

# 차량 안정성 제어 시스템의 모듈레이터 성능 개선 및 단순화에 관한 연구

이종찬<sup>#</sup>, 송창섭<sup>\*</sup>

## A Study on the Performance Improvement and Simplification of the Modulator for Vehicle Stability Control System

Jong-chan Lee <sup>#</sup>, Chang-Seop Song <sup>\*</sup>

### ABSTRACT

This study carries out the performance improvement and simplification of hydraulic modulator that plays an important role in vehicle stability control systems. The mathematical models for each component of a modulator, such as pump, wheel cylinder, check and solenoid valve, accumulator, damper are derived in detail. All the mathematical models are combined to form a modulator system and implemented through a computer program, which can be controlled by a user friendly GUI. To verify the simulation, comparison between simulation and experiments has been made. After the verification of the validity of the simulation, the effects of the design parameters of the modulator on the wheel cylinder pressure is investigated. The results show that the modulator without MPA has advantage in early time pressure rise rate, and it can be simplified.

**Key Words** : VSC(vehicle stability control, 차량 제어 시스템), ABS(anti-lock brake system, 미끄럼 방지 시스템), TCS(traction control system, 구동력 제어 시스템), HCU(hydraulic control unit, 유압 제어 장치)

### 1. 서론

차량 안정성에 대한 소비자들의 관심이 증가함에 따라 운전자의 안전을 보장하기 위해 첨단 기술이 개발, 적용되고 있다. 그 중에서 VSC 기술은 ABS 와 TCS 기술 기반 위에서 발전되고 있는 차세대 기술로서, 제동 가속시의 비정상적인 자동차의 움직임에 대하여 휠 압력을 각각 별도로 제어함으로써 한계 조향에서 차량의 안정성을 향상시키는 기술이다.<sup>1,2,4</sup>

국내에서는 VSC 의 개발에 있어 일부대학에서

제어 알고리즘 개발 측면의 기본연구를 실시하고 있는 실정이며 대부분의 연구 결과들은 유압 요소들을 간단하게 표현하고 있어서 정밀한 모델링은 미흡한 실정이다. 이에 따라 차량 안정성 제어 시스템에 대한 기술력 확보를 위해 차량 제어로직, 제어기 설계 기술, 각종 센서의 연구, ABS, TCS 에서 확장된 유압 모듈레이터에 대한 해석이 절실하게 요구되고 있다.

Kim<sup>7</sup> 는 슬레노이드-유량 제어방식 ABS 의 응답성에 관한 연구를 하였으며, Jeong<sup>8</sup> 은 차량 안정성 제어용 유압 모듈레이터의 압력 특성 해석에

접수일: 2003년 3월 13일; 게재승인일: 2004년 3월 12일  
# 교신저자: 한양대학교 대학원 정밀기계공학과  
E-mail: ljlee@ihanyang.ac.kr, Tel: (02) 2290-0433  
\* 한양대학교 기계공학과

관한 연구를 하였다. 본 연구에서는 차량 안정성 제어 시스템의 유압 모듈레이터를 모델링 하고 MATLAB 을 이용한 해석도구를 제작하였다. 시뮬레이션 결과와 실험 결과를 비교하여 시뮬레이션의 타당성을 검증하였고 이것을 이용하여 유압요소의 파라미터를 변화시켜 시스템에 미치는 영향을 고찰하고 성능개선을 위한 방안을 제시하였다. 그 결과 기존의 축압기를 사용한 유압 모듈레이터 모델에서 작동 조건 및 유압 모듈레이터의 치수에 관련된 인자들을 변화시켜, 내장형 축압기를 생략하고도 유압 모듈레이터의 성능을 향상시킬 수 있음을 확인 하였다.

## 2. 유압 모듈레이터의 모델링 및 해석

### 2.1 유압 모듈레이터의 구조 및 작동원리

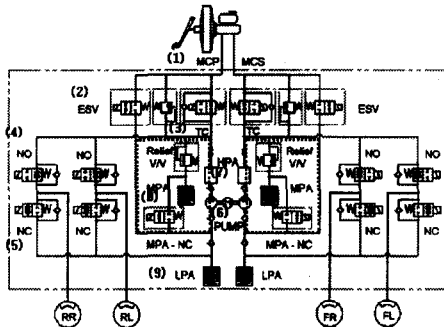


Fig.1 Hydraulic circuit of modulator

본 연구에서 사용된 시스템은 ABS, TCS, VSC 가 통합된 모델로 차륜하나에 NO, NC 타입 두개의 솔레노이드 밸브를 가지고 휠 실린더의 압력을 제어할 수 있도록 되어 있다. Fig.1 은 모듈레이터의 유압 회로도 이다. 점선으로 표시한 부분은 VSC 모드의 응답성을 향상시키기 위한 압력발생 장치로 내장형 축압기이다. 이는 펌프의 작동에 의한 초기 압력 상승률을 높이기 위해 사용되었다. 하지만 축압기를 제거하고도 유압 부품의 성능 향상과 인자 분석 등을 통하여 모듈레이터의 응답과 성능을 향상시킬 수 있었기에 이 부분을 제거, 기존의 구조에 비해 단순화 시켰다.

작동원리는 VSC 와 TCS 작동시 회로가 동일하나 차량 상태에 따라 각각 다르게 작용된다. 작동 구조는 탱크에 저장된 브레이크액이 마스터실린더,

ESV(electronic shuttle valve)[2]를 거쳐 펌프[6]로 흡입되어 이를 토출하고 토출된 브레이크액은 NO 솔레노이드 밸브[4]를 통과하여 휠 실린더의 압력을 상승시켜 제동력을 확보한다. 이때 TC 솔레노이드 밸브[3]은 닫혀 있다. ABS 작동시에는 ESV[2]가 닫히고, 솔레노이드 밸브 NO[4], NC[5]가 작동하여 휠 실린더에 감압 또는 증압을 조절하여 지면과 타이어의 슬립율을 제어한다.

### 2.2 펌프

펌프는 휠 실린더에서 솔레노이드 밸브를 통해 나온 브레이크 액을 마스터 실린더로 되돌려 주거나 마스터 실린더에서 브레이크 액을 압축 토출하여 휠 실린더로 보내는 역할을 한다.

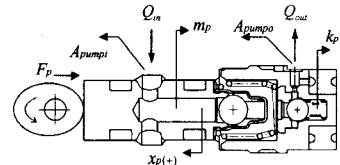


Fig.2 Schematic diagram of piston pump

모터에 의해 회전하는 편심캠에 의해 펌프 피스톤이 강제로 왕복운동을 하게 되고 2 개의 체크볼이 개폐가 서로 교대로 작동되면서 브레이크 액을 송출하는 구조로 되어 있다.

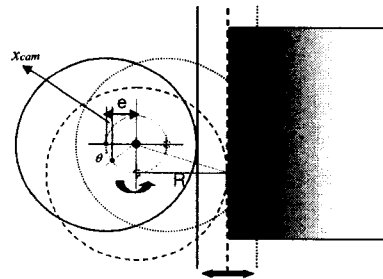


Fig.3 Displacement of eccentric cam

Fig.3 에서 편심캠에 의해 생기는 캠의 변위  $x_{cam}$  은 다음과 같다.

$$x_{cam} = e(1 - \cos \theta) \quad (1)$$

여기서,  $e$ 는 편심량,  $\theta$ 는 모터의 회전 각도이다. 펌프 플런저의 변위  $x_p$ 는 식(2)와 같다.

$$m_p \ddot{x}_p + c_p \dot{x}_p + k_p (x_p + x_{p0}) = -P_{pump} A_{pump} + F_p \quad (2)$$

여기서,  $m_p$ 는 펌프 플런저의 질량,  $C_p$ 는 펌프 플런저의 점성 마찰계수,  $k_p$ 는 펌프 플런저의 스프링 계수,  $x_{p0}$ 는 펌프 플런저 스프링의 초기 압축 변위,  $A_{pump}$ 는 플런저의 단면적, 펌프 압축실내의 압력을  $P_{pump}$ ,  $F_p$ 는 캠에서 플런저에 전해지는 힘이다.

펌프 압축실내의 압력은 연속방정식과 유량 방정식에 의해 다음과 같이 유도된다.

$$\dot{P}_{pump} = \frac{\beta}{V_{pump}} (Q_{in} - Q_{out} - \dot{V}_{pump}) \quad (3)$$

$$V_{pump} = V_{pump0} - A_{pump} x_p \quad (4)$$

$$Q_{in} = C_{dpi} A_{pumpi} \sqrt{\frac{2(P_{in} - P_{pump})}{\rho}} \quad (5)$$

$$Q_{out} = C_{dpo} A_{pumpo} \sqrt{\frac{2(P_{pump} - P_{out})}{\rho}} \quad (6)$$

여기서,  $\beta$ 는 브레이크액의 체적탄성계수,  $V_{pump}$ 는 펌프 내 검사체적의 체적,  $V_{pump0}$ 는 펌프 내 검사체적의 초기 체적,  $C_{dpi}$ 는 펌프 흡입 밸브의 유량계수,  $C_{dpo}$ 는 펌프 송출 밸브의 유량계수,  $A_{pumpi}$ 는 펌프 흡입 밸브의 개구면적,  $A_{pumpo}$ 는 펌프 송출 밸브의 개구면적,  $\rho$ 는 브레이크 액의 밀도이다.

모터가 관성모멘트  $J$ 를 가지고 있고, 점성계수  $b$ 를 가진다면 모터에서 발생하는 토크는 식(7)과 같고  $T_l$ 은 부하토크이다.

$$T(\omega) = T_l + b\omega + J \frac{d\omega}{dt} \quad (7)$$

$$T_l = F \sin \theta + \mu Fr \quad (8)$$

$$r = R + x_{cam} - e \quad (9)$$

여기서,  $\mu$ 는 캠과 플런저 사이의 마찰계수,  $\omega$ 는 모터의 각속도이다.

### 2.3 마스터 실린더

운전자에 의해 발생하는 답력은 진공 부스터

에 의해 증폭되어 마스터 실린더의 입력이 된다. 이 힘은 밀대 피스톤(push rod piston)을 눌러 부송 피스톤(float piston)에 힘을 전달한다. 밀대 피스톤에 힘을 가해주면 각 압축실내의 압력은 연속 방정식에 의해 식(10-13)과 같다.

$$\dot{P}_{m1} = \frac{\beta}{V_{m1}} (Q_{in1} - Q_{out1} - \dot{V}_{m1}) \quad (10)$$

$$\dot{P}_{m2} = \frac{\beta}{V_{m2}} (Q_{in2} - Q_{out2} - \dot{V}_{m2}) \quad (11)$$

$$V_{m1} = V_{0m1} - A_{m1} x_{m1} \quad (12)$$

$$V_{m2} = V_{0m2} - A_{m2} x_{m2} + A_{m1} x_{m1} \quad (13)$$

여기서,  $P_{m1}, P_{m2}$ 는 마스터 실린더 검사체적 1,2의 압력,  $Q_{out1}, Q_{out2}$ 는 마스터 실린더 검사체적 1,2에서 나가는 유량,  $Q_{in1}, Q_{in2}$ 는 마스터 실린더 검사체적 1,2로 들어오는 유량,  $V_{0m1}, V_{0m2}$ 는 마스터 실린더 1,2의 초기 검사 체적,  $V_{m1}, V_{m2}$ 는 마스터 실린더 검사체적 1,2의 체적,  $A_{m1}$ 는 부송 피스톤의 단면적,  $A_{m2}$ 는 밀대 피스톤의 단면적이다.

부송 피스톤과 밀대 피스톤의 작용하는 힘에 대하여 자유 물체도는 Fig.3 과 같고 각 피스톤에 대한 운동 방정식은 다음과 같다.

$$m_{fp} \ddot{x}_{m1} + c_{m1} \dot{x}_{m1} + k_{m1} (x_{m1} + x_{0m1}) = P_{m2} A_{m2} - P_{m1} A_{m1} + k_{m2} (x_{m2} + x_{0m2} - x_{m1}) \quad (14)$$

$$m_{pp} \ddot{x}_{m2} + c_{m2} \dot{x}_{m2} + k_{m2} (x_{m2} + x_{0m2} - x_{m1}) = F - P_{m2} A_{m2} \quad (15)$$

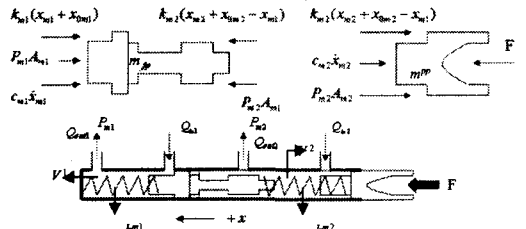


Fig.4 Free body diagram of master cylinder

여기서,  $x_{m1}$ 는 부송 피스톤의 변위,  $x_{m2}$ 는 밀대 피스톤의 변위,  $x_{0m1}$ 는 부송 피스톤 스프링의

초기 압축 변위,  $x_{0m2}$  는 밀대 피스톤 스프링의 초기 압축 변위,  $m_{fp}$  는 부송 및 중간 피스톤(float & intermediate piston)의 질량,  $m_{pp}$  는 밀대 피스톤의 질량,  $k_{m1}$  는 부송 피스톤의 스프링 계수,  $k_{m2}$  는 밀대 피스톤의 스프링 계수,  $C_{m1}$  는 부송 피스톤의 점성 마찰계수,  $C_{m2}$  는 밀대 피스톤의 점성 마찰계수이다.

**2.4 휠 실린더**

휠 실린더의 내부는 Fig.5 와 같은 구조로 되어 있다. 휠 실린더의 모델링은 휠 실린더로 들어간 유량으로부터 바로 압력을 구해낼 수 있는 소요액량(oil consumption)의 개념을 사용했다.

실험에서 구한 압력과 소요액량 곡선을 커브 피팅(curve-fitting)하면 식(16)과 같은 함수 관계로 가정할 수 있다. 여기서  $V_c$  는 소요액량,  $P_w$  는 휠 실린더의 압력이다.

$$V_c = f(P_w) \tag{16}$$

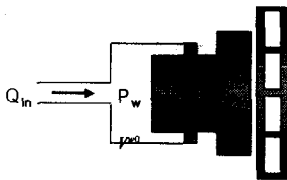


Fig.5 Construction of wheel cylinder

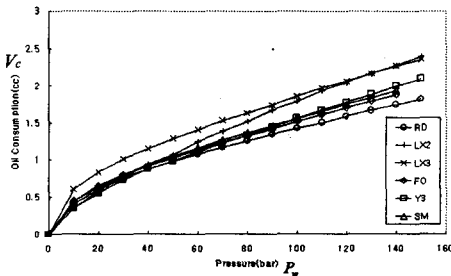


Fig.6 Oil consumption curve in the wheel

휠 실린더의 전체체적은 식 (17)과 같이 된다.

$$V_w = V_{w0} + V_c \tag{17}$$

여기서,  $V_{w0}$  은 휠 실린더의 초기체적,  $V_w$  는 휠

실린더의 체적이다.

한편, 휠 실린더 내의 연속 방정식은 식(18) 과 같이 표현할 수 있다.

$$\dot{P}_w = \frac{\beta}{V_w} (\sum Q_{in} - \sum Q_{out} - \dot{V}_w) \tag{18}$$

$$\dot{V}_w = \dot{V}_c = \frac{dV_c}{dP_w} \frac{dP_w}{dt} \approx \frac{\partial f}{\partial P_w} \dot{P}_w \tag{19}$$

또, 식(19)을 (18)에 대입하고 정리하면 식 (20)과 같다.

$$\dot{P}_w = \frac{\sum Q_{in} - \sum Q_{out}}{\frac{V_w}{\beta} + \frac{\partial f}{\partial P_w}} \tag{20}$$

**2.5 솔레노이드 밸브**

모듈레이터에 장착된 솔레노이드 밸브는 전기 신호에 의해서 개도가 조절되는 on-off type 으로 크게 NO type, NC type 두 가지가 있다.

Fig.7 의 오른쪽, NC 타입 솔레노이드 밸브 플린저의 운동방정식은 다음과 같다.

$$m_{snc} \ddot{x}_{snc} + c_{snc} \dot{x}_{snc} + k_{snc} (x_{snc0} + x_{snc}) = F_m + P_{in} A_{snc} \tag{21}$$

$$Q_s = C_{ds} A_s \sqrt{\frac{2(P_{in} - P_{out})}{\rho}} \tag{22}$$

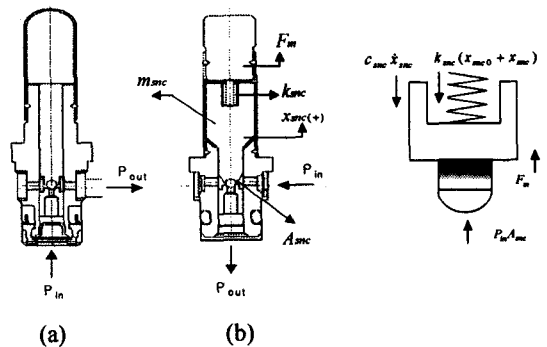


Fig.7 Construction of solenoid valve, (a)NO type (b)NC type

여기서,  $m_{sn}$  는 NC 솔레노이드 밸브 피스톤의

질량,  $x_{snc}$  는 NC 솔레노이드 밸브 피스톤의 변위,  $x_{snc0}$  는 NC 밸브 스프링의 초기 압축 변위,  $c_{snc}$  는 NC 솔레노이드 밸브의 점성 마찰계수,  $k_{snc}$  는 NC 솔레노이드 밸브의 스프링 계수,  $A_{snc}$  는 NC 솔레노이드 밸브 볼의 단면적,  $F_m$  은 전자력으로 가정 자로법을 이용하여 계산하며 솔레노이드 밸브를 통과하는 유량  $Q_s$  은 식(22)와 같고, 면적은 볼-포켓 타입의 환산면적으로 계산하였다.

### 2.6 체크 밸브

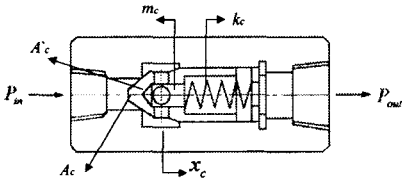


Fig.8 Construction of check valve

체크밸브는 Fig.8 과 같은 구조로 되어 있고 유로를 한 방향으로 한정할 때 사용된다. 플런저의 운동방정식은 식(23)으로 나타내며 체크 밸브를 통해 흐르는 유량  $Q_c$  는 식(25)와 같다. 여기서,  $m_c$  는 체크 밸브 피스톤의 질량,  $x_c$  는 체크 밸브 볼의 변위,  $x_{c0}$  는 체크 밸브 스프링의 초기 압축 변위,  $C_c$  는 체크 밸브의 점성 마찰계수,  $C_{dc}$  는 체크 밸브의 유량계수,  $C_{vc}$  는 유체력의 속도계수,  $k_c$  는 체크 밸브의 스프링 계수,  $A_c$  는 체크 밸브의 개구면적,  $A'_c$  는 체크 볼의 단면적,  $F_{flow}$  는 유체력이다.

$$m_c \ddot{x}_c + c_c \dot{x}_c + k_c (x_{c0} + x_c) = F_{flow} + P_{in} A'_c \quad (23)$$

$$F_{flow} = 2C_{dc} C_{vc} A_c (P_{in} - P_{out}) \quad (24)$$

$$Q_c = C_{dc} A_c \sqrt{\frac{2(P_{in} - P_{out})}{\rho}} \quad (25)$$

### 2.7 축압기

감압시에 휠 실린더에서 솔레노이드 밸브를 통하여 나온 유량이 펌프가 송출할 수 있는 유량보다 유입되는 양이 많을 경우, 축압기는 일시적으로 브레이크 액을 저장하는 역할을 하여 펌프의 토출 유량이 초과하지 않게 작용한다. 축압기에서의 피스톤의 운동방정식은 다음과 같다.

$$m_a \ddot{x}_a + c_a \dot{x}_a + k_a (x_{a0} + x_a) = P_{in} A_a \quad (26)$$

축압기내의 압력은 다음의 연속 방정식에 의해서 계산되어진다.

$$\dot{P}_a = \frac{\beta}{V_a} (Q_{in} - \dot{V}_a) \quad (27)$$

$$V_a = V_{a0} + A_a x_a \quad (28)$$

여기서,  $m_a$  는 축압기 피스톤의 질량,  $C_a$  는 축압기의 점성 마찰계수,  $x_a$  는 축압기 피스톤의 변위,  $x_{a0}$  는 축압기 스프링의 초기 압축 변위,  $k_a$  는 축압기의 스프링 계수,  $A_a$  는 축압기 피스톤의 단면적,  $P_{in}$  는 흡입 쪽 압력,  $Q_{in}$  는 흡입되는 유량,  $V_a$  는 축압기의 체적,  $V_{a0}$  는 축압기 초기 체적이다.

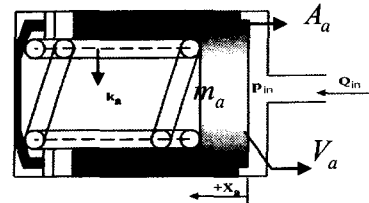


Fig.9 Construction of accumulator

### 2.8 유압 댐퍼

댐퍼는 귀환 펌프에서 발생하는 맥동을 저감시키는 역할을 수행하는 것으로서 일정한 체적과 오리피스로 이루어져 있다. 여기서  $V_H$  는 유압 댐퍼의 체적이다.

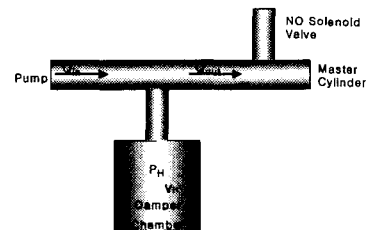


Fig.10 Construction of hydraulic damper

$$\dot{P}_H = \frac{\beta}{V_H} (Q_{in} - Q_{out}) \quad (29)$$

### 3. 해석 도구

본 연구에서 사용된 해석 도구는 각각 모델링 된 식들을 runge-kutta 4 차 적분법을 이용하여 계산하였다.

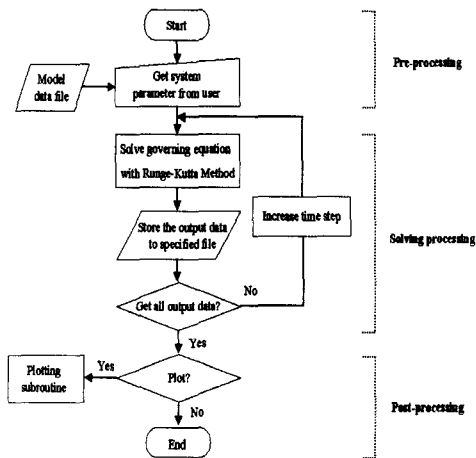


Fig.11 Flow chart of the analysis tool

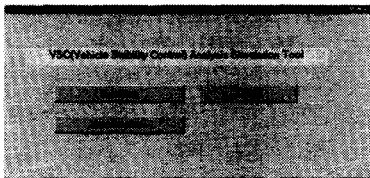


Fig.12 Main menu of analysis tool

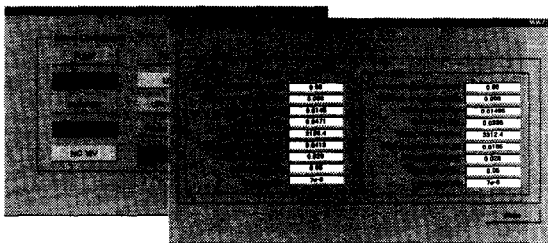


Fig.13 Input window of analysis tool

Fig.11 은 본 프로그램의 내부에서 계산이 되는 과정이다. 해석 도구는 MATLAB GUI 환경에서 사용할 수 있도록 제작하였다. 프로그램을 구

동하면 Fig.12 와 같은 화면이 나타나고 select variable 을 누르면 Fig.13 의 화면이 나온다. 이때 각각의 모듈들을 선택할 수 있고 각 모듈의 설정 파라미터를 입력할 수 있게 된다. 원하는 값을 입력한 후 Fig.12 의 simulation 버튼을 누르면 simulation 이 실행되며 해석 및 그 결과를 그래프로 나타낸다.

### 4. 시뮬레이션 결과 및 해석

#### 4.1 시뮬레이션 결과 검증

시뮬레이션 결과의 타당성을 살펴보기 위해 유압 모듈레이터 동작에 의한 휠 실린더의 압력 특성을 시뮬레이션에 의한 결과와 실험에 의한 결과를 비교 검증하여 보았다. 실험은 MPA 가 제거된 모듈레이터의 VSC 모드에서 실시되었고 실험 조건과 파라미터의 값은 Table 3.1-2 의 값과 같다.

Table 1 Experiment condition

동력	250 W	체적 탄성 계수	2.3*e3 bar
작동유 온도	20 ℃	소요액량	2.6cc/100bar
ESV 직경	2.8 mm	ESV SEAT 내경	2.8 mm

Table 2 Simulation parameter values

	Para	Values		Para	Values
Pump	$e$	$0.9e-3$ [m]	Check valve	$m_c$	$6e-5$ [kg]
	$m_p$	$4.7e-3$ [kg]		$x_{cv}$	$5.1e-3$ m
	$J$	$0.0003$ [kgm <sup>2</sup> ]		$C_c$	$2.2e-6$ [Kg/s]
	$k_p$	$5680$ [N/m]		$C_{d_c}$	$0.98$
	$x_{p0}$	$0.00634$ [m]	$k_c$	$77$ [N/m]	
	$V_{pump}$	$9.5e-8$ [m <sup>3</sup> ]	$A_c$	$1.25e-5$ [m <sup>2</sup> ]	
	$A_{pump}$	$2.01e-4$ [m <sup>2</sup> ]	Sol- valve	$m_{sno}$	$0.00011$ [kg]
	$A_{pump1}$	$1.25e-5$ [m <sup>2</sup> ]		$x_{sno0}$	$0.0015$ [m]
	$C_{dpo}$	$0.98$		$C_{d_s}$	$0.98$
	$C_{dpl}$	$0.98$		$C_{sno}$	$2.2e-6$ [Kg/s]
$A_{pumpo}$	$7.06e-6$ [m <sup>2</sup> ]	$k_{sno}$		$25$ [kg]	
$C_p$	$0.84$ [Kg/s]	$C_p$		$0.84$ [Kg/s]	
	$b$	$1.35e-5$ [Ns/m]			
	$T_f$	$1.75$ [Nm]			
Master cylinder	$V_{om1}$	$9.21e-6$ [m <sup>3</sup> ]	LAP	$m_a$	$6.3e-3$ [kg]
	$V_{om2}$	$8.9e-6$ [m <sup>3</sup> ]		$C_a$	$4.2$ [Kg/s]
	$A_{m1}$	$2.46e-3$ [m <sup>2</sup> ]		$A_a$	$2.12e-3$ [m <sup>2</sup> ]
	$A_{m2}$	$2.46e-3$ [m <sup>2</sup> ]		$k_a$	$14900$ [N/m]
	$x_{0m1}$	$0.0413$ [m]	$x_{a0}$	$8.46e3$ [m]	
	$x_{0m2}$	$0.0155$ [m]			
	$m_{fp}$	$0.0471$ [kg]	Wheel cylinder	$V_{w0}$	$2e-5$ [m <sup>3</sup> ]
	$m_{pp}$	$0.0336$ [kg]		$\beta$	$2.3e8$ [N/m <sup>2</sup> ]
	$k_{m1}$	$2136.4$ [N/m]	$\rho$	$1039$ [kg/m <sup>3</sup> ]	
	$k_{m2}$	$3312.4$ [N/m]	$\mu$	$0.0156$ [kg/sm]	

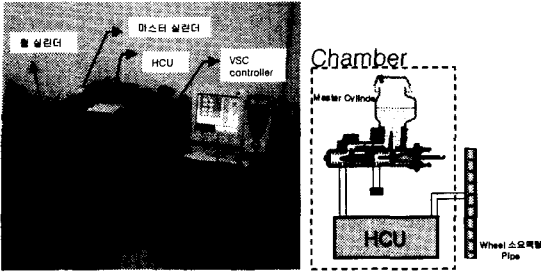


Fig.14 Configuration of experimental apparatus and experimental apparatus for measuring oil consumption

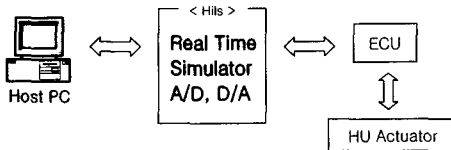


Fig.15 Schematic diagram of data acquisition and process

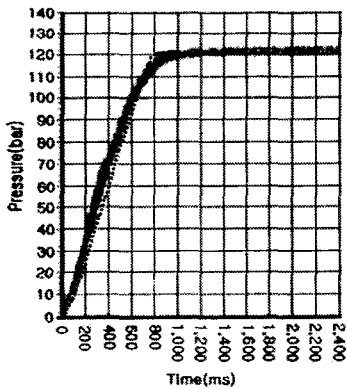


Fig.16 Comparison between experimental and simulated result

Fig.14 은 마스터 실린더와 Fig.6 와 같은 특성을 가지는 휠 실린더를 펌프, 솔레노이드 밸브, 체크 밸브, 축압기, 댐퍼가 내장된 유압 모듈레이터에 연결하여 실험 장치를 구성하였고 VSC controller 로 휠 압력을 제어 하도록 되어 있다. Fig.15 는 데이터 수집 및 처리 방법을 나타낸 것이다. Fig.16 의 결과는 MPA 가 제거된 모듈레이터의

VSC 모드이다. 이상의 결과에서 해석용 도구를 이용한 결과는 실제 실험 결과와 오차가 적고 경향성이 일치함을 알 수 있다.

## 4.2 주요 인자 영향 분석 및 성능 개선

### 4.2.1 MPA 인자의 영향

Fig.17 는 MPA 를 사용했을 경우와 그렇지 않을 경우의 응답 특성이다. 그림과 같이 MPA 를 사용했을 경우의 응답성이 보다 향상 됨을 알 수 있다. 하지만 이러한 방법은 모듈레이터의 크기를 증가 시킬뿐만 아니라 유지보수와 관련한 문제가 발생할 수 있다.

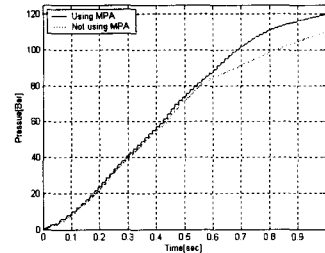


Fig.17 Effect of MPA on response of wheel cylinder

Fig.18 은 ESV 밸브의 직경을 1.12mm 에서 2.8mm 로 증가시키고 접촉볼의 직경을 2.5mm 에서 6mm 로 증가시킨 결과이다. Fig.19 는 ESV 밸브의 스트로크를 0.22mm 에서 0.55mm 로 증가시킨 결과이다. Fig.20 는 마스터 실린더와 유압 모듈레이터를 연결하는 라인의 길이를 1.5m 에서 1.0m 로 변화시킨 결과이다. Fig.21 은 마스터 실린더와 유압 모듈레이터를 연결하는 라인의 직경을 3mm 에서 6.6mm 로 변화시킨 결과이다. 결과를 보면 각각 응답성이 향상되었음을 알 수 있다.

이 결과로 기존의 기존의 MPA 가 있는 모듈레이터와 개선된 유로와 유압부품의 성능개선을 통해 MPA 모듈을 제거한 모듈레이터의 응답특성을 비교하였다. Fig.22 의 결과에서 보면, MPA 가 있는 경우에는 초기에서의 응답이 MPA 의 초기충전 기능에 의해서 MPA 를 제거한 경우와 비교하여 응답성이 유사하나 충전된 브레이크액이 모두 소모되면 마스터실린더의 액량을 끌어오게 되므로 응답성이 떨어짐을 알 수 있다. 이를 보완하기 위한 방법으로 MPA 의 볼륨을 증가시켜 충전량을

늘리면 응답특성이 개선되나 모듈레이터의 크기가 증가되므로 MPA 를 제거하고 성능을 향상시킨 모듈레이터가 보다 효율적이다.

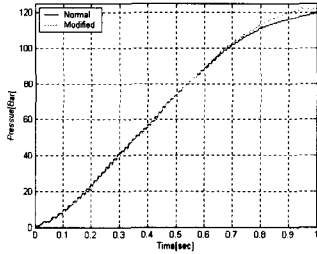


Fig.18 Effect of ESV diameter and ball diameter on response of wheel cylinder

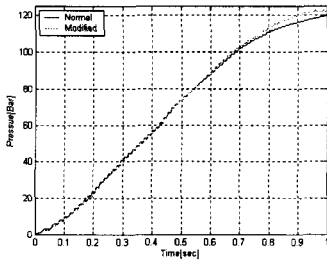


Fig.19 Effect of ESV stroke on response of wheel cylinder

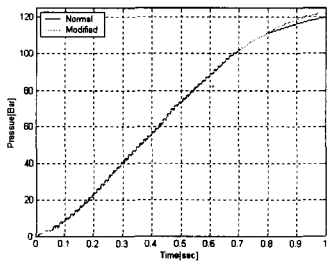


Fig.20 Effect of master cylinder line length on response of wheel cylinder

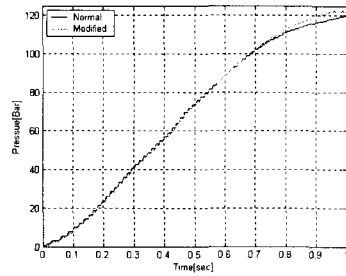


Fig.21 Effect of master cylinder line diameter on response of wheel cylinder

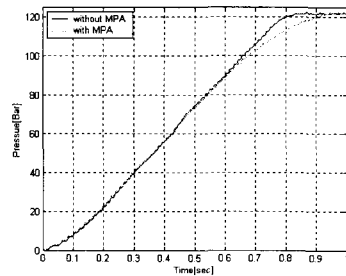


Fig.22 Effect of modified modulator on response of wheel cylinder

#### 4.2.2 Pump 인자의 영향

MPA 모듈을 제거한 VSC 모드에서의 휠 압력 상승 시뮬레이션 결과이다. Fig.23 은 펌프 모터의 동력을, Fig.24 는 펌프캠의 편심량을, Fig.25 은 펌프 플런저의 지름을, Fig.26 은 펌프 압축실 체적을 각각 변화시킨 결과이다. 각각의 경우인자를 변화시킨 결과 응답이 빨라짐을 볼 수 있다.

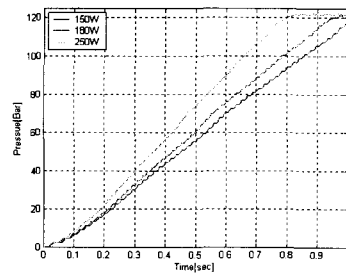


Fig.23 Effect of pump power on response of wheel cylinder



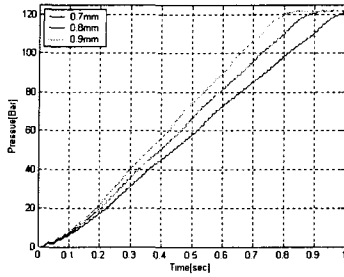


Fig.24 Effect of pump cam eccentricity on response of wheel cylinder

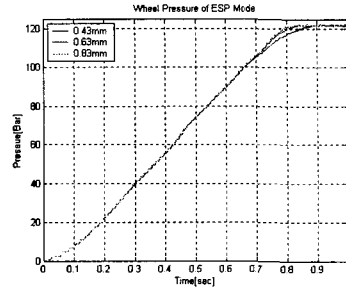


Fig.27 Effect of orifice size of NO type solenoid valve on response of wheel cylinder

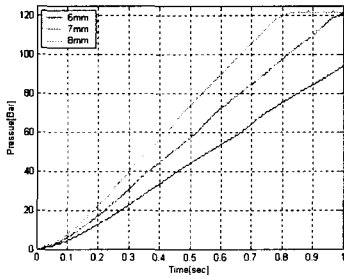


Fig.25 Effect of pump plunger diameter on response of wheel cylinder

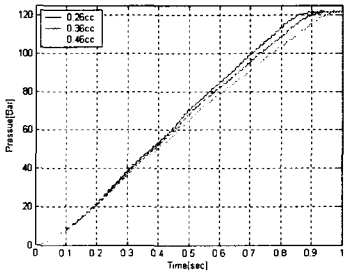


Fig.26 Effect of pump compression volume on response of wheel cylinder

#### 4.2.3 Solenoid Valve 인자의 영향

Fig.27 은 NO 타입의 솔레노이드 밸브의 오리피스 지름을 변화시킨 결과이다. 오리피스의 지름이 증가함에 따라 응답성이 증가하나 그 영향이 매우 작음을 알 수 있다.

### 5. 결론

본 연구에서는 차량 안정성 제어 시스템의 모듈레이터를 모델링하여 MATLAB 을 이용한 해석틀을 제작, 이를 바탕으로 유압요소의 파라미터를 변화시켜 시스템에 미치는 영향을 고찰하고 성능 개선을 위한 방안을 제시하였다.

그 결과 경량화 및 컴팩트한 모듈레이터의 설계를 가능하게 하기 위하여 기존의 휠 실린더 초기 압력 상승을 위한 MPA 를 생략하고도 모듈레이터의 성능을 향상시킬 수 있음을 확인 하였고 축압기를 생략하고도 휠 실린더의 응답특성이 향상되어짐을 확인 하였다. 이러한 구조는 모듈레이터의 성능 개선과 함께 컴팩트한 설계를 가능하게 하고, 경쟁력 있는 차량안정성 제어용 유압 모듈레이터의 개발이 가능하다. 이를 바탕으로 내린 본 논문의 결론은 다음과 같다.

1. VSC 작동시, MPA 를 사용할 경우 응답특성이 향상되는 것을 확인하였다. 하지만 모듈레이터 자체의 부피 증가등의 문제점을 발생 시킨다.
2. 마스터 실린더와 모듈레이터를 연결하는 관로의 길이를 줄이고 라인 직경을 증가시키고 ESV 의 스트로크 및 오리피스 직경을 증가시키면 MPA 모듈을 제거하고도 응답성이 향상 된다.
3. MPA 를 제거한 모듈레이터에서 펌프의 동력과 펌프캠의 편심량, 펌프 플런저의 직경을 증가시키면 응답성이 빠르게 향상 된다.

## 참고문헌

1. Anton, T., Zanten, V., Erhardt, R., Paffaf, G., "VDC Systems Development and Perspective," SAE, No.980235, 1998.
2. Anton, T., Zanten, V., Erhardt, R., Paffaf, G., "VDC, The vehicle Dynamics Control Systems of Bosch," SAE, No.950759, 1995.
3. Robert, B., "Automotive Hand Book," Robert Bosch GmbH, 5th Ed., 2000.
4. Matsumoto, S. and Yamaguchi, H., "Improvement of Vehicle Dynamics Through Braking Force Distribution Control in ABS-TCS-VDC Where will the technology lead us?," SAE PT-57, pp.481-489, 1996.
5. McCloy, D. and Martin, H., "Control of Fluid Power," Wiley & Sons, pp.229-243, 1980.
6. Watton, J., "Fluid Power Systems," Prentice Hall, pp.244-249, 1989.
7. Kim, H. T., Song, C. S., "A Study on the Improvement on the Response of Solenoid-Flow control type ABS Modulator," J. of KSPE annual fall meeting, pp.569-572, 1997.
8. Song, C. S., Jeong, T. C., Shin, S. W., "Analysis of the Characteristic of ASMS Hydraulic Modulator," J. of the KSPE, Vol.18, No.10, pp.127-133, 2001.
9. Ronald, K., "Electronic braking, traction, and stability control," Society of Automotive Engineers, pp.373-412, 1999.