

자동차 미끄럼방지 제동장치의 유압 제어 특성

김병우^{1*}, 박 호²

Hydraulic Control Characteristics of the ABS for an Automotive

Byeong-Woo Kim^{1*} and Ho Park²

요약 자동차 미끄럼방지 장치의 최적 제어를 위해서는 유압 모듈레이터 특히, 솔레노이드 밸브에 대한 정확한 동특성 해석이 필요하다. 그러나, 현재까지 진행된 대부분의 연구들은 솔레노이드 밸브 자체만을 고려하였기 때문에 실제 자동차 미끄럼방지 장치에 제한적으로 적용되었다.

본 연구에서는 유압 모듈레이터에 작용하는 압력을 고려한 솔레노이드 밸브의 동특성 해석을 위하여 실험과 이론 해석을 실시하였다. 작동 압력이 솔레노이드 밸브의 동특성에 끼치는 영향을 정량적으로 해석하였고 설계인자를 변화시키면서 성능향상 방안을 제안하였다. 따라서, 본 연구에서 수행한 솔레노이드 밸브 동특성 해석결과는 자동차 미끄럼방지 장치의 최적 제어 기준으로 활용할 수 있을 것이다.

Abstract For the purpose of optimal control of anti-lock brake system, precise dynamic characteristics analysis of the 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 restrictive to apply on the actual ABS modulator, where hydraulic pressure is acting.

In this study, mathematical modeling and experimental analysis were executed in order to evaluate the valve dynamic characteristics when the hydraulic pressure applied. High pressure on the master cylinder effects on the valve dynamic characteristics have been analyzed quantitatively and performance improvement methods have been suggested varying the design factor. Consequently, results of solenoid valve dynamic characteristics analysis derived in the study can be utilized criteria for the optimal control of anti-lock brake system.

Key Words : Inlet valve, Outlet valve, Plunger, Hydraulic modulator, PWM, Solenoid valve, Duty ratio

1. 서론

자동차 사고로 인한 인적, 물적 피해가 급증함에 따라서 1978년 Bosch에 의하여 개발된 미끄럼방지 제동장치(ABS)의 필요성이 급증하고 있다.¹⁾ ABS는 차륜의 속도를 감지하는 차속 센서, 차속 센서에서 차륜 잠김 상태를 판단하고 액츄에이터를 구동시키는 제어부(ECU), 차륜 제동력을 발생시키는 유압 모듈레이터(Modulator)로 구성된다.²⁾

차량 시스템 차원에서 ABS 장치를 최적 제어하기 위해서는 차륜과 도로 노면의 슬립 비율이 특정 범위(1.8~3.0)에 포함되도록 하여야 한다.³⁾ 차륜의 슬립 비율을 상대적으로 크게 설정하게 되면 제동 압력의 급변을 초래하여 제동거리 연장과 안정성이 악화된다.⁴⁾ 물론, 슬립 비율을 최적으로 제어하기 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.⁵⁾

따라서, 본 연구에서는 Sol-Sol 방식의 ABS 입구(Inlet Valve) 밸브를 대상으로 자동차 제동 성능에 활용할 수 있는 동특성 해석과 이를 향상시키기 위한 방법을 제시하였다. 이 동특성 해석을 통하여 실제 ABS 유압 제어에 활용할 수 있는 최소 제어 시간(Scan)과 제어 주기를 결정할

본 논문은 2005학년도 공주대학교 자체학술연구비 지원에 의해 연구되었음

¹울산대학교 전기전자정보시스템공학부

²공주대학교 기계자동차공학부

*교신저자 : 박호(tigerpark@kongju.ac.kr)

수 있기 때문에 실제, ABS 장치에 적용할 수 있는 PWM 제어 방법을 제시하였다.

2. 솔레노이드 밸브 동특성

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. 고속 PWM 제어를 실시하기 위해서는 밸브의 응답성 향상이 필요하다. Fig.1에서 알 수 있듯이, 증압(P_1, P_2)은 솔레노이드에 전류 공급을 차단하였을 때, 가동자 상승에 의하여 발생되기 때문에 가능한 밸브 상승 시간(T_e)이 짧아져야 한다.⁶⁾

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

또한, 밸브의 제어 범위(듀티 비율)를 확대시키기 위해서는 실제 밸브 열림 시간(T_e)이 인가된 PWM 제어 파형에 근접하도록 하여야 한다.

따라서, ABS용 입구 밸브의 동 특성을 파악하기 위해서는 가동자 상승시간(T_s), 가동자 하강시간(T_f)과 실제 가동자 열림 시간(T_e)에 대한 정량적 해석을 실시하여야 한다.

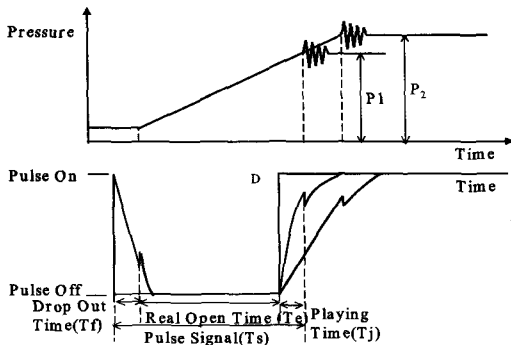


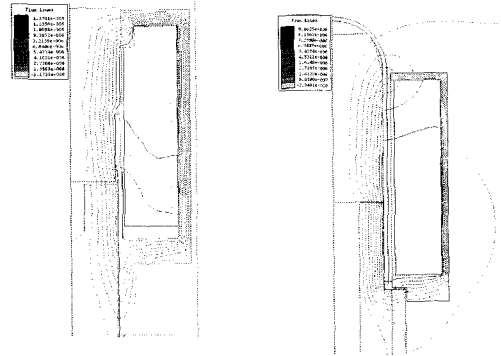
그림 1. 입구밸브의 동적 특성

3. 수치해석

3.1 밸브 수치해석

ABS 장치에 적용되고 있는 솔레노이드 밸브의 동 특성을 수학적으로 해석하기 위하여 가정자료를 이용하

였다. 밸브에 전원 공급시, 자성체에서 발생하는 소모 기자력을 구하기 위하여 자계 강도 $H [i]$, 자로 길이 $L [i]$ 에 대한 정확한 해석이 필요하다.⁷⁾ 이 때, 자로 길이는 자성체와 공극 형상에 따라서 가정하여야 하기 때문에 가정 자료의 정확성을 기하고자 ANSYS를 이용한 유한요소법을 이용하였다.



가. 입구 밸브 나. 출구 밸브
그림 2. 유한요소법 해석에 의한 자속밀도 선도

가동자, 고정자, 솔레노이드부로 구성된 강 자성체의 자로 길이와 공극의 자기 퍼미언스는 기하학적 형상에 의존하기 때문에 그림. 2과 같은 기하학적 형상을 기준으로 해석하였다.⁷⁾

1) 공극 퍼미언스

전자력에 의하여 밸브 가동자와 고정자의 변위가 발생될 때, 공극의 자기 퍼미언스(Magnetic Permeance)는 다음과 같다.

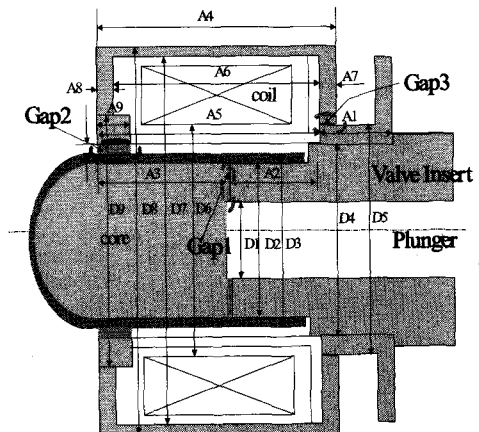


그림 3. 공극에서의 자속밀도 모델링

$$P = \frac{1}{R} = \frac{\mu S}{l} \quad (2)$$

$$P[1] = \mu_0 \frac{S}{l} = \mu_0 \frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2) / (Gap1 - Z) \quad (3)$$

$$P[2] = \mu_0 \frac{S}{l} = \mu_0 \frac{\pi D_4 A_0}{(Gap2 + B_0)} \quad (4)$$

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

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

공극 1, 2, 3에 대한 합성 퍼미언스는

$$\text{공극 1의 퍼미언스 } P_A = P[1] \quad (7)$$

$$\text{공극 2의 퍼미언스 } P_B = P[2] + P[3] + P[4] \quad (8)$$

$$\text{공극 3의 퍼미언스 } P_C = P[5] \quad (9)$$

전체 퍼미언스(Ps)는 다음과 같다.

$$P_s = \frac{P_A \cdot P_B \cdot P_C}{(P_A \cdot P_B) + (P_A \cdot P_C) + (P_B \cdot P_C)} \quad (10)$$

2) 소모 기자력

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

$$U_s = \sum_{i=1}^n H [i] L [i] \quad (11)$$

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

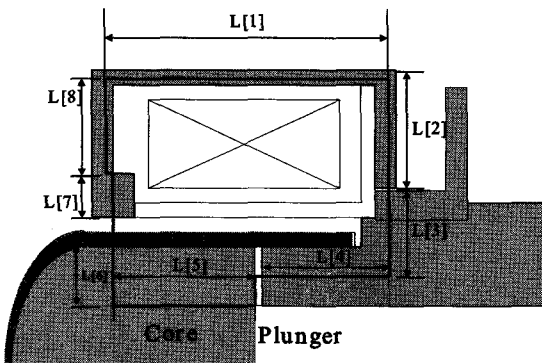


그림 4. 슬레노이드 밸브의 자속밀도 경로

$$L[1] = \frac{A[8]}{2} + A6 + \frac{A[7]}{2} \quad (12)$$

$$L[2] = \frac{(D_7 - D_5)}{2} \quad (13)$$

$$L[3] = \frac{(D_5 - D_1)}{2} - \frac{(D_2 - D_1)}{4} \quad (14)$$

$$L[4] = A_2 + \frac{A_7}{2} \quad (15)$$

$$L[5] = A_3 - \frac{A_9}{2} \quad (16)$$

$$L[6] = \frac{D_4}{2} \quad (17)$$

$$L[7] = \frac{(D_9 - D_1)}{2} \quad (18)$$

$$L[8] = \frac{(D_7 - D_3)}{2} \quad (19)$$

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

$$B[1] = \frac{\Phi}{S} = \frac{\Phi_0}{\pi(D_8^2 - D_7^2)/4} \quad (20)$$

$$B[2] = \frac{\Phi}{S} = \frac{L[2]\Phi_0}{\frac{\pi}{4}(D_8^2 - D_4^2)A_7} \quad (21)$$

$$B[3] = \frac{\Phi}{S} = \frac{L[3]\Phi_0}{\frac{\pi}{4}(D_4^2 - D_1^2)\frac{A_1}{2}} \quad (22)$$

$$B[4] = \frac{\Phi}{S} = \frac{\Phi_0}{\frac{\pi}{4}(D_2^2 - D_1^2)} \quad (23)$$

$$B[5] = \frac{\Phi}{S} = \frac{\Phi_0}{\frac{\pi}{4}(D_2^2)} \quad (24)$$

$$B[6] = \frac{\Phi}{S} = \frac{L[6]\Phi_0}{\frac{\pi}{4}(D_2^2)A_9} \quad (25)$$

$$B[7] = \frac{\Phi}{S} = \frac{L[7]\Phi_0}{\frac{\pi}{4}(D_9^2 - D_4^2)A_9} \quad (26)$$

$$B[8] = \frac{\Phi}{S} = \frac{L[8]\Phi_0}{\frac{\pi}{4}(D_8^2 - D_9^2)A_8} \quad (27)$$

내부의 공극이 다양하게 존재하는 경우, 가동자에 유기되는 전자력은 식 (28)과 같다.

$$F_{mag} = \frac{1}{2} \sum U_s^2 \frac{dP}{dZ} \quad (28)$$

가동자에 작용하는 전자력을 구하기 위해서는 변화되는 가동자 위치에 대한 퍼미언스의 미분 값을 계산하여야 하며 밸브 가동자의 운동방정식은 식 (29)와 같다.

$$F_{mag} - k(z_0 + z) = m \frac{d^2 z}{dt^2} \quad (29)$$

3.2 유압 모듈레이터 수치해석

마스터 실린더에서 발생된 압력이 밸브 동특성에 미치는 영향을 해석하기 위하여 유압 모듈레이터를 수학적으로 모델링하였다.

1) 입구 밸브

마스터 실린더에서 차륜 실린더로 공급되는 유량(Q₁₂)은 식 (30)으로 나타낼 수 있다.

$$Q_{12} = C_d A_{iv1} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)} \quad (30)$$

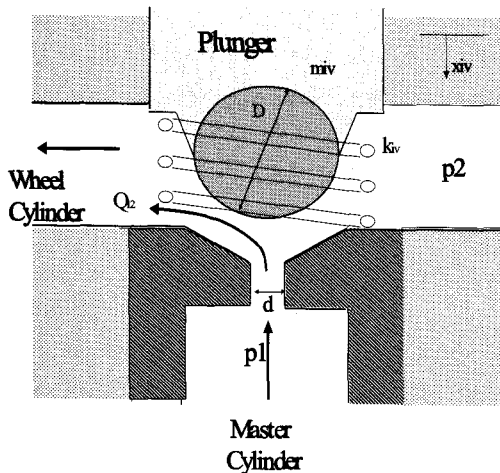


그림 5. 입구 솔레노이드 밸브의 구조

밸브 가동자 운동 방정식은 다음과 같다.

$$m_{iv} \ddot{x}_{iv} + C_{iv} \dot{x}_{iv} + k_{iv} (x_{iv-o} + x_{iv}) = F_{iv-mag} - P_{iv} A_{iv} \quad (31)$$

2) 차륜 실린더

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

$$\dot{P}_2 = \frac{\beta}{V_w} (Q_{2w} - \dot{V}_w) \quad (32)$$

4. 실험장치 및 방법

수학적 모델링을 통하여 얻어진 밸브 동특성 해석 결과를 검증하기 위하여 계단 형태의 미세 증압 역할을 담당하는 입구 밸브를 대상으로 실험 해석을 실시하였다. 본 실험에서는 수치 해석에서 얻은 밸브 동특성 결과를 검증할 수 있도록 PIC Controller를 제작하여 임의의 PWM 파형을 발생시켰다. 밸브에 PWM 파형을 인가할 때, 발생하는 솔레노이드의 전류 변화를 계측하여 밸브 응답성을 측정하였다.

표 1. ABS 유압 모듈레이터의 동특성 평가를 위한 실험 장비

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 : 3500Psig - 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

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. 해석 결과 및 고찰

5.1 밸브 동특성

입구 밸브의 주파수 응답성을 확인하기 위하여 밸브에 적용하는 주파수를 10, 100, 120Hz로 설정하고 듀티 비율

을 50%로 설정하였을 때, 증압 밸브의 응답성 해석결과는 그림 6, 7, 8과 같다. 인가 주파수 100Hz 이하 대역에서는 PWM 파형에 대하여 전류 변곡점이 정확하게 발생되었다. 그러나, 인가 주파수 120Hz이상에서는 밸브에 인가되는 PWM 파형에 대하여 가동자의 변위가 추종하지 못함을 알 수 있다. 이는 솔레노이드 밸브에서 발생하는 전자력의 크기가 밸브 좌대에 위치한 스프링 힘(32.5N)에 비하여 상대적으로 작거나 가동자와 고정자 사이의 잔류 전자력의 영향에 기인한다.

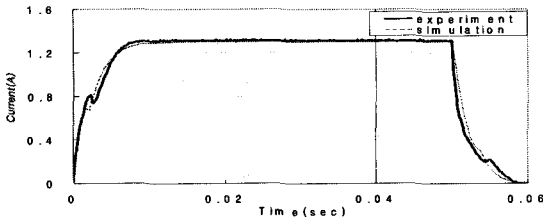


그림 6. 주파수 10Hz, 듀티 비율 50% 인 경우

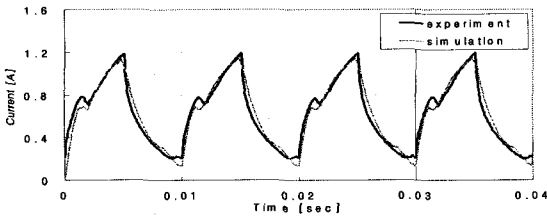


그림 7. 주파수 100Hz, 듀티 비율 50% 인 경우

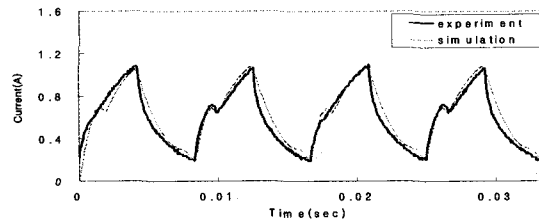


그림 8. 주파수 120Hz, 듀티 비율 50% 인 경우

입구 밸브가 고속으로 반응할 수 있는 응답 주파수 100Hz에 대한 듀티 비율별 동특성을 그림 9, 10에 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.

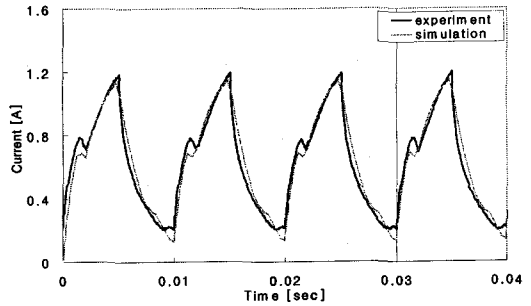


그림 9. 주파수 100Hz, 듀티 비율 25% 인 경우

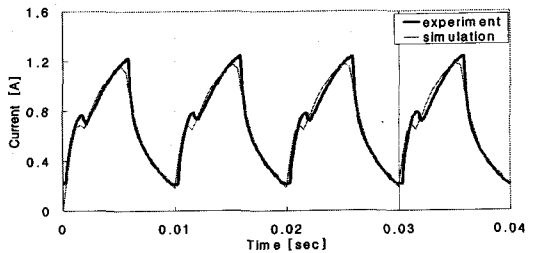
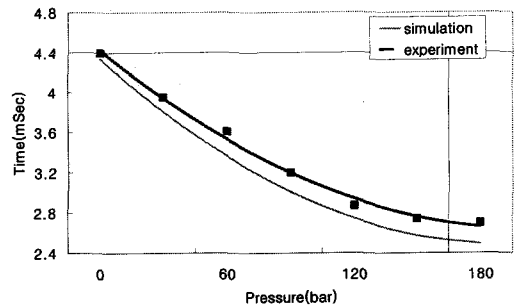


그림 10. 주파수 100Hz, 듀티 비율 55% 인 경우

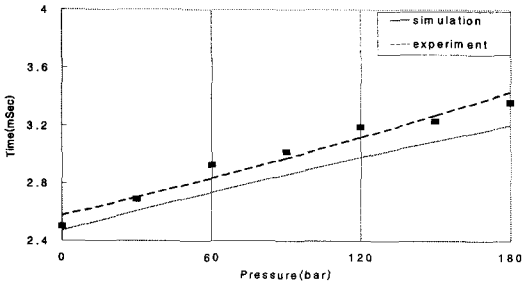
인가 주파수 100Hz에서 밸브 가동자 변위가 발생하는 듀티 비율은 최소 20%, 최대 50%임을 알 수 있었다. 100Hz 주파수의 듀티 비율은 10Hz에 비하여 확대되었으며 이는 연속적인 PWM 파형에 의한 전류 이득에 기인하는 현상이다.

5.2 압력 변화에 따른 동특성

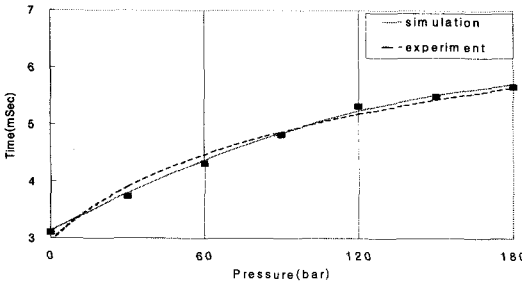
그림 11은 마스터 실린더에서 발생하여 밸브 좌대에 작용하는 부하 압력을 가변했을 때, 입구 밸브의 응답 특성이다. 최대 공급 압력인 180bar까지 부과한 결과, 압력 변화에 따라서 가동자가 상승하는데 소요되는 시간(T_r)은 최대 부하 압력 180bar에서 2.7mSec로서 무부하에 비하여 2배 단축되었다. 이는 스프링 반력에 유압 작용력이 합력으로 작용하기 때문이다.



가) 유압변화에 의한 열림시간 변화



나) 유압변화에 의한 닫힘시간 변화



다) 유압변화에 의한 실제 열림시간 변화

그림 11. 유압변화에 의한 밸브 동특성 변화

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 동특성 해석 결과를 실제 ABS 유압 제어에 적용한다면 정확한 성능 예측과 유압 제어가 가능할 것이다.

5.3 동특성 향상

그림 12, 13은 가동자 질량을 기존 4.63g에서 증감하였을 경우, 가동자 상승 시간(T_r)과 실제 밸브 열림 시간 (T_o) 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 동특성을 해석한 기존 연구 결과와 상이한 것으로서 압력이 작용하는 경우, 유압에 의한 작용력이 가동자 질량에 비하여 월등히 크기 때문에 동특성에 영향을 미치지 못하는 것으로 생각된다.⁶⁾

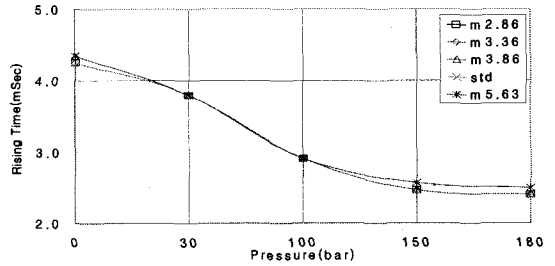


그림 12. 플런저 질량변화에 의한 상승시간 변화

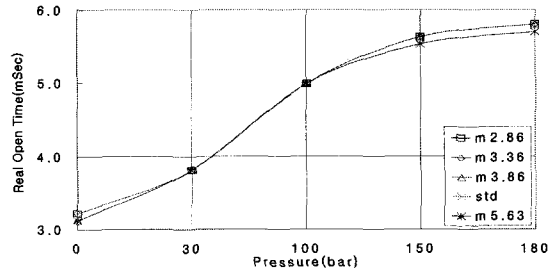


그림 13. 플런저 질량변화에 의한 실제 열림시간 변화

따라서, 솔레노이드 밸브를 설계할 경우, 가동자 질량은 전자석의 전자기적인 특성과 물리적 공간을 고려하여 설계하되 인위적으로 질량을 축소시킬 필요는 없다. 그림 14, 15는 스프링 상수를 기존 $K=1,160N/m$ 에서 증감하였을 경우, 가동자 상승 시간(T_r)과 실제 밸브 열림 시간 (T_o) 변화를 나타낸 것이다. 기존 대비, 스프링 상수를 증가 ($K=1,160N/m$)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 $K=4,000N/m$ 이상에서는 스프링 반력이 전자력에 비하여 커지기 때문에 가동자 닫힘이 발생하지 않았다. 또한, 스프링 상수를 감소시키면 가동자 상승 시간이 증가되어 밸브 응답성이 악화되었다.

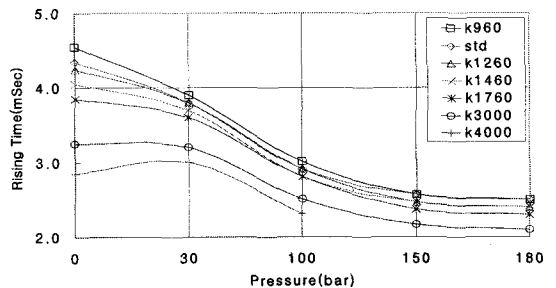


그림 14. 스프링상수 변화에 의한 상승시간 변화

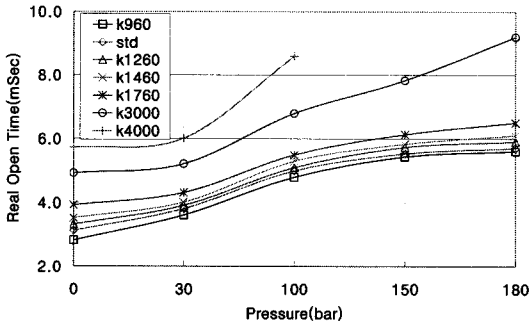


그림 15. 스프링상수 변화에 의한 밸브의 실제 열림 시간

따라서, 밸브 동특성에 스프링 상수가 큰 영향을 끼치고 있기 때문에 밸브 개폐가 가능한 범위($K=1,160N/m$ 내외)에서 스프링상수를 크게 할 필요가 있다.

밸브 좌대에 위치한 오리피스 직경(0.7mm)을 가변하였을 때, 밸브 상승 시간과 실제 열림 시간을 그림 16, 17에 나타냈다.

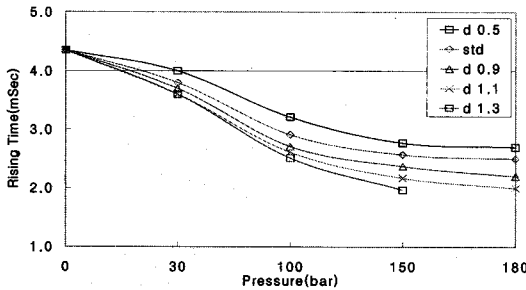


그림 16. 오리피스 직경변화에 의한 상승시간 변화

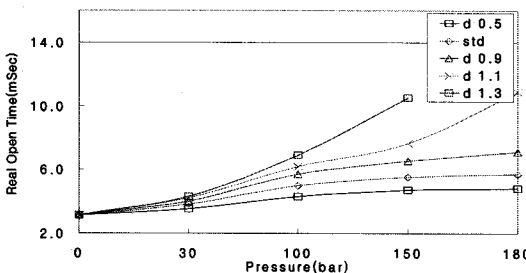


그림 17. 오리피스 직경변화에 의한 실제 열림시간 변화

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 전자기력에 비하여 커지기 때문에 가동자 하강이 불가능하게 된다. 따라서, 미세 증압을

얻기 위해서는 일정한 전자기력 조건에서 가능한 오리피스 직경 확대가 필요하다.

6. 결론

ABS 유압 제어에 활용할 수 있는 밸브 및 유압 모듈레이터의 동특성을 해석하기 위하여 수학적 모델링과 Test Bench 제작을 통한 실험 해석을 실시하였다. 이를 통하여 유압이 작용하는 실제 조건하에서 ABS 모듈레이터의 동특성 해석과 제어기준을 제시하였다.

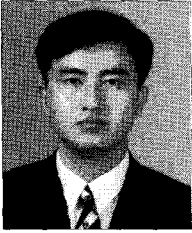
- 1) 가정자료법을 이용하여 ABS 유압 제어 밸브의 수학적 모델링과 실험해석을 통하여 솔레노이드 밸브에 대한 수치해석의 타당성과 정확성을 확인하였다.
- 2) 입구 밸브에 작용하는 유압은 가동자 하강 시간을 1.3배 증대(3.36mSec), 상승 시간을 2.0배 단축(2.70mSec) 시키기 때문에 유압 작용력을 고려한 PWM 제어가 필요하다.
- 3) 작용 유압을 고려할 경우, ABS 장치의 증압 제어 주기(Scan)는 100Hz, 35%~70% 듀티 대역이 적합하다.
- 4) 입구 밸브(Normal Open)를 구성하고 있는 기계 요소(스프링 상수, 플런저 질량, 오리피스 직경)에서 오리피스 직경 변화가 밸브 동특성에 가장 큰 영향을 끼친다.

참고문헌

- [1] Martin maier, Klaus Muller, "ABS5.3: The New Compact ABS5 Unit for Passenger Cars," SAE 950757, pp. 1-8, 1995.
- [2] Yasuo Kita, Masato Yoshino, "A-Sensor 2-Channel Antilock System FWD Cars," SAE 860511, pp. 1-10, 1986.
- [3] 田中裕久, "高速電磁弁に関する研究," 日本機械學會論文集(C編), 제50권, 제457호, pp. 1594-1601, 1984.
- [4] Takeshi Naito and et al., "Development of Four Solenoid ABS," SAE 960958, pp. 41-48, 1996.
- [5] James P. Henry, David S. Dennis, "Predicting Solenoid Transient Performance," SAE Technical Paper Series, 870473, pp. 93-99, 1987.
- [6] 송창섭, 양해정, "미끄럼방지제동장치용 솔레노이드 밸브의 모델링에 관한 연구," 한국정밀공학회지, 제12권, 제12호, pp. 1-10, 1995.
- [7] 石黒敏郎 外 共著, "直交Magnetの設計と應用," オム社, pp.1-38, 1969.

김 병 우(Byeong-Woo Kim)

[정회원]



- 1987년 2월 : 한양대학교 기계공학과 (공학사)
- 1990년 2월 : 한양대학교 정밀기계공학과 (공학석사)
- 2002년 2월 : 한양대학교 정밀기계공학과 (공학박사)
- 1994년 10월 ~ 2006년 8월 : 자동차부품연구원 전장기술연구센터장

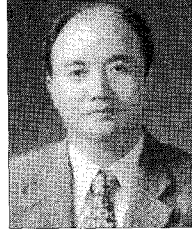
- 2006년 9월 ~ 현재 : 울산대학교 전기전자정보시스템공학부 조교수

<관심분야>

자동차 센서, 네트워크, 지능형자동차, 텔레매틱스, 하이브리드 자동차

박 호(Ho Park)

[정회원]



- 1982년 2월 : 한양대학교 정밀기계공학과(공학사)
- 1988년 2월 : 한양대학교 정밀기계공학과(공학석사)
- 1991년 2월 : 한양대학교 정밀기계공학과(공학박사)
- 1991년 3월 ~ 1994년 9월 : 국방과학연구소 선임연구원

- 1994년 9월 ~ 2005년 2월 : 천안공업대학 자동차공학과 교수
- 2005년 3월 ~ 현재 : 공주대학교 기계자동차공학부 교수

<관심분야>

자동차새시, 소음진동