

<기술논문>

승용차용 반능동 현가시스템의 제어 (2)

- 1/4 차량실험 및 파라미터 연구 -

조영완* · 이경수*

(1997년 1월 23일 접수)

Control of Semi-active Suspensions for Passenger Cars (II)

- 1/4 Car Experiments and Parametric Study -

Y. W. Cho and K. Yi

Key Words : Semi-active Suspensions(반능동 현가시스템), Quarter Car Test Rig(차량시험기), Modulable Damper(가변감쇠), Sky-hook Damping Control(Sky-hook 감쇠제어), State Feedback Control(상태변수 피드백제어)

Abstract

A semi-active suspension test system was designed and built for the experimental study. Vehicle parameters were estimated through tests and a quarter-car model was validated by comparing computer simulation results and laboratory test results. Alternative semi-active suspension control laws have been tested using the test system. Modulable damper used in this study is a "reverse" damper with 42 states which is controlled by a stepper motor. Experimental results have shown that semi-active suspensions have potential to improve ride quality of automobiles.

1. 서론

반능동 현가시스템의 핵심 부품인 가변댐퍼는 기존의 댐퍼와 같은 방식의 댐퍼에 유로(orifice) 유체저항을 전기유압제어밸브(electro-hydraulic control valve) 또는 스텝모터(step motor)로 제어하는 장치를 추가한 형태와 Electro-Rheological Magnetic Fluid(ERM 유체)를 이용하여 댐퍼내의 유체의 점성특성을 제어하여 감쇠력을 제어하는 형태가 있다. 두 가지 방식 모두 1980년대부터 연구 개발되어 왔으며, 1990년대부터는 상용화된 제품이 발표되고 있다. 전기유압제어밸브를 이용하여 감쇠력

을 제어하는 연속식 가변댐퍼(continuously modulable dampers)와 스텝모터로 유로를 제어하여 댐핑력을 제어하는 이산식 가변댐퍼(discrete multi-state modulable dampers)는 여러 자동차회사 및 부품 회사에 의하여 실시간 제어형 반능동 현가시스템(true active damping suspensions)용으로 개발되어 있으며, ERM 유체를 사용하는 "Rotary Active Control Damper"도 성공적으로 개발된 사례가 발표되었다.^(1,2,5-8)

반능동 현가시스템의 제어성능을 결정하는 요소는 제어기법, 가변댐퍼 감쇠력 제어범위, 응답속도 등이 있으며,^(9,10) 이 논문에서는 (1)편에서 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 얻은 결과를 기본자료로 하여 1/4 차량시험기를 이용한 실험을 수행하였다. 실험 연구에 사용된 가변댐퍼는 스텝모터에 의하여 제어

*한양대학교 대학원 기계설계학과

**회원, 한양대학교 기계공학부

되는 다단형 가변댐퍼이다.⁽⁷⁾ (2)편에서는 본 연구에서 사용된 1/4 차량시험기의 구성에 대하여 기술하였고, 1/4 차량시험기를 이용한 실험을 통하여 차량계수를 추정하였으며, 실험결과와 시뮬레이션 결과를 비교하여 1/4 차량 모델을 검증하였다. 그리고 1/4 차량시험기를 이용하여 반능동 현가시스템의 성능을 시험하고, (1)편에서 기술한 제어 알고리즘을 반능동 현가시스템에 적용하여 그 성능을 비교하였다.

2. 1/4 차량시험기의 구성

(1)편에서 기술한 제어로직을 이용하여 반능동 현가시스템의 성능을 실험을 통해서 검증하고 실험 시험에 필요한 자료를 확보하기 위하여 1/4 차량시험기(quarter car test rig)를 설계, 제작하였다. 본 연구에 사용된 시험장치는 차체질량(sprung mass), 차축질량(unsprung mas), 현가장치(suspension) 그리고 타이어(tire)로 구성된 1/4 차량시험용이며, 수동 현가시스템 및 능동 현가시스템도 시험할 수 있도록 설계되었다.

Fig. 1은 1/4 차량시험기를 보여주는 사진으로 여러 구성요소와 차량의 상태를 감지하기 위해 설치된 센서들을 보여주고 있다.

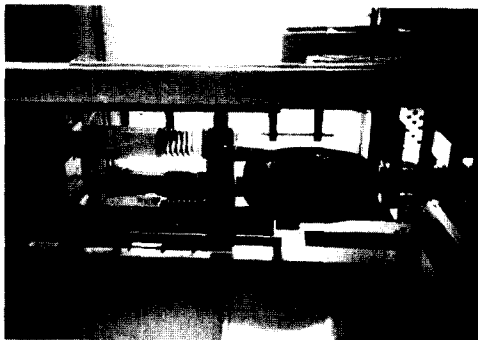


Fig. 1 Photos of the quarter car test rig

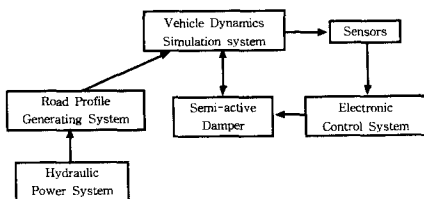


Fig. 2 Experimental setup of the quarter car suspension test rig

본 실험장치의 활용 방안으로는 여러 센서를 통해 측정된 데이터를 이용해서 가변댐퍼의 성능특성, 즉 힘-속도특성, 가변댐퍼 액츄에이터의 동적응답특성, 주파수특성을 측정하여 제어기법 연구, 제어기 설계, 시뮬레이션 등에 활용할 수 있다.

Fig. 2는 반능동 현가시스템 시험시스템의 구성을 보여주고 있다. 시험시스템은 다음과 같은 Sub-system으로 구성되어 있다.

3. 실험에 의한 파라미터 추정

3.1 타이어 강성의 추정

타이어 강성계수(tire stiffness)는 센서를 사용하여 측정된 타이어힘(tire force)과 타이어변위(tire deflection)을 이용하여 그 값을 추정할 수 있다. 타이어힘은 타이어 아래쪽에 힘센서(load cell)를 장착해서 측정하였고, 타이어변위는 차축질량의 변위와 노면입력 변위를 각각 변위센서(LVDT)를 이용해서 측정된 값을 서로 빼 값이다.

실험은 노면입력으로 주파수가 1.4 Hz인 정현파인 경우에 대하여 수행하였다. Fig. 3은 실험을 통하여 측정된 타이어힘과 타이어변위의 값과 두 값에 대한 관계식을 1차식으로 선형화한 것을 나타낸 것이다.

Fig. 3에 나타난 그래프의 기울기 값이 곧 타이어강성을 나타내므로, 타이어 강성계수는 288,340 N/m으로 추정할 수 있다.

3.2 감쇠계수의 추정

수동댐퍼의 감쇠계수(damping rate)는 load cell을 이용하여 감쇠력(damping force)를 측정된 값

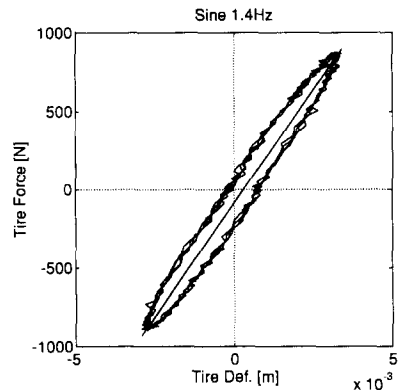


Fig. 3 Tire force-deflection curve

과, LVDT를 이용하여 현가장치변위 (suspension deflection)를 측정된 후 그 값을 미분하여 얻은 현가장치속도(suspension velocity) 값을 이용하여 추정할 수 있다. 감쇠력과 현가장치속도의 값을 인장(extension)과 압축(contraction)일 때를 각각 구별하여 1차식으로 선형화하였을 경우에, 감쇠계수는 인장시 2,574 Nsec/m로 그리고 압축시 1,717 Nsec/m로 추정할 수 있다.

4. 1/4 차량 모델 검증

1/4 차량시험기를 이용하여 실험한 결과와 컴퓨터 시뮬레이션 결과를 서로 비교하여 1/4 차량 모델을 검증하였다. 댐퍼는 비선형 수동댐퍼인 경우이며, 컴퓨터 시뮬레이션 상의 비선형 수동댐퍼는 실험으로부터 얻은 감쇠력과 현가장치속도의 실험 결과를 테이블화해서 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램에 입력한 후 시뮬레이션을 수행하였다.

그리고 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램 상에서는 실험장치에서 차체질량과 차축질량을 지지하는 주기동과 연결시켜 주는 베어링(linear bearing) 때문에 생기는 마찰력을 고려하였고, tire는 감쇠도 고려하여 모델링하였다.

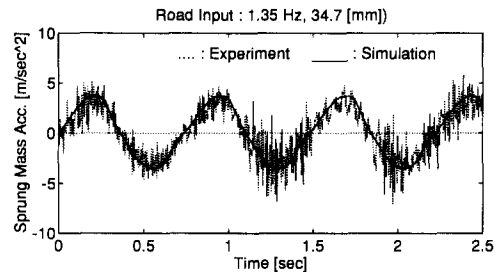
차체질량과 차축질량을 고정된 상태에서, 일정한 속도로 움직이도록 노면입력을 가한 후 타이어 힘을 측정하여, 베어링의 마찰력을 측정하였다. 타이어 감쇠는 계단입력(step input)을 가하여 얻어진 시스템의 과도응답을 측정하여 타이어힘이 일정한 주기로 감소하는 현상과 감쇠율(damping ratio)의 관계로부터 감쇠계수를 추정하였다.

다음은 노면입력이 1.35 Hz 정현파인 경우에 대

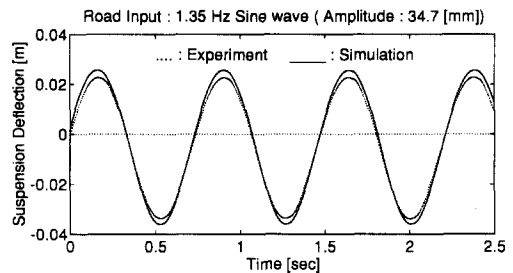
해서 실험결과와 컴퓨터 시뮬레이션 결과를 각각 비교한 것이다. 여기서 사용된 차량계수는 다음과 같으며, Fig. 4는 감쇠력-속도선도(damping force-velocity curve)를 나타낸 것으로 감쇠계수가 비선형인 경우이다.

- Sprung mass : $m_s=209.4$ kg
- Unsprung mass : $m_u=58.5$ kg
- Spring stiffness : $k_s=16,000$ N/m
- Tire stiffness : $k_t=280,000$ N/m

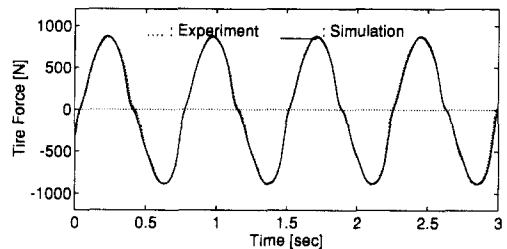
Fig. 5(a)의 차체가속도 값을 비교해 보면 실험 결과에 측정잡음(noise)이 섞여 있지만 그 평균값과 컴퓨터 시뮬레이션 결과가 잘 일치하고 있다. 그리고 Fig. 5(b)의 현가장치변위(suspension deflection)



(a) The sprung mass acceleration



(b) The suspension deflection



(c) The tire force

Fig. 5 Comparisons between experimental and simulation results

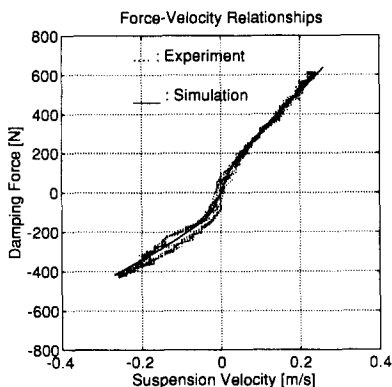


Fig. 4 Force-velocity relationships

은 주파수는 서로 일치하며, 크기는 약간의 차이를 보이고 있다. Fig. 5(c) 타이어힘의 경우에는 주파수와 크기가 잘 일치하고 있다.

5. Stepping Time과 댐핑력 응답속도

본 실험에서 사용된 가변댐퍼를 제어하는 댐핑제어기구는 스텝모터(step motor)로 1-step에 1.8° 회전하며, 중립위치에서 양방향 최대위치까지 움직이는데는 ± 21 step이 필요하다.

가변댐퍼의 응답속도를 측정하기 위해 현가장치 속도를 일정하게 유지한 상태에서 스텝모터를 일정한 각도로 회전시키면서 감쇠력의 변화를 측정하였다. Fig. 7은 가변댐퍼의 응답속도를 나타내는 그림으로 stepping time은 2 msec이며, 응답속도를 비교하기 위하여 과도응답특성을 선형모델과 비교하였다. Fig. 6은 7-steps를 변화시켰을 때이며, 시간상수가 12 msec인 1차 시스템과 유사한 응답속도를 보이고 있다. Fig. 7은 step 수가 3, 7, 21 일 때의 응답특성의 비교를 보여주고 있는데, 감쇠력의 과도응답특성은 step 수에 따라 다르게 나타나며, 응답속도는 step 수에 비례해서 증가한다. 그러므로 감쇠력 응답특성은 stepping time에 가장 큰 영향을 받는다고 볼 수 있다.

6. 실험결과

1/4 차량시험기를 이용하여 차체속도 되먹임(\dot{z}_s feedback) 제어법칙, Sky-hook 감쇠제어법칙 그리고 상태변수 되먹임(state feedback) 제어법칙을 적용하여 반응동 현가시스템의 제어성능을 수동 현가시스템과 비교하였다.

6.1 정현파 응답(sinusoidal response)

6.1.1 차체속도 되먹임제어법칙과 Sky-hook 감쇠제어법칙의 비교

다음 실험결과는 $|\dot{z}_s| \leq 0.15$ m/sec인 경우에 차체속도(\dot{z}_s) 값에 비례해서 다단댐퍼의 단을 -7단에서부터 7단까지 설정하여 제어하는 경우이다. Sky-hook 감쇠제어법칙을 이용하여 다단댐퍼의 단을 제어한 경우에 Sky-hook 감쇠계수는 4,000 N sec/m을 사용하였다. 실험은 1.3 Hz, 4 Hz, 10 Hz 정현파 노면입력에 대하여 수행되었다.

Fig. 8은 1.3 Hz에 대해서 반응동 현가시스템을

차체속도 되먹임(\dot{z}_s feedback) 제어법칙으로 제어한 경우와 Sky-hook 감쇠제어법칙으로 제어한 경우를 수동 현가장치와 비교한 것이다. 차체 가속도의 값은 수동 현가시스템보다 반응동 현가시스템의 경우가 감소되었으며, 타이어변위(tire deflection)와 현가장치변위(suspension deflection)의 경우에도 모두 수동현가장치보다 감소된 값을 나타내고 있다. 힘-속도선도(force-velocity curve)의 경우에는 가변댐퍼특성의 변화를 잘 보여주고 있다.

Fig. 9와 Fig. 10은 4 Hz와 10 Hz 정현파 입력에 대한 차체가속도의 실험결과로, 4 Hz와 10Hz에서는 Sky-hook 감쇠제어법칙을 사용한 경우가 약간 감소된 값을 나타내고 있다.

6.1.2 상태변수 되먹임제어법칙과 Sky-hook 감쇠제어법칙의 비교

Fig. 11은 1.3 Hz 정현파 노면입력에 대하여 반응동 현가시스템을 상태변수 되먹임(state

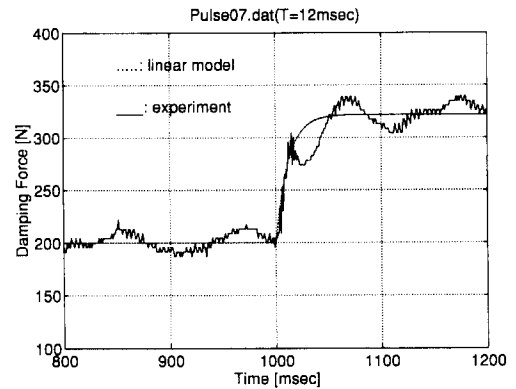


Fig. 6 Transient response of damping force for 7 steps change

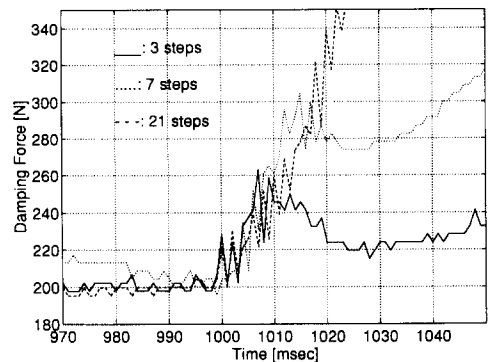
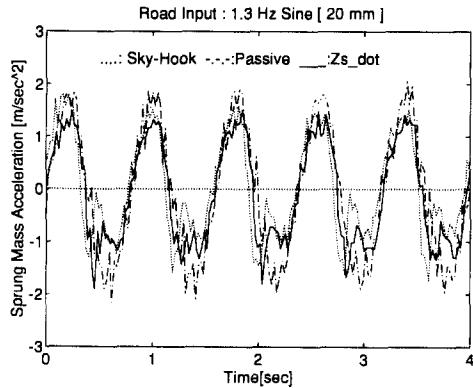
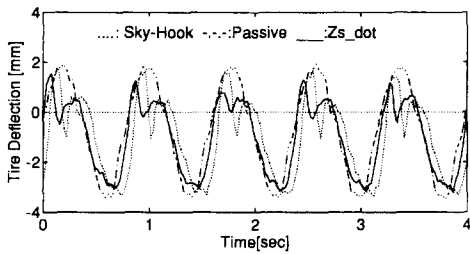


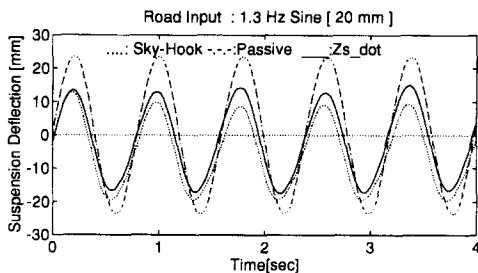
Fig. 7 Comparison of transient response of damping force



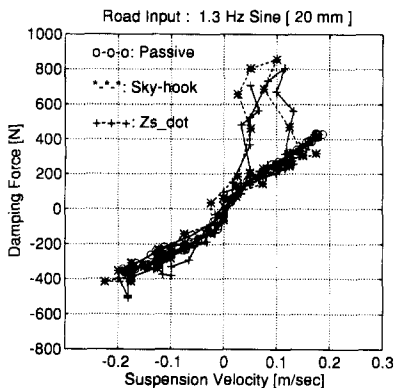
(a) The sprung mass acceleration



(b) The tire deflection



(c) The suspension deflection



(d) The force-velocity relationships

Fig. 8 Comparison of 1.3 Hz sinusoidal response

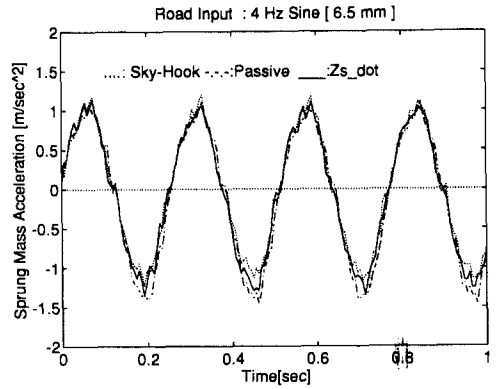


Fig. 9 Comparison of the sprung mass acceleration of 4 Hz sinusoidal response

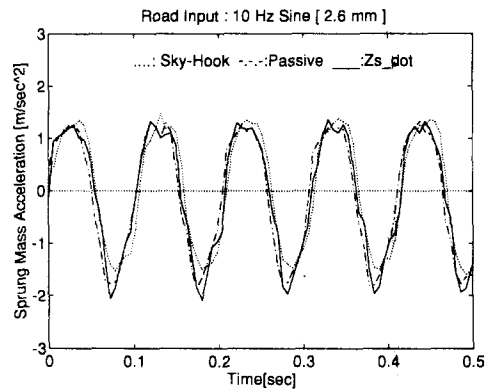
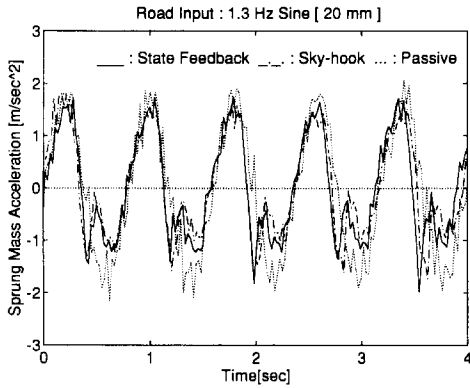


Fig. 10 Comparison of the sprung mass acceleration of 10 Hz sinusoidal response

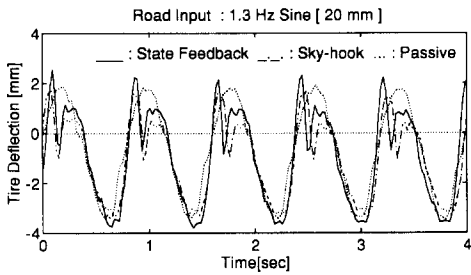
feedback) 제어법칙으로 제어한 경우와 Sky-hook 감쇠제어법칙으로 제어한 경우에 대하여 수동 현가시스템과 비교한 것이다. 차체가속도, 타이어변위 (tire deflection) 과 현가장치변위 (suspension deflection)의 값을 비교해 보면 반응동 현가시스템이 수동 현가시스템보다 감소하였다.

6.2 범프응답 (bump response)

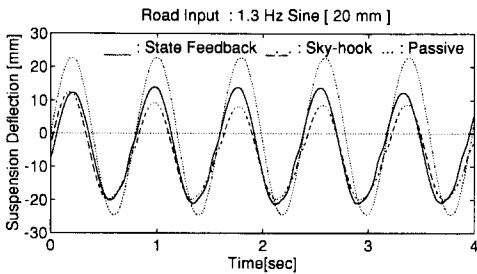
노면입력으로 범프 (bump)를 입력하였을 때의 응답특성을 Sky-hook 감쇠 제어법칙으로 반응동 현가시스템을 제어한 경우와 상태변수 피드백 (state feedback) 제어법칙으로 제어한 경우에 대하여 수동 현가시스템의 경우와 서로 비교하였다. Fig. 12(a), (b)는 차체가속도, 타이어변위 (tire deflection)의 비교를 각각 보여주고 있다. 반응동 현가시스템의 경우가 수동 현가시스템보다 크기가 감소하였다.



(a) The sprung mass acceleration



(b) The tire deflection

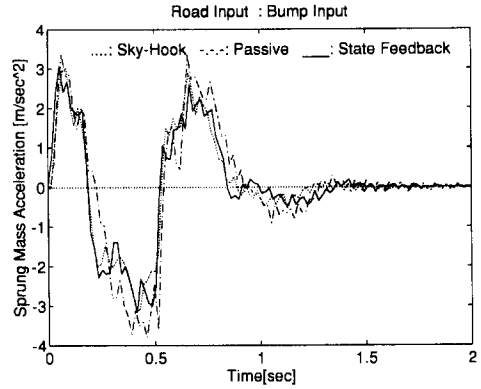


(c) The suspension deflection

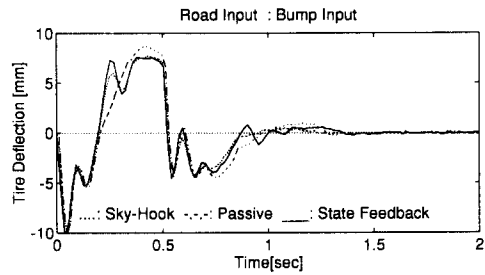
Fig. 11 Comparison of 1.3 Hz sinusoidal response

7. 파라미터 연구

반응동 현가시스템의 성능은 가변댐퍼의 감쇠력 제어범위와 가변댐퍼의 단수 그리고 감쇠력 제어기구의 액추에이터 동역학(actuator dynamic)과 밀접한 관계가 있다. 감쇠력 제어범위가 클수록, 가변댐퍼의 단수가 많을수록 우수한 성능을 나타내는 것은 아니다. 그러므로 가변댐퍼의 감쇠력 제어범위와 가변댐퍼의 단수 그리고 감쇠력 제어기구의 액추에이터 동역학을 적절히 고려하였을 경우에 최적의 성능을 나타낼 수 있다.



(a) The sprung mass acceleration

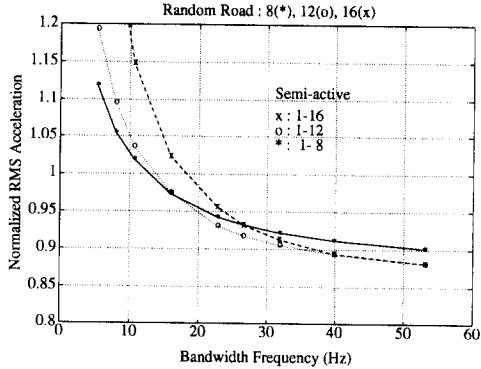


(b) The tire deflection

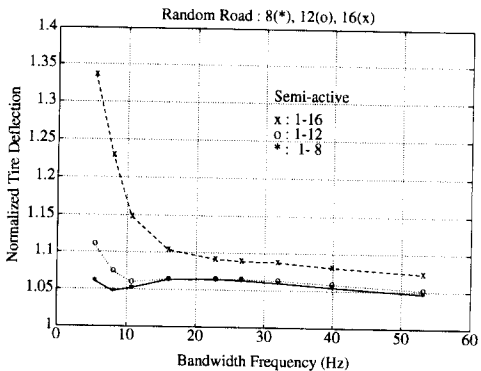
Fig. 12 Comparison of the bump response

Fig. 13은 감쇠력 제어기구의 bandwidth frequency와 가변댐퍼 제어범위가 반응동 현가시스템의 제어 성능에 주는 영향을 보여주고 있다. (a)는 스텝모터의 제어범위를 1~8, 1~12, 1~16 steps 범위에서 제어할 때, 감쇠력 제어기구의 bandwidth frequency, 즉 응답속도와 정규화된 RMS 차체가속도(normalized RMS sprung mass accelerations)의 관계를 보여주고 있다. 정규화된 RMS 차체가속도는 수동 현가시스템의 경우를 1로 정의한 것이며, 감쇠력 제어범위가 넓은 경우에는 감쇠력제어 액추에이터의 응답속도가 느려지면 급격히 성능이 나빠짐을 알 수 있다. 그러므로 감쇠력제어 액추에이터의 응답속도를 고려하여 감쇠력 제어범위를 결정하는 것이 필요하다. Fig. 13(b)는 정규화된 RMS 타이어변위(normalized RMS tire deflections)를 보여주고 있으며, (a)와 같은 경향을 보여줄 수 있다.

가변댐퍼의 감쇠력 제어범위를 기존의 범위보다 확장된 범위에서 제어하여 향상된 성능을 제공하는 경우이다. 이 결과는 단지 가변댐퍼의 감쇠력 제어범위만을 확장하여 성능을 향상시킨 경우이므로 이



(a) Normalized RMS sprung mass accelerations



(b) Normalized RMS tire deflection

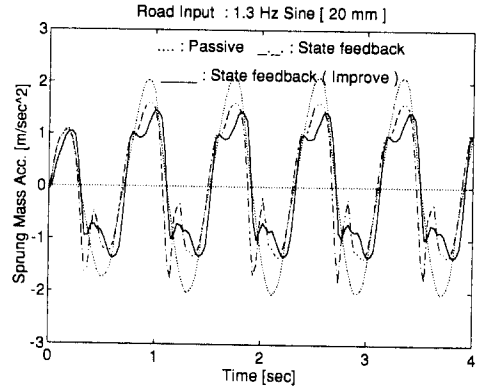
Fig. 13 The effect of actuator dynamics and damping control range on the performance of semi-active suspensions

경우가 최적의 성능을 제공하는 것은 아니다.

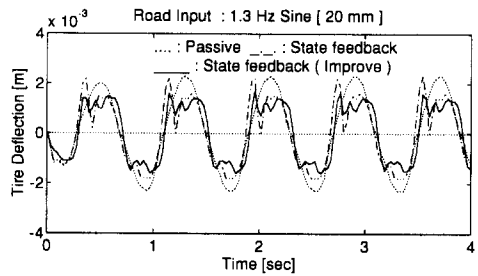
감쇠계수의 제어범위가 기존의 경우에는 현가장치속도 ≥ 0 일 때는 약 2,000~12,000 Nsec/m 그리고 현가장치속도 < 0 일 때는 약 2,000~5,000 Nsec/m에서 제어되는데, 이 제어범위를 현가장치속도 ≥ 0 일 때는 약 1,000~12,000 Nsec/m 그리고 현가장치속도 < 0 일 때는 약 1,000~5,000 Nsec/m으로 확장하여서 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였다.

Fig. 14는 상태변수피드백 제어를 사용하여 감쇠계수를 기존의 제어범위에서 제어한 경우와 제어범위를 확장해서 제어한 경우를 수동 현가시스템과 비교한 것이다. 가변댐퍼의 제어범위를 확장해서 제어한 경우가 기존의 제어범위에서 제어한 경우보다 가속도와 타이어변위가 감소되었다.

Fig. 15는 범프(bump) 통과시의 응답특성을 나타낸 것이다. 감쇠계수의 제어범위를 확장해서 제

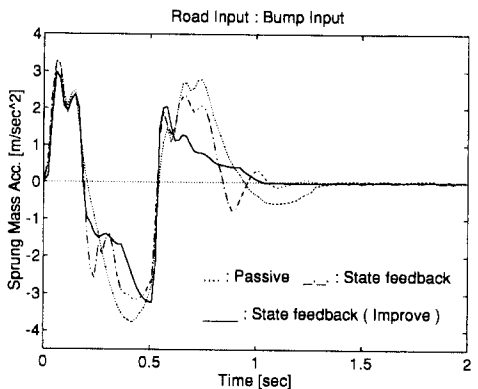


(a) The sprung mass acceleration

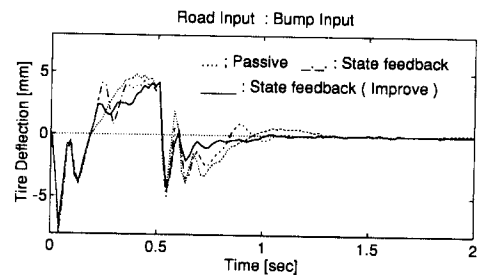


(b) The tire deflection

Fig. 14 Comparison of 1.3 Hz sinusoidal response



(a) The sprung mass acceleration



(b) The tire deflection

Fig. 15 Comparison of the bump response

어한 경우가 기존의 제어범위에서 제어한 경우보다 감소된 값을 나타내며 과도응답특성도 향상된 성능을 나타내고 있다.

8. 결 론

본 연구에서는 반능동 현가시스템의 성능해석을 위하여 1/4 차량실험을 수행하였다. 1/4 차량시험기를 이용하여 차량계수 추정 및 1/4 차량 모델을 검증하였다. 1/4 차량 모델을 이용한 반능동 현가시스템의 제어기법을 적용한 실험결과를 통하여 반능동 현가시스템이 수동 현가시스템보다 우수한 성능을 나타내고 있음을 검증하였다. 그리고 1/4 차량 시험기를 이용한 실험을 통해서 가변댐퍼의 성능을 분석하였고 성능향상이 기대되는 가변댐퍼의 제어로직을 제시하였다.

반능동 현가시스템의 파라미터연구를 통하여 액츄에이터 동역학 및 가변댐퍼의 감쇠력 제어범위와 반능동 현가시스템의 성능과의 관계를 연구하였고, 최적의 성능을 제공하는 시스템이 되기 위한 가변댐퍼의 사양을 결정하였다. 반능동 현가시스템을 실현하는데 필요한 신호처리기술과 관측기 설계에 관한 연구 및 실차시험이 향후 수행될 예정이다.

후 기

본 연구의 실험연구에 사용된 ADS 1 SET을 제공하여 주신 한국유니시아텍스(주)의 백원열 차장 및 관계자께 감사드리며, 연구를 진행하는 동안 자료제공 및 조언을 하여주신 대우자동차(주)의 최경록 과장께, 실험장치 설계에 기여한 대우자동차(주)의 서지운 연구원에게 감사의 뜻을 포함합니다.

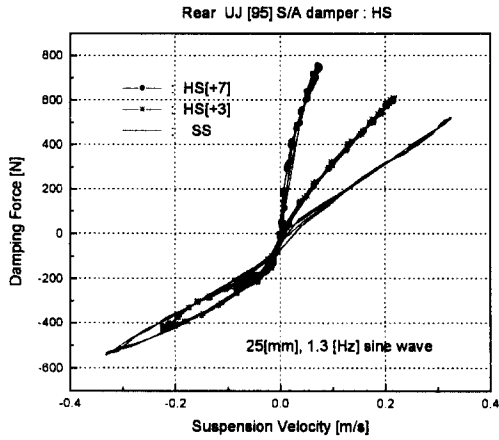
참고문헌

- (1) Higashiyama, K. et al., 1994, "Development of the Active Damper Suspension," Proc. of the International Symposium on Advanced Vehicle Control, Tsukuba, Japan, 24-28, pp. 331~336.
- (2) Pinkos, A., Shtarkman, E. and Fitzgerald, T., 1994, "An Actively Damped Passenger Car Suspension System With Low Voltage Electro-Rheological Magnetic Fluid," Proc. of the International Symposium on Advanced Vehicle Control, 24-28, Tsukuba, Japan, pp. 311~317.
- (3) Yi, K and Hedrick J. K., 1993, "Dynamic Tire Force Control by Semi-active Suspension," *ASME Trans. on Dynamic Systems, Measurements and Control*, Vol. 115, No. 3.
- (4) Rajamani, R. and Hedrick, J. K., 1991, "Semi-active Suspensions-A Comparison Between Theory and Experiments," The Dynamics of Vehicles on Road and Tracks, Proc. 12-th IAVSD Symposium, G. Sauvage, ed., pp. 504~518.
- (5) Konik, D. Bauer, W. and Huber, K. J., 1996, "Electronic Damping Control with Continuously Working Damping Valves(EDCC)-System Description and Functional Improvements," Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control, AVEC'96, Aachen University of Technology, June 24-28, pp. 87~104.
- (6) Nakayama, T., Morita, M. and Kamimae, H., 1996, "Development of Semi-active Control System with PUDLIS," Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control, AVEC'96, Aachen University of Technology, June 24-28, pp. 233~239.
- (7) Unisia Jecs, Product Catalogue, 1995
- (8) 허승진, 1991, "승용차용 전자제어식 가변댐퍼의 개발 동향" 대한기계학회지, 제31권, 제1호, pp. 26~33.
- (9) Yi, K., Seo, J. and Choi, R., 1996, "An Investigation into the Control and Performance of Vehicle Semi-active Suspension," Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control, AVEC'96, Aachen University of Technology, June 24-28, pp. 47~61.
- (10) 이경수, 서명원, 오태일, 1994, "A Robust Semi-active Suspension Control Law" 한국자동차공학회 논문집 No. 943776.

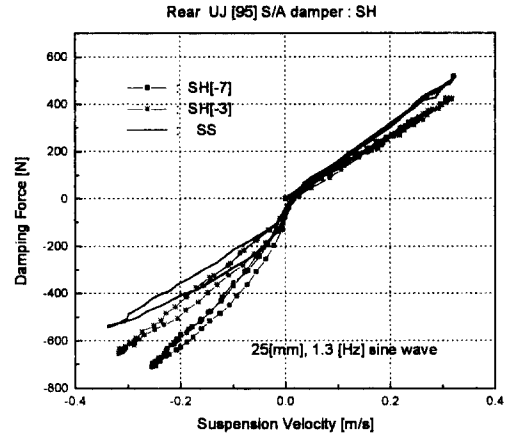
부 록

반능동 현가시스템 가변댐퍼 사양

실험에 사용한 가변댐퍼(semi-active damper, reverse damper)의 주요 사양은 다음과 같다.



(a) HS region



(b) SH region

Fig. A1 Force-velocity relationship of the reverse damper

- 스텝터 제어범위 : 76°
 - 한 스텝각도 : 1.8°
 - Reverse damper 총 단수 : 42
 - HS 영역 : 37.8°, 21 steps
 - SH 영역 : 37.8°, 21 steps
- 가변댐퍼의 Force-Velocity 특성곡선은 Fig. A1

에 나타나 있다. (a)는 HS 영역에서의 제어범위를 보여주고 있으며, (b)는 SH 영역의 제어범위를 보여주고 있다. HS[+7], HS[+3]은 HS 방향으로 21 steps, 9 steps을 이동한 경우를 의미한다. 또한, SH[-7], SH[-3]은 SH 방향으로 21 steps, 9 steps을 이동한 경우를 의미한다.