

ABS 출구 밸브의 동특성 향상에 관한 연구

A Study on the Improvement of Dynamic Characteristics of ABS Outlet Valve

김 병 우*, 송 창 섭**, 이 용 주***
Byeongwoo Kim, Changseop Song, Yongjoo Lee

ABSTRACT

To improve the hydraulic control performance of ABS, it is necessary to establish an efficient control algorithm. And also it is necessary to evaluate a hydraulic modulator with solenoid valve quantitatively. In this paper, FEM and permeance method are used to analyze dynamic characteristics of outlet valve. In return, mathematical modeling of a hydraulic modulator and operating pressure is presented, and the model parameters of an outlet valve are moving plunger, spring constant and orifice diameter. This study shows the way to improve the dynamic characteristic of an ABS outlet valve heavily depending on operating pressure. It is recommended that operating pressure should be justified at the first step toward the design to get the optimal design of an outlet valve.

주요기술용어 : Solenoid valve(솔레노이드 밸브), Inlet valve(입구 밸브), Outlet valve(출구 밸브), Magnetic force(전자력), PWM(펄스폭변조), Permeance method(가정자로법), Wheel cylinder(차륜 실린더), Control volume(검사 체적)

Nomenclature

- B [i] : flux density(Wb/m²)
- L [i] : length of magnetic flux(m)
- P [i] : permeance(Wb.m²/AT)
- m : plunger mass(g)
- xov : displacement of plunger(m)
- μ : permeability(Wb/AT.m)
- ρ : density of brake oil(kg/m³)
- dov : diameter of base orifice(m)
- Φ : magnetic flux(Wb)

1. 서 론

자동차에 적용되는 미끄럼제동장치(ABS)는 솔레노이드 밸브를 포함하는 유압 모듈레이터(Hydraulic modulator)와 전자제어장치(ECU) 성능에 의해서 결정되는 첨단 기술이다. 1978년부터 자동차에 적용되기 시작한 ABS는 제동 안전성 확보에 필수 불가결한 것으로 정착되었을 뿐만 아니라 의무 장착이 시행될 것으로 예상되는 분야이다. 국내외 연구기관에서 ABS에 대한 다양한 연구를 추진한바, 원천 기술 측면에서는 상당한 기술 수준에 도달하였다. 이를 기반으로 보쉬를 비롯한 선진 업계에서는 유압 모듈레이터의 H/W

* 회원, 한양대학교 대학원

** 회원, 한양대학교 정밀기계공학과

*** 회원, 두원공대 동력기계과

와 전자제어장치(ECU)를 일체화하려는 연구를 지속적으로 추진하고 있다.¹⁾ ABS 제동장치에 가장 많이 적용되고 있는 2방향 솔레노이드 밸브는 역할에 따라서 두가지로 분류할 수 있는데, 증압 작용을 하는 입구 밸브(Inlet valve), 감압 작용을 하는 출구 밸브(Outlet valve)가 있다.²⁾ ABS 장치와 관련하여 과거에 수행된 연구는 솔레노이드 밸브의 동특성 해석보다는 차량 제동 특성과 같은 응용 연구에 치중하였다.^{3,4)} 특히, 입구 및 출구 밸브에 대한 동특성 해석과 성능 향상에 관한 연구는 미진하였다. 이와 관련하여 입구 밸브의 동특성 연구는 기존 연구⁵⁾에서 수행하였는바, 금번에는 출구 밸브를 중심으로 밸브 동특성에 관한 연구를 실시하여 입, 출구 밸브의 동특성을 비교 평가하고자 한다. 이를 위하여, 유한요소법(FEM), 가정자로법(Permeance method)을 이용한 솔레노이드 밸브, 차륜 실린더등의 관련 액츄에이터 및 작용 유압에 대한 수학적 모델링을 실시하였다. 본 연구에서는 상용 ABS 유압 모듈레이터를 구성하고 있는 출구 밸브의 동특성을 정량적으로 해석하여 밸브를 포함한 유압 모듈레이터의 성능 향상 방안을 제시하고자 한다. 따라서 본 연구를 통하여 발생하는 동특성 해석결과는 ABS 유압제어 모듈을 이용한 ABS 알고리즘 개발에 활용할 수 있으므로 ABS 시스템 성능 향상에 기여할 수 있을 것이다.

2. 수치해석

솔레노이드 밸브의 동특성을 해석하기 위해서는 철심과 공극에서 발생하는 전자장을 정확하게 해석하여야 한다. 이를 위하여 본 연구에서는 가정자로법을 이용하여 ABS용 출구 밸브의 동특성을 해석하였다. 가정자로법의 정확을 검증하기 위하여 유한요소법을 병행하였다. 또한 차륜 실린더에 작용하는 압력이 밸브 동특성에 미치는 영향을 해석하기 위하여 유압 모듈레이터에 대한 수학적 모델링을 실시하였다.

2.1 밸브 수치해석

밸브 동특성을 해석하기 위하여 동적인 전자장 해석이 가능한 가정자로법을 이용하였다. 밸브 가동자, 고정자, 코일부 매질의 자속 흐름 정도를 나타내는 퍼미언스(P), 자속 통과 길이를 나타내는 자로 길이(L), 단면의 자속 밀도(B)와 스프링과 가동자 질량등의 기계부에 대한 수학적 모델링을 실시하였다. 전자장이 형성되는 부위에 존재하는 공극(Air gap)은 Fig. 1과 같이 가동자 고정자 사이의 공극 1, 가동자, 고정자와 솔레노이드 사이의 공극 2, 3, 4에 존재하는데, 이때의 합성 퍼미언스는 다음과 같다.

$$P_S = \frac{P_A \cdot P_B}{(P_A \cdot P_B \cdot P_C) + (P_A \cdot P_B \cdot P_D)} + \frac{P_C \cdot P_D}{(P_A \cdot P_C \cdot P_D) + (P_B \cdot P_C \cdot P_D)} \quad (1)$$

여기서, P_A, P_B, P_C, P_D는 공극 gap₁, gap₂, gap₃, gap₄에서의 퍼미언스이다.

또한, 가동자와 고정자의 소모기자력(U_s)은 다음과 같다.

$$U_S = \sum_{i=1}^n H [i] \cdot L [i] \quad (2)$$

자계강도(H [i])는 철심의 자화곡선(B-H)을 통하여 구할 수 있고 자로길이 L [i]는 Fig. 2의 기하학적 형상에서 유도할 수 있다.

$$L[1] = \frac{A[8]}{2} + A6 + \frac{A[7]}{2} \quad (3)$$

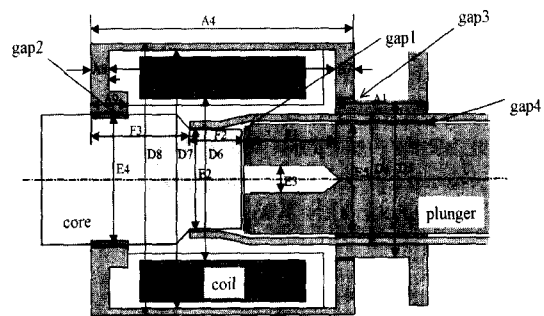


Fig. 1 Structure of air gap in outlet valve

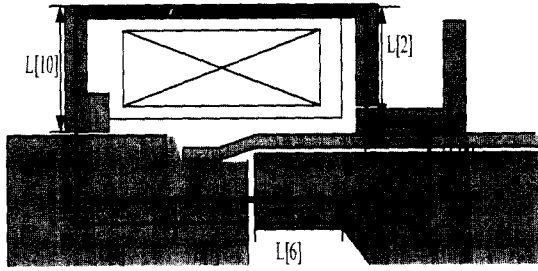


Fig. 2 Magnetic Flux Path in Electromagnet

$$L[2] = \frac{(D_7 - D_5)}{2} \quad (4)$$

$$L[3] = \frac{A_1}{2} \quad (5)$$

$$L[4] = \frac{(D_5 - E_3)}{2} - \frac{E_3}{2} \quad (6)$$

$$L[5] = \frac{A_1}{2} \quad (7)$$

$$L[6] = F_1 \quad (8)$$

$$L[7] = F_2 \quad (9)$$

$$L[8] = F_3 - \frac{A_9}{2} \quad (10)$$

$$L[9] = \frac{(E_4 - E_3)}{2} - \frac{E_3}{2} \quad (11)$$

$$L[10] = \frac{(D_8 - E_4)}{2} - \frac{(D_8 - D_7)}{4} - \text{Gap1} \quad (12)$$

각 가정자료에 대한 자속밀도 B는 다음과 같다.

$$B[1] = \frac{\Phi}{S} = \frac{\Phi_0}{\pi(D_8^2 - D_7^2)/4} \quad (13)$$

$$B[2] = \frac{\Phi}{S} = \frac{L[2] \Phi_0}{\frac{\pi}{4}(D_8^2 - D_5^2) A_7} \quad (14)$$

$$B[3] = \frac{\Phi}{S} = \frac{\Phi_0}{\frac{\pi}{4}(D_5^2 - D_4^2)} \quad (15)$$

$$B[4] = \frac{\Phi}{S} = \frac{\Phi_0 L[4]}{\frac{\pi(D_5^2)}{4} \frac{A_1}{2}} \quad (16)$$

$$B[5] = \frac{\Phi}{S} = \frac{\Phi_0}{\frac{\pi}{4}(E_5^2)} \quad (17)$$

$$B[6] = \frac{\Phi}{S} = \frac{\Phi_0}{\frac{\pi}{4}(E_5^2 - E_3^2)} \quad (18)$$

$$B[7] = \frac{\Phi}{S} = \frac{\Phi_0}{\pi(E_2^2)} \quad (19)$$

$$B[8] = \frac{\Phi}{S} = \frac{\Phi_0}{\pi(E_4^2)} \quad (20)$$

$$B[9] = \frac{\Phi}{S} = \frac{L[9] \Phi_0}{\frac{\pi}{4}(E_4^2) A_9} \quad (21)$$

$$B[10] = \frac{\Phi}{S} = \frac{L[10] \Phi_0}{\frac{\pi}{4}(D_8^2 - D_9^2) A_8} \quad (22)$$

Fig. 3은 유한요소법에 기초한 전자장 해석 프로그램인 Maxwell을 이용한 출구 밸브의 모델링 결과이다. 해석 대상으로 설정한 밸브의 가동자와

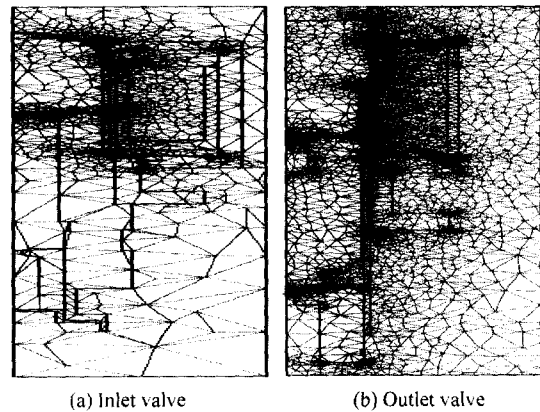


Fig. 3 Mesh generation for FEM analysis

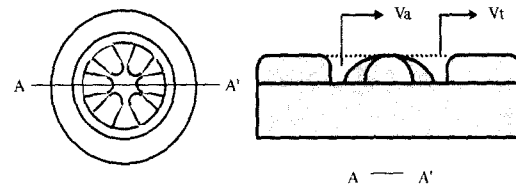


Fig. 4 Embossed contour of moving plunger

고정자가 대칭으로 구성되어 있기 때문에 해석의 효율성을 위하여 2차원 모델링을 실시하였다.

FEM에 적용한 엘리먼트(Element)는 삼각형 형태로서 입구 밸브 2,500, 출구 밸브 3,500개 엘리먼트를 발생시켜 해석하였다.

특히, Fig. 4와 같이 출구 밸브 가동자에 존재하는 0.1mm 요철의 공극 비율(Va/Vt)을 변화시켜 이에 따른 밸브 동특성 변화를 평가하였다. 또한, 유한요소법의 해석 결과와 가정자로법의 해석 결과를 비교 평가하였다.

2.2 유압 모듈레이터 수치해석

감압 밸브에 대한 압력 영향을 평가하기 위하여 Fig. 5와 같은 수학적 모델링을 실시하였다. ABS 감압 단계와 관련되는 항목은 출구 밸브, 차륜 실린더, 어큐뮬레이터이기 때문에 이에 대한 수학적 모델링을 실시하였다. 차륜 실린더에서 밸브 가동자 상단 및 하단에 공급되는 유량 변화에 의해서 발생하는 압력 변화는 다음과 같다.

$$\dot{P}_{ov} = -\frac{\beta}{V_{ov}}(Q_{2ov} - Q_{2ov} - Q_{ov3} - \dot{v}_{ov})$$

$$\dot{P}_{ov} = -\frac{\beta}{V_{ov1}}(Q_{2ov} - \dot{v}_{ov1})$$

차륜 실린더의 압력 및 운동 방정식은 다음과 같다.

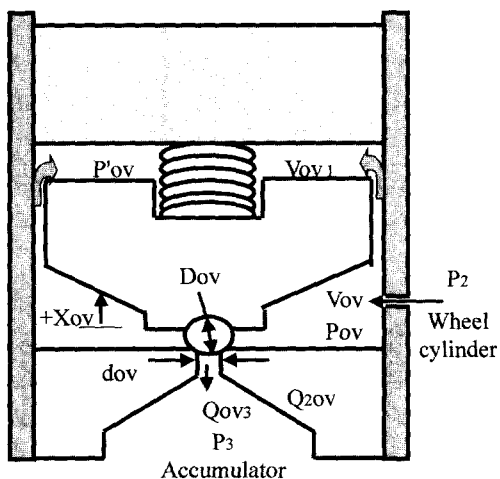


Fig. 5 Detailed structure of outlet solenoid valve

$$\dot{P}_w = -\frac{\beta}{V_w}(Q_{2w} - \dot{v}_w)$$

$$m_w \ddot{x}_w + C_w \dot{x}_w + k_w(x_{w-o} + x_w) = P_w A_w$$

어큐뮬레이터의 압력 및 운동방정식은 다음과 같다.

$$\dot{P}_a = -\frac{\beta}{V_a}(Q_{3a} - \dot{v}_a)$$

$$m_a \ddot{x}_a + C_a \dot{x}_a + k_a(x_{a-o} + x_a) = P_a A_a$$

상기 방정식과 가정자로법에서 정의한 밸브의 수학적 모델을 연계하여 압력에 의한 밸브 동특성 변화를 해석하였다.

3. 실험장치 및 방법

3.1 실험장치

Fig. 6은 ABS용 솔레노이드 밸브의 동특성 해석을 위하여 On, Off 밸브의 유압 모듈레이터가 포함된 Test bench이다. 일정한 제동 압력(200bar)을 반복적으로 발생시킬 수 있는 마스터 실린더 가압용 공압 실린더를 장착하였다. 탠덤 마스터 실린더는 공압 실린더의 가압에 의하여 최대 600Kgf이 발생된다. 마스터와 차륜 실린더의 압력 변화를 검지하기 위하여 유압 모듈레이터로부터 전후 400mm 위치한 곳에 반도체 압력센서를 설치하였다. 작동 유체는 상용 ABS 장치에 사용되고 있는 DOT 3에 준하는 것을 사용하였다.

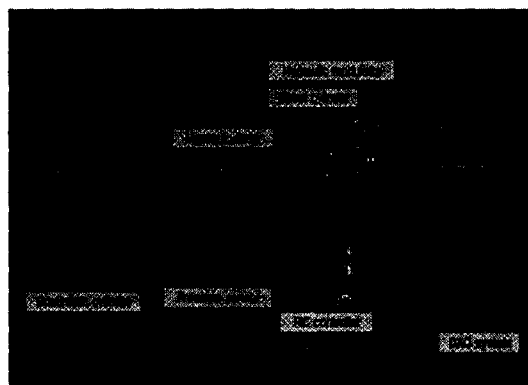


Fig. 6 ABS Test bench with hydraulic modulator

Table 1 Specification of test equipments

Experimental apparatus	Specification
1. Pneumatic cylinder	Max. cap : 750Kg _r (Festo)
2. Current sensor	Max. cap : 50mA
3. Pressure sensor	Lineality : 0.25% Texas Instrument
4. PWM controller	PIC Controller
5. Hydraulic modulator	Bosch, Version 5.3

또한, 가동자 상승 및 하강 시간 변화를 계측하기 위하여 최대 50mA의 전류계를 이용하였다.

현재, 상용화된 ABS 유압제어 알고리즘에서는 최소 제어주기(Scan : 10msec 내. 외)를 적용하고 있기 때문에 다양한 유압제어 모드 구현이 가능하도록 PIC Controller(16C64A-04/P)를 제작하였다.

3.2 실험방법

감압 작용을 하는 출구 솔레노이드 밸브의 동특성을 확인하기 위하여 주파수와 듀티 비율(Duty ratio)을 변화시켰다. 먼저, 주파수 의존성을 확인하기 위하여 듀티 비율을 50%로 고정시키고 주파수를 100Hz 전후로 변화시켰다. 이를 통하여 최대 작동 주파수를 확인하였고 설정된 최대 주파수를 기준으로 실제 유압제어에 활용 가능한 듀티 비율을 측정하였다. 또한, 무부하 조건에서 실시한 출구 밸브의 동특성은 유압이 작용하는 실제 조건과 상이하기 때문에 작용 유압이 밸브 동특성에 미치는 영향을 평가하여야 한다. 이를 위하여 공압 실린더의 공급 압력을 조정하여 실제 ABS 유압 장치에서 발생될 수 있는 마스터 실린더의 공급 압력을 20, 40, 60, 80bar까지 변화시켰다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 전자력 특성

ABS 유압 모듈레이터를 구성하고 있는 입구

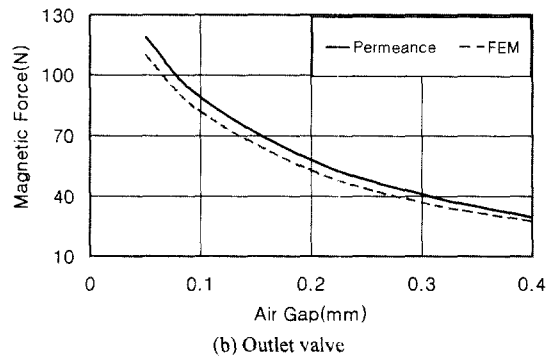
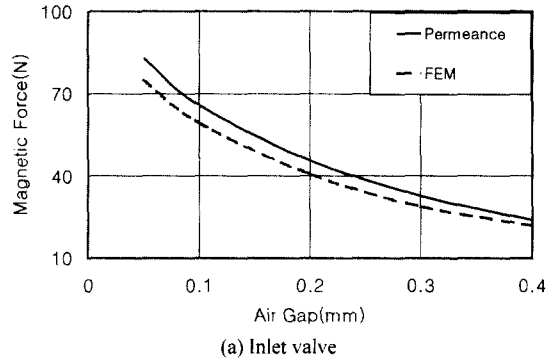


Fig. 7 Magnetic force variation due to change of air gap

및 출구 밸브의 전자력 변화를 Fig. 7에 나타냈다. 가정자르법과 유한요소법(FEM)을 이용한 수치 해석 결과가 잘 일치함을 알 수 있었다. 또한, 가동자와 고정자 사이의 공극이 증가함에 따라서 전자력이 급격하게 저하되었다. 최대 가동자 변위가 0.18mm일 때, 전자력은 입구 밸브 40.8N, 출구 밸브 53.3N이 발생되었다. 입구 밸브의 전자력이 출구 밸브에 비하여 작은 것은 계단 형태의 미세 증압을 구현하기 위한 것으로 판단된다. 계단 형태의 미세 증압을 구현하기 위해서는 가능한 가동자 상승 및 하강 시간이 짧아야 한다. 따라서, 입구 밸브의 경우, 가동자 상승 및 하강을 짧게 하기 위해서는 스프링 등의 작용력에 대응할 수 있도록 출구 밸브에 비하여 전자력을 상대적으로 작게 설계하여야 할 것이다.

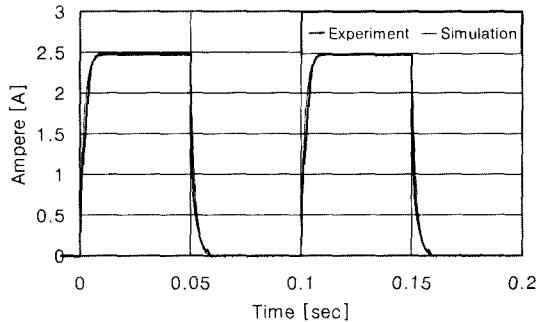
이와 달리, 출구 밸브는 감압을 통하여 차륜 슬립을 방지하도록 하여야 한다. 이를 방지하기 위해서는 입구 밸브와 달리 전자력 크기를 상대적

으로 크게 하여 가동자 상승 시간을 가능한 단축 시켜야 할 것이다.

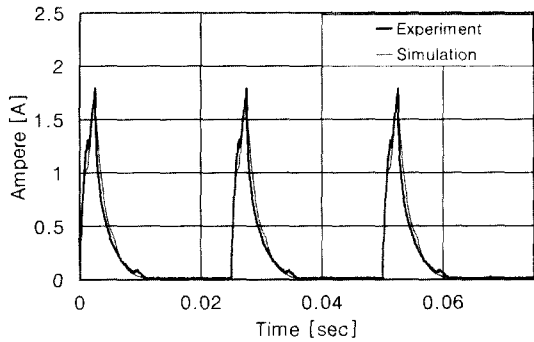
따라서, 출구 밸브는 입구 밸브에 비하여 상대적으로 높은 전자력(53.3N)이 필요하다.

4.2 밸브 자체의 동특성

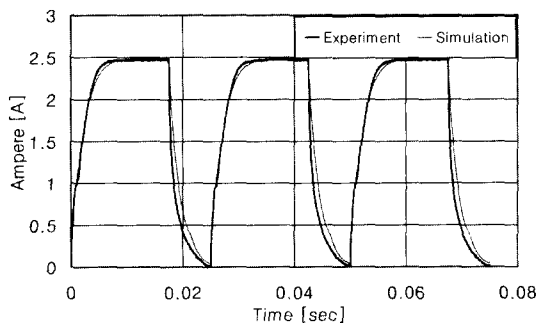
출구 밸브의 가동자 상승 시간 및 하강 시간에 대한 동특성을 Fig. 8(a)에 나타냈다. ABS 장치에



(a) Frequency 10Hz, Duty ratio 50%



(b) Frequency 40Hz, Duty ratio 10%

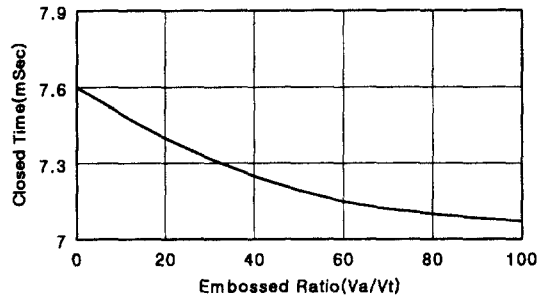


(c) Frequency 40Hz, Duty Ratio 70%

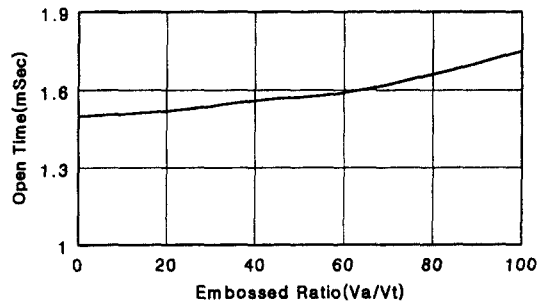
Fig. 8 Comparison of simulated with experimental results

적용되는 출구 밸브의 상승 시간은 1.5msec로서 입구 밸브 4.4msec에 비하여 3배의 빠른 속도로 작동되었다.

출구 밸브 가동자의 상승 시간이 하강 시간에 비하여 빠른 것은 ABS 유압제어 모드와 연관되는 현상이다. 출구 밸브의 가동자 상승 시간은 차륜 슬립 예방을 위하여 가능한 고속이어야 할 것이다. 이와 달리, 입구 밸브는 계단 형태의 미세 증압이 가능하여야 하기 때문에 가동자 상승 시간(2.5msec)과 하강 시간(4.4msec)의 차이가 상대적으로 작게 설계하여야 할 것이다. 출구 밸브에 대한 주파수 의존성을 Fig. 8(b),(c)에 나타냈다. 출구 밸브의 동특성은 최대 응답 주파수 40Hz에서 최소 듀티 비율 10%(1.5msec), 최대 듀티 비율 70%(7.5msec) 대역임을 알 수 있었다. 이 현상은 가능한 가동자의 상승 시간을 단축하여 감압을 빠른 시간내에 발생시키기 위함이다. 이로 인하여 가동자 하강 시간은 상승 시간에 비하여 상대



(a) Closed time variation due to embossed area(Va/Vt)



(b) Open time variation due to embossed area(Va/Vt)

Fig. 9 Dynamic characteristic variation due to embossed area(Va/Vt)

적으로 큰 시간 지연이 발생되었다.

가동자 상단에 있는 요철 형상의 공극 비율을 변화시켰을 때, 밸브 동특성에 미치는 영향을 Fig. 9에 나타냈다. 공극 체적(V_a)이 증가함에 따라서 가동자 상승 시간은 완만하게 증가하는 반면, 하강 시간은 급격하게 단축되었다. 이와 달리, 공극 체적(V_a)이 작아지면 이에 비례하여 가동자 상승 시간은 완만하게 단축되었으나 하강 시간은 급격하게 증가되었다. 이는 가동자와 고정자 사이에 존재하는 특정 공극 길이(0.18mm)에서 일정 비율의 공극을 형성시키면 가동자가 하강할 때, 계면에 존재하는 전자력을 빨리 소멸시킬 수 있기 때문이다.

공극 체적 비율 40~60% 대역에서는 비율 0%에 비하여 상승 시간이 5% 연장되는 반면에 하강 시간이 20% 단축되었다. 따라서, 2단계 감압을 고려한 출구 밸브의 동특성을 향상시키기 위해서는 공극 체적 비율 40~60% 대역이 적합하였다.

4.3 유압 변화에 따른 동특성

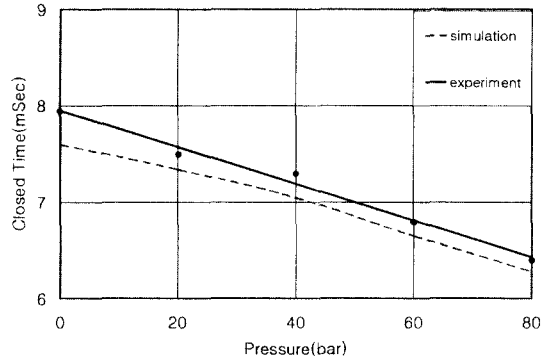
차륜 실린더의 작용 압력에 의한 출구 밸브의 동특성 해석을 Fig. 10에 나타냈다. 차륜 실린더의 작용 압력이 증가함에 따라서 가동자 상승 시간은 무부하에서 1.5msec, 최대 압력 80bar에서 2.2msec로 40% 연장되었다. 가동자 하강 시간은 무부하에서 7.5msec, 최대 압력 80bar에서 6.8msec로 10% 단축되었다. 이 현상은 가동자 상단에 존재하는 검사 체적 V_{ov1} 에 실린더에서 공급되는 압력이 작용되기 때문이다. 실제 ABS 장치에서 적용할 수 있는 주파수 및 듀티 비율은 유압의 영향을 고려하여 설정하여야 한다.

따라서, PWM 제어에 활용 가능한 조건은 입구 밸브의 경우, 100Hz, 35~70%이고 출구 밸브인 경우는 40Hz, 12~72% 대역이 적합하였다.

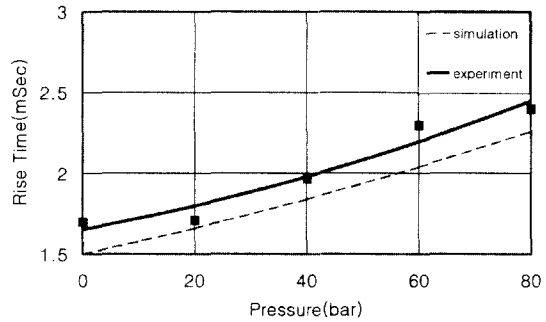
4.4 동특성 향상 방안

4.4.1 질량에 의한 영향

출구 밸브의 가동자 질량(m)을 변화시킬 때, 발생하는 동특성 변화를 Fig. 11, 12에 나타냈다.



(a) Closed time variation due to hydraulic pressure



(b) Rise time variation due to hydraulic pressure

Fig. 10 Dynamic characteristic variation due to hydraulic pressure variation

가동자 질량 변화에 의하여 가동자 하강 시간은 큰 영향을 받고 있으나 상승 시간은 상대적으로 영향이 작았다. 출구 밸브의 가동자가 하강할 때, 가동자 질량의 영향을 많이 받는 것은 가동자 상단에 위치한 스프링의 초기 작용력이 작기 때

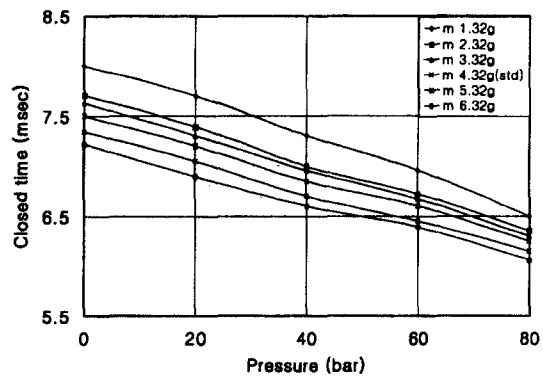


Fig. 11 Closed time variation due to plunger mass(m)

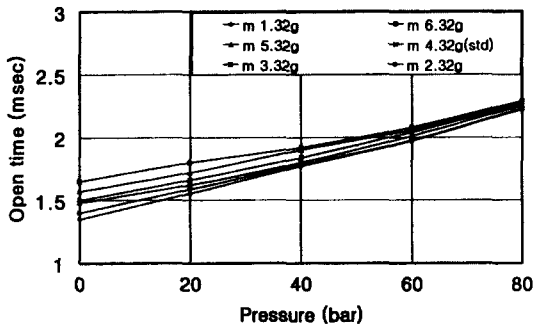


Fig. 12 Open time variation due to plunger mass(m)

문이다. 입구 밸브에서 초기 스프링 작용력은 3.248N인 반면에 출구 밸브는 2.275N이기 때문에 입구 밸브에 비하여 출구 밸브는 질량 변화에 많은 영향을 받을 것이다.

이와 달리, 가동자가 상승할 경우에는 입구 밸브의 전자력(40.8N)에 비하여 출구 밸브의 전자력(53.3N)이 크고 스프링 초기 작용력이 작기 때문에 가동자가 하강할 때에 비하여 질량에 의한 영향이 작게 나타났다. 또한, 가동자가 하강하거나 상승할 때, 대기압 부근에서 상대적으로 큰 동특성 변화가 발생하는데, 이는 외부에서 공급되는 유압 작용력에 의한 것으로서 저압에서는 고압에 비하여 작용 압력에 의한 영향이 작기 때문에 발생하는 현상이다. 이 현상은 가동자 질량 변화에 무관하게 동특성이 일정한 입구 밸브와 상이한 현상이다. 또한, 출구 밸브에 적용되는 가동자 질량은 기존 4.32g에서 54% 감소시킨 2.32g로 감소시킬 때, 최대 10%의 동특성 향상이 가능하였다.

따라서, 출구 밸브에 적용되는 솔레노이드 밸브는 가동자 상승 시간을 고려하여 가동자 질량을 가능한 경량화시키되 부수적으로 가동자 하강 시간이 악화되는 현상을 방지하기 위한 적절한 가동자 질량 선택(2.32g)이 필요하다.

4.4.2 스프링 상수에 의한 영향

밸브 가동자와 고정자 사이에 존재하는 스프링상수를 변화시켰을 때, 밸브 동특성 변화를 Fig. 13, 14에 나타냈다. 가동자가 하강할 경우에

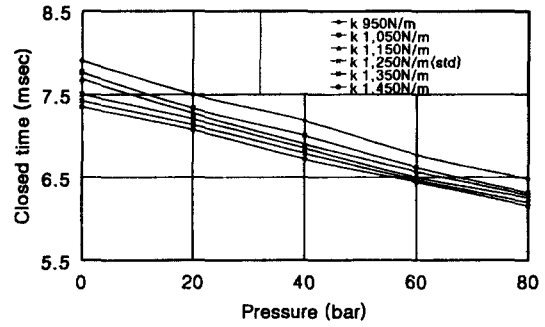


Fig. 13 Closed time variation due to spring constant(k)

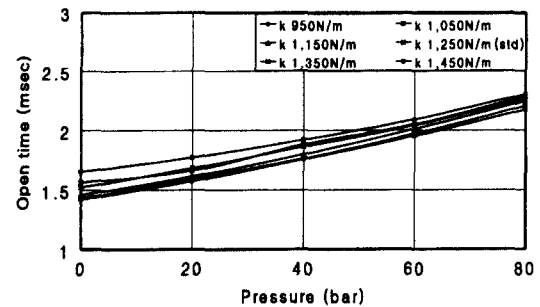


Fig. 14 Open time variation due to spring constant(k)

는 작용 유압에 대하여 동특성이 크게 변화하는데 반하여 상승할 때에는 상대적으로 작게 변함을 알 수 있었다. 가동자가 하강할 경우, 스프링 상수 변화에 비례하여 반력으로 작용하는 가동자 질량과 전자력을 상대적으로 빠르 시간내에 극복할 수 있기 때문이다. 그러나, 가동자가 상승할 경우, 반력으로 작용하는 전자력(53.3N)이 스프링 작용력에 비하여 상대적으로 크기 때문에 비교 대상으로 설정한 스프링상수 범위에서는 밸브 동특성이 크게 변화하지 않았다. 출구 밸브의 동특성 항목에서 가장 중요한 것은 감압 작용을 하는 가동자 상승 시간인 점을 고려할 때, 출구 밸브는 기존에 적용되고 있는 스프링 상수 (K=1,250N/m)를 기준으로 7% 증가시킨 K=1,450 N/m에서 최대 4%의 동특성 향상이 가능하였다.

4.4.3 오리피스 직경 변화에 의한 영향

좌대 오리피스 직경을 기존 0.74mm에서 증, 감하였을 때, 밸브 동특성 결과를 Fig. 15, 16에 나

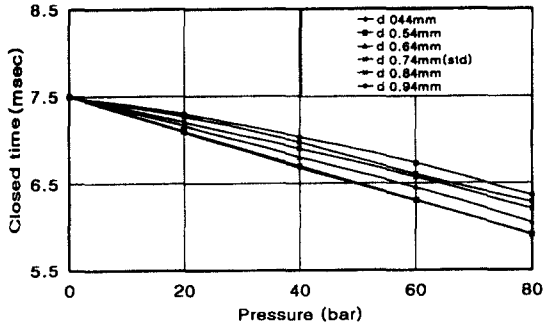


Fig. 15 Closed time variation due to base orifice distance(d)

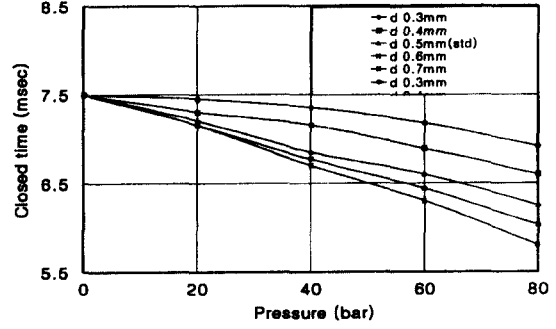


Fig. 17 Closed time variation due to side orifice distance(d)

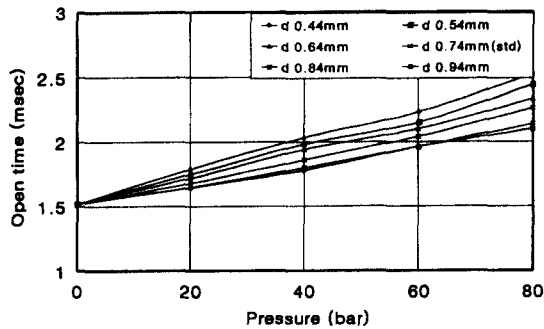


Fig. 16 Open time variation due to base orifice distance(d)

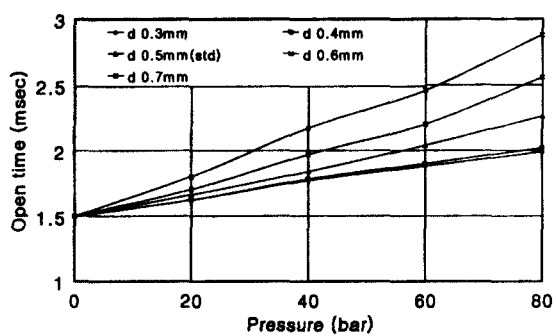


Fig. 18 Open time variation due to side orifice distance(d)

타냈다. 가동자가 하강할 때, 좌대 직경 변화에 의한 밸브 동특성이 크게 변화하였다. 가동자 하강의 경우, 밸브 동특성이 급변하는 것은 가동자 변위에 비례하여 400 경사진 가동자 하단과 외곽 하우스링 사이에 존재하는 검사체적 V_{ov} , 가동자와 고정자 사이에 존재하는 검사체적 V_{ovi} 의 급격한 압력 변화에 따른 현상이다. 가동자가 하강하게 되면 검사체적 V_{ov} 와 좌대 오리피스 직경이 작아지기 때문에 검사체적 V_{ovi} 로 급격한 유량 변동을 초래하게 된다. 이 때문에 가동자 상단에 급격한 증압 현상이 발생되어 가동자 하강 시간이 단축된다.

가동자가 상승할 때, 상승 시간은 지연되는데, 이는 검사체적 V_{ovi} 가 감소하고 검사 체적 V_{ov} 로 급격한 유량 변동에 의한 가동자 하단의 증압에 기인하는 현상이다. 따라서, 출구 밸브에 적용되는 좌대 오리피스 직경은 기존(0.74mm)에 비하여 8% 확대시키면 7.5%의 동특성 향상이 가능하

였다. 차륜 실린더에서 밸브 가동자와 좌대 사이에 존재하는 검사체적 V_{ov} 로 유량이 공급되는 측면 오리피스 직경(0.50mm)을 가변할 때, 밸브 가동자의 동특성 변화를 Fig. 17, 18에 나타냈다. 측면 오리피스 직경 변화에 대하여 가동자 하강이 상승에 비하여 동특성이 크게 변화하였다.

밸브 가동자가 하강할 때에는 가동자 하단의 검사체적 V_{ov} 는 축소되고 가동자 상단의 유량이 증가하여 가동자 상단의 압력을 증가시키기 때문에 하강 시간의 지연을 초래하게 된다. 가동자 상승의 경우, 가동자 하강과 반대로 가동자 상단의 작용 압력이 저하되어 상승 시간이 단축된다. 측면 오리피스 직경을 기존(0.5mm)에 비하여 0.3mm까지 축소시키면 가동자 상승 시간을 12% 단축시킬 수 있었다. 따라서, 출구 밸브의 동특성은 측면 오리피스 직경 변화에 가장 많은 영향을 받고 있었다.

출구 밸브를 구성하고 있는 좌대와 측면 오리

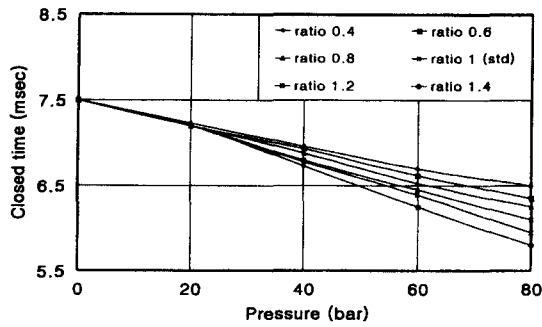


Fig. 19 Closed time variation due to orifice distance ratio(%)

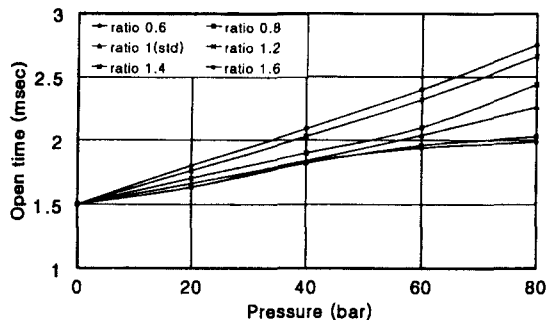


Fig. 20 Open time variation due to orifice distance ratio(%)

피스 직경 비율을 변화하였을 때, 밸브 동특성을 Fig. 19, 20에 나타냈다. 가동자 하단에 작용하는 압력을 증가시키에 따라서 가동자 하강 시간은 단축되나 상승 시간은 연장됨을 알 수 있었다.

이같은 현상은 측면 오리피스 직경 변화에 의한 영향에서 알 수 있듯이 오리피스 직경 증가(측면 오리피스 직경 확대)에 따른 급격한 압력 변동에 의한 것이다. 좌대 오리피스 직경을 기준으로 좌대와 측면 오리피스 직경 비율이 작아짐에 따라서 가동자 상승 시간이 단축되나 직경 비율이 0.6 이상에서는 가동자 하강 시간이 급증하고 상승 시간이 포화 상태에 도달하였다. 따라서, 출구 밸브의 좌대와 측면 오리피스 비율은 0.6이 적합하였다.

5. 결론

자동차 ABS 장치에 적용되고 있는 솔레노이드 밸브의 정량적인 동특성 해석과 성능향상 방

안에 관한 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 입, 출구 밸브를 포함한 유압 모듈레이터의 수치 해석과 실험을 통하여 솔레노이드 밸브의 정량적인 해석과 성능향상 방안을 확인할 수 있었다.

2) 밸브 가동자와 고정자 사이에 인위적인 요철 형상의 공극을 형성하므로써 동특성 향상에 크게 기여함을 확인하였다. 공극 체적 비율(V_a/V_t)이 40~60%일 때, 가동자 하강 시간이 20% 단축되었는데, 이는 인위적으로 요철을 형성시킴으로써 잔류된 전자력의 제거 시간이 단축되었기 때문이다.

3) 솔레노이드 밸브는 증압, 유지, 감압의 기본적인 ABS 유압제어 모드를 고려한 설계가 필요하다. 또한, 미세 증압을 담당하는 입구 밸브는 가동자의 상승 및 하강 시간을 가능한 대등하도록 하고 감압을 담당하는 출구 밸브는 가동자의 상승 시간을 단축시키도록 하여야 할 것이다.

4) 출구 밸브의 동특성은 차륜 실린더에서 밸브로 작동 유체가 공급되는 측면 오리피스 직경에 크게 의존(12% 변화)하고 있음을 확인하였는데, 이는 오리피스 직경 변화에 따라서 작용 압력이 급변하기 때문에 발생하는 현상이다.

5) ABS용 솔레노이드 밸브를 최적으로 설계하기 위해서는 밸브 자체의 동특성 평가는 물론이고 작용 유압에 의한 영향도 고려하여야 할 것이다.

참고 문헌

- 1) M. Maier, K. Muller, "ABS5.3 : The New and Compact ABS5 Unit for Passenger Cars," SAE 950757, 1995.
- 2) R. Limpert, "Brake Design and Safety," SAE, 1992.
- 3) 김중배 외 3인, "보급형 ABS(Anti-Lock Brake System) 개발," 제어 · 자동화 · 시스템공학회지, 제2권 제1호, pp.18-23, 1996.
- 4) T. Naito and et al., "Development of Four Solenoid ABS," SAE 960958, pp.41-48, 1996.
- 5) 김병우, 송창섭, "ABS 유압제어 밸브의 동특성 해석에 관한 연구," 한국자동차공학회지, 제9권 제4호, pp.121-130, 2001.