

ABS 유압 제어 밸브의 동 특성 해석에 관한 연구

A Study on the Dynamic Characteristics of ABS Hydraulic Control Valve

김 병 우*, 송 창 섭**
Byeongwoo Kim, Changseop Song

ABSTRACT

For the purpose of optimal control of anti-lock brake systems, precise dynamic characteristics analysis of hydraulic modulator, especially solenoid valve is necessary. However, most of researches so far have dealt with dynamic characteristic analysis of valve itself, and the results have been restrictively applied to the actual ABS modulator, where hydraulic pressure is acting.

In this study, mathematical modeling and experimental analysis were performed in order to evaluate the valve dynamic characteristics when the hydraulic pressure is applied. High pressure on the master cylinder that affects on the valve dynamic characteristics have been analyzed quantitatively, and performance improvement methods have been suggested through parameter study. Consequently, results of solenoid valve dynamic characteristics analysis derived in the study can be utilized as criteria for the optimal control of anti-lock brake systems.

주요기술용어 : ABS (미끄럼방지제동장치), Inlet valve (입구 밸브), Outlet valve (출구 밸브), Plunger (가동자), Hydraulic modulator (유압 모듈레이터), PWM (펄스폭 변조), Solenoid valve (솔레노이드 밸브), Duty ratio(듀티 비율)

Nomenclature

A_{iv1} : orifice area(mm²)
 B : magnetic flux density(wb/m²)
 C_d : flow coefficient
 F_{iv-mag} : magnetic force(N)
 k_{iv} : spring constant(N/m)

$L(i)$: magnetic flux length(mm)
 m_w : piston mass(g)
 m_{iv} : plunger mass(g)
 N : coil turn(turn)
 P_1 : input pressure(bar)
 P_2 : output pressure(bar)
 Q_{12} : master cylinder to inlet valve flow(m³)
 Q_{2w} : inlet valve to wheel cylinder flow(m³)
 S : unit area(mm²)
 U_s : eletromotive force(ampere turn)
 V_{iv} : inlet valve volume(mm³)

* 회원, 한양대학교 대학원

** 회원, 한양대학교 정밀기계공학과

- V_w : wheel cylinder volume
- x_{iv} : spring displacement(mm)
- Φ : magnetic flux
- β : bulk modulus
- ρ : density(kg/m³)
- z : displacement of plunger

1. 서론

자동차 사고로 인한 인적, 물적 피해가 급증함에 따라서 1978년 Bosch에 의하여 개발된 미끄럼방지제동장치(ABS)의 역할이 더욱 중요시 되고 있다.^{1,2)} ABS는 차륜의 속도를 감지하는 차속 센서, 차속 센서에서 차륜 잠김 상태를 판단하고 액츄에이터를 구동시키는 제어부(ECU), 차륜 제동력을 발생시키는 유압 모듈레이터(Modulator)로 구성된다.

차량 시스템 차원에서 ABS 장치를 최적 제어하기 위해서는 차륜과 도로 노면의 슬립 비율이 특정 범위(1.8~3.0)에 포함되도록 하여야 한다. 차륜의 슬립 비율을 상대적으로 크게 설정하게 되면 제동 압력의 급변을 초래하여 제동거리 연장과 안정성이 악화된다. 따라서, 슬립 비율을 상대적으로 적게 설정하기 위해서는 유압 모듈레이터의 동특성을 정확하게 파악하고 이를 향상시키기 위한 연구가 필요하다. 이와 관련하여 기존에 실시한 ABS 유압 제어 밸브의 동특성 연구는 압력이 작용하지 않는 밸브 자체의 응답성에 대한 연구만을 실시하였다. 미국 GM³⁾에서는 솔레노이드 밸브 자체에 대한 동특성 해석을 실시하여 성능 예측 및 설계 Tool로서 활용 가능성을 연구하였으나 실제 작용 유압이 미치는 영향에 대해서는 실시하지 않았다. 국내에서는 G7 사업의 일환으로 지능형제동시스템제작기술⁴⁾에 관한 연구를 실시하였는데, 밸브 자체의 동특성보다는 유압 특성 해석을 위한 기본적인 연구만을 실시하였다.

이 같은 기존 연구의 한계성을 극복하기

위하여 본 연구에서는 Sol-Sol 방식의 ABS 용 입구 밸브(inlet valve)를 대상으로 작용 유압을 고려한 동특성 해석과 성능 향상 방법을 제시하고자 한다. 이를 통하여 실제 ABS 유압 제어에 활용할 수 있는 최소 제어 시간(Scan)과 제어 주기 결정에 활용할 수 있는 펄스폭변조(PWM) 제어의 기준을 제시할 수 있을 것이다.

2. 솔레노이드 밸브 동 특성

Sol-Sol 방식의 유압 모듈레이터는 일정한 차륜 슬립 비율을 구현하기 위하여 증압, 압력 유지 기능의 입구 밸브(inlet valve)와 감압, 압력 유지 기능의 출구 밸브(outlet valve)로 구성되어 있다. 특히, 증압 단계는 계단 형태의 미세 증압이 요구되기 때문에 수십 ~ 수백 Hz 주파수로 PWM 제어를 실시한다. 따라서, 고속 PWM 제어를 위해서는 밸브의 응답성 향상이 필요하다.

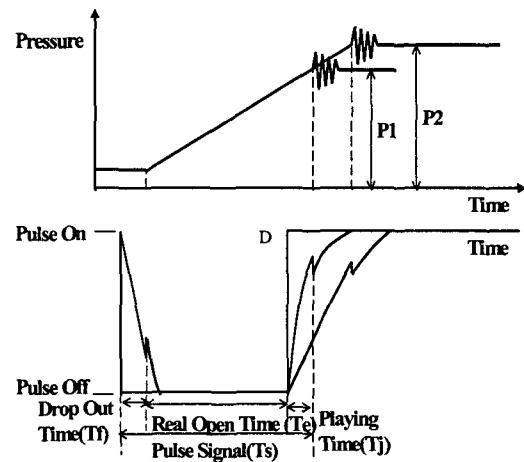


Fig.1 Dynamic characteristics of inlet valve

Fig. 1에서 알 수 있듯이 증압(P_1, P_2)은 솔레노이드에 전류 공급이 차단되어 가동자가 상승할 때, 발생되기 때문에 가능한 가동자 상승 시간이 짧아져야 한다.

$$T_e = T_s - T_f + T_j \quad (1)$$

여기서 T_f : 가동자 상승 시간
 T_j : 가동자 하강 시간
 T_e : 실제 가동자 열림 시간

또한, 밸브의 제어 범위(듀티 비율)를 확대시키기 위해서는 실제, 밸브 열림 시간이 인가된 PWM 제어 파형에 근접하도록 하여야 한다. 따라서, 위와 같은 ABS용 입구 밸브의 동 특성을 파악하기 위해서는 밸브 자체는 물론이고 유압이 작용할 때, 밸브 거동의 정량적 해석이 필요하다.

3. 수치해석

3.1 밸브 수치해석

ABS 장치에 적용되고 있는 솔레노이드 밸브의 동특성을 수학적으로 해석하기 위하여 가정자로법을 이용하였다. 솔레노이드 밸브의 자성체에서 발생하는 소모 기자력을 구하기 위하여 자계강도 $H [i]$, 자로길이 $L [i]$ 에 대한 정확한 해석이 필요하다.⁵⁾

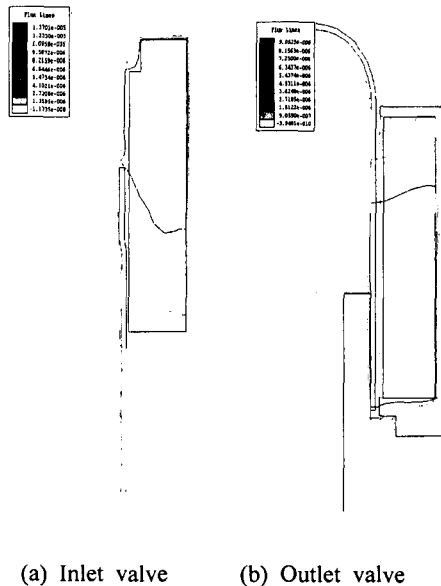


Fig. 2 Lines of magnetic flux by FEM analysis

이 때, 자로 길이는 자성체와 공극 형상에 따라서 가정하여야 하기 때문에 가정 자로 해석의 정확성을 기하고자 유한요소법(FEM)에 기초한 Maxwell을 이용하였다. 입구 밸브의 대칭성을 고려하여 1/2 영역만을 해석 대상으로 설정하였고 총 2,000개의 삼각 엘리먼트(element)를 형성시켰다. 가동자, 고정자, 솔레노이드부로 구성된 강 자성체의 자로 길이와 공극의 자기 퍼미언스(magnetic permeance)는 밸브의 기하학적 형상에 의존하기 때문에 Fig. 2와 같이 정의하여 수학적 모델링을 실시하였다.⁵⁾

1) 공극 퍼미언스

입구 밸브는 Fig. 3과 같이 가동자, 고정자, 코일부로 구성되어 있는데, 전자력 특성을 결정하는 공극은 gap1, 2, 3에 존재한다. 공극에 존재하는 전자력을 계산하기 위하여 공극에 대한 자속 흐름의 용이성을 나타내는 자기 퍼미언스(magnetic permeance)를 다음과 같이 식 (2)~(7)을 유도하였다.

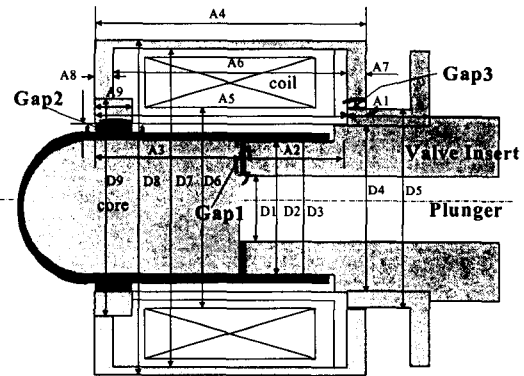


Fig. 3 Structure of air gap in outlet valve

$$P = \frac{1}{R} = \frac{\mu S}{l} \tag{2}$$

$$P[1] = \mu_0 \frac{S}{l} \tag{3}$$

$$= \mu_0 \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) / (Gap1 - Z)$$

$$P[2] = \mu_0 \frac{S}{l} = \mu_0 \frac{\pi D_4 A_9}{(Gap2 + B_0)} \quad (4)$$

$$P[3] = P[4] = 3.3 \mu_0 \left(\frac{D_2}{2} + 0.425(Gap2 + B_0) \right) \quad (5)$$

$$P[5] = \mu_0 \frac{S}{l} = \mu_0 \frac{\pi D_5 A_7}{Gap3} \quad (6)$$

공극 1, 2, 3에 대한 합성 퍼미언스

공극 1의 퍼미언스 $P_A = P[1]$

공극 2의 퍼미언스 $P_B = P[2] + P[3] + P[4]$

공극 3의 퍼미언스 $P_C = P[5]$

전체 퍼미언스(P_S)는 다음과 같다.

$$P_S = \frac{P_A \cdot P_B \cdot P_C}{(P_A \cdot P_B) + (P_A \cdot P_C) + (P_B \cdot P_C)} \quad (7)$$

2) 소모 기자력

밸브를 구성하고 있는 가동 및 고정자의 소모 기자력은 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$U_s = \sum_{i=1}^n H[i] \cdot L[i] \quad (8)$$

가정 자로 길이 결정을 위하여 입구 밸브를 8개 구획으로 구분하였다.

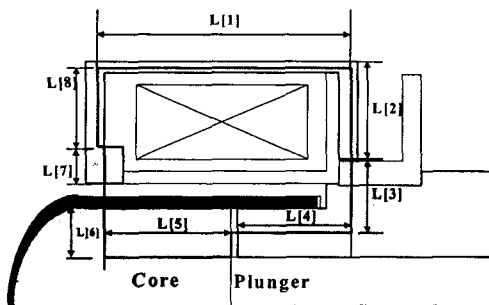


Fig. 4 Magnetic flux path in electromagnet

$$L[1] = \frac{A[8]}{2} + A_6 + \frac{A[7]}{2} \quad (9)$$

$$L[2] = \frac{(D_7 - D_5)}{2} \quad (10)$$

$$L[3] = \frac{(D_5 - D_1)}{2} - \frac{(D_2 - D_1)}{4} \quad (11)$$

$$L[4] = A_2 + \frac{A_7}{2} \quad (12)$$

$$L[5] = A_3 - \frac{A_9}{2} \quad (13)$$

$$L[6] = \frac{D_4}{2} \quad (14)$$

$$L[7] = \frac{(D_9 - D_4)}{2} \quad (15)$$

$$L[8] = \frac{(D_7 - D_9)}{2} \quad (16)$$

8개로 구성된 자로 길이 [L] 에 상응하는 자속 밀도는 다음과 같다.

$$B[1] = \frac{\phi}{S} = \frac{\phi_0}{\pi (D_8^2 - D_7^2)/4} \quad (17)$$

$$B[2] = \frac{\phi}{S} = \frac{L[2] \phi_0}{\frac{\pi}{4} (D_8^2 - D_4^2) A_7} \quad (18)$$

$$B[3] = \frac{\phi}{S} = \frac{L[3] \phi_0}{\frac{\pi}{4} (D_4^2 - D_1^2) \frac{A_1}{2}} \quad (19)$$

$$B[4] = \frac{\phi}{S} = \frac{\phi_0}{\frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2)} \quad (20)$$

$$B[5] = \frac{\phi}{S} = \frac{\phi_0}{\frac{\pi}{4} (D_2^2)} \quad (21)$$

$$B[6] = \frac{\phi}{S} = \frac{L[6] \phi_0}{\frac{\pi}{4} (D_2^2) A_9} \quad (22)$$

$$B[7] = \frac{\phi}{S} = \frac{L[7] \phi_0}{\frac{\pi}{4} (D_9^2 - D_4^2) A_9} \quad (23)$$

$$B[8] = \frac{\phi}{S} = \frac{L[8] \phi_0}{\frac{\pi}{4} (D_8^2 - D_9^2) A_8} \quad (24)$$

자기회로 내부에 공극이 여러개 존재하는 경우, 가동자에 유기되는 전자력은 식 (25)와 같다.

$$F_{mag} = \frac{1}{2} \sum U_s^2 \frac{dP}{dZ} \quad (25)$$

가동자에 작용하는 전자력을 구하기 위해서 변화되는 가동자 위치에 대한 퍼미언스의 미분 값을 계산한다. 또한, 밸브 가동자의 운동 운동방정식은 식 (26)과 같다.

$$F_{mag} - k(z_0 + z) = m \frac{d^2 z}{dt^2} \quad (26)$$

3.2 모듈레이터 수치해석

마스터 실린더에서 발생된 최대 압력 (180bar)이 입구 밸브의 동특성에 미치는 영향을 해석하기 위하여 유압 모듈레이터를 수학적으로 모델링하였다. 이 유압 방정식과 가정자로법에서 구한 전자기 방정식을 연계하면 밸브 동특성에 미치는 유압의 영향을 정량적으로 해석할 수 있게 된다. 마스터 실린더에서 차륜 실린더로 공급되는 유량(Q₁₂)은 식 (27)로 나타낼 수 있다.

$$Q_{12} = C_d A_{iv1} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)} \quad (27)$$

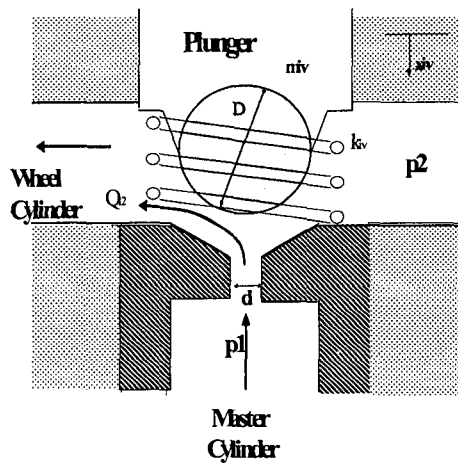


Fig. 5 Structure of inlet solenoid valve

밸브 가동자의 운동 방정식은 식 (28)로 나타낼 수 있다.

$$m_{iv} \ddot{x}_{iv} + C_{iv} \dot{x}_{iv} + k_{iv}(x_{iv-o} + x_{iv}) = F_{iv-mag} - P_{iv} A_{iv} \quad (28)$$

또한, 차륜 실린더에서 발생하는 유압 방정식은 실린더 유입 유량과 체적 변화에 의하여 결정된다.

$$\dot{P}_2 = -\frac{\beta}{V_w} (Q_{2w} - \dot{V}_w) \quad (29)$$

4. 실험장치 및 방법

수학적 모델링을 통하여 얻어진 입구 밸브의 동특성 해석 결과를 검증하기 위하여 Table 1, Fig. 5와 같은 실험 사양 및 장치를 이용하였다. 실제, ABS 장치에 적용되는 유압 제어 조건을 재현하기 위하여 임의의 PWM 신호 구현이 가능한 PIC Controller를 제작하였다. 입구 밸브에 특정 조건의 PWM 파형이 인가될 때, 발생하는 솔레노이드 코일의 전류 변화를 이용하여 밸브 응답성을 측정하였다.

Table 1 Experimental apparatus specification for dynamic Characteristics of ABS hydraulic modulator

Experimental apparatus	Specification
1. Current Probe	LecCroy AP 015 - Max. Current : 50A - Bandwidth : 50MHz
2. PWM Circuit	Fly Back Diode Circuit
3. Solenoid Valve	Bosch, Version 5.3
4. Pressure Sensor	Texas Instrument 3CP17-1 - Max. Pres : 3500Psi - Output Load : 100K, Ohm - Linearity : 0.25%
5. Function Generator	PIC Controller
6. Pneumatic Cylinder	Festo KDN-125-60-PPV-A
7. DC Power Supply	HP 6573A

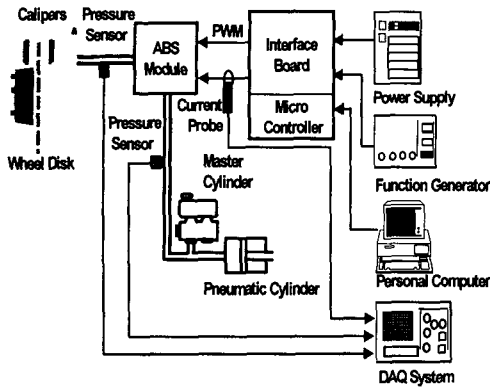


Fig. 6 Scheme of test equipments

ABS 장치에 적용되고 있는 On-Off 솔레노이드 밸브의 응답성을 확인하기 위하여 PWM 인가 주파수 10, 100, 120Hz와 듀티 비율 50%를 적용하여 주파수 의존성을 확인하였다. 또한, 일정 인가 주파수(100Hz) 조건에서 듀티 비율의 의존성을 해석하기 위하여 듀티 비율(10~90%)을 가변하였다. 마스터 실린더에 의한 압력 변화가 밸브 동특성에 끼치는 영향을 비교 평가하기 위하여 밸브 자체의 동특성 평가에 적용한 PWM 주파수 100Hz, 50% 듀티 비율을 적용하였다.

5. 실험 결과 및 고찰

5.1 밸브의 동 특성

입구 밸브의 주파수 응답성을 확인하기 위하여 밸브에 적용하는 주파수를 10, 100, 120Hz로 설정하고 듀티 비율을 50%로 설정하였을 때, 중압 밸브의 응답성은 Fig. 7, 8, 9와 같다. 인가 주파수 100Hz 이하 대역에서는 PWM 파형에 대하여 전류 변곡점이 정확하게 발생되었다. 그러나, 인가 주파수 120Hz 이상에서는 밸브에 인가되는 PWM 파형에 대하여 가동자의 변위가 추종하지 못함을 알 수 있다. 이는 솔레노이드 밸브에서 발

생되는 전자력의 크기가 밸브 좌대에 위치한 스프링 힘(32.5N)에 비하여 상대적으로 작거나 가동자와 고정자 사이의 잔류 전자력에 기인하는 현상일 것이다.

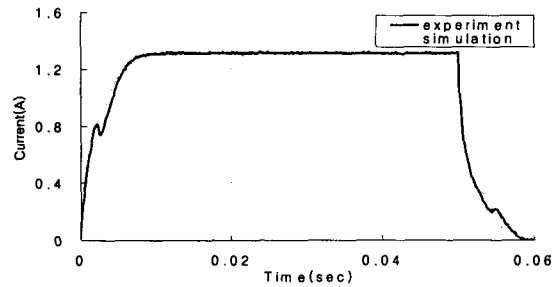


Fig. 7 Comparison of simulation and experimental results (Frequency 10Hz, Duty Ratio 50%)

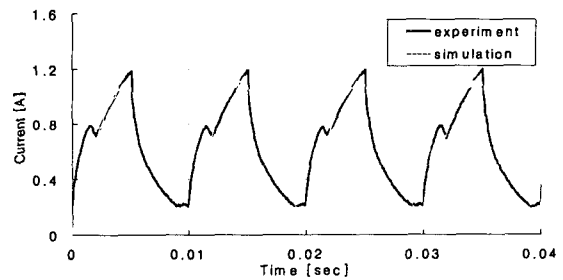


Fig. 8 Comparison of simulation and experimental results (Frequency 100Hz, Duty Ratio 50%)

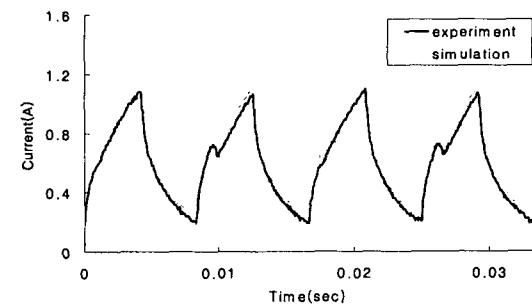


Fig. 9 Comparison of simulation and experimental results (Frequency 120Hz, Duty Ratio 50%)

입구 밸브가 고속으로 반응할 수 있는 응답 주파수 100Hz에 대한 듀티 비율별 동 특성을 Fig. 10, 11에 나타냈다. 밸브 가동자가 열리는데 소요되는 응답 시간(rising time)은 4.4msec(듀티:55%), 밸브가 닫히는데 소요되는 응답 시간(falling time)은 2.5msec(듀티:25%)이다. 가동자 변위가 종료되는데 소요되는 시간 및 전류는 가동자 하강시에 4.4msec (듀티:55%), 220mA이고 상승시에 2.5msec, 770mA이다.

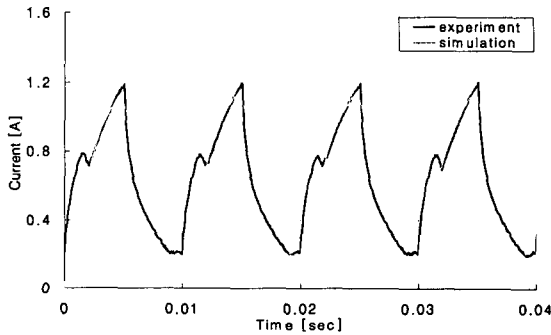


Fig. 10 Comparison of simulation and experimental results (Frequency 100Hz, Duty Ratio 25%)

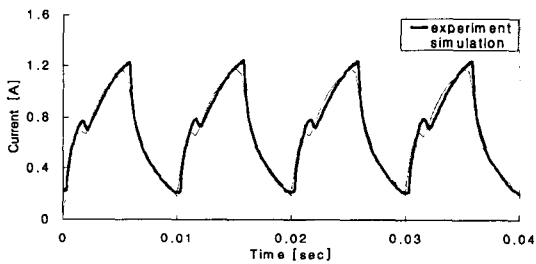
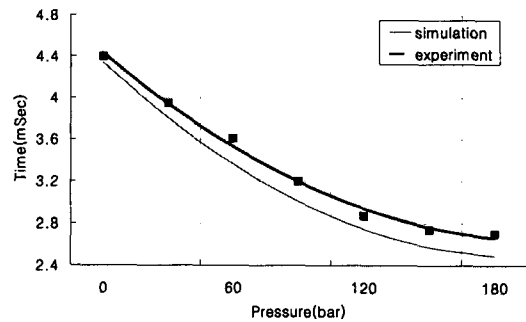


Fig. 11 Comparison of simulation and experimental results (Frequency 100Hz, Duty Ratio 55%)

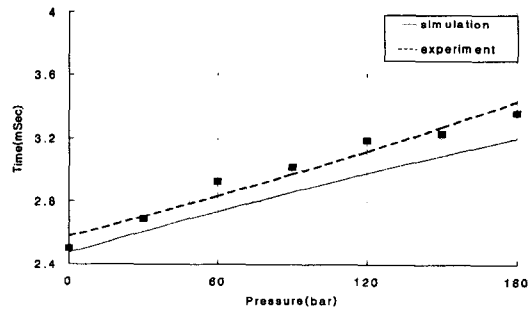
인가 주파수 100Hz에서 밸브 가동자 변위가 발생하는 듀티 비율은 최소 25%, 최대 55%임을 알 수 있었다. 100Hz 주파수의 듀티 비율은 10Hz에 비하여 확대되었는데, 이는 연속적인 PWM 파형에 의한 전류 이득에 기인하는 현상이다.

5. 2 압력 변화에 따른 동 특성

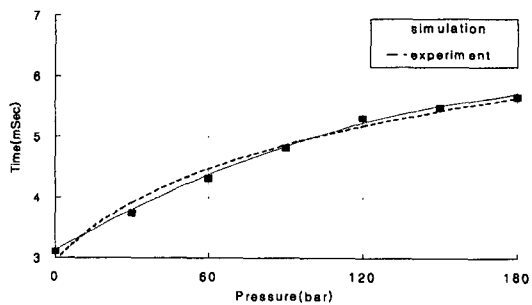
Fig. 12는 마스터 실린더에서 발생하여 밸브 좌대에 작용하는 부하 압력을 가변했을 때, 입구 밸브의 응답 특성이다.



(a) Rising time variation due to hydraulic pressure



(b) Falling time variation due to hydraulic pressure



(c) Real open time variation due to hydraulic pressure

Fig. 12 Dynamic characteristic variation due to hydraulic pressure variation

최대 공급 압력인 180bar까지 부과한 결과, 압력 변화에 따라서 가동자가 상승하는데 소요되는 시간(T_f)은 최대 부하 압력 180bar에서 2.7msec로서 무부하에 비하여 2배 단축되었다. 이는 스프링 반력에 유압 작용력이 합력으로 작용하기 때문이다.

작용 유압의 변화에 따라서 가동자가 하강하는데 필요한 시간(T_r)은 최대 압력 180bar에서 3.36msec로서 무부하에 비하여 1.3배 연장되었다. 이 같은 현상은 마스터 실린더에서 작용하는 유압이 반력으로 작용하기 때문이다. 이를 통하여 ABS 유압 제어를 위한 기준 주파수와 듀티 비율은 100Hz, 35%(3.36msec)~70%(2.7msec)임을 확인할 수 있었다. 따라서, 본 밸브 동 특성 해석 결과를 실제 ABS 유압 제어에 적용한다면 정확한 성능 예측과 유압 제어가 가능할 것이다.

5. 3 동특성 향상

Fig.13, 14은 가동자 질량을 기준 4.63g에서 증. 감하였을 경우, 가동자 상승 시간(T_f)과 실제 밸브 열림 시간 (T_e) 변화를 나타낸 것이다. 밸브 가동자 질량 변화에 따라 상승 시간과 밸브 열림 시간은 최대 5.7~5.8msec, 2.4~2.5msec로 일정하기 때문에 밸브 설계 및 성능 향상에 중요 인자로 작용하지 못함을 알 수 있었다. 이는 무부하 조건에서 밸브 동 특성을 해석한 기존 연구 결과⁶⁾와 상이한 것으로서 압력이 작용하는 경우, 유압에 의한 작용력이 가동자 질량에 비하여 월등히 크기 때문에 동특성에 영향을 미치지 못하는 현상이다.

따라서, 솔레노이드 밸브를 설계할 경우, 가동자 질량은 전자석의 전자기적인 특성과 물리적 공간을 고려하여 설계하되 인위적으로 질량을 축소시킬 필요는 없다.

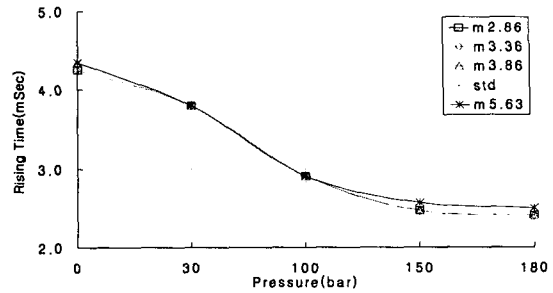


Fig. 13 Rising time variation due to plunger

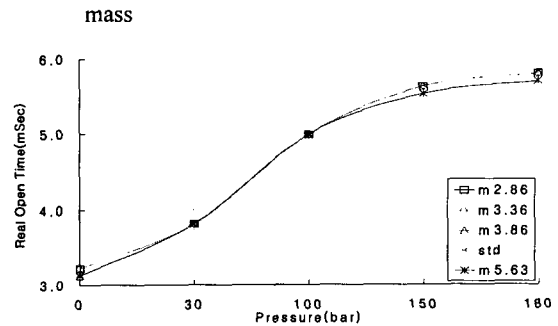


Fig. 14 Real open time variation due to Plunger mass

Fig.15, 16은 스프링 상수를 기준 $K=1,160$ N/m에서 증. 감하였을 경우, 가동자 상승 시간(T_f)과 실제 밸브 열림 시간(T_e) 변화를 나타낸 것이다. 기존 대비, 스프링 상수를 증가($K=1,160$ N/m)시키면, 이에 비례하여 가동자 상승 시간이 10% 단축, 실제 열림 시간이 14% 증가되었는데, 이는 일정하게 작용하는 유압 반력과 증가된 스프링 반력이 합력으로 작용되기 때문이다. 그러나 $K=4,000$ N/m 이상에서는 스프링 반력이 전자력에 비하여 커지기 때문에 가동자 단합이 발생하지 않았다. 또한, 스프링 상수를 감소시키면 가동자 상승 시간이 증가되어 밸브 응답성이 악화되었다. 따라서, 밸브 동 특성에 스프링 상수가 큰 영향을 끼치고 있기 때문에 밸브 개. 폐가 가능한 범위 ($K=1,160$ N/m 내.외)에서 스프링 상수를 크게 할 필요가 있다.

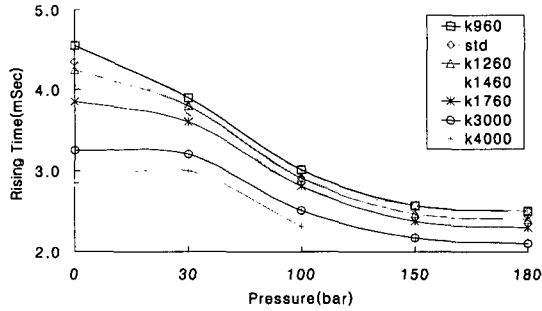


Fig. 15 Rising time variation due to spring constant

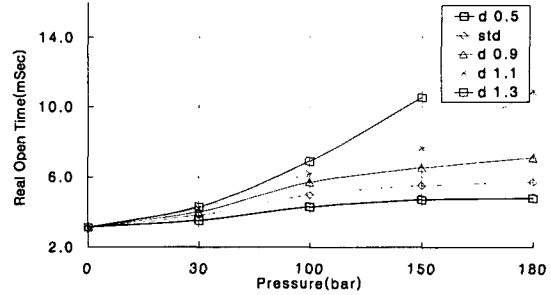


Fig. 18 Real open time variation due to orifice diameter

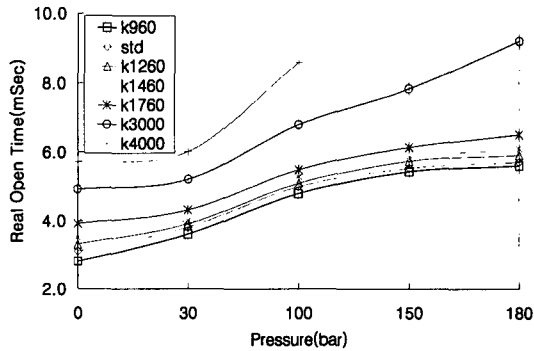


Fig. 16 Real open time variation due to spring constant

오리피스 직경이 확대(1.1mm)되어 가동자에 작용하는 수압 면적이 증대되면 상승 시간은 기존 대비 25% 단축, 실제 열림 시간은 90% 확대된다. 그러나, 1.3mm 이상의 직경에서는 유압 작용력이 전자력에 비하여 커지기 때문에 가동자 하강이 불가능하게 된다. 따라서, 미세 증압을 얻기 위해서는 일정한 전자력 조건에서 가능한 오리피스 직경을 확대할 필요가 있다.

6. 결론

ABS 유압 제어에 활용할 수 있는 밸브 및 유압 모듈레이터의 동 특성을 해석하기 위하여 수학적 모델링과 Test Bench 제작을 통한 실험 해석을 실시하였다. 이를 통하여 유압이 작용하는 실제 조건하에서 ABS 모듈레이터의 동 특성 해석과 제어 기준을 제시하였다.

1) 가정자로법을 이용하여 ABS 유압 제어 밸브의 수학적 모델링과 실험 해석을 통하여 솔레노이드 밸브에 대한 수치 해석의 타당성과 정확성을 확인하였다.

2) 입구 밸브에 작용하는 유압은 가동자 하강 시간을 1.3배 증대(3.36msec), 상승 시간을 2.0배 단축(2.70msec)시키기 때문에 유압 작용력을 고려한 PWM 제어가 필요하다.

밸브 좌대에 위치한 오리피스 직경(0.7mm)을 가변하였을 때, 밸브 상승 시간과 실제 열림 시간을 Fig. 17, 18에 나타냈다.

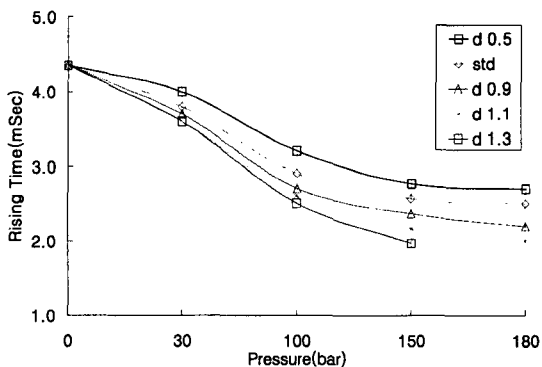


Fig. 17 Rising time variation due to orifice diameter

3) 작용 유압을 고려할 경우, ABS 장치의 증압 제어 주기(Scan)는 100Hz, 35%~70% 듀티 대역이 적합하다.

4) 입구 밸브(Normal Open)를 구성하고 있는 기계 요소(스프링 상수, 플런저 질량, 오리피스 직경)에서 오리피스 직경 변화가 밸브 동 특성에 가장 큰 영향을 끼친다.

참 고 문 헌

- 1) M. Maier, K. Muller, "ABS5.3 : The New Compact ABS5 Unit for Passenger Cars," SAE 950757, pp.1-8, 1995.
- 2) Y. Kita, M. Yoshino , "A-Sensor 2-Channel Antilock System FWD Cars," SAE 860511, pp.1-10, 1986.
- 3) J. P. Henry, D. S. Dennis., "Predicting Solenoid Transient Performance," SAE 870473, pp.93-99, 1987.
- 4) 현대자동차, "지능형 제동 시스템 제작기술 개발에 관한 연구," pp.41-42, 1996.
- 5) 石黒敏郎 外 共著, "直交Magnetの設計と應用," オーム社, pp.1-38, 1969.
- 6) 송창섭, 양해정, "미끄럼방지제동장치용 솔레노이드 밸브의 모델링에 관한 연구," 한국정밀공학회지, 제12권, 제12호, pp. 1-10, 1995.
- 7) 田中裕久, "高速電磁弁に關する研究," 日本機械學會論文集(C編), 제50권, 제457호, pp.1594-1601, 1984.