

차량 안정성 제어용 유압 모듈레이터의 특성 해석

송창섭*, 김형태**, 신상원**, 정태천**

Analysis of the Characteristics of ASMS Hydraulic Modulator (Automotive Stability Management System)

Chang-Seop Song*, Hyoung-Tae Kim**, Sang-Won Shin**, Tae-Chun Jeong**

ABSTRACT

In this study, the effect of the factors of a hydraulic modulator of ASMS was analyzed. The modeling of ASMS was presented and the equation of ASMS was derived from the modeling. With this background, GUI analysis tool was developed. After the verification of the reasonability of simulation, the response of a hydraulic modulator is investigated through simulation of modeling. With this simulation, each behavior was predicted with changing the various parameters and determined the influenced factors to apply the designing process.

Key Words : Anti-lock Brake System(ABS, 미끄럼 방지 시스템), Traction Control System(TCS, 구동력 제어 시스템), Automotive Stability Management System(ASMS, 차량 안정성 제어 시스템), Vehicle Dynamics Control system(VDC, 차량 거동 제어 시스템), Hydraulic Unit(유압장치)

1. 서론

최근 자동차의 증가와 더불어 차량의 안정성에 대한 소비자들의 관심이 날로 증대하고 있으며, 차량의 조종 안정성 확보를 위한 연구가 활발히 진행되고 있다. 현재까지는 ABS(Anti-lock brake system), TCS(Traction control system)등을 통해 저마찰 노면 상에서의 급 제동 및 가속시의 안정성을 확보하는 수준에 머물고 있다^{1,2)}. 그러나, 운전자가 제동 및 가속을 하지 않는 경우에 발생할 수 있는 스핀현상에 대한 제어 방법에 대한 연구, 즉 차량 안전성 제어 시스템에 관한 연구가 필요하다. 이와 관련하여 선진국에서는 운전자가 의도하는

차량상태와 실제 차량의 거동상태를 추정 비교하여 심한 언더/오버스티어를 저감시키거나 차량 각 바퀴의 제동력 및 엔진출력을 제어하여 차량의 조종안정성을 확보하는 시스템에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 이와 관련된 대표적인 연구 및 활용기술은 독일의 BOSCH사의 VDC(Vehicle Dynamics Control)³⁾ 및 AISIN사의 VSC(Vehicle Stability Control), ITT Automotive사의 ASMS(Automotive Stability Management System)등이 있으며, 이들 회사는 상당한 기술 수준을 확보하여 고급차에 적용하고 있다. 따라서, 차량 안정성 제어 시스템에 대한 기술력 확보를 위해서는 각종 센서에 대한 특성연구 및 적용기술, ABS/TCS에서 확

접수 2001년 3월 22일 접수
* 한양대학교 기계공학부
** 한양대학교 대학원

장된 Hydraulic unit 설계/제작 기술, 나아가 차량상태를 판단하고 차량의 횡방향 운동을 제어하는 제어로직의 개발 및 통합 제어기 설계/제작 기술에 대한 연구개발이 절실히 요구된다. 또한, 차량 안정성 제어 시스템은 ABS/TCS의 기능에 차량 안정성 제어 기능도 수행해야 하므로 기존의 유압 모듈레이터에 비해 응답성과 성능이 향상되어야 하므로 유로 해석이 절실하게 요구되고 있다.

따라서, 본 연구에서는 차량안정성 제어시스템의 특성과 성능향상을 위해 유압 모듈레이터를 해석하고 검증하였다. 그리고 각 인자의 변화에 대한 응답성의 변화를 고찰하기 위해서 GUI(Graphic User Interface) Tool을 개발하였고, 이것을 사용하여 응답성을 예측, 성능향상방안을 제시하였다.

2. 유압 모듈레이터 해석

본 연구에서 사용된 시스템은 ABS/VDC/TCS 겸용이고, 차륜하나에 NO(Normal open), NC(Normal close) 두개의 솔레노이드 밸브를 가지고 압력을 제어할 수 있는 구조를 가지고 있다. ABS 기능시에는 솔레노이드 밸브 ESV(Electronic Shuttle Valve)가 작동하여 닫히고, 솔레노이드 밸브 NO, NC가 작동하여 휠 실린더에 감압 또는 증압을 조절한다. TCS 기능시에는 솔레노이드 밸브 TC가 작동하여 닫히고 펌프로써 ESV를 통하여 마스터 실린더의 브레이크액을 휠실린더로 공급한 뒤 제어를 하게 된다. VDC 기능시에는 TCS와 비슷하게 작동하나 솔레노이드 밸브 MPANC를 작동시켜 열어줌으로써 MPA(Middle Pressure Accumulator)를 사용하여 더 빠른 시간내에 휠 실린더에 브레이크액을 공급한다. Fig.1은 전륜부의 유로로써 후륜의 경우 같은 구조를 가지게 된다.

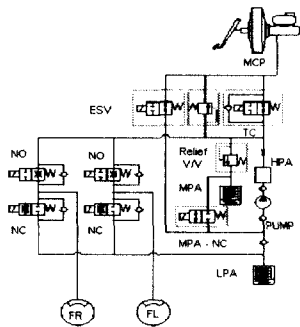


Fig. 1 Hydraulic circuit

2.1 Master Cylinder

운전자가 페달을 밟을 때 발생하는 힘이 진공부스터에 의해 증폭되어 마스터 실린더의 입력이 된다. 입력되는 힘은 Push Rod Piston을 눌러 스프링으로 연결되어 있는 Float Piston에 힘이 전달된다. 피스톤의 전진, 후퇴 동작으로 브레이크액의 유출입이 이루어지게 된다.

마스터 실린더의 해석은 Fig.2과 같이 단순화하여 Float Piston 쪽을 Chamber 1, Push Rod Piston 쪽을 Chamber 2로 정하였다.

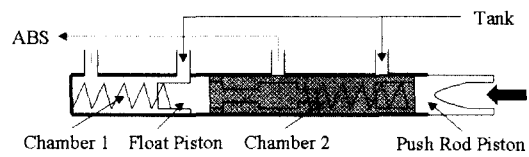


Fig. 2 Modeling of Master cylinder

Push Rod Piston에 힘을 가해주면 검사체적내의 압력은 다음과 같이 정해진다. Chamber1을 m_1 , Chamber 2를 m_2 로 표시하였다.

$$\dot{P}_{m1} = \frac{\beta}{V_{m1}}(Q_{in1} - Q_{out1} - \dot{V}_{m1}) \quad (1)$$

$$\dot{P}_{m2} = \frac{\beta}{V_{m2}}(Q_{in2} - Q_{out2} - \dot{V}_{m2}) \quad (2)$$

Float Piston과 Push Rod Piston에 작용하는 힘을 표시하면 Fig.3과 같다.

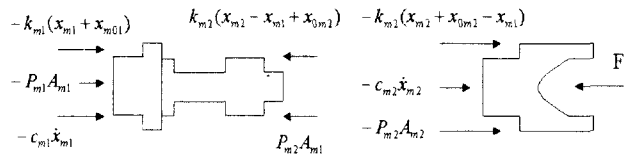


Fig. 3 Forces on the Pistons

각 피스톤의 운동방정식은 다음과 같다.

$$m_{fp} \ddot{x}_{m1} + c_{m1} \dot{x}_{m1} + k_{m1}(x_{m1} + x_{0m1}) = P_{m2} A_{m2} - P_{m1} A_{m1} + k_{m2}(x_{m2} + x_{0m2} - x_{m1}) \quad (3)$$

$$m_{pp} \ddot{x}_{m2} + c_{m2} \dot{x}_{m2} + k_{m2}(x_{m2} - x_{m1} + x_{0m2}) = F - P_{m2} A_{m2} \quad (4)$$

2.2 Solenoid Valve

솔레노이드 밸브는 전기신호에 의해서 개도가

개폐되는 On-Off type 이다. 사용되는 종류로서 normal open(NO), normal close(NC) 두 가지가 있다.

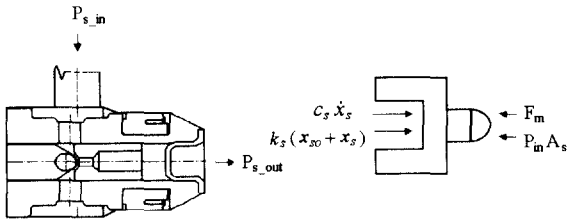


Fig. 4 Solenoid Valve

NO는 평소에는 개도가 열려있다가 신호에 의해서 닫히는 작용을 하고, NC는 반대로 평소에는 개도가 닫혀있다가 신호에 의해서 열린다.

Fig.4는 NC 솔레노이드 밸브로서 운동방정식은 다음과 같다.

$$m_s \ddot{x}_s + c_s \dot{x}_s + k_s (x_{s0} + x_s) = F_m + P_{s_in} A_s \quad (5)$$

여기서, F_m 은 전자력으로서 가정자로법을 이용하여 구한다. ^{4),5)}

2.3 Pump

펌프는 휠 실린더에서 나오는 브레이크액을 마스터 실린더로 되돌려보내거나 마스터 실린더에서 브레이크액을 휠 실린더로 보내는 역할을 한다. 모터에 의해 회전하는 편심캠에 의해 펌프 플런저가 강제로 왕복운동을 하게 되고 2개의 체크볼이 개폐가 서로 반대로 되면서 브레이크액을 송출하는 구조로 되어있다. 플런저가 캠에서 먼 쪽으로 갈 경우 흡입밸브 쪽 체크볼이 유로를 막고 검사체적내의 브레이크액을 압축하면서 송출쪽으로 밀어낸다. 반대로 플런저가 캠쪽으로 움직일 경우 검사체적내의 압력이 떨어지면서 송출쪽의 체크볼이 닫히고 흡입쪽 체크볼이 열리게 되어 브레이크액이 들어오게 된다.

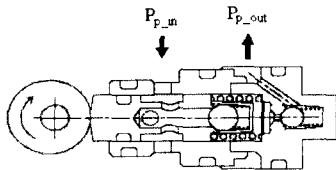


Fig. 5 Pump

모터의 각속도를 ω 라 하면 캠에 의해 생기는

변위 x_{cam} 은 다음과 같다.

$$x_{cam} = e(1 - \cos \theta) \quad (6)$$

여기서, $\theta = \int \omega dt$, e 는 편심량

펌프 플런저의 변위 x_p 는 다음의 운동방정식을 따른다

$$m_p \ddot{x}_p + c_p \dot{x}_p + k_p (x_p + x_{pv}) = -P_{pump} A_p + F \quad (7)$$

여기서, F 는 캠에서 플런저에 전해지는 힘이다.

$x_p < x_{cam}$ 일 때는 $x_p = x_{cam}$ 이다.

검사체적내의 압력을 P_{pump} 라 하면 연속방정식에 의해 다음과 같이 된다.

$$\dot{P}_{pump} = \frac{\beta}{V_{pump}} (Q_{in} - Q_{out} - \dot{V}_{pump}) \quad (8)$$

여기서, $V_{pump} = V_{pump0} - A_p x_p$

검사체적으로 들어오고 나가는 유량은 유량방정식에 의해 결정된다.

$$Q_{in} = C_{dpi} A_i \sqrt{\frac{2(P_{p_in} - P_{pump})}{\rho}} \quad (9)$$

$$Q_{out} = C_{dpo} A_o \sqrt{\frac{2(P_{pump} - P_{p_out})}{\rho}} \quad (10)$$

모터가 관성모멘트 J 를 가지고 있고, 점성계수 b 를 가진다면 모터에서 발생하는 토크는 다음과 같다.

$$T = T_L + b\omega + J \frac{d\omega}{dt} \quad (11)$$

여기서, T_L 은 부하토크이다.

모터가 발생하는 토크 T 는 Fig.6과 같이 Torque-RPM 선도로부터 회전속도 ω 에 의하여 계산할 수 있다.

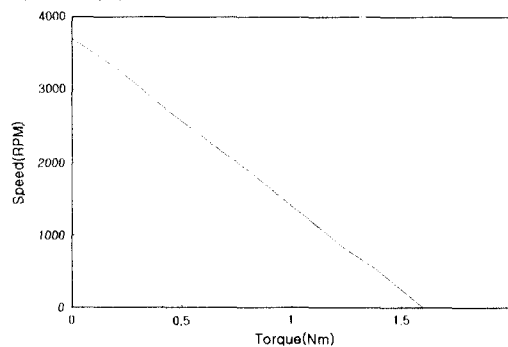


Fig. 6 Torque-RPM curve

부하토크 T_L 은 다음과 같이 플런저와 캠 사이의 마찰력을 이겨내는 힘으로 가정하였다.

$$T_L = \mu Fr \quad (12)$$

$$r = r_0 + e(1 - \cos \theta) \quad (13)$$

여기서, $x_p > x_{cam}$ 일때는 $T_L = 0$ 이 된다.

2.4 Relief Valve

릴리프 밸브는 유압 펌프에 의해서 토출된 유체가 유압회로내의 최고압력을 형성하는 것을 제한하여, 과도한 압력으로 인한 유로와 기능 부품의 파손 또는 오동작을 예방하는 것이 목적이다.

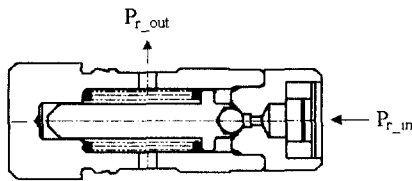


Fig. 7 Relief Valve

릴리프 밸브가 열려서 흐르는 유량은 유량방정식에 의해서 다음과 같다.

$$Q_r = C_{dr} A_r \sqrt{\frac{2(P_{r_in} - P_{r_out})}{\rho}} \quad (14)$$

릴리프 밸브에서의 운동방정식은 다음과 같다.

$$m_r \ddot{x}_r + c_r \dot{x}_r + k_r (x_{r0} + x_r) = P_{r_in} A_r \quad (15)$$

2.5 Accumulator

LPA(Low Pressure Accumulator) 쪽은 펌프가 송출할 수 있는 유량보다 유입되는 양이 많을 경우 일시적으로 브레이크액을 저장하는 역할을 한다. MPA 쪽은 VDC 작동시 휠 실린더에 공급되는 유량이 많도록 해준다.

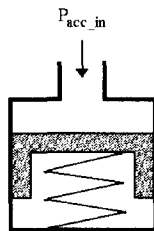


Fig. 8 Accumulator

축압기내의 압력을 P_{acc_in} 이라 하면 연속방정식

에 의해 다음과 같이 된다.

$$\dot{P}_{acc_in} = \frac{\beta}{V_{acc}} (Q_{in} - Q_{out} - \dot{V}_{acc}) \quad (16)$$

축압기에서의 운동방정식은 다음과 같다.

$$m_a \ddot{x}_a + c_a \dot{x}_a + k_a (x_{a0} + x_a) = A_a P_{acc_in} \quad (17)$$

2.6 Wheel cylinder

휠 실린더는 Fig.9 과 같이 검사체적으로 가정하여 모델링하였다.

$$\dot{P}_{wheel} = \frac{\beta}{V_{wheel}} Q_{wheel} \quad (17)$$

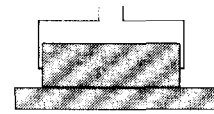


Fig. 9 Wheel cylinder

3. GUI 해석 Tool

3.1 GUI Tool 개발

시스템을 해석하여 수식을 세운 다음, 사용하기 편리하도록 차량 안정성 시스템 유압 해석 전용 프로그램을 GUI 환경에서 사용할 수 있도록 Tool로 제작하였다.

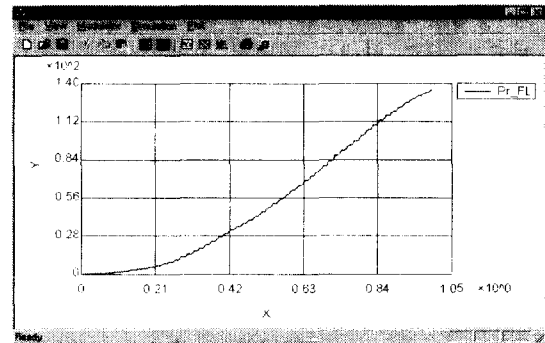


Fig. 10 Main Menu in Analysis Tool

해석 툴을 사용하여 모의 실험 결과를 실행하려면 먼저 프로그램을 구동하고, 그 다음 내부 변수 및 파라미터를 설정하며, 미분 방정식 형태로 되어 있는 수식을 풀기 위한 Solver를 설정해

줘야 한다. 이후 시뮬레이션을 실행하여 결과를 파일로 얻은 후, 결과를 도식화하여 데이터를 분석하게 된다. 이를 실행하기 위해 사용자가 메뉴를 통하여 명령이나 파라미터 및 조건을 설정하게 된다.

Fig.10 은 프로그램을 처음 시작하였을 때 나타나는 화면이다. 화면 상단에는 서브 메뉴가 나타나는 Pop-up 메뉴, 자주 사용하는 기능을 모아 놓은 Tool Bar, 그리고 결과를 보여주는 view, 마지막으로 최하단에는 프로그램이 수행하고 있는 정보를 표시해주는 Status Bar 가 위치해 있다.

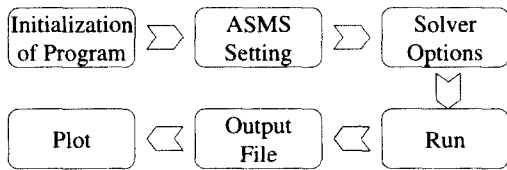


Fig. 11 Operating Sequence in Analysis Tool

Fig.11 는 Operating Sequence 에 관한 흐름을 보여주고 있다.

4. 해석결과

4.1 해석결과와 검증

유압 모듈레이터 동작에 의한 브레이크 압력 특성을 살펴보기 위해 시뮬레이션 결과의 타당성을 검증해 보았다. 사용된 조건은 주파수 2.2Hz, duty 1.3%로 ABS 의 실험과 시뮬레이션을 비교해 보았다.

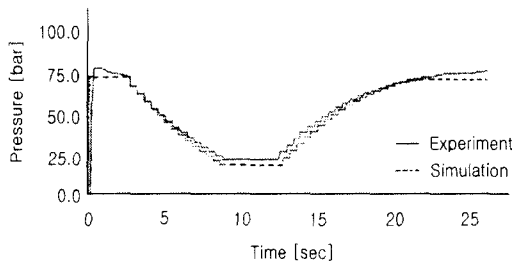


Fig.12 Comparison between experimental result and simulated result

시뮬레이션의 결과가 실험결과보다 응답성이 조금 빠른 것으로 나타났다. 이는 비선형적인 요

소들과 각 방정식에서의 계수들의 오차 때문인 것으로 추정된다.

4.2 인자분석

시뮬레이션 프로그램을 이용하여 앞에서 언급한 구성요소 중 중요한 부분의 인자를 변화시켜가며 어떻게 영향을 미치는지 살펴보았다.

펌프에서는 흡입밸브 최대 스트로크와 회전수가 응답성에 영향을 크게 주었다. Fig.13,14 와 같이 두 요소 모두 값을 증가시키면 응답성이 빨라짐을 알 수 있다. 솔레노이드 밸브에서는 ESV 밸브 등의 직경을 증가시키면 Fig.15 과 같이 응답성이 빨라지는 것을 알 수 있다. Fig.16 은 NO 밸브의 직경을 변화시켰을 때에 나타나는 결과인데 직경의 변화에 따라 응답성의 변화가 적었다. 압력의 맥동을 줄이기 위해 HPA(High Pressure Accumulator)의 크기를 증가시키면 Fig.17 과 같이 응답성이 느려지고, 감소시키면 응답성이 빨라지는 것을 볼 수 있다. Fig.18~20 은 MPA 의 요소를 바꾸었을 때 나타나는 응답성의 변화인데, 스프링상수와 초기압축변위는 초기에 응답성을 빠르게 해주지만, 시간이 경과할수록 응답성에 차이가 나지 않는 것을 알 수 있다. MPA 피스톤의 최대 스트로크를 증가시키면 초기 응답성은 차이가 없지만 시간이 경과할수록 응답성이 빨라지는 것을 알 수 있다. 이것은 스트로크가 증가할수록 펌프에 오랫동안 압유를 공급해줄 수 있기 때문으로 사료된다. 점도는 각 온도에 해당하는 값을 넣어서 시뮬레이션을 수행하였는데, Fig.21 와 같이 20 도 이상에서는 큰 차이가 없고, 그 이하에서는 응답성이 급격히 저하되는 것을 볼 수 있다.

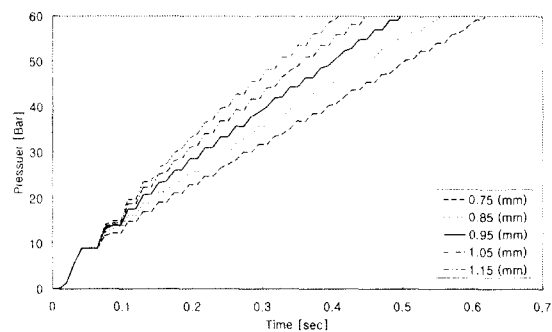


Fig. 13 Effect of max. stroke of Pump inlet in VDC mode

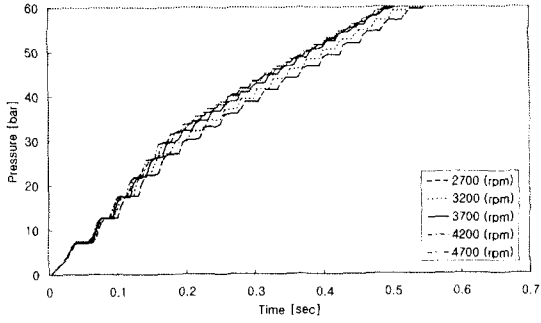


Fig. 14 Effect of RPM of Pump in VDC mode

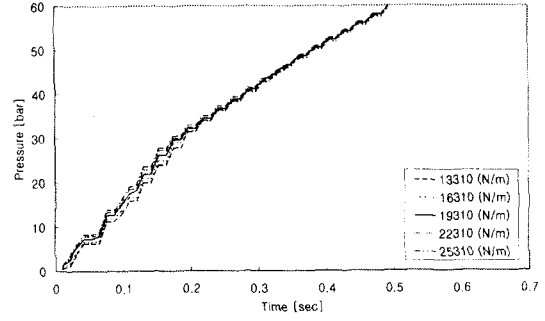


Fig. 18 Effect of Spring constant of MPA in VDC mode

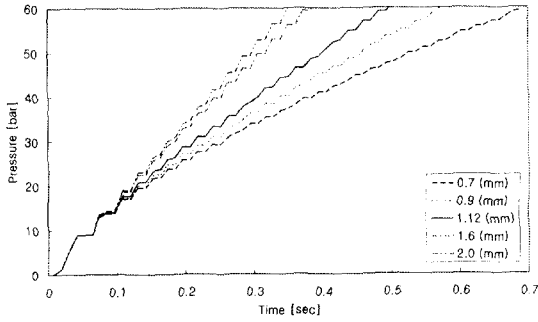


Fig. 15 Effect of diameter of ESV in VDC mode

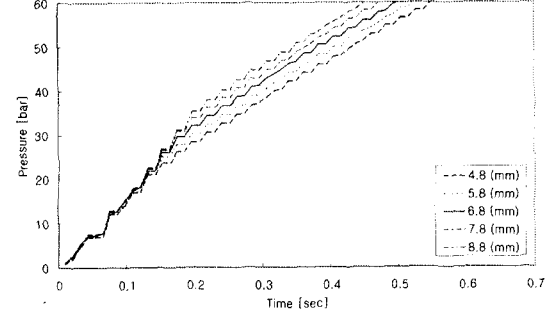


Fig. 19 Effect of max. stroke of MPA in VDC mode

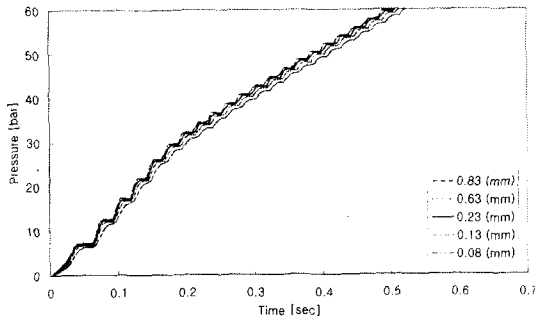


Fig. 16 Effect of dia. of sol. valve NO in VDC mode

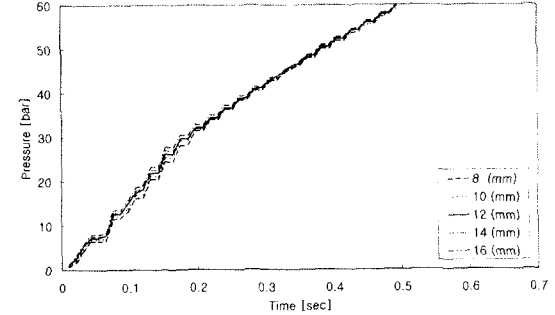


Fig. 20 Effect of precompression of MPA in VDC mode

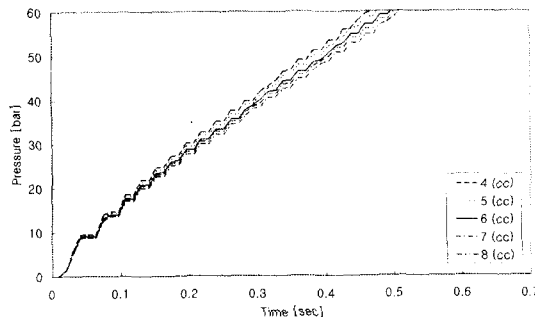


Fig. 17 Effect of HPA volume in VDC mode

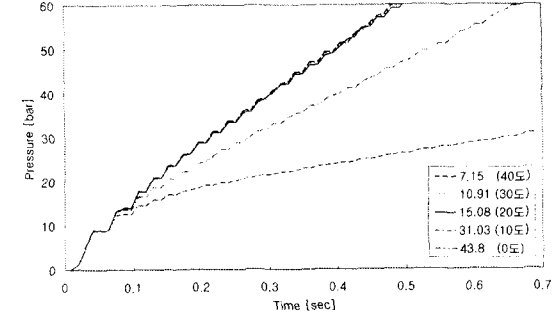


Fig. 21 Effect of viscosity in VDC mode

5. 결론

본 연구에서는 차량 안정성 시스템의 응답성을 향상 시키기 위하여 시스템을 해석하고 시뮬레이션을 수행하였고, 결과를 비교, 검증하였다. 그리고, 인자를 바꾸었을 때 응답성의 변화를 예측하였고 이를 바탕으로 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

1. 펌프에서는 흡입밸브 최대 스트로크와 회전수를 증가시키면 응답성이 빨라진다.
2. ESV 직경을 증가시키면 응답성이 빨라진다.
3. HPA 의 크기를 줄이면 응답성은 빨라진다.
4. MPA 스프링과 초기압축변위는 초기 응답성을, 최대 스트로크는 시간이 경과된 후에 응답성을 빠르게 해준다.
5. 상온이상에서는 응답성의 차이가 적고, 이하에서는 급격하게 느려진다.

참고문헌

1. Anton T.van Zanten,Rainer Erhardt, Georg Paffaf, Robert Bosch Gmbh, "VDC ,The Vehicle Dynamics Control System of Bosch," SAE950759, 1995.
2. R. Limpert, Brake Design and Safety, SAE Publishing, pp. 361-405, 1992.
3. Martin Maier and Klaus Muller, Robert Bosch Gmbh, "The New and Compact ABS5 Unit for Passenger Cars," SAE 950757, 1995.
4. 송창섭, 양해정, 송성배, "PWM 방식 고속 전자석에 관한 연구," 한국정밀공학회지, Vol. 11, No. 06, 1994.
5. 김세윤, "Development of a Control Algorithm for a Vehicle Traction Control System," 고려대학교 학사학위논문, pp. 28-37, 1996.