

리버스 무단 댐퍼용 연속가변밸브의 튜닝 파라미터에 관한 연구

A Study on the Tuning Parameter of Continuous Variable Valve for Reverse Continuous Damper

윤영환*, 최명진**, 유송민**
Young-Hwan Yoon, Myung-Jin Choi, Song-Min Yoo

ABSTRACT

Semi-active suspension systems are greatly expected to be in the mainstream of future controlled suspensions for passenger cars. In this study, a continuous variable damper for a passenger car suspension is developed, which is controlled actively and exhibits high performance with light weight, low cost, and low energy consumption. To get fast response of the damper, reverse damping mechanism is adapted, and to get small pressure change rate after blow-off, a pilot controlled proportional valve is designed and analyzed. The reverse continuous variable damper is designed as a HS-SH damper that offers good body control with reduced transferred input force from tire, compared with any other type of suspension system. The damper structure is designed, so that rebound and compression damping force can be tuned independently, of which variable valve is placed externally. The rate of pressure change with respect to the flow rate after blow-off becomes smooth when the fixed orifice size increases, which means that the blow-off slope is controllable using the fixed orifice size. The damping force variance is wide and continuous, and is controlled by the spool opening, of which scheme is usually adapted in proportional valves. The reverse continuous variable damper developed in this study is expected to be utilized in the semi-active suspension systems in passenger cars after its performance and simplicity of the design is confirmed through real car test.

주요기술용어 : Semi-active suspension system(반 능동 현가 시스템), Damping mechanism(감쇠 기구), Continuous variable damper(무단 가변 댐퍼), Pilot controlled proportional valve(파일럿 제어 비례 밸브), HS-SH type damper(리버스형 댐퍼)

1. 서론

차량의 현가 시스템(suspension system)은 아래와 같은 3가지의 기대 성능을 만족시켜야 한다. 첫째, 차량의 주행중에 발생하는 노면의 불규칙한 입력을 효과적으로 차단(isolation)하여 승객

의 안락한 승차감(ride comfort)을 제공할 수 있어야 한다. 둘째, 운전자의 운전 행위나, 노면의 굴곡에 의해 발생된 차체의 흔들림을 적절히 제어하여 운전 편의성을 제공하여야 한다. 셋째, 불규칙 노면의 주행시 타이어 접지면에서의 수직 하중을 적절한 수준으로 유지하여, 선회, 제동, 구동시, 차량의 안정성을 확보해야 한다. 이러한 성능을 극대화하기 위해 현가 기구의 개선 및 새로

* 회원, (주)신호시스템

** 회원, 경희대학교 기계산업시스템공학부

운 감쇠 기구(damping mechanism)의 개발 등의 노력을 통해 오늘날의 현가 시스템 발전을 이룩하였다. 그러나 1970년도 말부터 현가 시스템 구성요소의 특성가변을 통한 기존 샤시 시스템(conventional chassis system)의 한계를 극복하고자 하는 시도들이 나타나기 시작하였으며, 그 대표적인 예가 전자 제어식 현가 시스템(electronically controlled suspension system)이다. 이 시스템은 1970년대 Karnopp¹⁾에 의해 제안된 스카이 훅(sky-hook) 감쇠 제어 알고리즘에 근거하여 주로 연구, 개발이 추진되어 1990년대에 유압식 능동 현가 시스템이 일본에서 출시되기에 이르렀다.^{2,3)} 그러나 유압식 능동 현가 시스템은 별도의 유압 원을 필요로 함으로서 차량의 소모 동력 증가와 차량 무게의 증가 및 시스템 가격 상승 등의 문제점을 드러냈다. 유압식 능동 현가 시스템의 문제점을 극복하기 위해 세계 각국의 자동차 및 부품 메이커들은 반 능동 현가 시스템(semi-active suspension system) 개발^{4,5)}을 추진하여 1999년 처음으로 연속 가변 댐퍼를 장착한 차량이 출시되었다.⁶⁾ 이것은 인장(rebound) 행정시의 감쇠력은 큰 폭으로 가변 가능 하지만 압축(compression) 행정시의 감쇠력 가변 폭은 제한성을 갖는 성능 튜닝의 한계를 나타냈다.

본 연구에서는 상기의 문제점을 극복하기 위해 반 능동식 가변 댐퍼로 연속적으로 무단 가변 가능하며 압축, 인장 행정시 튜닝 폭이 넓은 무단 가변 댐퍼(continuous variable damper)를 개발하기 위해 리버스형 댐퍼(HS-SH type damper)의 필요성과 가변 기구를 분석하고자 한다. 무단 가변 댐퍼를 감쇠력 성능 시험기에서 튜닝하기에는 많은 시간과 노력이 필요하다. 따라서 댐퍼의 감쇠력을 제어하는 가변 밸브를 단품 상태에서 튜닝하므로 많은 시간과 노력을 절감할 수 있는 단품 성능 시험기를 제안하였다. 또한 감쇠력 가변 기구인 가변 밸브의 특성을 확인하기 위해 가변 밸브 시험용 시험기를 구성하고 특성 시험을 통해 각 설계 파라미터가 감쇠력 튜닝에 어떠한 영향을 주는 지 규명하고자 한다.

Table 1 Sky-Hook damping algorithm

| | | Vertical motion of body(less than 2Hz) | |
|---|-------------|--|------|
| | | Up | Down |
| Relative motion between body and wheels | Compression | Soft | Hard |
| | Rebound | Hard | Soft |

2. 리버스(reverse)형 댐퍼(damper)의 필요성

스카이훅 감쇠 알고리즘에 의하면 요구 감쇠력은 차체의 상하 운동 속도와 차륜과 차체의 상대 운동 속도에 의해 Table 1과 같이 결정된다.

Table 1에서와 같이 감쇠력은 차체의 운동 및 차륜과 차체의 상대운동에 관련하여 4가지의 경우를 판단하여 감쇠력을 적절히 제어하여야 한다. 그러나 차륜의 운동은 10Hz 이상의 빠른 운동이기 때문에 이를 실시간으로 대처하기 위해서는 감쇠력 전환 장치가 100msec 이하의 매우 빠른 응답특성을 확보해야 한다. 이러한 문제를 해결하기 위해 차체와 차륜의 상대운동에 의한 빠른 감쇠력 전환은 감쇠기 내부의 밸브 기구에 의해 기계적으로 될 수 있도록 한 장치(reverse damping mechanism)의 개발이 필요하다. 즉 댐퍼의 압축과 인장행정 시에 감쇠력 특성을 별도로 제어할 수 있는 밸브 기구가 필요하다.

이러한 감쇠력 전환 장치를 사용하는 경우 Table 1에서와 같이 비교적 느린 응답 특성을 갖는 차체의 상하 운동만을 감지하여 감쇠력 특성을 제어하기 때문에 감쇠력 전환을 위한 댐퍼 응답 특성이 크게 문제되지 않는다. 또 하나의 장점은 차체와 차륜의 상대운동을 측정하기 위한 센서가 필요 없기 때문에 시스템 가격을 절감할 수 있다는 것이다.

3. 감쇠력 가변 메커니즘 분석

일반적으로 많이 쓰이는 복통식 구조의 댐퍼에는 피스톤(piston) 밸브와 몸체(body) 밸브가 있다.

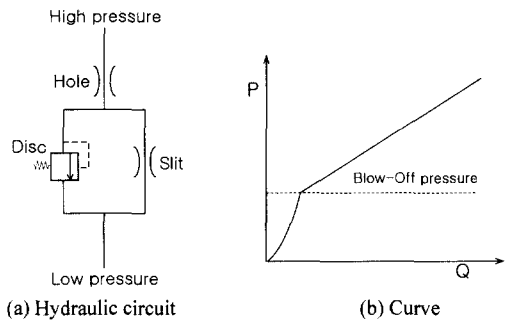


Fig. 1 Passive damper

이 두 밸브를 통과하는 오일에 미치는 저항으로 감쇠력이 발생하게 되는데, 이러한 저항의 세기를 조절하면 감쇠력의 크기도 조절할 수 있게 된다.

기존 수동형 댐퍼의 경우, 피스톤에 구멍(hole)이 있고 그 구멍을 막기 위해 디스크(disc)가 얹혀지며 그 디스크에 슬릿(slit)이 있는 구조를 갖는다. 수동형 댐퍼의 유압 회로와 밸브의 압력-유량 특성은 Fig. 1과 같으며 한 개의 압력-유량 특성을 가진다.

3단 감쇠력 가변 댐퍼는 수동형 댐퍼의 피스톤 밸브에 별도의 오일 통로를 만들어 놓은 것으로 유압 회로와 압력-유량 특성은 Fig. 2와 같다. 3단 가변 댐퍼는 가변 오리피스 크기를 3단으로 조절함으로써 감쇠력을 3단으로 조절하게 되어 있으나 밸브가 열리기 시작(blow-off)하는 압력이 한 개이기 때문에 감쇠력 가변시 저속에서의 감쇠력 변화율과 고속에서의 감쇠력 변화율이 크게 차이가 난다.

저속과 고속의 감쇠력 변화율의 차이를 줄이기 위해 셔터(shutter)의 회전에 따라 보다 균일하게 감쇠력이 변화할 수 있도록 Blow-off 압력이 3개가 되도록 설계한 감쇠력 가변 댐퍼의 유압 회로와 이에 따른 압력-유량 특성은 Fig. 3과 같다. Fig. 3의 특성 결과, 가장 하드(hard)한 감쇠력은 제1가변 오리피스와 제2가변 오리피스를 모두 닫으면 형성이 된다. 셔터의 회전에 의해 가변 오리피스가 열리기 시작하면 먼저 제1가변 오리피스가 열리고 제1가변 오리피스가 다 열리고 난 후 뒤이어 제2가변 오리피스가 열리게 된다. 이

에 따라 압력-유량 관계도 제1가변 오리피스만 열려 있을 때는 제1서브 디스크(sub disc)와 메인 디스크(main disc)의 Blow-off 압력에서 특성 선도가 꺾이고 제2가변 오리피스까지 열리면 제1서브 디스크, 제2서브 디스크 및 메인 디스크의 Blow-off 압력에서 특성 선도가 Blow-off되는 특성을 나타내게 된다.

이러한 밸브 기구를 이용해 고안된 가변 댐퍼의 경우 감쇠력 가변 특성은 보다 균일해지나 밸브 크기는 장착부의 공간적인 제한으로 인해 크

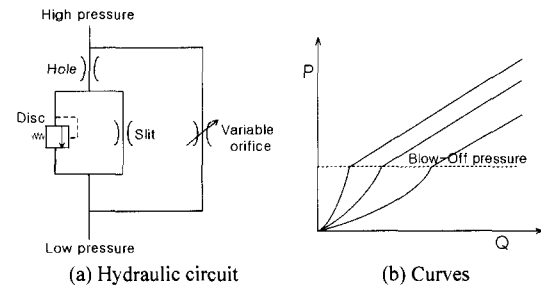


Fig. 2 Three stage variable damper

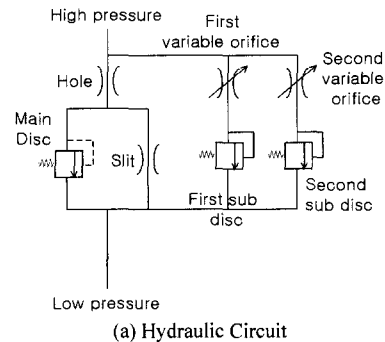


Fig. 3 Variable damper of orifice control

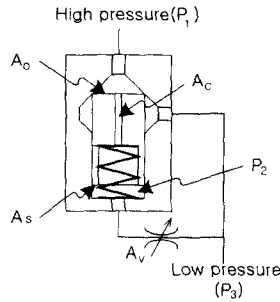


Fig. 4 Schematic of pilot controlled proportional valve

계 할 수가 없다. 따라서 가변 오리피스 면적의 크기를 크게 할 수가 없어 Blow-off 이후 감쇠력 특성 곡선의 기울기를 작게 하기가 어렵다. 이러한 단점 때문에 본 연구에서는 Blow-off 이후의 감쇠력 특성 곡선의 기울기를 작게 할 수 있는 과일릿 제어 비례 밸브(pilot controlled proportional valve)의 특성을 이용하여 가변 밸브를 설계하고자 한다.

과일릿 제어 비례밸브의 작동 원리를 설명하기 위한 밸브의 개략도는 Fig. 4와 같다.

Fig. 4에서 A_c , A_v 는 고정 오리피스 및 가변 오리피스 단면적이다. 이 두 오리피스가 제어압력 P_2 를 결정하게 된다. 그림에서 밸브가 열리기 시작하는 즉 Blow-off가 일어나기 전에는 오일의 유로가 A_c 와 A_v 를 통과하는 형태이므로 다음과 같다.⁵⁾

$$Q = C_d \cdot A_c \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_1 - P_2)}{\rho}}$$

$$= C_d \cdot A_v \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (P_2 - P_3)}{\rho}} \quad (1)$$

이때 P_2 를 기준으로 하여 밸브를 열려고 하는 힘 (F_0)을 계산하면 다음과 같다.

$$F_0 = (P_1 - P_2) \times A_0 = \frac{\rho}{2} \cdot \frac{1}{A_c^2} \cdot \left(\frac{Q}{C_d}\right)^2 \cdot A_0 \quad (2)$$

그리고 밸브를 닫으려고 하는 힘(F_s)은,

$$F_s = -\frac{\rho}{2} \cdot \frac{1}{A_v^2} \cdot \left(\frac{Q}{C_d}\right)^2 \cdot (A_0 - A_s) + F_{sp} \quad (3)$$

이다. A_0 와 A_s 는 밸브 양단의 단면적이다. F_{sp} 은 밸브에 작용하고 있는 스프링 예 하중(initial load)이다. 이 두 힘이 같을 때 Blow-off가 일어나므로 식 (2), (3)을 정리하여 Blow-off가 일어나는 유량은 아래와 같이 A_v 의 함수로 구할 수 있다.

$$Q = C_d \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot F_{sp}}{\rho \cdot \left(\frac{A_0}{A_c^2} + \frac{A_0 - A_s}{A_v^2}\right)}} \quad (4)$$

식 (4)에서 F_{sp} 은 일정한 값이므로,

$A_0 < A_s$ 이면 A_v 가 작아질 때 Blow-off되는 지점의 Q 가 커지게 된다.

$A_0 = A_s$ 이면 A_v 가 작아질 때 Blow-off되는 지점의 Q 가 일정하게 나타난다.

$A_0 > A_s$ 이면 가 작아질 때 Blow-off되는 지점의 Q 가 작아지게 된다.

그리고 Blow-off가 일어나는 압력과 유량의 관계에서 먼저 $P_1 - P_3$ 는 다음과 같다.

$$P_1 - P_3 = \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{Q}{C_d}\right)^2 \cdot \left(\frac{1}{A_c^2} + \frac{1}{A_v^2}\right) \quad (5)$$

$\frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{Q}{C_d}\right)^2 \cdot \frac{1}{A_v^2}$ 은 A_v 에 대한 Blow-off시의 유량 식 (5)에서 아래와 같이 되므로,

$$\frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{Q}{C_d}\right)^2 \cdot \frac{1}{A_v^2} = \frac{F_{sp} - \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{Q}{C_d}\right)^2 \cdot \frac{1}{A_c^2} \cdot A_0}{(A_0 - A_s)} \quad (6)$$

식 (5), (6)을 정리하면,

$$P_1 - P_3 = \frac{F_{sp}}{A_0 - A_s} - \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{Q}{C_d}\right)^2 \cdot \frac{1}{A_c^2} \cdot \frac{A_s}{A_0 - A_s} \quad (7)$$

이 된다. 이러한 밸브에 작용하는 힘과 압력, 유량과의 관계를 Fig. 5와 보면 알 수 있다. 그림에서 압력-유량의 관계는 댐퍼에서 힘(F)-속도(V) 관계의 감쇠력 곡선을 결정하게 된다.

$A_0 < A_s$ 일 경우 A_v 가 약간만 오차가 있어도 Blow-off 되는 압력의 변화가 크고 A_v 가 일정하게 증가할 때, Blow-off 되는 압력이 초기엔 큰 폭

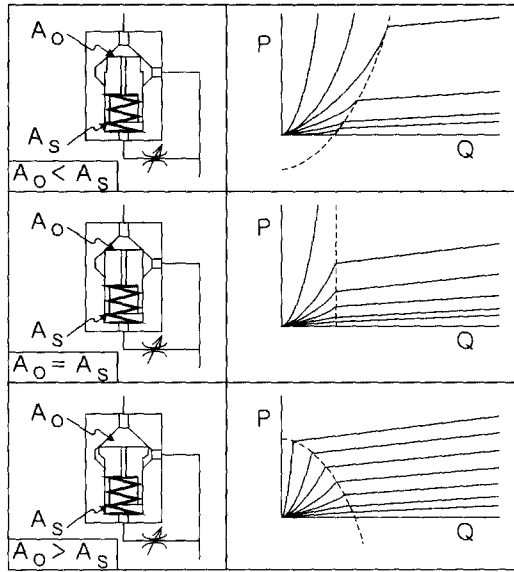


Fig. 5 P-Q diagrams dependent on $A_0 < A_s$, $A_0 = A_s$, $A_0 > A_s$

으로 낮아지거나 나중엔 아주 작은 폭으로 낮아지게 된다. 또한 작은 유량에서 큰 압력을 내기가 어려워 이를 댐퍼에 적용할 경우 저속에서의 하드 감쇠력을 얻어내기가 어렵다. 이에 비해 $A_0 > A_s$ 일 경우 $A_0 < A_s$ 인 경우에 비해 A_0 의 오차에 따른 Blow-off 되는 압력의 변화가 적다. 또한 A_0 가 일정하게 증가할 때 Blow-off 되는 압력이 비교적 균일하게 낮아지며 작은 유량에서도 큰 압력을 낼 수 있을 뿐만 아니라 압력의 한계도 정할 수 있다. 따라서 파일럿 제어 비례 밸브를 댐퍼에 이용한다면 $A_0 > A_s$ 인 경우가 좋다.

4. 가변 밸브 설계

일반적으로 댐퍼에서 밸브를 통과하는 오일의 유동저항은 피스톤 밸브의 고정 오리피스 크기와 그 오리피스를 막고 있는 디스크 강성의 세기, 그리고 디스크에 걸려 있는 예 하중의 크기에 따라 결정이 된다. 이들 중에서 감쇠력 조절에 주로 사용되는 방법은 오리피스의 크기를 변화시키는 것인데, 이 방법은 몸체 밸브에 조절기구를 설치하기가 곤란하여 주로 피스톤 밸브에 적용

된 경우가 대부분이다. 이 경우 압축감쇠력의 가변 폭을 크게 하면 인장 챔버에서 공동 현상(cavitation)이 발생하기 때문에 압축 감쇠력의 가변 폭을 작게 해야 한다는 문제점이 있다. 따라서 본 연구의 가변 밸브는 기존의 피스톤 및 몸체 밸브 외에 실린더의 옆면에 별도의 가변밸브를 장착하여 그 밸브에 조절기구를 설치한 가변밸브 외장형 파일럿 제어 비례 밸브 형식으로 설계하였다.

무단 가변 댐퍼는 감쇠력 가변상태에 따라 댐퍼의 인장행정 및 압축행정시, 모두 큰 감쇠력을 발생하거나, 모두 작은 감쇠력을 내는 표준(normal)형 댐퍼(HH-SS type damper)와 인장 행정시에는 큰 감쇠력을 내고 압축 행정 시에는 작은 감쇠력을 내거나 인장 행정시에는 작은 감쇠력을 내고 압축 행정시에는 큰 감쇠력을 내는 리버스형 가변 댐퍼로 크게 구분할 수 있다.

본 연구에서는 제어 성능 및 경제성을 고려하여 Blow-off 압력을 변화시킬 수 있는 파일럿 제어 비례 밸브의 기구를 이용하여 리버스형의 가변 밸브를 설계하였다. 각 챔버를 통과하는 오일을 스프링의 개도 제어에 의해 Fig. 6과 같이 인장 감쇠력이 하드하고 압축 감쇠력이 소프트(soft)한 H-S 구간과 둘 다 소프트한 S-S 구간 및 인장 감쇠력이 소프트하고 압축 감쇠력은 하드한 S-H 구간이 있는 리버스 댐퍼가 되도록 가변 밸브를 설계하였다.

Fig. 7은 파일럿 밸브의 원리를 구현하여 설계

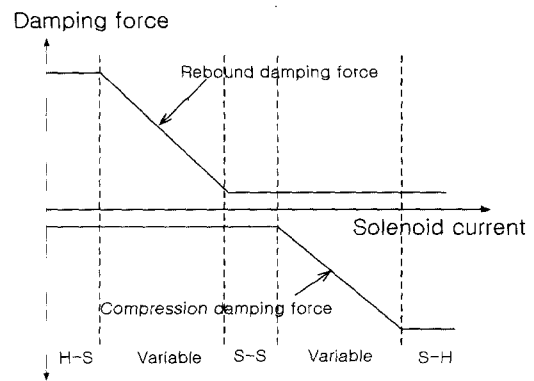


Fig. 6 Damping characteristics of reverse damper

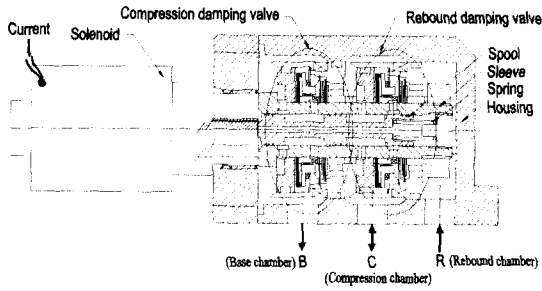


Fig. 7 Sectional drawing of continuous variable valve

한 가변 밸브의 조립도로 인장, 압축 가변 밸브부와 오리피스 개도를 제어하기 위한 스푼(spool), 슬리브(sleeve) 및 비례 솔레노이드로 구성되어 있다. 인장 및 압축 가변 밸브가 직렬로 조립되어 있으며 인장행정 시에는 오일이 인장 챔버에서 인장 가변 밸브를 거쳐 압축 챔버로 흘러 나가고 압축 행정 시에는 오일이 압축 챔버에서 압축 가변 밸브를 거쳐 베이스(base) 챔버로 흘러 나간다. 이때 솔레노이드 입력 전류에 따라 스푼의 개도 변화에 의해 파일럿 밸브부의 디스크 배압(back pressure)을 조절하여 감쇠력을 제어한다.

5. 튜닝 파라미터 시험 및 고찰

Fig. 8는 Fig. 7의 가변 밸브에서 감쇠 밸브부를 확대한 그림이다. 감쇠 밸브부의 구성은 크게 파일럿 제어를 구현하는 메인 밸브와 저속 감쇠력을 제어하는 저속제어 밸브(LVC valve : Low Velocity Control valve)로 구성되어 있다. 여기서 감쇠력에 가장 영향을 주는 튜닝 파라미터는 현재 양산되고 있는 디스크 두께를 고정하면, LVC valve의 경우 슬릿, 디스크 매수이며, 메인 밸브는 슬릿, 디스크 매수, 디스크 단차, 가변 하우스(variable housing)내경이다. 파라미터 시험방법은 파라미터들의 기준 설계 값에 대해 압력-유량 시험 결과를 확보한 후 앞에서 언급한 6가지의 파라미터 값을 변화시키며 시험을 수행하였다. Table 2에 주요 튜닝 파라미터의 값을 나타내었다. 여기서 w는 슬릿의 폭을 ea는 슬릿 개수와 디스크 매수, t는 디스크 두께를 나타내며 단위는 mm이다.

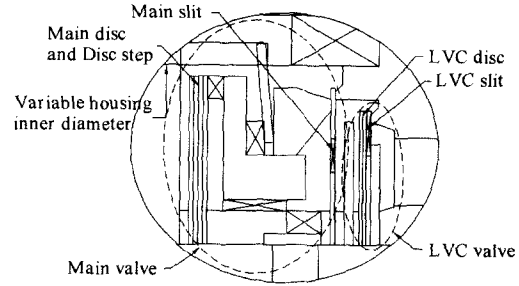


Fig. 8 Detail view of damping valve

Table 2 Parameters of damping valve

| | Parameter | 기준 사양 | 비교 사양 |
|------------|---------------------|--------------------|---|
| LVC valve | Slit | 0.15t * 1.4w * 4ea | 0.15t * 1.4w * 2ea 0.15t * 1.4w * 6ea |
| | Disc 매수 | 0.15t * 2ea | 0.15t * 1ea 0.15t * 3ea |
| Main valve | Slit | 0.15t * 1.4w * 6ea | 0.15t * 1.4w * 2ea 0.15t * 1.4w * 4ea 0.15t * 1.4w * 8ea 0.15t * 1.4w * 10ea |
| | Disc 매수 | 0.2t * 3ea | 0.2t * 2ea 0.2t * 4ea |
| | Disc 단차 | 0.05 | 0.03 0.07 |
| | Variable housing 내경 | Ø33.0 | Ø32.8 Ø33.2 |

Fig. 9은 가변밸브의 튜닝 파라미터 특성 시험을 위해 구성한 시험 회로도, 인장시(R→C) 특성시험(Th-r은 Open, Th-c는 Close, FCV 가변)과 압축시(C→B) 특성시험(Th-r는 Close, Th-c은 Open, FCV 가변)이 가능하도록 회로를 구성하였다. 특히 댐퍼 작동과 동일한 조건을 위해 시험 밸브(test valve)의 개도에 따라 압력(Ps)과 유량(Qs)이 연동하여 변화하는 것을 방지하기 위해 FCV는 압력 보상형 유량제어밸브를 사용하였다. 시험 방법은 각 튜닝 파라미터의 조건을 설정한 상태에서 FCV 가변에 따른 압력과 유량 변화를 계측하였다.

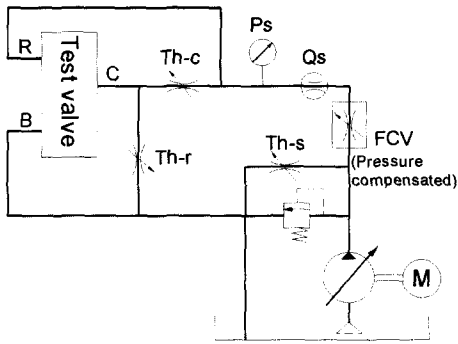


Fig. 9 Schematic diagram of the experimental circuit

Fig. 10은 LVC valve의 슬릿 면적 변화에 따른 특성 시험 결과이다. 시험 결과, LVC valve 슬릿의 면적은 유량이 1.5L/min 이하의 극 저속에서 오리피스 역할을 수행하며 주로 적은 유량에서 변화를 일으키며, 특히 소프트 감쇠력에 큰 영향을 미친다. 하드 감쇠력에도 영향을 줄 수 있으나 상대적으로 그 비율은 무시할 수 있다.

Fig. 11는 LVC valve의 디스크 매수 변화에 따른 특성 시험 결과이다. LVC valve의 디스크 매수는 LVC valve가 열리는 Blow-off 압력에 영향을 미치며, 그 영향은 소프트와 하드 감쇠력 모두에 나타난다. 결과에서 하드 감쇠력의 특성 곡선의 변화가 불균일하게 나타난 것은 LVC valve의 디스크 매수 변화에 따라 메인 밸브 앞쪽의 디스크 적층 높이를 완벽하게 보상할 수가 없어서 메인 밸브의 단차가 다소 달라졌기 때문이다.

Fig. 12은 메인 밸브의 슬릿 면적 변화에 따른

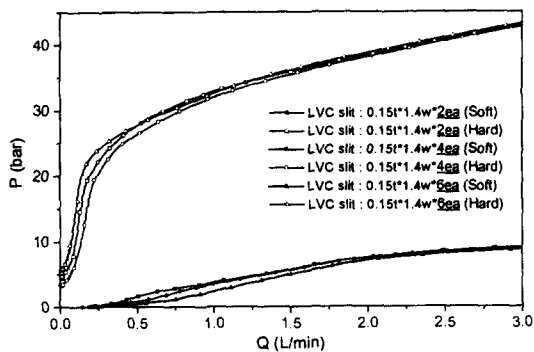


Fig. 10 Test results of slit area variation in LVC valve

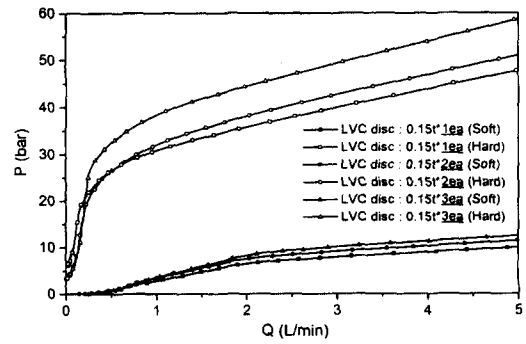


Fig. 11 Test results of disc quantity variation in LVC valve

특성 시험 결과이다. 메인 밸브의 슬릿 면적은 소프트 감쇠력에서 메인 밸브가 Blow-off되는 유량을 결정하며, 그 외에 저속에서 오리피스 역할도 수행한다. 즉, 슬릿의 면적이 커지면 더 큰 유량에서 메인 밸브가 Blow-off되며 극 저속에서의 감쇠력 값도 조금 떨어진다. 반대로 작아지면 그 반대의 결과가 나타나게 된다. 시험결과에서 슬릿이 2개일 때의 소프트 감쇠력을 보면 LVC valve와 메인 밸브가 Blow-off되는 유량이 거의 일치하여 마치 Blow-off가 하나인 것처럼 보인다. 만약 메인 밸브의 슬릿 면적을 더 작게 하면 LVC valve가 Blow-off 되는 유량보다 메인 밸브가 Blow-off되는 유량이 더 작아질 수도 있을 것이다. 또한 하드 감쇠력에 다소 차이가 나타나고 있으나 이는 조립상태에 따라 발생할 수 있는 오차로 상대적으로 그 비율은 무시할 수 있다.

Fig. 13는 메인 밸브의 디스크 매수 변화에 따

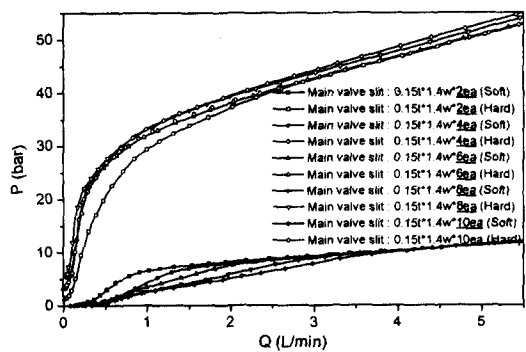


Fig. 12 Test results of slit area variation in main valve

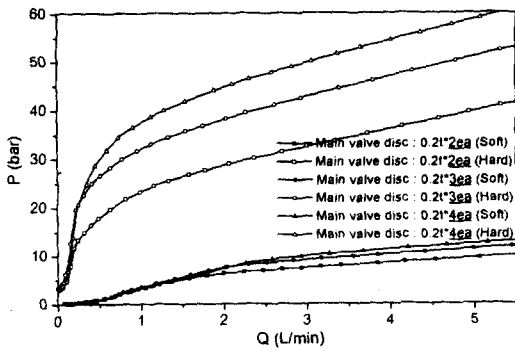


Fig. 13 Test results of disc quantity variation in main valve

른 특성 시험 결과이다. 메인 밸브의 디스크 매수를 변화시키면 하드와 소프트 감쇠력 모두에서 메인 밸브의 Blow-off 압력이 변화한다. 특히 하드 감쇠력에서 그 영향이 크게 나타난다. 시험결과에서 알 수 있듯이 메인 밸브의 Blow-off 압력만 바뀌게 되므로 소프트 감쇠력에서 Blow-off 되는 압력과 유량이 매수에 따라 같이 커지거나 작아지는 현상이 나타난다. 그러나 Blow-off 이전의 저속 구간 특성에는 변화가 없다.

Fig. 14는 메인 밸브 디스크 단차 변화에 따른 특성 시험 결과이다. 메인 밸브의 단차는 LVC valve의 디스크와 메인 밸브 사이의 리테이너(retainer)의 조합을 달리하여 변화시켰다. 시험결과, 조합에 의해 정확한 단차 변화를 만들지 못한 것으로 판단되나 이 시험에서 의도하는 경향은 충분히 파악할 수 있다. 이 단차 변화에 따른 영향은 메인 밸브의 디스크 매수 변화에 의한 영향과 비슷하다.

Fig. 15는 가변 하우스징 내경 변화에 따른 특성 시험 결과이다. 시험 결과, 소프트 감쇠력의 특성은 전혀 변화가 없고, 하드 감쇠력의 특성만이 변화함을 알 수 있다. 내경이 커지면 하드 감쇠력의 Blow-off 압력이 커지고 그 이후의 기울기 또한 커진다. 내경이 작아지면 이와 반대로 된다. 그런데, 이 내경을 너무 크게 하면 링(ring) 디스크의 변형이 발생하지 않아 하드 감쇠력의 Blow-off 현상이 일어나지 않을 수도 있으므로 조심해야 한다. 이 경우 디스크의 파손도 생길 수가 있다.

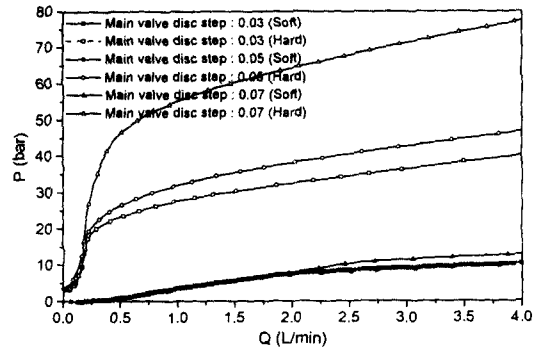


Fig. 14 Test results of disc step variation in main valve

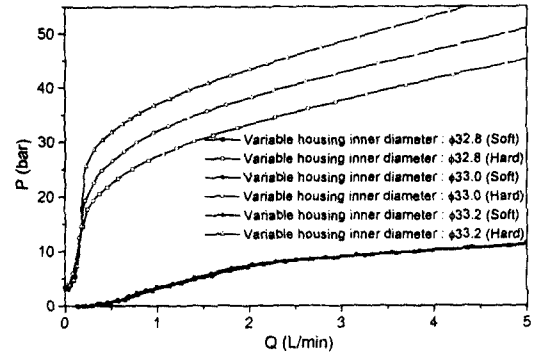


Fig. 15 Test results of variable housing inner diameter variation in main valve

Fig. 16은 파라미터 특성 시험을 통해 극 저속과 Blow-off의 특성 및 소프트와 하드 감쇠력의 특성 변화를 정리한 것이다. Table 3의 파라미터의 값이 변화할 때, Fig. 16에 표시된 특성이 어떻게 변화하는지를 나타낸 것이다. $Q(c)$ 는 감쇠 밸브내의 누설량에 따라 결정되는 값이므로 Table 3에서는 제외시켰으며 기호 \uparrow 는 다른 특성에 비해 상대적으로 크게 증가함을 의미하고, 기호 \downarrow 는 상대적으로 작게 증가함을 의미한다. 그 밖에 기호 \cdot 는 거의 변화가 없음을 의미한다. 따라서 $Q(a)$ 의 경우 Blow-off가 일어나기 전인 극 저속의 소프트 감쇠력을 결정하는 것으로 LVC valve의 슬릿 면적과 디스크 두께 및 매수에 의해 결정되는 것을 알 수 있다. 또한 디스크 두께 및 매수는 극 저속과 Blow-off시의 감쇠력의 크기를 결정함으로

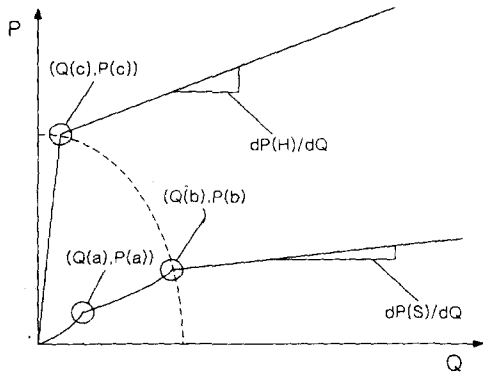


Fig. 16 Rearrangement of tuning parameter

Table 3 Summary of tuning parameter

| | | Q(a) | P(a) | Q(b) | P(b) | $\frac{dP(S)}{dQ}$ | P(c) | $\frac{dP(H)}{dQ}$ |
|------------|---------------------|------|------|------|------|--------------------|------|--------------------|
| LVC valve | Slit area | ↑ | · | ↓ | · | · | · | · |
| | Disc 두께, 매수 | ↑ | ↑ | · | ↑ | ↑ | · | ↑ |
| Main valve | Slit area | · | ↓ | ↑ | ↑ | · | · | · |
| | Disc 두께, 매수 | · | · | ↑ | ↑ | ↑ | ↑ | ↑ |
| | Disc step | · | · | ↑ | ↑ | ↑ | ↑ | ↑ |
| | Variable housing 내경 | · | · | · | · | · | ↑ | ↑ |

설계자는 슬릿 면적으로 극 저속의 속도를 결정 한 후, 디스크 두께 및 매수를 이용하여 극 저속 과 Blow-off시의 감쇠력을 설정할 수 있다. 따라서 Table 3에서 나타낸 특성을 시험을 통해 데이터베이스(database)를 구축하여 무단 가변 댐퍼의 감쇠력 튜닝에 활용하면 시행 착오(trials and errors)에 의한 시간과 노력을 절감할 수 있다.

6. 결론

반 능동 현가 시스템의 핵심 부품인 무단 가변 댐퍼를 개발하기 위하여 감쇠력 가변 기구를 분석하여 파일럿 제어 비례 밸브의 특성을 이용한 가변 밸브를 개발하였다.

가변 밸브에서 감쇠력 튜닝에 가장 큰 영향을 주는 튜닝 파라미터를 규정하고 각 파라미터의 변화에 대한 특성시험을 수행한 연구 결과를 요약하면 다음과 같다.

1) 기존 시스템에서 감쇠력 가변 폭의 제한성을 갖는 성능 튜닝의 한계를 극복하고 압축, 인장 행정시 튜닝 폭이 넓은 무단 가변 댐퍼를 개발하기 위해 리버스형 댐퍼의 필요성과 성능 튜닝의 한계를 극복한 감쇠 기구를 제안하였다.

2) 무단 가변 댐퍼로 감쇠력 성능 시험기에서 튜닝하기에는 많은 시간과 노력이 필요하기 때문에 가변밸브를 단품 상태에서 튜닝함으로써 튜닝 시간과 노력을 절감할 수 있는 단품 성능 시험기를 제안하였다.

3) 가변 밸브의 감쇠 기구에서 감쇠력에 가장 영향을 주는 튜닝 파라미터를 제안하고 각 파라미터의 특성 시험을 통해 각 설계 파라미터가 감쇠력에 어떤 영향을 주는지 규명하였다

참고 문헌

- 1) D. C. Karnopp, M. J. Grosby, R. A. Harward, "Vibration Control using Semi-Active Force Generator," ASME, J. of Engineering for Industry, Vol. 98, 1974.
- 2) S. Buma, H. Kondo, K. Sato, T. Aburaya, "Development of the Toyota Active Control Suspension for the 1989 Celica," 豊田技術, 第40卷 1號, 1990.
- 3) S. Buma, H. Satou, T. Yonekawa, Y. Ohnuma, K. Hattori, M. Shiguhara, "Synthesis and Development of the Active Control Suspension," 日本機械學會 論文集(C編) 57卷 534號, 1991.
- 4) D. Knutson, "Selection and Design of Electrohydraulic Valves for Electrically-Controlled Automotive Suspension System," SAE 912500 1991.
- 5) F. Wobner, P. Causeman, "Continuously Adjustable Shock Absorber," AVEC 92, 923055, 1992.
- 6) J. Emura, S. Kakizaki, F. Yamaoka, M. Nakamura, "Development of the Semi-Active Suspension System Based on the Sky-hook Damper Theory," SAE 940863, 1994.