

## 연속 가변형 충격흡수기의 감쇠성능 해석

### Damping Performance Analysis for an Electronically Controlled Shock Absorber

박재우\*, 이동락\*, 백운경\*\*  
Jaewoo Park, Donglark Lee, Woonkyung Baek

#### ABSTRACT

Analyzing internal structure, flow rate and dynamic behavior characteristics of electronically controlled shock absorber, damping performance limit is identified to comprise the two reciprocal characteristics of ride comfort and handling safety. Regardless of its lower performance than the active suspension control system, the semi-active suspension control system has been taking interest because of its absolutely higher performance than passive suspension system.

Since the previous studies have been concentrated mostly on analytic aspect and survey on the internal structure of the shock absorber remain insufficient, the main discourse of this paper is focused on analyzing the nonlinear shock absorber which varies the damping force of semi-active suspension system and the dynamic characteristics of the solenoid valve, a sort of pressure valve, and proposing the design factors of importance.

주요기술용어 : Electronic controlled suspension(ECS:전자제어 현가시스템), Semi-active suspension control system(반능동 현가제어시스템), Damping force(감쇠력)

#### Nomenclature

$F_d$  : 감쇠력,  $N$

$F_{fric}$  : 실린더 튜브와 피스톤의 마찰력,  $N$

$P_r, P_c, P_{res}$  : 반동실, 압축실, 저장실 압력

$A_p, A_{rod}$  : 피스톤 밸브, 로드의 단면적

$H_{ij}$  :  $i$  = 밸브 번호,  $j$  = 거처가는 유량의 순서

$H_{11}, H_{21}$  : 압축, 인장 베이스 밸브 유량계수

$H_{31}, H_{32}$  : 인장 피스톤 밸브 유량계수

$H_{41}, H_{42}, H_{43}, H_{44}$  : 압축 피스톤밸브 유량계수

#### 1. 서론

자동차 현가장치는 차량의 승차감 및 조종 안정성을 위해 장착되는 장치로서, 코일 스프링(Coil spring), 충격흡수기(shock absorber), 각종 링크(link), 스테빌라이징 바(stabilizing bar) 등으로 구성된다. 재래의

\* 회원, 대우통신(주) 자동차부품 사업부문

\*\* 회원, 부경대학교 기계자동차 공학부

수동 현가시스템들은 단순히 스프링 강성계수와 유압 충격흡수기의 감쇠계수를 설계조건상 최적의 상태로 조정하여 현가장치를 통해 차체에 전달되는 노면 외력(진동)을 제어하도록 설계되고 있으나, 일반적으로 현가장치 특성상 승차감(ride comfort)과 조종 안정성(handling safety)은 서로 상반되는 성능으로 동시에 향상시키는데 한계가 있다. 수동 현가장치의 한계를 극복하기 위해 개발된 시스템이 능동 현가제어시스템으로, 재래의 유압충격흡수기와 스프링 대신 유압 액추에이터(actuator)를 타이어나 차체 사이에 장착해서, 각종 센서로 검출되어 차체에 가해지는 외란을 유압을 사용해서 능동적으로 제어하여 승차감과 조종 안정성을 최적으로 유지하면서 차량 자세제어 및 차고제어를 할 수 있는 시스템이다.<sup>1-7)</sup> 능동 현가시스템의 개발은 이미 1930년대부터 시작되었으나, 팔목할만한 연구성과는 1950년대에 이루어지기 시작했다. 1970년대 들어서는 능동 현가제어시스템의 단점을 보완한 반능동 현가제어시스템이 제안되어 개발되기 시작했다. 1980년대 들어 급속한 전자공업의 발달, 특히 마이크로프로세서의 발달과 계측장비의 개발에 힘입어 전자제어 현가시스템(electronic controlled suspension : ECS)이라 불리는 반능동 및 능동 현가제어시스템이 연구 개발되어 왔다. 현재 대부분의 해외 선진 자동차제작사들은 다양한 형태의 능동·반능동 현가제어시스템들을 실용화하여 생산하고 있다.<sup>8-13)</sup>

능동 현가제어시스템은 대단히 우수한 성능을 발휘하지만, 수동 현가장치에 비해 큰 외부 동력원이 필요하고 시스템이 복잡하며 가격이 비싸다는 단점이 있다. 이러한 단점을 보완하면서 능동 현가제어시스템의 성능보다는 다소 떨어지지만 수동 현가장치보다 훨씬 우수한 성능을 제공하는 반능동 현가제어시스템(semi-active suspension control

system)이 관심의 대상이 되고 있다. 이 반능동 현가제어시스템은 차체에 가해지는 외란을 가변 충격흡수기를 사용해서 감쇠력을 실시간으로 최적화하여 주로 승차감과 조종 안정성을 향상시키고 차고제어는 불가능하지만 차량 자세 유지에도 효과가 있다. 그런데 이전의 연구는 대부분 해석적이며 감쇠력을 가변할 수 있는 충격흡수기의 내부 구조에 대한 연구는 미비한 실정이다.

따라서 본 논문에서는 반능동 현가시스템의 감쇠력을 가변시키는 비선형 충격흡수기와 압력제어밸브인 솔레노이드 밸브의 동특성을 해석하여 설계시 중요한 설계변수를 제시하고자 한다.

## 2. 반능동 현가 시스템

### 2.1 원리

반능동 현가시스템이란 밸브, 센서, 컨트롤러를 작동하기 위해 외부의 에너지원이 요구되는 시스템을 말한다. Fig.1은 반능동 현가시스템의 전체적인 구조를 나타낸 것이다. 가변 감쇠력을 발휘할 수 있는 가변 충격흡수기, 그리고 전체적인 시스템을 제어하는 제어장치로 구성된다. 프론트(front)와 리어(rear)에 각각 가속도 센서, 브레이크 센서, 자동차 속도 센서, 스티어링 각도 센서가 장착된다.

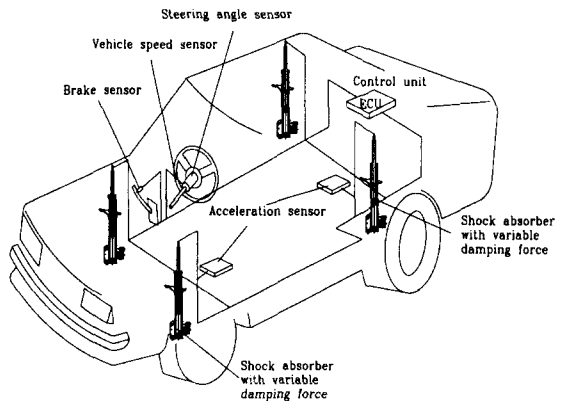


Fig. 1 Schematic diagram of system structure

자동차가 달리는 노면 조건에 따라 이들 센서로부터 탐지된 신호는 마이크로 컴퓨터가 내장된 제어장치(ECU)로 보내지고 제어장치는 자동차가 달리는데 있어서 최적의 승차감을 발휘하도록 감쇠력을 결정하여 그에 대한 제어 신호(control signals)를 가변 충격흡수기에 보내어 최적의 감쇠성능을 발휘하도록 한다.

연속 가변 충격흡수기가 발휘할 수 있는 성능은 종전의 오일 충격흡수기가 한가지, 변위 감응형 충격흡수기가 두가지, 수동 감쇠력 가변형 충격흡수기가 감쇠 모드에 따라 3~8 가지의 감쇠특성을 발휘하는데 반해 선택의 폭은 Fig.2와 같이 다양하다.

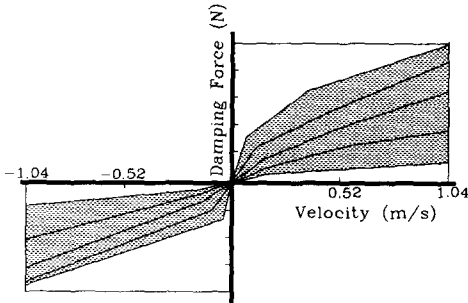


Fig. 2 Performance graph for damping force vs velocity of the electronically controlled shock absorber

## 2.2 연속 가변형 충격흡수기의 구조

연속 감쇠력 가변형 충격흡수기의 전형적인 한 예가 Fig.3의 (a)에 나타나 있다. 로드가이드 어셈블리와 베이스 밸브 어셈블리는 일반 오일 충격흡수기와 거의 같고, 피스톤 밸브 어셈블리는 오일 충격흡수기에는 있던 인장 제어밸브인 포핏 밸브, 헬리컬 스프링 등이 없어지고 피스톤 안쪽 홀과 노치도 없어진 훨씬 간단한 형상인 것을 알 수 있다. 다만 실린더 튜브와 바깥 튜브 사이에 중간 튜브가 있어서 인장시 반동실의 오일 통로를 제공하며, 빠져나간 오일은 압력 제어밸브인

솔레노이드 밸브에서 조절됨을 알 수 있다.

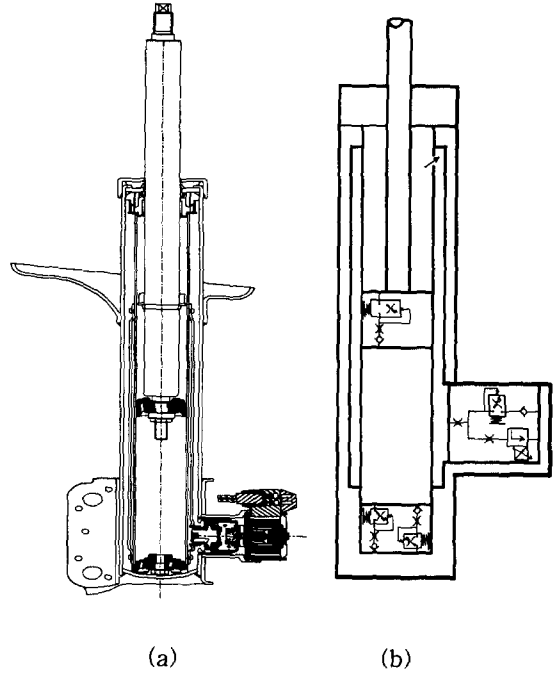


Fig. 3 Structure and circuit diagram of the electronically controlled shock absorber

Fig.3의 (b)는 연속 감쇠력 가변형 충격흡수기의 회로도를 나타낸 것이다. 피스톤 밸브부에서는 한방향으로만 유량의 교축이 일어나고, 이 유량을 스프링의 강성으로 조절하는 것을 알 수 있고, 베이스 밸브부에서는 두방향, 그리고 반동실로부터 중간 튜브를 통과한 유량이 솔레노이드 밸브부의 고정 밸브부(fixed valve)를 지나 솔레노이드 밸브에 가해지는 전류의 세기에 따라 열리는 단면적이 달라지는 오리피스 간극을 가진 스톱밸브(spool valve)에서 다시 교축을 일으키게 되는 구조이다.

## 3. 유동 시스템 및 모델링

### 3.1 압축행정

압축행정에서는 베이스 밸브 컴프레션 디

스크 밸브를 통한 압축실에서 저장실로의 유동과 압축실에서 반동실을 거쳐 중간 튜브를 통해 흘러나온 유량이 솔레노이드 밸브의 스톱을 통과하여 저장실로의 유동이 발생한다. 이때 피스톤 밸브의 바깥 홀은 유동 저항을 일으키지 않고 빠른 시간 안에 압축실에서 반동실로 거쳐 솔레노이드 밸브에 도달하여 제어될 수 있도록 홀의 개수를 많이 뚫는다. 또한 중간 튜브의 벽면에 뚫린 홀도 마찬가지로 감쇠력에 영향을 미치지 않는 최소한의 사이즈로 직경과 개수를 정한다. 따라서 압축 감쇠력은 베이스 밸브 안쪽 홀을 통해 컴프레션 디스크를 열고 나오는 유량의 고정제어와 솔레노이드 밸브의 전류치에 따른 스톱밸브의 간극 조절에 의한 유량제어에 의해 결정되어진다. 그러므로 스톱 밸브의 간극과 경사각은 중요한 설계인자가 된다.

유량관계를 좀더 세밀하게 분석해 보면, Fig.4에서와 같이 베이스 밸브부에서는 베이스 밸브 안쪽 홀을 통해 컴프레션 디스크를 밀면서 흘러나가는 유량만 발생한다.

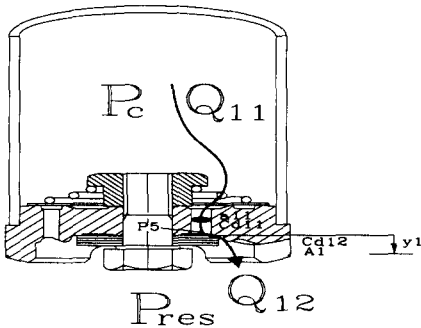


Fig. 4 Oil flux through base valve during compression processes

따라서 압축행정동안 베이스 밸브를 통한 유량은 다음과 같다.

$$Q_{Bc} = C_{d12} A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{P_c - P_{res}}{H_{11}}} \quad (1)$$

피스톤 밸브부에서는 피스톤 바깥 홀을 통해 코니컬 스프링의 강성을 이기면서 반동실로 흘러 들어오는 유량과 중간 튜브의 벽면을 통해 솔레노이드 밸브부의 입구 오리 피스를 지나서, 고정 밸브부의 오리피스를 통해 흘러나온 유량이 솔레노이드의 스톱밸브를 통해 저장실로 흘러 나가는 유량으로 Fig.5와 같이 나누어진다.

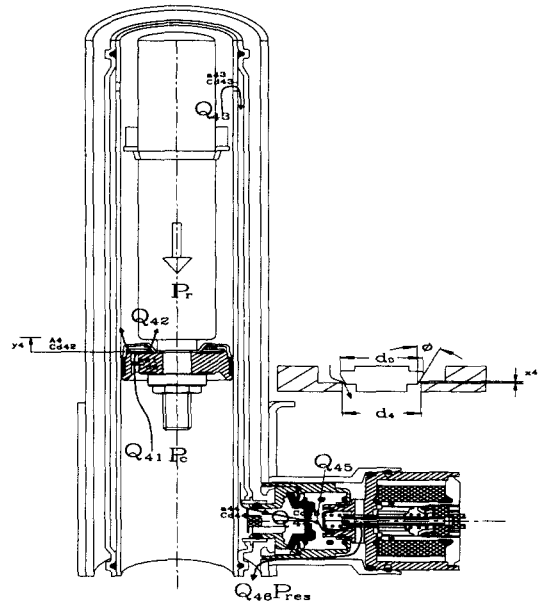


Fig. 5 Oil flux through piston valve during compression processes

그리하여 피스톤 밸브부를 거쳐 솔레노이드 밸브를 지나 저장실로 흐르는 유량은 다음과 같다.

$$Q_r = C_{d42} A_4 \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{P_c - P_r}{H_{41}}} - C_{d46} B_4 \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{P_r - P_3}{H_{42} + H_{44} - H_{42}H_{43} - H_{42}H_{44} + H_{42}H_{43}H_{44}}} \quad (2)$$

### 3.2 인장행정

인장행정에서는 압축행정 보다 간단해 보이지만 사실은 좀더 복잡해진다. 피스톤 밸

브부에서는 안쪽 홀이 없으므로 반동실에서 압축실로의 유동은 일어나지 않고, 반동실의 모든 유량이 중간 튜브를 통해 솔레노이드 밸브에서 모두 제어된다. 따라서 유동의 모델링은 훨씬 복잡해진다. 솔레노이드 밸브부에서는 유동이 두가지로 나누어지는데 헬리컬 스프링의 강성을 이기며 나오는 유량과 스톱밸브의 간극을 통한 유동으로 나누어진다. 오일 충격흡수기에서는 한 번 세팅된 헬리컬 스프링의 강성과 초기 조임력으로 하나의 감쇠특성을 발휘하는데 반해 연속 감쇠력 가변형 충격흡수기에서는 제어 로직(control logic)이 입력된 제어기(ECU)의 매 순간 변화된 전압조정이 솔레노이드 밸브에 가해지면 전류치에 따른 스톱 밸브의 간극조정으로 연속적으로 변화되는 감쇠력 특성을 발휘할 수 있다.

유량관계를 살펴보면, Fig.6에서 보는 것과 같이 우선 베이스 밸브부에서는 베이스 밸브 바깥 홀을 통해 리바운드 디스크를 지지하고 있는 코니컬 스프링의 강성을 이기면서 저장실에서 압축실로 흐르는 유동이 일어난다.

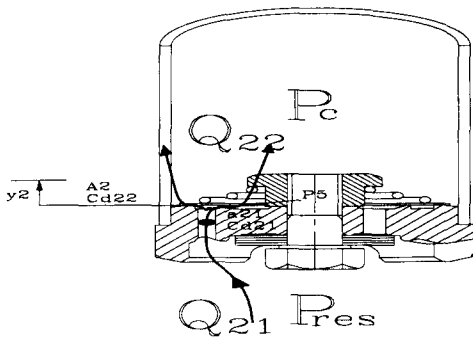


Fig. 6 Oil flux through base valve during extension processes

따라서 인장행정 동안 베이스 밸브부를 통한 유량은 다음과 같다.

$$Q_c = C_{d22} A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{P_{res} - P_c}{H_{21}}} \quad (3)$$

피스톤 밸브부에서는 Fig.7에서 보는 것과 같이 중간 튜브의 벽면을 통해 솔레노이드 밸브부의 입구 오리피스를 지나고, 고정 밸브부의 헬리컬 스프링의 강성을 누르면서 저장실로 흘러나오는 유량과 고정 밸브부의 오리피스를 통해 흘러나온 유량이 솔레노이드의 스톱밸브를 통해 저장실로 흘러 나오는 유량으로 나누어진다.

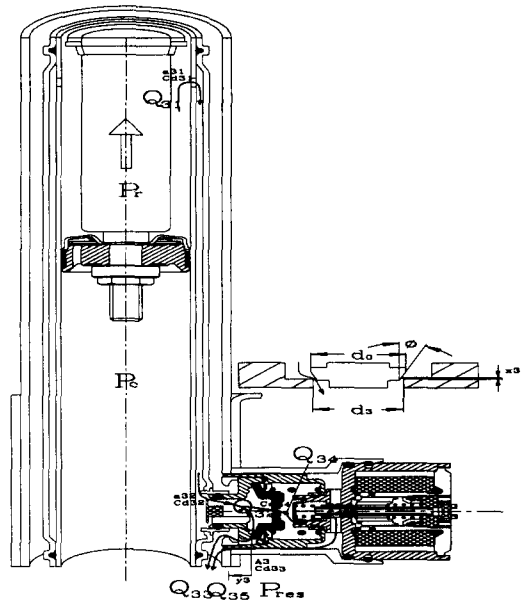


Fig. 7 Oil flux through piston valve during extension processes

그리하여 피스톤 밸브부를 거쳐 솔레노이드 밸브의 고정 밸브와 스톱밸브를 통해 저장실로 흐르는 유량은 다음과 같다.

$$Q_r = C_{d33} A_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{P_r - P_{res}}{H_{32}}} + C_{d35} B_3 \sqrt{\frac{2}{\rho} \frac{P_r - P_{res}}{H_{32} H_{33}}} \quad (4)$$

따라서 압축실의 압력( $P_c$ ) 변화율과 반동실의 압력( $P_r$ ) 변화율은 다음식과 같이

된다.<sup>14)</sup>

$$\beta V_c \frac{dP_c}{dt} = -A_p \dot{X} + (Q_r + Q_c) \text{sgn}(\dot{X}) \quad (5)$$

$$\beta V_r \frac{dP_r}{dt} = (A_p - A_{rod}) \dot{X} - Q_r \text{sgn}(\dot{X}) \quad (6)$$

#### 4. 감쇠성능의 수치해석 결과

연속 감쇠력 가변형 충격흡수기에서 압축과 인장행정에 관한 유량방정식으로 부터 각 유량에 따른 압력 변화율 식을 유도하여 매 순간 변화된 압력을 다음과 같이 피스톤의 양단면에 작용하는 감쇠성능 식(7)에 대입하면 변위나 속도에 따른 감쇠력을 얻게 된다.

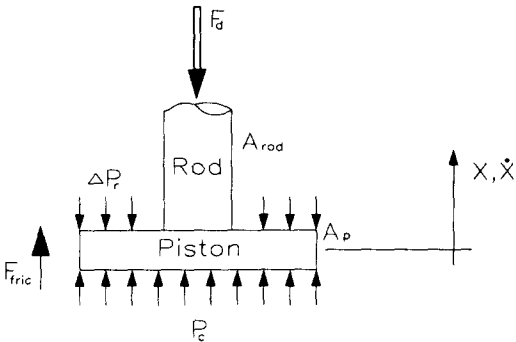


Fig. 8 Free body diagram of piston

$$F_{Damping Force} = P_r (A_p - A_{rod}) - P_c A_p \pm F_{fric} \quad (7)$$

Fig.8은 피스톤에 작용하는 힘에 대한 자유물체도를 나타낸 것이다. 여기서  $X$ 는 변위,  $\dot{X}$ 는 속도를 나타낸다. 이 식으로부터 얻고자 하는 감쇠성능을 구하는 절차를 Fig.9의 플로우차트를 통해 나타내었다. 우선 피스톤 밸브부를 전후한 압력을 비교하여 인장·압축을 결정한 다음 솔레노이드 밸브의 스펴밸브의 개폐유무를 결정하고 그에 상응하는 유량에 대한 밸브의 단면적을 구한다.

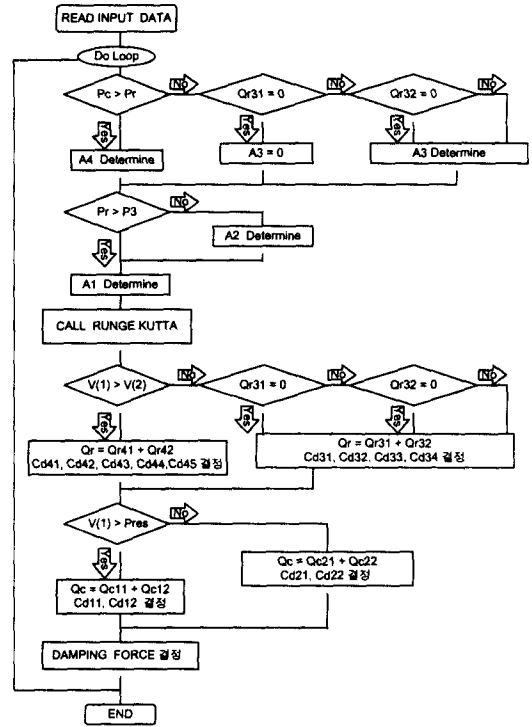


Fig. 9 Flowchart of electronically controlled shock absorber

그런 다음 베이스 밸브를 전후하여 압력을 비교하고, 또한 그에 상응하는 유량에 따른 밸브의 단면적을 구한다. 유량 단면적은 일반적으로 대수방정식으로 표현되며 유량식에 따라 3차 혹은 4차 식이 된다.

이렇게 구한 유량에 대한 미분방정식을 Runge Kutta 법을 통해 풀다음 변위에 따라 변화하는 속도와 각 밸브의 오리피스에서 유체감쇠계수를 구하고 달라진 밸브의 특성에 대해 다시 이와 같은 과정을 반복하여 속도나 변위에 대해 감쇠성능을 결정한다.

솔레노이드 밸브에 일정 전압(voltage)의 전류를 흘리면 자장이 형성되어 스펴밸브를 당기는 힘이 발생하는데 이 힘에 의해 스펴밸브를 통한 유량을 조절하게 된다.

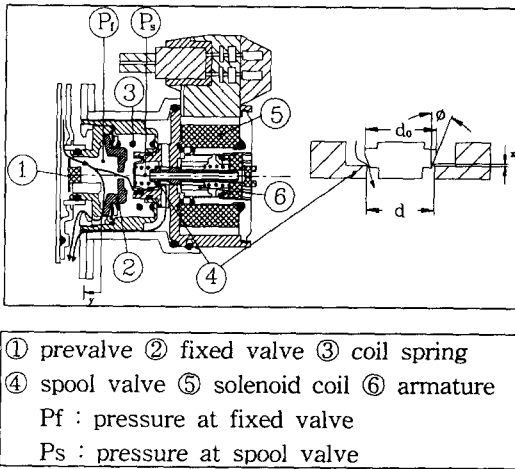


Fig. 10 Schematic of solenoid valve

Fig.10은 솔레노이드 밸브의 단면을 나타낸 것으로 세부 밸브인 고정밸브와 스푼 밸브로 구성되어 있다.

스푼밸브에서 발생하는 힘과 이동 거리에 관한 식은 다음과 같다.

$$F = 9.8 \times [IN / (4.9L) + (IN / (3591X))^2] S (N) \quad (8)$$

여기서,  $IN$  는 암피어 회전(ampere turn),  $S$  는 자심 단면적,  $L$  은 코일 길이(coil length) 그리고  $X$  는 아마추어(amateur)의 이동 길이를 나타낸다.

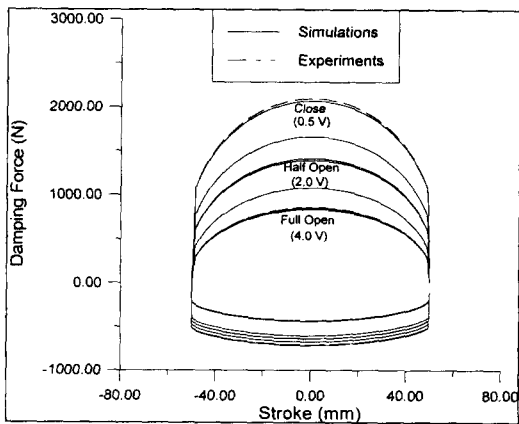


Fig. 11 Variation of damping forces with respect to stroke

Fig.11은 전류치에 따른 연속 감쇠력 가변 충격흡수기의 변위에 대한 감쇠성능의 변화를 나타낸 그래프이다.

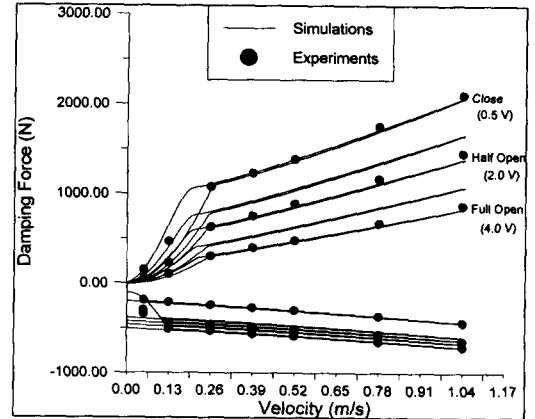


Fig. 12 Variation of damping forces with respect to velocity

Fig.12는 속도에 따른 연속 감쇠력 가변 충격흡수기의 감쇠성능을 나타낸 것이다. 저속 구간에서 다소 차이를 보이지만, 비교적 시뮬레이션 결과와 실험치가 잘 일치하는 것을 볼 수 있다.

본 논문에서는 전체 감쇠성능에 대한 시뮬레이션 결과가 실험치와 거의 일치할 때 솔레노이드의 각 부분에서 압력분포와 스푼밸브의 경사각에 따른 감쇠성능의 영향에 대해 조사하여 솔레노이드 밸브 설계시 중요 설계변수를 찾고자 하는 것이다. 우선 감쇠성능이 전류치에 따른 스푼밸브의 이동에 따라 크게 영향을 미친다는 것을 알고 있다. 따라서 스푼 밸브의 경사각이 유량의 단면적을 결정하는 중요한 요소이므로 이에 대한 영향을 조사해 보는 것도 흥미로운 일이다.

Fig.13은 스푼밸브의 경사각에 따른 인장 감쇠력의 영향을 조사한 것이다. 경사각이 커지면, 유동 단면적이 넓어져서 감쇠력이 떨어지는 것을 확인 할 수 있다. 따라서 스푼 밸브의 가공에 있어서 공차 범위가 상당

히 강화되어야함을 알 수 있다.

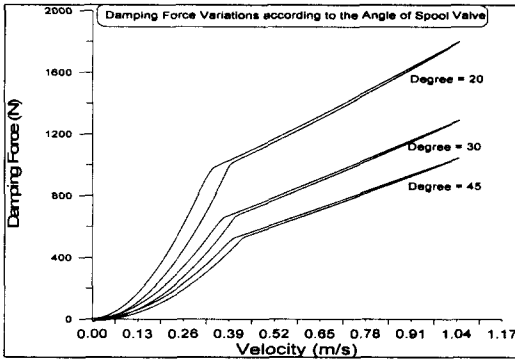
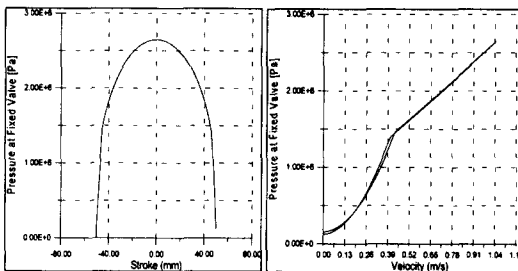


Fig. 13 Damping force variations with respect to the angle of spool valve

그리하여 스폴밸브의 치수 공차가 아주 민감하게 감쇠 성능에 영향을 미친다면, 치수를 고정시키고, 가공에 의한 공차한도를 엄격하게 관리하여 감쇠력을 조절(calibration)하는 요소에서 제외시키는 것이 바람직하다. 왜냐하면 균일한 성능의 충격흡수기를 기대하기 어렵기 때문이다.

그리고 솔레노이드 밸브의 세부 밸브인 고정밸브와 스폴 밸브를 올바르게 설계하기 위해서는 각 밸브를 전후한 압력차와 밸브의 열림량에 대해 조사되어야 한다.

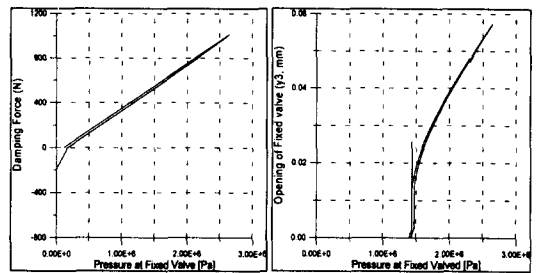


(a) (b)

Fig. 14 Pressure distribution at fixed valve with respect to stroke and velocity

Fig.14의 (a), (b)는 각각 변위와 속도에 따

른 고정밸브에서의 압력값을 나타낸 것이다. Fig.15는 Fig.14의 압력값이 감쇠력에 미치는 영향(a)과 밸브의 열림양(b)을 나타낸 것이다. 고정 밸브내의 압력과 감쇠력은 비례하는 것을 알 수 있고, 그 때의 밸브 열림양은 미소한 것을 알 수 있다. 따라서 스폴밸브의 경사각 그리고 가공에 의한 공차한도가 엄격하게 관리되어야 함을 알 수 있다.



(a) (b)

Fig. 15 Influence of pressure at fixed valve on damping force and valve opening

## 5. 결론

안락한 승차감과 조종의 안정성이란 상반된 성능을 동시에 구현할 수 있는 반능동 현가시스템의 연속 감쇠력 가변 충격흡수기의 내부 구조와 동적거동 특성을 해석하여 얻은 결론은 다음과 같다.

1) 프로그램을 이용하여 연속 감쇠력 가변 충격흡수기의 감쇠 성능한도를 쉽게 확인할 수 있었다.

2) 연속 감쇠력 가변 충격흡수기에 대해 유량분석과 수학적 모델을 통해 감쇠성능이 얻어지는 메카니즘과 중요 기능 밸브인 솔레노이드 밸브를 설계하기 위한 압력 분포 범위를 파악하였고, 또한 그 속에 중요 부품인 스폴밸브의 가공정도에 대한 영향을



분석하여 설계시 중요한 설계변수를 제시할 수 있었다.

3) 구축된 해석프로그램은 실제 능동 현가 시스템을 구성하기 전에 제어시스템과 연결하여 실제 자동차의 거동을 시뮬레이션하는데 유용한 도구로 이용될 수 있다.

4) 승차감과 핸들링 모두를 향상시킬 수 있는 반응동 현가시스템이 넓은 적용성을 갖기 위해서는 탁월한 성능을 발휘할 수 있는 제어기와 연속 감쇠력 가변 충격흡수기의 설계가 선행되어야 하며, 또한 간단한 형상, 낮은 비용, 장착의 용이성이 확보되어야 한다.

### 참 고 문 헌

- 1) Y. Aoyama, K. Kawabata, S. Hasegawa, Y. Kobarl, M. Sato and E. Tsuruta, "Development of the Full Active Suspension by Nissan", Passenger Car Meeting and Exposition Dearborn, Michigan September 17-20, 901747.
- 2) P. Andrew, S. Emil and F. Thomas, "An Actively Damped Passenger Car Suspension System with Low Voltage Electro-Rheological Magnetic Fluid", 930268.
- 3) F. Sugawara, H. Kobayashi, T. Kakimoto, Y. Shiraishi, and Y. Tateishi, "Electronically Controlled Shock Absorber System Used as a Road Sensor Which Utilizes Super Sonic Waves", Society of Automotive Engineers, Inc. 851652.
- 4) M. Adachi, M. Shioya, M. Funabashi and S. Naito, "A State Adaptive Control Algorism for Vehicle Suspension", Passenger Car Meeting and Exposition Dearborn, Michigan October 31-November 3, 1988.
- 5) H. Tanahashi, K. Shindo, T. Nogaml and T. Oonuma, "Toyota Electronic Modulated Air Suspension for the 1986 SOARER", International Congress and Exposition Detroit, Michigan February 23-27, 870541.
- 6) T. Katsuda, N. Hiraiwa, S. Doi and E. Yasuda, "Improvement of Ride Comfort by Continuously Controlled Damper", 920276.
- 7) S. Nagiri and S. Doi, S. Shoh-no and N. Hiraiwa, "Improvement of Ride Comfort by Preview Vehicle-Suspension System", 920277.
- 8) P. Barak, "Passive Versus Active and Semi-Active Suspension from Theory to Application in North American Industry", Worldwide Passenger Car Conference and Exposition Dearborn, Michigan September 28-October 1, 1992.
- 9) C .D. Lemme and F. J. Furrer, "Hydraulically Controlled Adjustable Dampers", International Congress and Exposition Detroit, Michigan February 26-March 2, 900660.
- 10) M.R. Jolly and L.R. Miller, "The Control of Semi-Active Dampers Using Relative Feedback Signals", Truck and Bus Meeting and Exposition Charlotte, North Carolina November 6-9, 892483.
- 11) D.E. Ivers and L.R. Miller, "Experimental Comparision of Passive, Semi-Active On/Off, and Semi-Active Continuous Suspensions", Truck and Bus Meeting and Exposition Charlotte, North Carolina November 6-9, 892484.
- 12) K. Yi and J.K. Hedrick, "Active and Semi-Active Heavy Truck Suspension to Reduce Pavement Damage", Truck and Bus Meeting and Exposition Charlotte,

North Carolina November 6-9, 892486.

- 13) Y. Tsutsumi, H. Sato, Hiroshi, H. Kawaguchi, M. Hirose and K. Mizuno, "Development of Piezo Teme(Toyota Electronic Modulated Suspension)", Passenger Car Meeting and Exposition

Dearborn, Michigan September 17-20, 901745.

- 14) 박재우, "자동차용 충격흡수기의 성능 예측을 위한 설계자동화", 부산대학교 대학원 박사학위논문, 1998.