, orifice diameter through computer simulation.

Key Words: Antilock Brake System(미끄럼방지 제동장치), PWM Control(펄스폭 변조제어), Bulk Modulus(체적탄성계수), Flow Force(유동력), Viscosity Force(점성력), Wheel Pressure(휠 실린더압), Normal(통상 제동상태)

1. 서 론

자동차의 증가와 더불어 급증하고 있는 교통사고는 국내는 물론 해외의 자동차 선진국에서도 커다란 사회문제를 야기시키고 있다. 따라서 안전에 대한 기술은 자동차 산업의 핵심기술로 부각되어 연구개발이 활발히 진행되고 있으며 70년대 이후 급속한 전자제어 기술의 발달과 더불어 개발된 Antilock Brake System(ABS)는 그 필

요성을 일찍부터 인정받아 선진국의 경우 70년대말부터 일부 고급 차량에 장착하기 시작했으며, 최근에는 제품의 경량화, 고기능화에 따라 가격도 떨어지고 있어 전 차량에 확대,장착하는 추세이다.⁽¹⁾

ABS는 크게 전자제어부(ECU)와 유압모듈레이터(Hydraulic Modulator)로 나눌수 있다. ECU의 제어 알고리즘을 좀더 개선하기 위해서는 유압모듈레이터의 해석이 반드시 필요하다. 모듈레이터의 작동은 차륜슬립

* 한양 대학교 공과대학 정밀기계공학과
** 한양 대학교 대학원 정밀기계공학과

이 제어되지 않는 통상제동상태, 차륜슬립이 과도할 때 제동압을 낮추기 위한 감압상태 및 제동압을 회복시키는 재증압상태로 구분되며 이때 솔레노이드 밸브는 듀티율(Duty Ratio)와 주파수를 갖는 펄스폭 변조(Pulse Width Modulate)방식으로 압력을 제어하게 된다.⁽²⁾ 따라서, 본 연구의 목적은 유압모듈레이터의 수학적 모델을 수립하고 이 모델을 기초로 하여 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하여 시스템에 있어서의 중요한 변수를 파악하고 그러한 변수가 시스템의 성능에 미치는 영향을 고찰하였다.

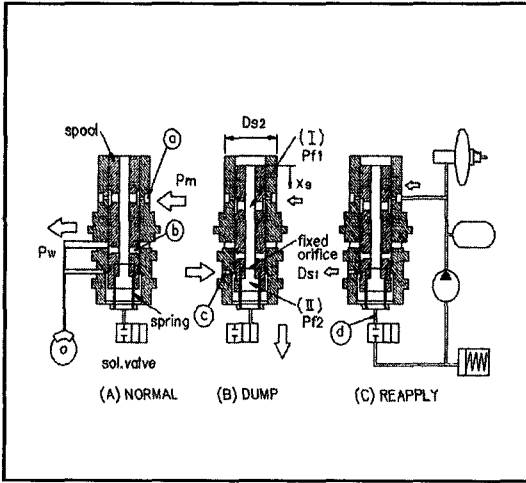


Fig. 1 Operation of pressure control valve

2. 압력제어 밸브의 모델링

2.1 압력제어 밸브의 작동상태

(1) 통상 제동상태(Normal)

ECU의 제어신호가 입력되지 않은 상태로서 브레이크 페달을 밟아 마스터 실린더(Master cylinder)의 유압이 상승하면 브레이크액(Brake fluid)은 포트 ①, 포트 ②를 거쳐 휠실린더로 보내진다. 이때 솔레노이드 밸브는 닫혀있다.⁽³⁾

포트 ①를 통과하는 유량은,

$$Q_{s1} = C_d A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_m - P_w)} \quad (1)$$

이고 이때의 압력방정식은,

$$\frac{dP_w}{dt} = \frac{\beta_e}{V_w} Q_{s1} \quad (2)$$

이다. 여기서 V_w : 휠실린더의 체적

또한, 유체유동에 의해 스푸울에 작용하는 힘은,

$$F_{w1} = 2C_{d1}C_{v1}A_1(P_m - P_w)\cos\alpha_1 \quad (3)$$

이고 스푸울의 운동방정식은 식 (4)와 같다.

$$m_s \frac{d^2 x_s}{dt^2} = F_{w1} - kx_0 - \frac{\pi}{4} (D_{s2}^2 - D_{s1}^2) P_m \quad (4)$$

여기서 D_{s2} : 스푸울의 외경, D_{s1} : 고정 오리피스의 직경

(2) 감압상태(Dump)

차륜에서 잠금(Lock)이 발생되면, ECU로부터 '감압' 신호에 의해서 솔레노이드 밸브가 열리게 되며 압력제어 밸브의 (II)실이 감압되기 때문에 (I)실과의 사이에 차압이 발생한다. 이 차압에 의해 스푸울은 리턴 스프링을 압축시키게 되며 포트 ③가 닫히고 포트 ④가 열리면서 포트 ④는 압력차이에 의해 교축조정상태가 된다. 따라서, 휠실린더의 브레이크액은 포트 ④를 지나 솔레노이드 밸브내의 오리피스를 거쳐 빠져나가게 되며 휠실린더의 유압은 감압되게 된다.

포트 ③를 통과하는 유량은,

$$Q_{s2} = C_d A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_m - P_{f1})} \quad (5)$$

고정 오리피스를 통과하는 유량은,

$$Q_{s3} = C_d A_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_{f1} - P_{f2})} \quad (6)$$

포트 ④를 통과하는 유량은,

$$Q_{s4} = C_d A_4 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_w - P_{f2})} \quad (7)$$

이고 이때의 압력방정식은,

$$\frac{dP_{f1}}{dt} = \frac{\beta_e}{V_{f1}} (Q_{s2} - Q_{s3} - \frac{\pi}{4} D_{s2}^2 \frac{dx_s}{dt}) \quad (8)$$

$$\frac{dP_{f2}}{dt} = \frac{\beta_e}{V_{f2}} (Q_3 + Q_{s4} - Q_{ch} + \frac{\pi}{4} D_{s2}^2 \frac{dx_s}{dt}) \quad (9)$$

$$\frac{dP_w}{dt} = \frac{\beta_e}{V_w} (-Q_{s4}) \quad (10)$$

이다. 여기서 $V_{fp}V_{f2}$: 고정 오리피스를 경계로한 스푸울의 내부체적

또한, 스푸울 변위에 의한 점성력은,

$$F_{c1} = C \frac{dx_s}{dt} = \rho\mu\pi D_{s2} \frac{dx_s}{dt} \quad (11)$$

이고 유체유동에 의해 스푸울에 작용하는 힘은,

$$F_{w2} = 2C_{d2}C_{v2}A_2(P_m - P_{f1})\cos\alpha_2 - 2C_{d4}C_{v4}A_4(P_w - P_{f2})\cos\alpha_4 \quad (12)$$

이며 스푸울의 운동방정식은 식 (13)과 같다.

$$m_s \frac{d^2x_s}{dt^2} = F_{w2} - k(x_0 + x) + \frac{\pi}{4}(D_{s2}^2 - D_{s1}^2)P_{f1} - \frac{\pi}{4}(D_{s2}^2 - D_{s1}^2)P_{f2} - F_{f1} \quad (13)$$

(3) 재증압상태(Reapply)

ECU의 '증압'신호에 의해 솔레노이드 밸브는 닫히게 되며 압력제어밸브는 작동되고 있는 상태이기 때문에 밸브가 아래로 위치하여 포트 ⑥는 닫히고 포트 ③는 열려져 있으며 포트④는 교축조정상태로 남아있다. 그러므로, 마스터 실린더의 브레이크액은 포트④, 포트 ③를 거쳐 휠실린더로 송출되고 압력제어밸브의 (I)과 (II)실은 어느 일정 차압이 되도록 포트③의 좁혀진 양이 바뀌기 때문에 휠실린더의 유압은 일정하게 압력이 증가한다.

포트③를 통과하는 유량은,

$$Q_{s5} = C_d A_5 \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_{f2} - P_w)} \quad (14)$$

이고 이때의 압력방정식은,

$$\frac{dP_{f2}}{dt} = \frac{\beta_e}{V_{f2}}(Q_{s3} - Q_{s5} + \frac{\pi}{4}D_{s2}^2 \frac{dx_s}{dt}) \quad (15)$$

$$\frac{dP_w}{dt} = \frac{\beta_e}{V_w}(Q_{s5}) \quad (16)$$

이며 스푸울의 운동방정식은 식 (17)과 같다.

$$m_s \frac{d^2x_s}{dt^2} = -F_{w3} - k(x_0 + x) + \frac{\pi}{4}(D_{s2}^2 - D_{s1}^2)P_{f1} - \frac{\pi}{4}(D_{s2}^2 - D_{s1}^2)P_{f2} + F_{c1} \quad (17)$$

2.2 솔레노이드 밸브의 운동방정식

감압신호를 받게되면, 솔레노이드 밸브가 on 되고 이때 밸브시트를 통과하는 유량은 다음과 같다. (4)-(5)

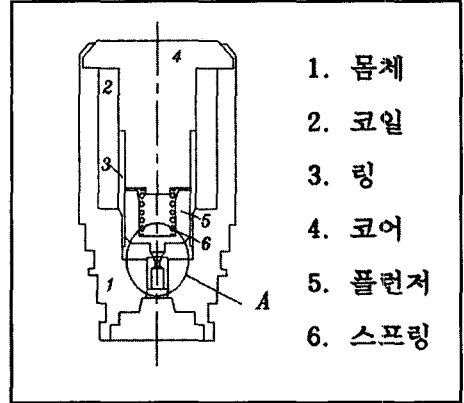


Fig. 2 Detail view of solenoid valve

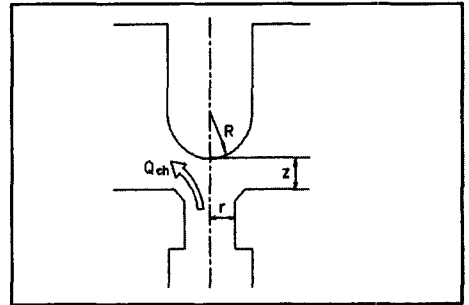


Fig. 3 Schematic diagram of valve seat "A"

$$Q_{ch} = C_{ds} A_z \sqrt{\frac{2}{\rho}(P_{f2} - P_{ch})} \quad (18)$$

여기서 A_z 는 포트와 오리피스의 접촉면이 이루는 유량면적이어서,

$$A_z = \pi r^2 \frac{\alpha^2 + 1 - (\frac{R}{r})^2}{\sqrt{1 + \alpha^2}} \quad (\alpha = \frac{z}{r} + \sqrt{(\frac{R}{r})^2 - 1})$$

또한 플런저 변위에 의한 점성력은,

$$F_c = C \frac{dz}{dt} = \rho\mu\pi D_p \frac{dz}{dt} \quad (19)$$

이고 유체유동에 의해 스프링에 작용하는 힘은 식 (20) 과 같다.

$$F_f = 2C_{ds}C_{vs}A_z(P_{f2} - P_{ch})\cos\alpha \quad (20)$$

직선운동하는 플런저의 변위는 전자석에 의한 자기력과 밸브내에 장착되어 있는 스프링에 의한 복원력에도 영향을 받게 되므로, 플런저의 운동방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$m \frac{d^2z}{dt^2} = F_{mag} - k(z_0 + z) - F_c + F_f \quad (21)$$

여기서, m : 플런저의 질량, z_0 :스프링의 초기 압축길이
 F_{mag} : 솔레노이드 밸브의 전자기력⁽⁶⁾⁻⁽⁷⁾

2.3 관로 방정식

유압시스템은 열전달 시스템과 마찬가지로 전기 등가회로로 간단히 표시할 수 있으며, 시스템의 각 구성 요소들도 전기적인 등가요소로 표현될 수 있는데, 유량 Q 는 전류 I 에, 압력 P 는 전압 V 로 각각 나타낼 수 있다. 일반적으로 관로를 흐르는 유체는 관로 양단의 압력강하에 따른 저항 R_h 와 관로 속을 흐르는 유체의 가속도에 따른 관성력에 의한 인덕턴스 L_h , 그리고 포텐셜 에너지에 의한 커패시턴스 C_h 를 받게 된다. 이들 각 요소들의 영향을 고려하여 관로를 전기 등가회로로 나타내면 그림 4에 나타난 것과 같이 된다.

여기서 전기회로에서 구한 것과 같이 입력 임피던스와 출력 임피던스를 구해보면 다음과 같다.⁽⁸⁾

$$\text{Input impedance} = \frac{P_w}{Q_w} = (R_h + L_h S + \frac{1}{C_h S})$$

$$\text{Output impedance} = \frac{P_d}{Q_d} = \frac{1}{C_h S}$$

관로의 입구와 출구에서의 유량이 같으므로 관로 전달 함수는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\text{Output impedance}}{\text{Input impedance}} = \frac{P_d}{P_w} = \frac{1}{L_h C_h S^2 + R_h C_h S + 1} \quad (22)$$

여기서, $C_h = \frac{AL}{\beta}$, $R_h = \frac{128\mu L}{\pi d^4}$, $L_h = \frac{\rho L}{A}$

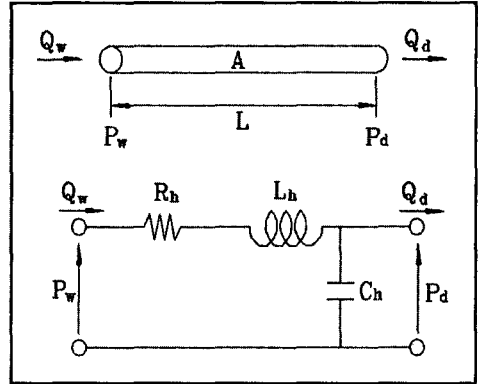


Fig. 4 Lumped parameter model of line

3. 실험장치 및 방법

그림 5의 실험장치는 유압 모듈레이터의 공급압을 20 bar 로 일정하게 유지시킨 후 컴퓨터의 제어 프로그램을 인터페이스 카드를 거쳐 듀티 컨트롤러를 통해 솔레노이드 밸브에 신호를 보내고, 압력제어밸브에서 제어된 휠 실린더쪽의 출력압을 압력센서를 사용해서 측정하고 디지털 오실로스코프에 내장된 플로터로 출력하였다.⁽⁹⁾ ABS의 동작 주파수는 통상 10 Hz 이내이므로 실험은 10 Hz 에서 듀티비 10% 에서 Normal, 감압, 재증압시의 휠실린더압제어 특성을 살펴보았으며, 또한 고정 오리피스스의 영향을 살펴보기 위해 리턴 스프링을 빼고 고정장치를 만들어 압력제어 밸브를 움직이지 못하게 한 후 포트 ⑤는 에폭시로 막고 포트 ③는 직경 1.5 mm 로 크게 가공하여 공급유량이 고정 오리피스스를 통과하

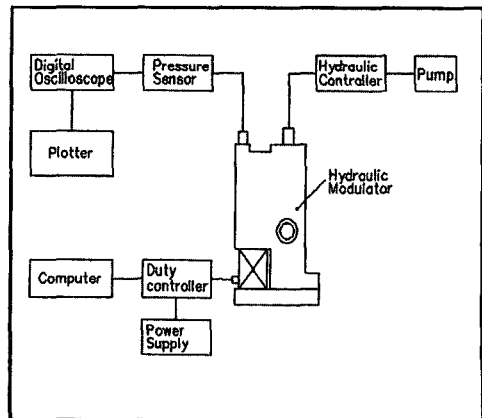


Fig. 5 Experimental apparatus for measuring output pressure

여 휠실린더쪽으로 배출되게끔 하였다. 이렇게 하여 오리피스를 통과한 밸브 (II)실의 압력 P_p 를 실험하였으며, 주파수 1 Hz에서 듀티비에 따른 솔레노이드 밸브를 1분간 통과한 유량의 변화도 실험하였으며 실험장치들의 제원은 표 1과 같다.

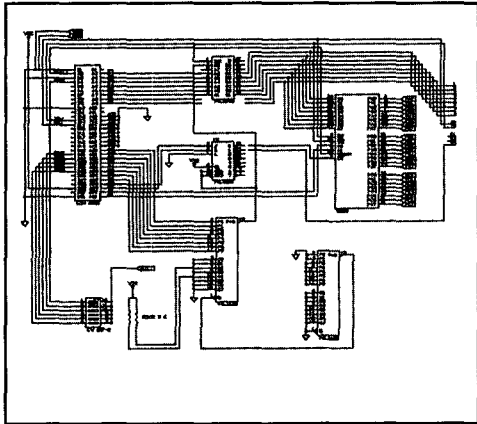


Fig. 6 Circuit of digital interface card

Table. 1 Specification of experimental sets

실험 장비	제품명 및 특성
압력 센서	측정 범위 20 bar
	인가 전압 5 V
	온도 범위 -40 - 150°C
	Hysteresis 0.3 % R O
Amp.	DPM-11A (응답주파수 범위 0 - 2.5KHz)
Digital Oscilloscope	HIOKI 8852
Interface card	직접 제작
Duty Controller Driving units.	직접 제작
Power supply	Hewlett, Packard 6826A

4. 실험결과 및 고찰

그림 7의 실험결과를 살펴보면, 솔레노이드 밸브에 감압신호가 가해지면 초기에는 급격히 감압된 후 2-3 주기를

를 지난 후에는 약 13 bar 정도에서 휠실린더압이 제어됨을 나타내며 오리피스의 영향으로 증압상태에 비해 감압상태의 반응속도가 훨씬 빠름을 알 수 있다. 동작신호가 완료되면 휠실린더압은 서서히 증가되다가 오리피스 양단의 압력차와 리턴 스프링 복원력의 임계점에서 압력 제어밸브는 원래 위치로 돌아오게 되며 이때 포트 ⑥는 다시 열리게 되어 출력압은 공급압 수준으로 급격히 회복되게 된다. 압력제어밸브(II)실의 압력 P_p 는 솔레노이드 밸브가 열리고 닫힘에 따라 상당히 민감한 압력변화를 보여주고 있는데 이것은 포트 ④의 직경이 충분히 크기 때문에 감압시에 밸브(II)실의 유량이 빨리 빠져나갈 수 있도록 설계되었기 때문으로 여겨진다. 그림 8은 주파수 1 Hz에서 1분간 솔레노이드 밸브를 통과한 유량을 듀티비에 따라 나타낸 것으로써 거의 선형성을 보여주고 있으며 솔레노이드 밸브가 완전히 열려있을 때 통과하는 유량은 3 cc / 초 정도임을 알 수 있다.

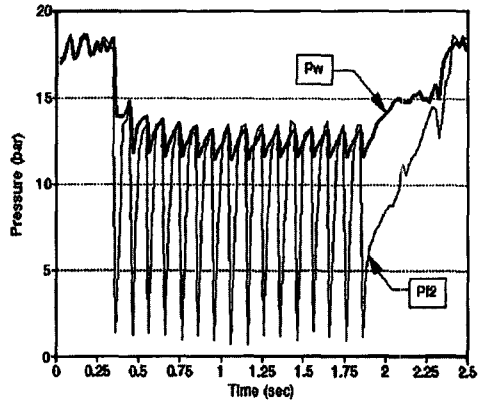


Fig. 7 Experimental results at 10 Hz

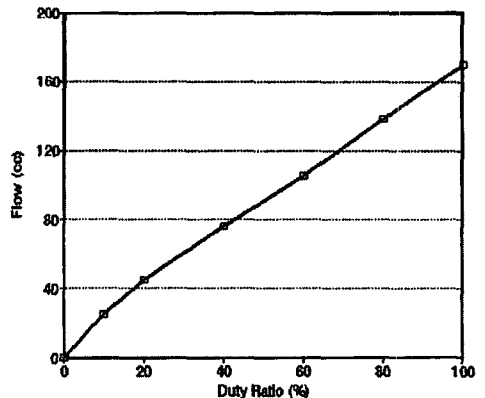


Fig. 8 Flow variation due to duty ratio

실험결과를 토대로 컴퓨터 시뮬레이션을 한 결과를 살펴보면, 그림 9의 주파수 10 Hz, 듀티 10 %에서는 휠실린더압 P_w 가 약 12-13 bar 정도에서 제어되고 있는데 이같은 결과는 실험결과와 거의 일치함을 보여준다. 압력 제어밸브의 변위 X_s 는 약 1.25 mm 움직인 위치에서 균형을 유지하고 있으며 이 지점은 포트 ㉔가 반 정도 열려있는 상태로서 ABS가 동작중에도 유량은 계속 공급되고 있음을 나타내는 것이다. 유량이 공급되는 초기 시점에는 유압이 약간의 오버슈트 현상을 보여주고 있으며 변위 또한 유동력에 의해 조금 움직였다가 리턴 스프링력에 의해 다시 복귀되고 있음을 잘 나타내주고 있다.

그림 10, 11에서 듀티비가 증가하게 되면 솔레노이드 밸브가 닫혀있는 시간에 비해 열려있는 시간이 커지게 되므로 제어되는 휠실린더압은 계속 떨어지게 되어 ABS의 작동상태가 원활하지 못하게 된다. 그림 12는 주파수 10Hz, 듀티 10 %에서 고정 오리피스 직경을 현재의 0.2 mm에서 조금씩 변화시켰을 때의 휠실린더압을 나타낸 것으로서 직경이 작아지게 되면 유량의 감소로 인해 휠실린더압 또한 떨어지게 되며 직경이 커지게 되면 유량의 증가로 인해 휠실린더압은 상승하게 되지만 과도한 제어압은 오히려 시스템의 성능저하를 초래할 우려가 있다.

그림 13은 포트 ㉔의 직경을 현재의 0.2 mm에서 0.1 mm씩 변화시킨 결과로서 직경이 커지게 되면 감압과 재증압시 통과 유량의 증가로 인해 반응속도가 빨라지는 반면에 휠실린더압은 조금씩 떨어짐을 나타낸다. 그림 14는 솔레노이드 밸브 포트 ㉔의 직경을 현재의 0.7 mm에서 감소시켰을 때 직경이 0.3 mm까지는 휠실린더압에 미치는 영향이 적지만 0.1 mm가 되면 급격히 증가

Duty 20 %

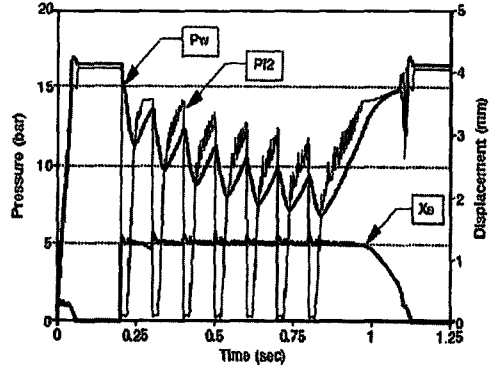


Fig.10 Simulated results at duty ratio 20 %

Duty 30 %

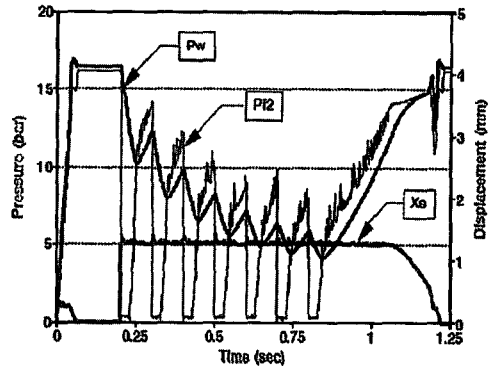


Fig.11 Simulated results at duty ratio 30 %

Duty 10 %

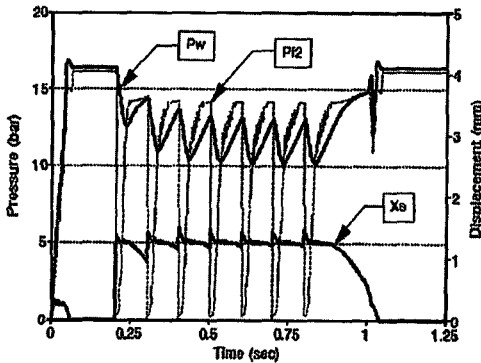


Fig. 9 Simulated results at duty ratio 10 %

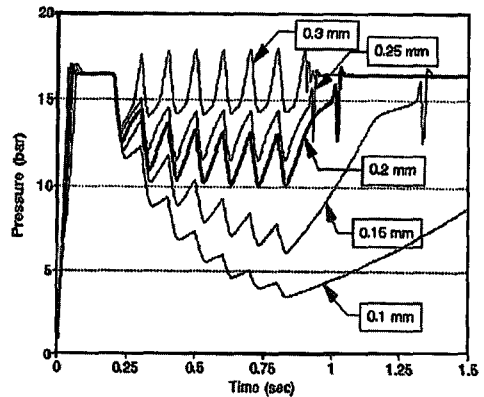


Fig.12 Wheel pressure variation due to fixed orifice diameter

되는 현상을 보여주고 있는데 이것은 고정 오리피스와 포트 ㉔의 직경이 0.2 mm 로 설계되어 있기 때문에 포트 ㉔의 임계점 또한 0.2 mm 가 됨을 잘 나타내주고 있다. 그림 15는 압력제어밸브의 리턴 스프링의 탄성계수를 현재의 6,370 N/m 에서 2,000 N/m 씩 증감시켰을 때의 밸브의 변위를 나타낸 것으로써 탄성계수가 커지게 되면 스프링력의 증가로 인해 감압시 압력제어밸브는 약 1.0 mm 위치까지 복원하게 되지만 탄성계수가 작아지게 되면 증압시 밸브는 약 1.5 mm 까지 움직이게 될 뿐만 아니라 압력제어밸브가 원래 위치로 복귀될 때의 응답성도 상당히 떨어짐을 잘 알수 있다. 그림 16은 공급압을 10bar 씩 50bar 까지 증가시켰을 때의 시뮬레이션 결과로써 공급압이 증가할수록 제어되는 휠실린더압의 증감변화가 크게 나타나며 공급압이 30bar일때는 휠실린더압은 약 20bar에서 제어되고, 공급압이 50bar일때는 약 35bar 정도에서 제어되므로 평균 제어압은 공급압의 70-80 % 임을 잘 알수 있다.

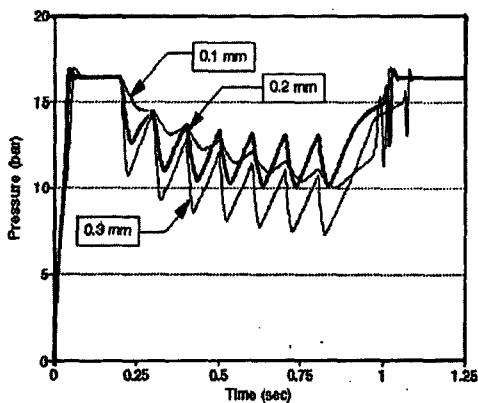


Fig.13 Wheel pressure variation due to port ㉔ diameter

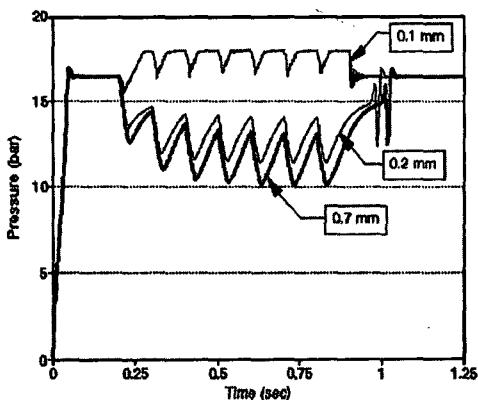


Fig.14 Wheel pressure variation due to port ㉔ diameter

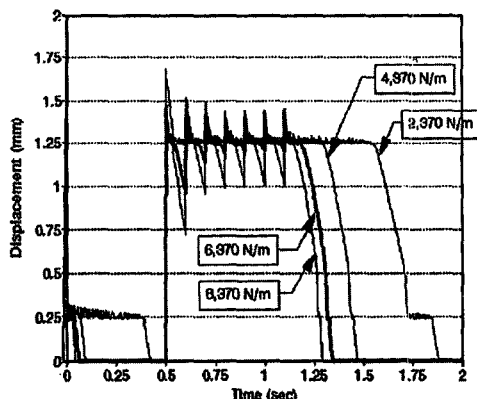


Fig.15 Pressure control valve displacement variation due to spring constant

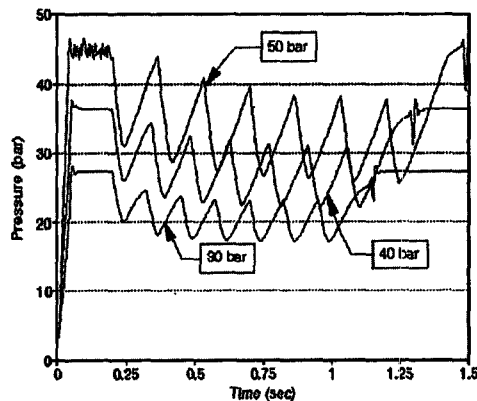


Fig.16 Wheel pressure variation due to supply pressure

5. 결 론

본 논문에서는 제동장치용 유압 모듈레이터의 압력 특성 해석에 관한 연구에 중점을 두었으며, 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

① 주파수 10Hz, 듀티비를 10 % 로 하였을 때 공급압을 20 bar 로 유지시키면 휠실린더 쪽으로 출력되는 제어압은 약 13 bar 정도가 되고 제어압을 형성할 때 까지 걸리는 지연시간은 약 0.3-0.4 초 정도가 된다. 또한, 듀티비가 10% 가 넘게 되면 제어압을 유지하지 못하여 ABS 의 작동상태가 원활하지 못하게 됨을 알 수 있다.

② 감압, 증압시 압력제어밸브는 약 1.25 mm 변위된 위치에서 교축조정상태가 되며 리턴 스프링의 탄성계수가 밸브 응답성 결정에 중요한 인자로서 시뮬레이션 결과

현재의 탄성계수값이 가장 적절한 것으로 여겨진다.

③ 고정 오리피스의 직경은 휠실린더압을 결정하는 중요한 인자로써 현재의 0.2 mm 보다 작게 되면 출력되는 제어압을 제대로 형성하지 못하게 되며 0.3 mm 이상이 되면 과도한 제어압을 형성하므로 오히려 ABS 성능 저하의 원인이 될 수 있다.

④ 감압시 유량이 빠져 나가는 솔레노이드 밸브 포트 ④의 직경 크기는 고정 오리피스 직경과 동일한 약 0.2 mm 까지는 유량의 변화가 크지 않으므로 휠실린더압에 그다지 영향을 주지 않지만, 고정 오리피스 직경보다 작게 되면 빠져나가는 유량의 급격한 감소로 인해 감압이 제대로 되지 않음을 알 수 있었다.

참 고 문 헌

1. 기아정기, "자동차용 ABS 설계 및 제조기술 개발에 관한 연구" pp.43-59, 1993.
2. Koichi Hasida, "Compact 4 CH-ABS Hydraulic Unit", SAE 910697.

3. Herbert C. Roters, "Electromagnetic devices", Jone Wiley and Sons, pp 84-150, 1947.
4. 송창섭, 양해정, "미끄럼 방지 제동장치용 솔레노이드 밸브의 모델링에 관한 연구", 한국정밀공학회지, 제12권 제12호, pp 81-90, 1995.
5. Tomohiro Fujita, "Compact ABS Modulator with Small-Solenoid Valves", SAE 920647.
6. 송창섭, 유세준, "A/T 용 솔레노이드 밸브의 동특성 해석에 관한 연구", 한국정밀공학회지, 제12권 제8호, pp 122-130, 1995.
7. 현대자동차, "지능형 제동시스템 제작기술 개발에 관한 연구" pp.45-58, 1994.
8. D. McCloy, H.R.Martin, "Control of fluid power", Jone Wiley & Sons, pp. 236-241, 1983.
9. 김진한, "Antilock Brake System 유압조절기의 슬립을 제어 특성에 관한 연구", 창원대학교 석사학위논문, pp 46-53, 1993.