

자기유변유체 댐퍼를 이용한 운전석의 진동감쇠에 대한 연구

A Study on The Vibration Reduction of a Driver Seat Controlling an MR Fluid Damper

안 병 일, 전 도 영
(Byung-Il Ahn, Do-Young Jeon)

Abstract : A seat suspension system with a controlled MR(Magneto Rheological) fluid damper is introduced to improve the ride quality and prevent the health risk of a driver compared to fixed seats. The system is located between a seat cushion and the base, and is composed of a spring, MR fluid damper and controller. The MR fluid damper designed in valve mode is capable of producing a wide range of damping force according to applied currents. In experiments, a person was sitting on the controlled seat excited by a hydraulic system. The skyhook control, continuous skyhook control and relative displacement control were applied and the continuous skyhook control improved the vibration suppression by 36.6%.

Keyword : MR fluid damper, seat suspension system, continuous skyhook control, skyhook control

I. 서론

노면이 불규칙한 도로를 주행하는 차량의 탑승자가 주행 중 느끼는 심리적, 육체적 불편감을 나타내는 승차감은 차량에서 인체로 전달되는 진동에 의하여 발생하며 차량의 품질 및 운전자의 건강을 좌우하는 중요한 요소 중 하나이다.

장시간 차량을 운전하는 운전자는 피로에 의한 능률의 감퇴와 관절염, 위장 질환, 허리 디스크와 같은 질병을 초래할 수 있으므로 진동 억제에 필요성이 절실히 요구 되는데, 버스나 트럭과 같은 대형 차량은 고정된 파라미터를 가진 차체 현가장치에서 진동을 흡수하기에는 근본적인 한계가 있다[1]. 따라서 운전석의 기구학적 설계 변형이나 제어가능한 댐퍼를 장착한 현가장치를 구성하여 승차감을 개선하려는 연구가 진행중이다[2][3].

제어가능한 댐퍼를 장착한 반능동형 진동제어장치는 변위 및 가속도 센서를 통해 얻어진 운전석의 상태에 따라 댐핑력을 조절하게 되는데, 외부로부터 유입되는 힘없이 오직 댐핑력 크기의 변화만으로 능동형 현가 장치와 비슷한 성능을 갖고 있어 연구가 활발하게 진행되어 왔다[3].

본 연구에서는 버스 운전석 의자에 스프링과 자기 유변 유체 댐퍼를 장착한 부가적인 현가장치를 구성 하여, 다양한 제어 법칙을 적용함으로써 운전석의 승차감 개선을 모색하고자 한다.

II. 이론

1. 자기유변유체 댐퍼

자기유변유체 댐퍼에 의해 발생하는 감쇠력은 크게 두 가

지의 압력 강하로 인하여 발생 하는데, 유체 점성에 의한 압력 강하 ΔP_η 와 인가 자장에 의해 유도된 항복응력에 의한 압력 강하 ΔP_τ 는 다음과 같이 표현되며 이러한 설계 인자는 원하는 감쇠력과 제어비의 범위로부터 결정된다.

$$\Delta P_\eta = \frac{12\eta QL}{g^3 w} \tag{1}$$

$$\Delta P_\tau = \frac{c \tau L}{g} \tag{2}$$

여기서, η 는 유체의 점도, τ 는 전단응력, Q 는 유체의 유속, L 은 피스톤 헤드의 길이, w 는 피스톤 헤드의 둘레, g 는 오리피스 간격, c 는 제어비($=\Delta P_\tau / \Delta P_\eta$)에 따라 주어지는 상수 값이다 [4][5].

제작한 댐퍼의 모습이 그림 1에 나타나 있으며, 그림 2는 피스톤 속도에 따른 감쇠력을 도시한 것으로서 댐퍼에 인가된 전류의 증가에 따라 감쇠력이 크게 증가함을 볼 수 있다.

2. 진동 제어 알고리즘

2.1 스카이훅 제어

스프링상 질량의 절대 속도와 스프링상 질량과 스프링 사이의 상대 속도 즉 댐퍼의 속도에 따라 두가지로 설정된 감쇠계수를 결정하는 방법으로 다음과 같은 식(3)으로 표현된다[6].

$$c = \begin{cases} c_{on} & \text{if } \dot{z}_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_0) > 0 \\ c_{off} & \text{if } \dot{z}_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_0) \leq 0 \end{cases} \tag{3}$$

여기서 \dot{z}_1 은 스프링상 질량의 속도, \dot{z}_0 은 운전석 바닥의

논문접수 : 2002. 3. 25., 채택확정: 2002. 9. 11.

안병일 : 서강대학교 기계공학과 대학원(biahn@soogang.ac.kr)

전도영 : 서강대학교 기계공학과(dyjeon@sogang.ac.kr)

* 본 연구는 유변광정연구센터(ARC)를 통한 한국 과학재단의 지원(R11-2000-020303-0)을 받아 이루어졌으며 지원에 감사드립니다.

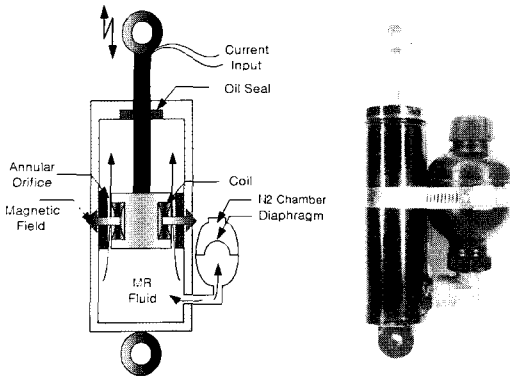


그림 1. 자기유변유체 댐퍼의 모형도.

Fig. 1. Schematic plot of the MR fluid damper.

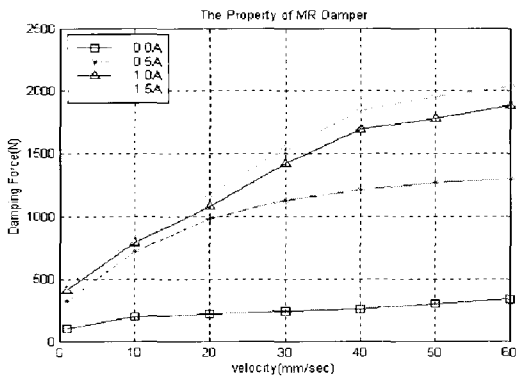


그림 2. 댐핑력과 속도 곡선.

Fig. 2. Relation between damping force and velocity.

수직 방향 속도를 나타내며 절대속도와 상대 속도의 곱이 0 보다 클 경우에는 댐퍼에 자기장이 인가되고 0보다 작을 경우에는 자기장이 인가되지 않는다.

2.2 연속 스카이훅 제어[7]

스카이훅 제어기는 절대속도와 상대 속도의 신호로 감쇠 계수를 최대와 최소로 바꾸어 주기 때문에 갑작스런 감쇠계 수 전환에 따른 떨림 현상이 생길 수 있으며 댐퍼의 시간 지연으로 성능이 저하될 수 있다. 따라서 연속적인 제어기 출력력을 가지는 다음과 같은 변형된 스카이훅 알고리즘이 필요하다.

$$c = \begin{cases} c_{max} & c_{sh} \frac{\dot{z}_1}{\dot{z}_1 - \dot{z}_0} > c_{max} \\ c_{sh} \frac{\dot{z}_s}{\dot{z}_s - \dot{z}_b} & c_{min} \leq c_{sh} \frac{\dot{z}_1}{\dot{z}_1 - \dot{z}_0} \leq c_{max} \\ c_{min} & c_{sh} \frac{\dot{z}_1}{\dot{z}_1 - \dot{z}_0} < c_{min} \end{cases} \quad (4)$$

여기서 c_{sh} 는 설계자에 의해서 정해지는 스카이훅 제어

감쇠계수 이고, \dot{z}_1 은 운전석 윗 부분의 속도, \dot{z}_0 는 운전석 하부 지지부의 속도를 나타내며, c_{max} 와 c_{min} 은 실제 시스템에서 변할 수 있는 감쇠계수의 최대값과 최소값을 각각 의미한다.

2.3 상대 변위 제어

운전석 현가장치에서 움직임의 윗 부분과 아래 부분에서 충격을 방지하기 위해 상대 변위에 따라 미리 설정되어진 변위, d_{th} 를 초과할 때 감쇠계수를 최대로 하는 것으로 다음과 같은 식(5)으로 표현된다.

$$c = \begin{cases} c_{max} & |d| > d_{th} \\ c_{min} & |d| < d_{th} \end{cases} \quad (5)$$

여기서, $|d|$ 는 운전석 현가장치의 상대 변위이다[8][9].

III. 실험

1. 댐퍼의 감쇠계수-제어 전압 모델

제작한 자기유변유체 댐퍼를 적절히 제어하기 위해 원하는 감쇠력이 발생하도록 입력 제어 전압을 얼마로 설정해야 하는 지를 알아야 하는데, 제작한 댐퍼의 성능 실험을 통해 얻은 감쇠계수-제어 전압의 곡선으로부터 이를 근사적으로 모델링 함으로써 원하는 제어를 수행할 수 있게 된다.

그림 3은 실험용 자기유변유체 댐퍼의 인가 전압에 대한 감쇠계수를 나타내며, 최소 자승법을 이용하여 속도에 따른 댐퍼의 모델링 식을 얻으면 그림 4와 같은 감쇠계수-제어 전압 곡선을 구할 수 있다.

감쇠계수-제어 전압 모델은 다음과 같이 표현된다.

$$volt = 2.0 \times 10^{-4} c_d - 0.5093 \quad (6)$$

여기서 c_d 는 계산된 감쇠계수를 나타내며, 보다 정확한 댐 퍼 제어를 위해서는 댐퍼의 속도에 따라 댐 퍼 모델식을 다르게 적용할 수 있도록 보완하는 작업이 필요하다.

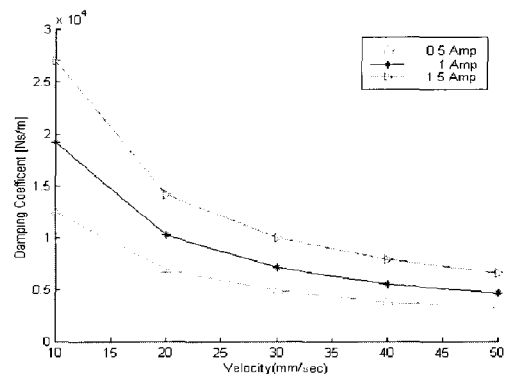


그림 3. 감쇠계수와 속도 관계.

Fig. 3. Relation between damping coefficient and velocity.

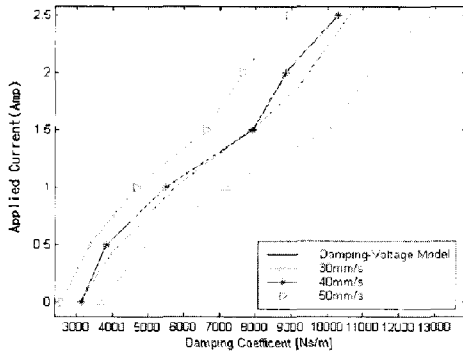


그림 4. 감쇠계수와 입력전류와의 관계.
Fig. 4. Relation between damping coefficient and input current.

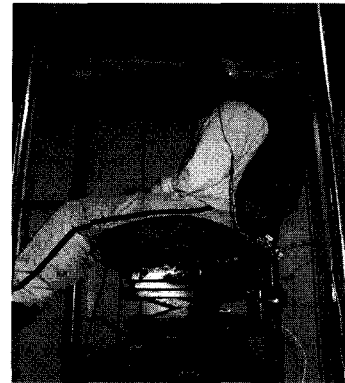


그림 6. 실험 장치의 사진.
Fig. 6. Photo of experimental setup.

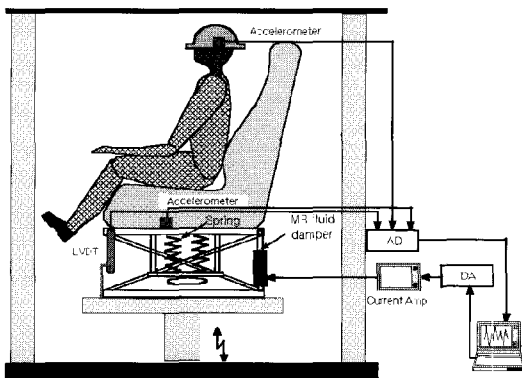


그림 5. 실험 장치의 개략도.
Fig. 5. Schematic plot of experimental setup.

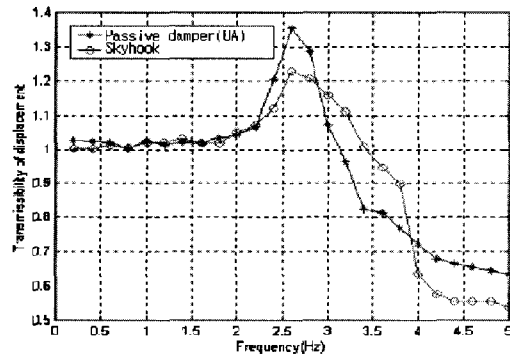


그림 7. 머리의 변위 전달성 실험 결과.
Fig. 7. Transmissibility of displacement on head.

2. 실험 장치의 구성

운전석 현가장치의 성능을 확인하기 위하여 그림5와 같은 실험 장치를 구성하였다. 마이크로 프로세서는 2MHz Clock Rate의 D/A 2채널, A/D 8채널이 있는 National-Instruments사의 Lab-PC+를 사용하였다. 제어 알고리즘의 샘플링 시간은 4msec이며, LVDT와 가속도계에서 나온 신호는 A/D 변환기를 통해 컴퓨터에 전해지고 LVDT에서 나온 변위와 계산된 속도에 따라 댐퍼에 전류를 인가시켜 감쇠력을 조절한다. 유압 서보 액츄에이터는 D/A 변환기에서 나온 0~5V의 신호에 따라 0~150mm의 행정을 갖는다. 그림 6은 실제 실험 모습을 나타낸다.

3. 실험 결과

3.1 연속 정현파 입력 실험

실제실험의 성능을 확인하기 위하여 0~5Hz까지 0.1Hz 단위로 크기 5mm의 정현파를 입력신호로 하여 운전석 현가장치의 성능을 실험하였다. 실험에 사용된 운전석은 스프링과 자기유변유체댐퍼로 구성되어 있다.

변위 전달비와 가속도 전달비의 차이를 비교한 그림이 그림 7과 그림 8에 나와있다. 그림 7에서 알 수 있듯이 수동 댐퍼를 장착했을 때 변위 전달비가 1.38이었고, 제어 알고리즘을 적용시에는 변위 전달비가 1.23이었다. 그림 8에서도 가속도 전달비는 2Hz 이상의 주파수에서 고르게 성능이 향상됨을 알 수 있다.

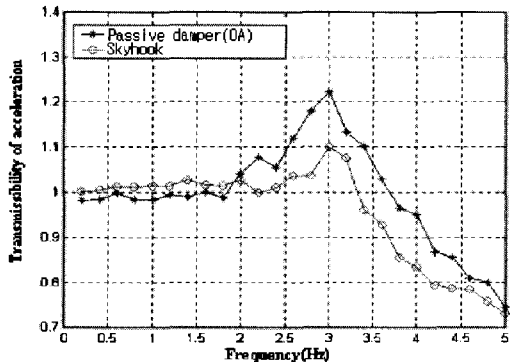


그림 8. 머리의 가속도 전달성 실험결과.
Fig. 8. Transmissibility of acceleration on head.

실제실험의 공명 주파수는 같은 파라미터를 가진 모사실험보다 큰 값이 나오는데 이는 실제실험에서 가지는 오차로서, 스프링의 비선형성, 운전석의 기구학적 해석의 단순화에 오는 차이로 보인다.

3.2 불규칙 신호 입력 실험

불규칙 신호로 가진된 경우의 수동 현가장치와 반응동 현가장치와의 성능을 비교하였다. 그림 9는 수동 현가장치에서의 가진 신호에 대한 운전석의 변위를 나타내었고, 그림 10은 스카이훅 제어법칙을 적용한 경우의 운전석 변위를 나타낸 것이다. 수동 현가장치는 입력 신호에 대하여 더 큰

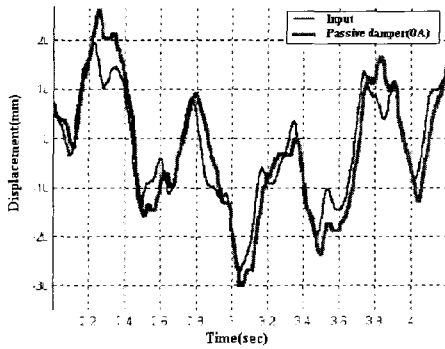


그림 9. 임의의 도로면에서의 수동 댐퍼 실험 결과.
Fig. 9. Result of passive damper for random Input.

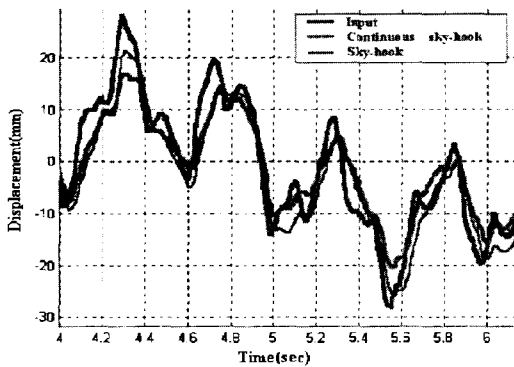


그림 10. 불규칙한 도로면에서의 제어 결과.
Fig. 10. Result of controls for random input.

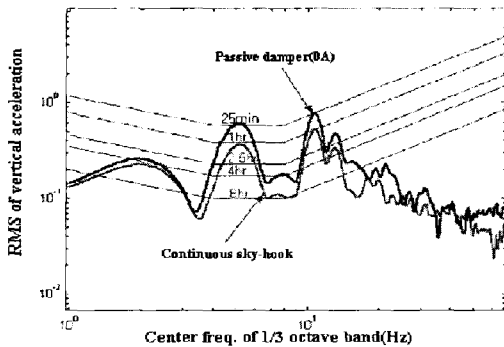


그림 11. 수동 댐퍼와 연속 스카이훅의 가속도 제공권 비교.
Fig. 11. RMS of acceleration in cases of passive and continuous skyhook control.

변위 폭을 갖고 있으나 스카이훅 제어를 한 경우에는 입력 변위보다 작은 변위 전달을 보이고 있다.

그림 11은 운전자 머리 가속도의 ISO 승차감 지수를 비교한 것으로 인체가 가장 민감하게 느끼는 4-8Hz의 진동에 대하여 연속 스카이훅 제어시에 수동 현가장치보다 4Hz에서 8Hz 구간에서 승차감이 많이 개선됨을 확인 할 수 있다. 그림에서 25min, 1hr 등은 인체가 수직 진동에 그러한 시간동안 노출되었을 때 피곤함을 느끼는 정도를 표시한 것으로 예를 들면 5Hz의 진동이 계속될 때 고정식 댐퍼를 사용하

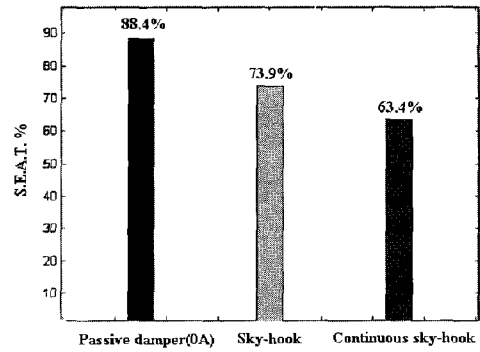


그림 12. S.E.A.T 값의 비교.
Fig. 12. Comparison of S.E.A.T values.

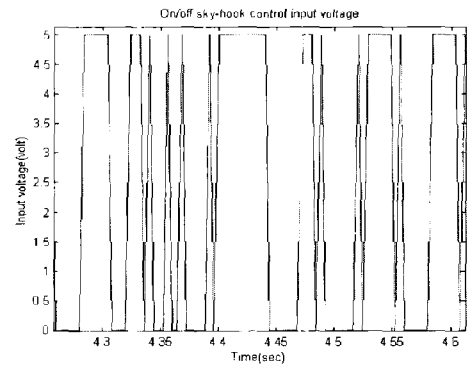


그림 13. 스카이훅 제어기 입력 전압.
Fig. 13. Skyhook control input voltage.

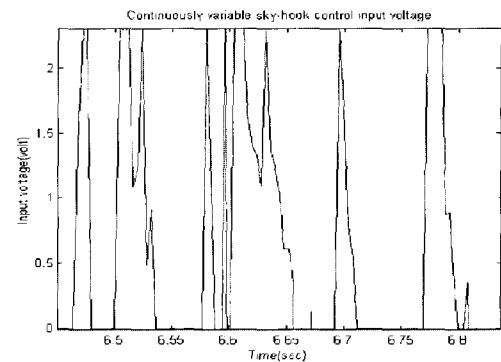


그림 14. 연속 스카이훅 제어기 입력 전압.
Fig. 14. Continuous skyhook control input voltage.

면 25분만에 일정수준의 피로를 느끼나 연속 스카이훅제어를 사용하면 1시간정도 되어야 비슷한 피로를 느낀다고 이해할 수 있다.

그림 12는 S.E.A.T(Seat Effective Amplitude Transmissibility) 값[1][11] 비교한 것인데 S.E.A.T 값은 운전석의 가속도와 바닥면의 가속도의 함수에 의한 평가방법으로 100보다 작은 경우 진동이 감쇠 되었다는 것을 의미한다. 그림 12를 보면 연속 스카이훅 제어를 한 경우에 on off식 스카이훅 제어시보다 불규칙 입력에 대하여 약 9%의 성능 개선을 가져왔으며, 이러한 이유는 스카이훅 제어시에는 순간적인 감쇠 계수

의 변화가 요구되는데 실제 댐퍼의 감쇠력이 변하는 데는 시간이 걸리기 때문이라고 판단된다. 향후 제어 알고리즘의 신뢰성을 얻기 위하여 다양한 도로 환경에 대한 성능 확인 필요성이 요구된다.

그림 13은 스카이훅 제어시 제어 입력 신호를 나타내며 그림 14는 연속 스카이훅 제어를 한 경우의 제어 입력 신호를 나타낸다. 그림에서 볼 수 있듯이 연속 가변 제어는 속도에 따라 입력 전압이 연속적으로 변함을 알 수 있다.

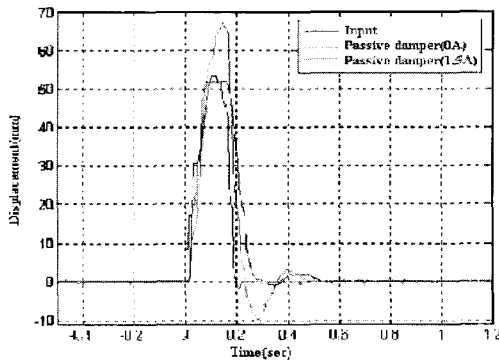


그림 15. 둔턱 입력면에 대한 수동 댐퍼의 결과.
Fig. 15. Result of passive damper for a bump Input.

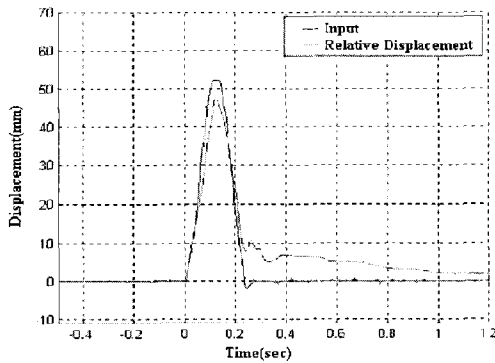


그림 16. 둔턱 입력에 대한 상대변위제어의 결과.
Fig. 16. Result of relative displacement control for a bump input.

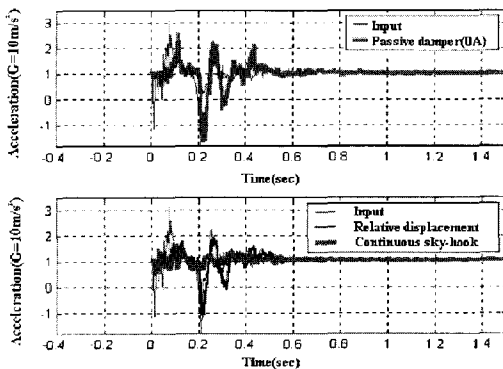


그림 17. 둔턱 입력에 대한 가속도 그래프.
Fig. 17. Result of acceleration for a bump Input.

3.3 둔턱 신호 입력 실험

그림 15와 16은 둔턱 입력 신호의 운전석 변위를 측정된 그래프이다. 그림 15를 보면 둔턱 신호 입력시 수동 현가장치를 장착한 진동 곡선을 나타내는 것으로 운전석이 상하로 움직이고 있음을 보여주고 있으나, 그림 16과 같이 상대 변위 제어를 한 경우에는 변위 전달이 줄어들었음을 볼 수 있다.

그림 17은 둔턱 입력 신호에 대한 운전자 머리 가속도의 그래프이다. 수동 현가 장치에서의 가속도와 연속 스카이훅 제어 및 변위 제어를 한 경우의 가속도를 나타내는 것으로 가속도의 최고값이 각각 수동 현가장치보다 35%, 22% 개선되었다.

IV. 결론

본 논문에서는 장시간 동안 운전석에 앉아 있는 운전자의 승차감을 개선하기 위하여 인가 전류에 의해 감쇠력을 조절할 수 있는 댐퍼를 제작하여 실제 운전석에 장착하고 제어 알고리즘을 적용해 봄으로써 운전석의 성능을 개선하고자 하였다.

실험에서는 연속 스카이훅이 우수한 성능을 보였는데 이는 전류의 변화에 따른 댐핑력의 변화에 시간 지연이 있는 것에 기인한다고 판단된다. 여러 경우에 대한 실험결과 연속 스카이훅이 가장 나은 진동 감쇠를 보였으며 S.E.A.T 값의 결과에서도 연속 스카이훅은 36.6%의 진동 감쇠 효과가 있었다.

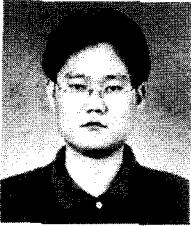
참고문헌

- [1] M. J. Griffin, *Handbook of Human Vibration*, Academic Press, London, 1990.
- [2] G. J. Stein, "A diver's seat with suspension of electropneumatic type," *Journal of Vibration & Acoustics-Transactions of the ASME*, Vol. 119, No. 2, pp. 230-235, April, 1997.
- [3] M. J. Griffin and X. Wu, "A Semi-active control policy to reduce the occurrence and severity of End-stop impacts in a suspension seat with an electrorheological fluid damper", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 203, No. 5, pp. 781-793, June, 1997.
- [4] P. J. Wahlers, "Method for controlling a seat suspension system," *United States Patent*, No. 5908456, 1999.
- [5] J. D. Carlson, M. J. Chrzan, and N. C. Raleigh, "Magnetorheological fluid damper," *United States Patent*, No. 5277281, 1994.
- [6] J. Y. wong, *Theory of Ground Vehicles*, John Wiley, 1993.
- [7] M. Nagai and T. Shioneri, "Theoretical study on Semi-active suspensions by nonlinear feedback control," *SAE 891210*, 1989
- [8] Y. Wan and J. M. Schimmels, "Optimal seat suspension design based on minimum simulated subjective response," *Journal of Biomechanical Engineering*, Vol. 119, No. 4, pp. 409-416, November, 1997.
- [9] M. J. Griffin and X. Wu, "The influence of End-stop buffer characteristics on the severity of suspension seat End-stop impacts," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 215, No.4, pp. 989-995, Aug, 1998.

- [10] M. J. Griffin and L. Wei, "The prediction of seat transmissibility from measures of seat impedance", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 24, No. 1, pp. 121-137, July,

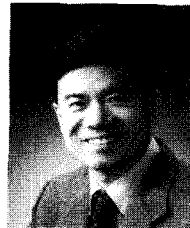
1998.

- [11] C. M. Harris, *Shock and Vibration Handbook*, McGraw-Hill, New York, 1991.



안병일

1977년 6월 12일생. 2001년 서강대학교 기계공학과(공학사). 2001년~현재 서강대학교 기계공학과 석사과정 재학중.



전도영

1984년 서울대학교 기계공학과 (공학사). 1986년, 1991년 University of California, Berkeley 기계공학과(공학석사,공학박사). 1992년~1994년 University of Miami 조교수. 1994년~현재 서강대학교 기계공학과 교수. 관심분야는 고속고정밀서보제어, 기계가공관련제어, MR유체응용, 공정모니터링시스템.