

압전작동기 밸브를 이용한 반능동 차량현가장치의 성능 고찰

Performance Evaluation of a Semi-active Vehicle Suspension Using Piezostack Actuator Valve

한 철 희*·윤 근 하*·박 영 대*·최 승 복†

Chulhee Han, Gun-Ha Yoon, Young-Dai Park and Seung-Bok Choi

(Received November 20, 2015 ; Revised December 1, 2015 ; Accepted December 1, 2015)

Key Words : Piezostack Actuator(압전작동기), Vehicle Suspension(차량현가장치), Direct-drive Valve(직구동 밸브), Hydraulic Damper(유체댐퍼), Semi-active Control(반능동제어)

ABSTRACT

This paper proposes a new type of semi-active direct-drive valve(DDV) car suspension system using piezoelectric actuator associated with displacement amplifier. As a first step, controllable piezoelectric DDV damper is designed and governing equation of a quarter-vehicle suspension system consisting of sprung mass, spring, tire and the piezostack DDV damper is constructed. After deriving the equations of the motion, in order to control spool displacement and damping force the skyhook controller is designed and applied. The performance evaluation of the proposed semi-active suspension system is conducted with different displacement of spool. Then, the ride comfort analysis is undertaken in time domain with bump road profile.

1. 서 론

자동차 주행 시 노면의 가진은 타이어와 현가장치를 거쳐 운전자 혹은 승객에게 전달되며, 이때 현가장치 시스템의 특성에 따라 승차감에 큰 영향을 미치게 된다. 따라서 차량의 진동 및 소음을 저감시켜 승차감을 증가시키는 연구는 최근 자동차의 고급화와 더불어 그 중요성이 증대되고 있다. 따라서 이러한 동적 성능을 향상시키기 위해 현가장치에 대한 연구가 활발히 이루어지고 있는 실정이다.

일반적으로 현가장치는 수동형, 능동형, 반능동형으로 분류할 수 있다⁽¹⁻³⁾. 기존에 가장 널리 사용하고 있는 수동형 현가장치 시스템은 유체의 점도만을

이용하여 진동을 저감하는 장치이다. 이러한 수동형 현가장치는 구조가 간단하며 가격적인 측면에서 많은 장점을 갖고 있기 때문에 널리 사용된다. 그러나 사용 환경이 변화하게 되면 변화한 환경에 대응하지 못하고 진동 절연 성능을 잃어버리게 된다. 그에 비하여 능동형 현가장치는 유체의 점도에 의한 댐핑력과 스프링의 강성을 조절하여 사용 환경에 대응하여 댐핑력을 조절할 수 있는 장점을 갖는다. 그러나 비연속적인 댐핑력, 구조의 복잡성 및 높은 가격 등의 이유로 보편화 되지 않는 실정이다. 이러한 이유로 최근에는 반능동형 현가장치의 연구가 활발히 이루어지고 있다. 반능동형 현가장치는 유체의 점도에 의한 댐핑력만을 조절하여 진동을 감쇠 한다. 반능동형 현가장치는 댐핑력을 조절할 수 있기 때문에

† Corresponding Author ; Member, Mechanical Engineering of Inha University
E-mail : seungbok@inha.ac.kr
* Mechanical Engineering of Inha University

‡ Recommended by Editor Il Kwon Oh

© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

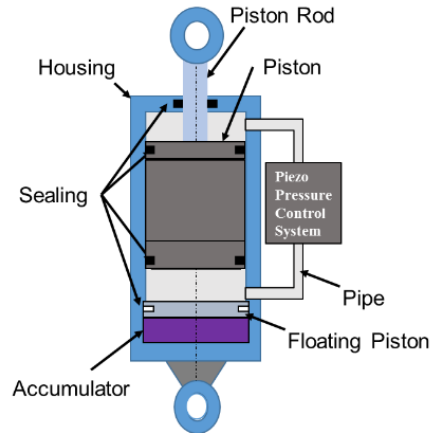
환경 변화에 대응이 가능하며 능동형 현가장치에 비해 간단한 구조를 갖는다. 최근에는 지능재료를 이용한 반능동형 현가장치의 개발이 활발히 이루어지고 있다. ER(electrorheological) 또는 MR(magneto-rheological) 유체를 이용한 반능동형 현가장치에 대한 연구가 많이 진행되고 있다. Carlson, Spencer와 Kamath 등은 MR 댐퍼를 제안하였으며, 스카이훅 제어기(skyhook controller)의 구현을 통하여 승차감을 개선하는 연구를 수행하였다⁽⁴⁻⁶⁾. 또한 Choi 등은 실린더형 MR 댐퍼를 제안하고, MR 댐퍼를 장착한 자동차의 댐핑력 제어특성을 고찰하였다^(7,8).

이 연구에서는 지능 재료 중 하나인 압전작동기를 이용한 새로운 형태의 댐퍼를 제안하고 이를 적용한 승용차의 승차감 변화를 평가하였다. 이를 위해 압전작동기 직구동 밸브 댐퍼의 모델링 및 지배방정식을 도출하였으며, 1/4 차량 현가장치의 승차감 제어를 위한 스카이훅 제어기를 구성하였다. 제안된 압전작동기 직구동 밸브 현가장치를 적용한 차량에 대하여 승차감 성능 분석을 수행하였다.

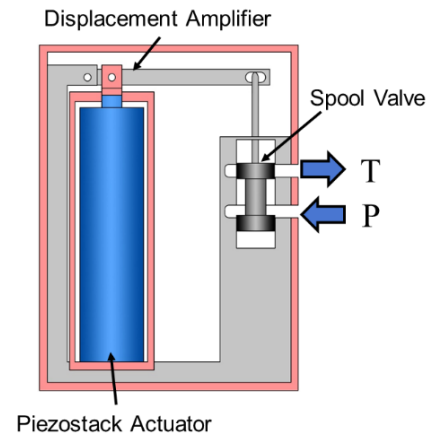
2. Piezostack DDV 댐퍼시스템

2.1 Piezostack DDV 댐퍼 구성

이 연구에서는 압전작동기를 이용한 반능동형 댐퍼를 제안하였다. 압전작동기는 빠른 반응속도, 높은 에너지 밀도, 넓은 작동대역 등 많은 장점을 갖는 지능 재료로서 많은 어플리케이션에 이용되고 있다. 이러한 장점을 갖는 압전작동기를 이용하여 댐퍼 시스템을 구성하였다. Fig. 1(a)은 제안된 piezostack DDV 댐퍼의 모델을 보여준다. 댐퍼는 하우징, 피스톤, 피스톤 로드와 부피보상을 위한 감압 챔버, 플로팅 피스톤으로 구성된다. 또한, 압력조절을 위하여 압전 압력 제어 밸브 시스템이 존재하며, 하우징과 압력 강하 제어 밸브 시스템은 파이프로 연결된다. 하우징 안쪽은 비압축성 유체로 채워지게 되며 피스톤을 중심으로 위쪽은 상부 챔버, 아래쪽은 하부 챔버라 명명한다. 피스톤이 상하로 운동하게 되면 안에 있는 유체들은 파이프를 통하여 압력 제어 밸브를 통과하여 하부 챔버, 혹은 상부 챔버로 이동하게 된다. 이때, 유체의 유동에 따른 압력강하로 인하여 댐핑력이 생성된다. 하부 챔버는 가스로 가득 채워



(a) Piezostack DDV damper



(b) Pressure control system

Fig. 1 Configuration of piezostack DDV damper

진 어큐플레이터와 연결되며, 피스톤의 입출력에 따른 부피보상을 하게 된다. Fig. 1(b)는 압전작동기를 이용한 압력제어 밸브 시스템을 보여주며, 그림에서 P와 T는 유체의 입구와 출구를 나타낸다. 압력 강하를 제어하기 위하여 스푼 밸브를 사용하였다. 스푼 밸브는 밸브의 열린 넓이를 조절하여 유량 및 압력 강하를 조절하는 밸브이다. 열린 넓이를 조절하기 위하여 적층형 압전작동기(PST150/20/80, PIEZOMECHANIC)를 사용하였다. 적층형 압전작동기는 고속으로 밸브를 제어하며 압력 강하를 조절한다. 압전작동기가 발생시킬 수 있는 변위는 밸브의 열린 넓이는 조절하기에는 작기 때문에 레버-힌지 타입의 변위 확대기구가 사용되었다.

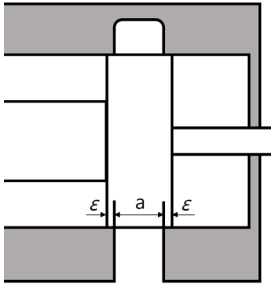


Fig. 2 Positive type spool valve

2.2 압력 제어 밸브

이 연구에서 압력을 조절하기 위하여 사용된 스푼 밸브는 Fig. 2와 같은 positive type의 스푼을 고려하였다. Positive type은 스푼의 폭이 유로의 넓이 보다 넓은 형태로, 중첩 구간에서는 유체가 흐르지 않는다. 하지만 제작함에 있어 가공이 쉽고, 유체의 누유가 적다는 장점을 갖는다. 스푼의 변위에 따른 밸브의 유효 열린 넓이는 다음과 같이 계산할 수 있다⁹⁾.

$$\begin{aligned}
 |x_s| < \varepsilon, & \quad A_v = 0 \\
 \varepsilon < |x_s| < (\varepsilon + a), & \quad A_v = \pi D_s (|x_s| - \varepsilon) \\
 |x_s| \geq (\varepsilon + a), & \quad A_v = \pi D_s a
 \end{aligned} \tag{1}$$

여기서 D_s 는 스푼의 지름, x_s 는 스푼의 변위, ε 는 중첩 길이를 나타낸다. 밸브의 유효 열린 넓이에 따라 다음 식을 이용하여 유량(Q_s), 압력 강하(ΔP_s), 수력 손실(ΔN)을 구할 수 있다¹⁰⁾.

$$\begin{aligned}
 Q_s &= C_d A_v \sqrt{2 \Delta P_s / \rho} \\
 \Delta P_s &= \rho Q_s^2 / (2 C_d^2 A_v^2) \\
 \Delta N &= Q_s \Delta P_s
 \end{aligned} \tag{2}$$

식 (2)에서 C_d 는 유량 계수, ρ 는 유체의 밀도를 나타낸다. 이 연구에서 사용하는 스푼의 변위는 0.5 mm로 결정하였고 그에 따른 압력 강하를 고려하여 스푼의 지름은 7 mm로 결정 하였다. 이 연구에서 스푼의 변위를 발생시키기 위하여 고려된 작동기는 PIEZOMECHANIC사의 상용 적층형 압전작동기로서 최대 발생 변위는 80 μ m다. 이 연구에서 목표로 하고 있는 변위는 0.5 mm이기 때문에 Fig. 3과 같은 변위 확대 기구를 도입하였다. 사용된 변위 확대 기구는 lever-hinge type의 변위 확대 기구

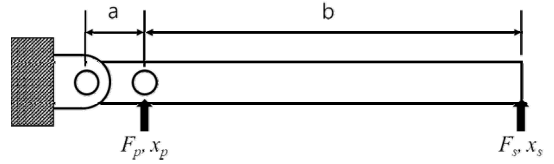


Fig. 3 Displacement amplifier

로서 a와 b의 비율에 따라 레버 끝단에서의 변위 확대율이 달라지며 그에 반비례하여 전달되는 힘이 감소하게 된다. 변위와 압전작동기의 발생력을 고려하여 a는 5 mm, b는 60 mm로 결정하였다. 결정된 값에 의하여 변위 확대율은 12배가 되고 레버 끝단에서는 0.96 mm의 변위를 얻을 수 있다.

3. 시스템 모델링 및 제어기

3.1 1/4 차량 모델링

이 연구에서는 1/4 차량의 모델을 고려하였으며 지배방정식을 도출하기 위하여 차체는 강체로 가정하였고, 타이어의 댐핑력은 타이어의 강성에 비해 무시할 만큼 작다고 가정하고 차량에 대한 모델을 단순화하였다. 따라서 차륜은 질량과 타이어 공기압에 따른 강성만을 갖는 모델로 하였다. 이를 고려한 1/4차량 및 압전작동기 현가장치에 대한 시스템 모델을 Fig. 4에 나타내었으며, 이의 운동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 m_s \ddot{z}_s &= -(k_s + k_e)(z_s - z_u) - F_d \\
 m_u \ddot{z}_u &= (k_s + k_e)(z_s - z_u) - k_t(z_u - z_r) + F_d
 \end{aligned} \tag{3}$$

여기서 m_s 는 차체의 질량, m_u 는 비현가 질량, k_s 는 현가장치의 스프링 상수, k_e 는 댐퍼의 부피보상 스프링을 의미하고, z_s, z_u, z_r 는 각각 자동차의 차체, 휠, 노면의 변위를 의미하며, F_d 는 댐퍼가 발생시키는 댐핑력을 의미한다. 식 (3)은 식 (4)와 같이 다시 표현 될 수 있다.

$$\begin{aligned}
 m_s \dot{x}_2 &= -(k_s + k_e)(x_1 - x_3) - F_d \\
 m_u \dot{x}_4 &= (k_s + k_e)(x_1 - x_3) - k_t(x_3 - z_r) + F_d
 \end{aligned} \tag{4}$$

상태 변수는 다음과 같이 정의 되었다.

$$[x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4]^T = [z_s \ \dot{z}_s \ z_u \ \dot{z}_u]^T \tag{5}$$

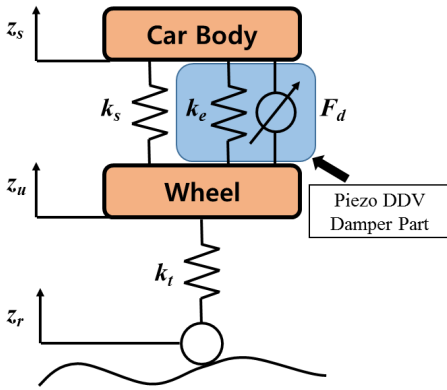


Fig. 4 Quarter vehicle model of the Piezostack DDV suspension system

식 (4)는 식 (5)를 이용하여 다음과 같이 상태 방정식으로 다시 표현 할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -(k_s + k_e) & 0 & k_s + k_e & 0 \\ m_s & 0 & m_s & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ k_s + k_e & 0 & -(k_s + k_e) - k_t & 0 \\ m_u & 0 & m_u & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \\ m_s \\ 0 \\ 1 \\ m_u \end{bmatrix} F_d + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ k_t \\ m_u \end{bmatrix} z_r \quad (6)$$

3.2 Piezostack DDV 댐퍼 모델링

제안된 댐퍼에서 마찰력의 영향은 크지 않기에 이 연구에서는 고려하지 않도록 한다. 댐퍼의 점성력 및 압력 강하에 의한 댐핑력은 피스톤 상부와 하부의 압력 차이에 따른 압력 강하로 생성되며 압력강하 상관계수는 유체역학적 관계식에 의해 유도된다. 이때 압력강하 상관계수에 면적을 곱하게 되면 댐핑력을 도출할 수 있으며 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_d = (A_p - A_r)\Delta P_t \quad (7)$$

이때 A_p 와 A_r 은 피스톤과 피스톤로드의 단면적을 뜻한다. ΔP_t 는 시스템 전체에서 일어나는 압력강하를 나타낸다. 압력 강하는 밸브 시스템과 또한 댐퍼

댐퍼와 밸브를 연결하는 파이프에서 일어나며, 밸브 시스템에서 일어나는 압력강하는 식 (2)와 같으며 파이프에서 일어나는 압력 강하는 식 (8)과 같다. 또한 유체를 비압축성 유체라 가정하면 파이프를 지나는 유체의 유량 Q_p 는 식 (9)와 같으며, 밸브를 지나는 유량 Q_s 는 식 (10)과 같이 정의 할 수 있다.

$$\Delta P_p = 8\mu l Q / (\pi d^4) \quad (8)$$

$$Q_p = (A_p - A_r)v_p \quad (9)$$

$$Q_s = Q_p = Q \quad (10)$$

ΔP_p 는 파이프 내에서의 압력 강하를 나타내고, μ 는 유체의 점도, l 은 파이프의 길이, d 는 파이프의 내부 지름, v_p 는 피스톤의 속도를 나타낸다. 시스템에서 발생 하는 압력강하 ΔP_t 는 밸브와 파이프의 압력강하의 합으로 나타낼 수 있으며, 식 (2), (8), (9)와 (10)을 이용하여 식 (11)과 같이 계산할 수 있다. 또한 식 (7)과 식 (11)을 이용하여 댐핑력을 계산하면 식 (12)와 같이 계산 할 수 있다.

$$\Delta P_t = \rho Q_s^2 / (2C_d^2 A_v^2) + 8\mu l Q_p / (\pi d^4) \quad (11)$$

$$F_d = (A_p - A_r)[\rho Q_s^2 / (2C_d^2 A_v^2) + 8\mu l Q_p / (\pi d^4)] \quad (12)$$

3.3 스카이크 제어기

이 연구에서는 댐퍼의 댐핑력을 조절하기 위하여 skyhook controller를 사용하였다. Skyhook controller는 kamopp이 제안한 컨트롤러로서, 알고리즘이 간단하여 차량의 제어에 많이 사용된다. Skyhook controller란 하늘에 절대 좌표를 설정하고 차체와 하늘 사이에 가상의 현가장치를 가정하여, 차체의 운동에 의해 가상 현가장치에서 발생하는 댐핑력을 요구 댐핑력으로 설정하여 그 요구 댐핑력을 실제의 현가장치에서 발생 시켜주는 방법이다. Skyhook controller의 댐핑력은 차체의 절대속도에 의해 결정되며 다음과 같이 정의한다.

$$u = c_{sky} \dot{z}_s \quad (13)$$

$$u = \begin{cases} u, & \text{for } u(\dot{z}_s - \dot{z}_u) > 0 \\ 0, & \text{for } u(\dot{z}_s - \dot{z}_u) < 0 \end{cases} \quad (14)$$

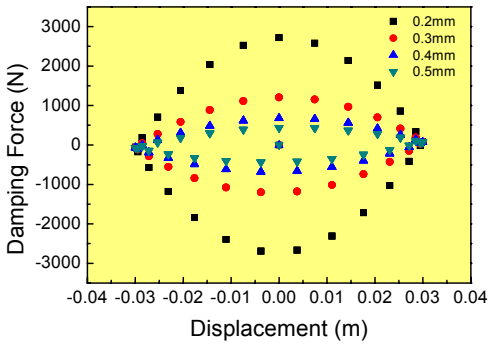
여기서 C_{sky} 는 제어 이득치이며, 물리적인 의미로는 댐핑 계수를 나타낸다. u 는 요구 댐핑력을 나타내며 제어기는 댐퍼가 요구 댐핑력을 발생 시킬 수 있게 댐퍼의 역변환 모델을 통하여 스프링의 변위(x_s)를 계산하여 압전작동기의 변위를 제어한다. 이때, 반능동 조건식인 식 (14)를 함께 적용한다.

4. 댐퍼 성능 평가

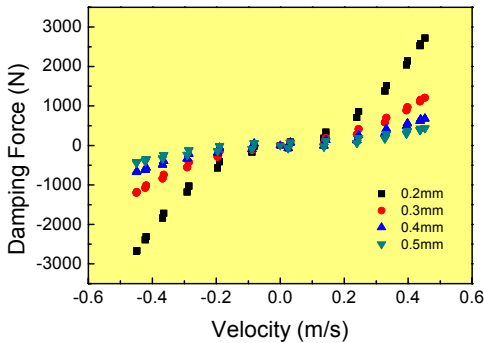
이 연구에서는 1/4 차량 모델을 적용하여 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 제안된 댐퍼의 성능을 평가 하였다. 시뮬레이션에 사용된 값들은 실제 차량에 사용되는 값들과 동일한 값을 사용하였다. Fig. 5(a)의 그림은 댐퍼의 force-displacement의 관계 선도를 보여 준다. 스프링의 변위는 0.2에서 0.5 mm까지 0.1 mm씩 변화 시켰으며 2.4 Hz, 30 mm의 진폭을 갖는 정현파를 가진 조건으로 시뮬레이션을 수행 하였다. 스프링의 변위가 가장 적을 때 가장 큰 댐핑력을 발생

시켰고 그 값은 2.7 kN이며, 가장 작은 댐핑력은 440 N 값을 나타내었다. 제어 영역은 2.3 kN으로 큰 값을 나타내며, 유체의 점도만을 이용하여 댐핑력을 생성하기 때문에 일반 수동형 댐퍼와 마찬가지로 히스테리시스 가 없다는 장점을 나타낸다.

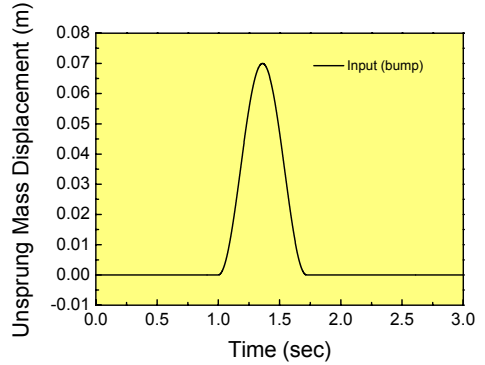
Fig. 5(b)는 댐퍼의 force-velocity의 관계 선도를



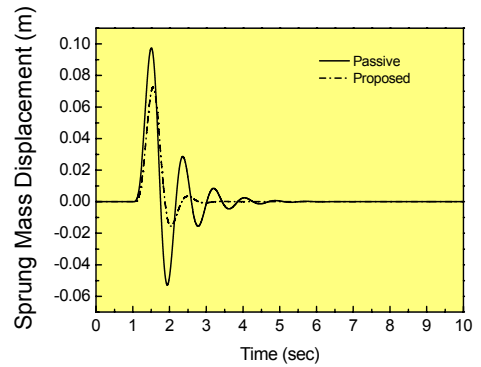
(a) Force vs displacement diagram



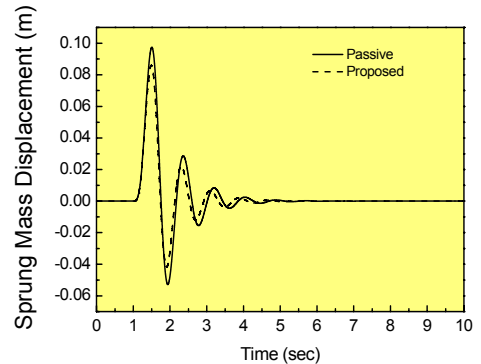
(b) Force vs velocity diagram



(a) Road profile



(b) Passive vs skyhook



(c) Fail-safe condition

Fig. 5 Field-dependent damping force of the piezostack DDV damper

Fig. 6 Ride comfort simulation results with bump road profile

보여 준다. 피스톤 헤드의 속도에 따른 댐핑력 관계를 보여 주고 있으며 제한한 댐퍼의 특성을 보여주고 있다. 댐핑력은 속도와 지수함수적인 관계를 갖는 것을 볼 수 있다. 이는 저속 구간에서는 낮은 댐핑력을 갖고 고속 구간에서는 높은 댐핑력을 갖는 것을 의미한다. 이는 속도가 낮은 주파수의 진동을 차체에 전달시키지 않는다는 것을 의미한다. 이는 승차감 측면에서 매우 좋은 특성임을 의미한다. Fig. 6(a)는 가진된 범프의 변위와 시간을 보여준다. 범프는 차량 속도가 30 km/s이고 높이는 70 mm인 범프라 가정하였다. Fig. 6(b)는 제안된 댐퍼와 일반 수동형 댐퍼의 성능을 비교한 결과이다. 일반 수동형 댐퍼를 적용한 차량은 최솟값 0.1 m를 갖으며, 수렴하는데 6초가 걸리는 것을 볼 수 있다. 그에 반하여 제안한 댐퍼는 최솟값 0.07 m를 갖으며, 3초에서 수렴하는 것을 보여준다. 또한 댐퍼는 페일 세이프 조건을 만족해야 하기 때문에 제어가 되지 않는 상황에서는 어떤 성능을 나타내는가에 대한 시뮬레이션 수행 하였다. 제어가 가능 하지 않을 때 스프링의 변위는 0.2 mm로 고정된다. 스프링의 변위가 고정 되면 일반적인 수동형 댐퍼와 같은 특성을 갖게 된다. Fig. 6(c)는 제어가 가능 하지 않을 때와 일반 수동형 댐퍼를 비교한 결과를 보여준다. 제어가 되지 않을 때의 결과가 일반적인 수동형 댐퍼에 비하여 변위가 적으며 수렴속도가 수동형 댐퍼에 비하여 빠른 것을 볼 수 있다. 이는 제어기가 고장이나 기기문제로 인하여 제어가 되지 않을 때에도 수동형 댐퍼보다 좋은 성능을 갖는다는 것을 의미한다. 그러나 실용화 적용 시 제안된 시스템의 내구성에 대한 연구가 반드시 필요하다.

5. 결 론

이 연구에서는 새로운 타입의 차량용 현가장치를 제안하였다. 제한한 댐퍼는 압전작동기로 구동되는 반능동형 작동기로서 압전작동기의 장점을 이용하는 새로운 타입의 댐퍼 시스템이다. 먼저 밸브와 피이프의 유체 식을 바탕으로 댐퍼의 댐핑력 모델을 구축 하였으며, 요구되는 댐핑력을 얻기 위해 요구되는 스프링의 변위를 결정하였다. 또한 스프링의 변위에 따른 댐퍼의 댐핑력 변화를 고찰 하였다. 이후 1/4 차량과 댐퍼에 대한 지배 방정식을 도출하였으며,

skyhook controller를 이용하여 차량 제어 시뮬레이션을 수행 하였다. 제어기에 적절한 제어 이득을 인가하였을 때 우수한 제어 성능을 보였으며 이를 통하여 제안된 댐퍼의 제어성능을 확인 할 수 있었다. 향후, 실제 댐퍼 시스템을 제작하고 실험을 통하여 댐퍼의 성능 실험을 수행할 예정이다.

References

- (1) Bastow, D., Howard, G. and Whitehead, J. P., 2004, *Car Suspension and Handling*, Warrendale: SAE International.
- (2) Karnopp, D., 1983, *Active Damping in Road Vehicle Suspension Systems*, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 12, No. 6, pp. 291~311.
- (3) Choi, S.-B. and Han, Y.-M., 2012, *Magnetorheological Fluid Technology: Applications in Vehicle Systems*, CRC Press.
- (4) Carlson, J. D., Cantanzarite, D. M. and St.Clair, K. A., 1995, *Commercial Magnto-rheological Fluid Devices*, *Proceedings of the 5th International Conference on ER Fluids, MR Suspensions and Associated Technology*, pp. 20~28.
- (5) Spencer Jr., B. F., Dyke, S. J., Sain, M. K. and Carlson, J. D., 1997, *Phenomenological Model for a Magnetorheological Damper*, *Journal of Engineering Mechanics*, ASCE, Vol. 123, No. 3, pp. 230~238.
- (6) Kamath, G. M., Wereley, N. M. and Jolly, M. R., 1998, *Characterization of Semi-active Magneto-rheological Fluid Lag Mode Damper*, *Proceedings of The SPIE Conference on Smart Structures and Integrated Systems*, pp. 3329~3337.
- (7) Lee, H. S. and Choi, S. B., 2000, *Control and Response Characteristics of a Magnetorheological Fluid Damper for Passenger Vehicles*, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 11, No. 1, pp. 80~87.
- (8) Kim, H. S., Seong, M. S., Choi, S. B. and Kwon, O. Y., 2011, *Performance Evaluation of a Full Vehicle with Semi-active MR Suspension at Different Tire Pressure*, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 21, No. 11, pp. 1067~1073.
- (9) Rabie, M. G., 2009, *Fluid Power* : Chaper 5

Hydraulic Control Valves, Mc Graw Hill, USA, pp. 157~172.

(10) Jeon, J., Han, C., Han, Y. M. and Choi, S. B., 2014, A New Type of a Direct-drive Valve System Driven by a Piezostack Actuator and Sliding Spool, Smart Materials and Structures, Vol.23, No. 7, 2014, pp. 075002.

School and fellow professor in Inha University. He is a fellow of NAEK(National Academy Engineering of Korea), KAST(The Korean Academy of Science and Technology). His research interests are robust controller design and control of various systems using smart actuators.



Seung-Bok Choi received the B.S. degree in Mechanical Engineering from Inha University in 1979, MS degree and Ph.D. degrees from Michigan State University in 1986 and 1990, respectively. He is currently Dean of the Graduate