

전차 모델에 대한 반능동 현가장치의 적용에 대한 연구

(A Study on the Application of Semi-active Suspension System to a 3-D Full Vehicle Model)

방 범석*, 백 윤수**, 박 영필***

* 연세대학교 대학원 기계공학과, ** 연세대학교 기계설계학과, *** 연세대학교 기계공학과

Abstract

Active damping has been shown to offer increased suspension performance in terms of vehicle isolation, suspension packaging, and road-tire contact force. Many semi-active damping strategies have been introduced to approximate the response of active damping with the modulation of passive damping parameters. This study investigates the characteristics of semi-active suspension control through the simulation of passive, skyhook active, and semi-active damping models. A quarter car model is studied with the controlled damping replacing both passive and active damping.

A new semi-active scheme is suggested to eliminate the abrupt changes in semi-active damping force. It is shown that the new strategy performs almost identically to the so called "force controlled" semi-active law without steep changes in damping force or body acceleration.

Key words: Vehicle suspension, Skyhook damping, Semi-active suspension, Quarter car model

1. 서론

자동차의 현가장치는 운전자의 의도대로 정확하게 자동차를 진행시킬 수 있어야 하고, 불필요한 진동이나, 충격을 줄여 운전자가 편안한 상태를 유지할 수 있도록 해야 한다. 이러한 요구조건을 충족시키기 위하여 가변 수동형, 능동형, 반능동형 현가장치들이 개발되어 왔다. 가변 수동형 현가장치는 주로 공기 스프링과 가변 감쇠기를 이용해 차체의 무게의 변화에 따라 스프링 상수와 감쇠 계수를 불연속적으로 변화시켜 차량의 수직변위와 고유진동수를 일정 범위내에서 유지시키도록 한다. 능동형 현가장치로는 "skyhook damper" 이론이나, 상태변수들을 피드백 제어하는 LQR, LQG이론등의 최적 제어 이론들을 적용시킨 여러가지들이 개발되어 여러나라의 자동차 회사에 의해 출시되었다.⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾⁽⁵⁾ 이러한 능동형 현가장치들은 능동형 요소로서 유압실린더를 이용해 현가장치에 힘을 발생시키고 그 힘으로 차체를 지지하게 된다. 그러나, 이런 능동형 장치는 주파수 응답에 대해 한계를 가지며, 그 구조가 복잡하고 따라서 제작비용이 증대될 뿐만 아니라 오동작의 위험성을 내포하고 있기 때문에 최근에는 각종 반능동형 현가장치에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다. 이러한 반능동형 현가장치의 기본 개념은 기존의 수동형 현가장치의 감쇠기의 감쇠계수를 차체의 속도와 같은 상태 변수들의 변화에 따라 조절하는 것으로 Karmopp등에 의해 주요한 연구가 이루어져 왔다.⁽⁶⁾⁽⁷⁾⁽⁸⁾

이러한 현가장치의 개발에는 프로토타입 모델을 제작하기 이전에 여러가지 수학적 모델을 통해 각종 물성치에 대한

특성을 파악하게 된다. 현가장치의 기본적 특성을 이해하고, 제어계의 설계시 그 특성을 파악하기 위해서는 대표적으로 2 자유도 1/4차 모델이 사용되며, 노면입력에 대한 차량의 동특성을 파악하기 위해서 4 자유도 반차모델이나 7 자유도 전차모델이 많이 이용된다. 그러나 7 자유도 전차모델로도 차량의 선회나 가속, 제동등의 세부적인 운전조건에 대한 해석이 불가능하고 따라서 실차 제작 후 그에 따른 많은 시행착오를 겪게 되므로, 좀 더 실차에 근접한 모델이 필요하게 된다. 최근에는 실차 제작 이전에 ADAMS나 DADS같은 상용 동역학 해석 프로그램을 현가장치의 실제 구성 요소들을 반영하는 모델의 개발에 이용하고 있다.

본 연구에서는 1/4차 모델의 시뮬레이션을 통해, Karmopp이 제안한 반능동 현가장치의 모델을 기존의 수동형 모델과 "skyhook" 능동형 모델과 비교해 그 특성과 문제점을 검토하고, 수정된 모델을 제안하였다. 또, 반능동 현가장치가 실제로 차량에 사용되었을 때의 특성을 살펴보기 위하여 ADAMS를 이용한 전차모델을 이용한 시뮬레이션으로 반능동형 모델의 우수성을 확인하였다.

2. 본론

2.1. 반능동 현가장치의 특성

2.1.1. 반능동 현가장치의 구조

자동차의 반능동 현가장치는 스프링과 감쇠기로 구성된 기

존의 수동 현가장치에서 그 감쇠계수를 변화시킬 수 있도록 하므로써 개선된 현가 효과를 얻으려는 것을 목적으로 한다. 이러한 반동동 감쇠기의 기본 개념은 다음과 같다. 일 반적으로 충격 흡수기라고 불리우는 현가장치의 감쇠기는 그 통칭과는 달리 현가장치를 통해 차체에 전달되는 충격을 발생하는 역할을 한다. 이는 곧 감쇠기는 계의 기계적 동력을 발산할 수 밖에 없으며, 만일 기계적 동력이 공급되어 하는 경우라면 이는 동력을 공급하는 장치가 필요한 능동제어의 범주에 속하게 된다.

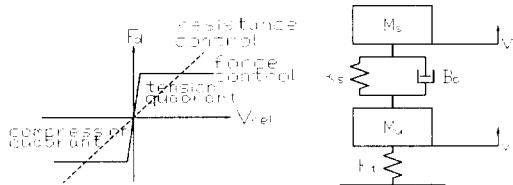


Fig.1 Semi-active damper requirement

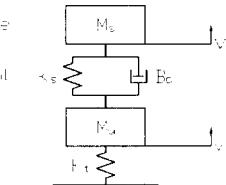


Fig.2 Quarter Car Model

반동 현가장치의 감쇠기에서 발생하는 힘을 F_d 라 하면, 감쇠기에서 발생되는 기계적 동력을 P_d 는 다음의 관계식을 만족하여야 한다.

$$P_d = F_d \cdot V_{rel} \geq 0 \quad (1)$$

여기서 V_{rel} 는 차체의 바퀴에 대한 상대속도이다. 이를 그림으로 나타내면 P_d 는 F_d 와 V_{rel} 를 축으로 하는 그래프의 1사분면과 3사분면의 밖, 즉 2,4 사분면에는 존재할 수 없다 (Fig.1). 반동 현가장치는 감쇠계수를 제어할 수 있는 감쇠기를 이용하여 감쇠력, F_d 를 변화시켜 능동 현가장치에 펼쳐지는 효과를 얻는 것을 목적으로 한다. 현가장치의 기본적인 진동학적 특성을 파악하는데는 보통 스프링상질량 (M_s)과 스프링하질량 (M_u)으로 이루어진 간단한 1/4차 모델을 이용한다 (Fig.2). 이 1/4차 모델은 스프링상질량의 변위와 속도, 스프링하질량의 변위와 속도, $X, V, x, v, 4$ 개의 상태변수를 가지며 이는 곧 질량들 사이에 발생하는 힘이 4개의 상태변수들의 합수로 나타나질 수 있음을 뜻한다. Chalasani(1986)는 Linear Quadratic Gaussian 제어 이론을 사용해 선형 최적 능동 제어 시스템을 설계하였다.⁽⁴⁾ 이 밖에도 상태변수들을 되먹임 제어하는 몇 가지 변형들이 1/4차 모델에서 구현되어 있으며 이들은 LQG 제어의 결과와 비슷한 개선 효과를 보이고 있다. 스프링 상하질량의 4개의 상태변수들이 모두 제어에 이용되더라도 그 주요한 개선효과는 스프링상질량, 즉 차체의 공진을 감소시키는 것이다. 이는 노면의 불규칙성이 차체에 전달되는 과정의 전달함수가 바퀴의 공진주파수 근처에서 고정점을 가지기 때문이며, 이는

Thompson에 의해 처음 발견되었다.⁽⁵⁾

기존의 능동 현가장치의 다른 종의 하나인 skyhook damper 이론은 Fig.3 (a)와 같이 스프링상 질량의 상단을 노면과 이어진 천장과 연결하는 가상의 감쇠기(skyhook damper)를 닦아 감쇠력을 강화시킴과 동시에 승차감의 향상도 이를 수 있음을 보여주었다. 이러한 skyhook damper 시스템을 감쇠기에서 발생되는 기계적 동력을 항상 양이라는 반동 현가장치의 구속조건에 맞도록 수정해 그 성능이 skyhook damper 시스템과 거의 마찬가지의 효과를 나타내는 것을 시뮬레이션을 통해 보이려고 한다.

Fig.3 (a)와 같은 계에서 스프링상질량에 가해지는 힘, F_s 는 다음과 같다.

$$F_s = B_p \cdot V_{rel} + B_A V + K_s X_{rel} \quad (2)$$

여기서 다른 힘 요소들은 기존의 수동 현가장치의 힘 요소들과 동일하며 단지 skyhook damper에 의해 발생되는 힘 요소, $B_A V$ 가 첨가되었음을 알 수 있다. 그러나 실제 상황에서는 이 힘이 차체와 바퀴사이에 삽입된 요소에 의해 발생될 것이므로, 바퀴에도 이 힘이 가해지게 될 것이다.

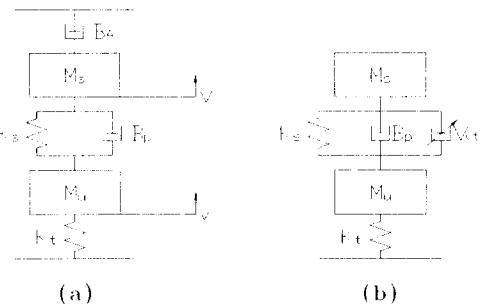


Fig.3 (a) Skyhook damper configuration
(b) Semi-active suspension system model

식(2)에서 수동감쇠력, $B_p \cdot V_{rel}$ 가 기존의 수동요소에 의해 자동적으로 생성되므로 반동동 감쇠기를 설계하는 문제는 이제 능동력 $B_A V$ 를 발생시키는 문제로 귀결되게 된다. 이 때의 1/4차 모델은 Fig.3 (c)에 나타난 것과 같이 기존의 수동 현가장치에 감쇠 계수를 변화시킬 수 있는 감쇠기를 추가한 형태로 생각할 수 있다. 반동동 현가장치는 감쇠기의 감쇠계수를 변화시켜 현가력을 조정하는 것인데, 이는 주로 모터등을 이용해 감쇠기의 오리피스 면적을 조정하는 방법을 사용한다. 보통 바퀴의 공진주파수는 10Hz 내외로, 1Hz 내외의 차체의 공진주파수보다 약 10배 정도 높은 값을 갖는다. 그렇다면 바퀴의 높은 주파수와 관련된 현가력, $B_p \cdot V_{rel}$ 은 수동시스템에 의해 자동적으로 발생되는 것이

므로, 차체의 절대속도 V 만을 감지해 능동 현가력, $B_A \cdot V$ 의 크기를 결정할 수 있게 된다. 이는 바퀴가 차체보다 상대적으로 더 높은 주파수로 진동하는데 대해서는 되먹임 제어가 불필요함을 뜻하므로, 모든 상태변수들을 되먹임 제어하는 기준의 능동, 반능동 현가장치에 비해 상대적으로 시스템이 안정성을 가질 것임을 예측할 수 있다. 이러한 반능동 현가장치는 노면의 불규칙성에 대한 차체의 운동에 대해서는 상태변수 되먹임을 이용한 완전 능동제어 시스템과 거의 같은 효과를 나타내는 것으로 알려져 있다. 그러나, 이런 반능동 감쇠기는 차체가 방향을 바꾸거나 감속할 때 나타나는 roll이나 brake dive에 대항하여 차량의 한 쪽을 들어올려 수평을 유지시키는 능동제어력을 발생시키지는 못한다.

식(2)에서 감쇠기와 관련되어 발생하는 현가력은 다음과 같다.

$$F_d = B_p \cdot V_{rel} + B_A \cdot V \quad (3)$$

여기서, V 는 V_{rel} 보다 훨씬 저주파수로 변화한다고 생각할 수 있다. Fig.4 (a)는 F_d 를 V_{rel} 와 V 의 합수로 좌표축 상에 나타낸 것이다. Fig.4 (a)에 따르면 F_d 와 V_{rel} 로 이루어진 평면의 2, 4 사분면에도 F_d 가 존재하는 부분이 나타나는데 이는 반능동 현가장치의 조건식 (1)에 위배되는 것이다. 따라서 반능동감쇠기가 나타낼 수 없는 현가력 부분은 0이 되게 하는 조정이 필요하게 된다. 이를 나타낸 것이 Fig.4 (b)이다. 이에 따르면 감쇠력은 다음과 같은 V , V_{rel} 평면의 두 선을 경계로 부호를 바꾸게 된다.

$$V_{rel} = 0$$

$$V_{rel} = -B_A V / B_p \quad (4)$$

이처럼 감쇠력을 발생시키기 위해서는 두번째 선을 경계로 감쇠력의 부호가 바뀌어야 하는데 그러기 위해서는 곧 차체와 바퀴의 상대속도의 변화에 대해 감쇠계수가 변화해야 하고, 이는 바퀴의 고주파진동에 따라서도 감쇠기의 오리피스 면적을 변화시키는 작업이 필요하게 됨을 뜻한다. 이제 능동 감쇠력 부분인 $B_A \cdot V$ 만을 따로 떼어 생각해 보기로 한다.

이를 V , V_{rel} 평면에 나타내고 F_d 가 존재할 수 없는 2, 4 사분면의 값은 0으로 한다면 반능동감쇠기의 능동감쇠력은 Fig.4 (c)와 같이 보여질 수 있다. 여기에 수동감쇠력 요소인 $B_p V_{rel}$ 를 더해주면 F_d 는 Fig.4 (d)와 같이 나타내질 수 있을 것이다. 이러한 현가 시스템은 $V \cdot V_{rel}$ 값이 양일때에 V_{rel} 의 부호에 따라 능동감쇠력이 저주파로 변화하는 V 에 비례해 압축이나 인장 방향의 어느 방향으로 가해질 것인가

만을 결정해주면 되므로 Fig. 4 (b)의 반능동형 모델에 비해 간단하게 구현될 수 있다. 이와 같은 시스템을 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$F_d = \begin{cases} B_p \cdot V_{rel} + B_A \cdot V & ; V \cdot V_{rel} > 0 \\ B_p \cdot V_{rel} & ; V \cdot V_{rel} < 0 \end{cases} \quad (5)$$

식(5)에 따라 감쇠계수를 제어하는 감쇠기를 Karnopp은 force control 반능동형 감쇠기라고 하였다.

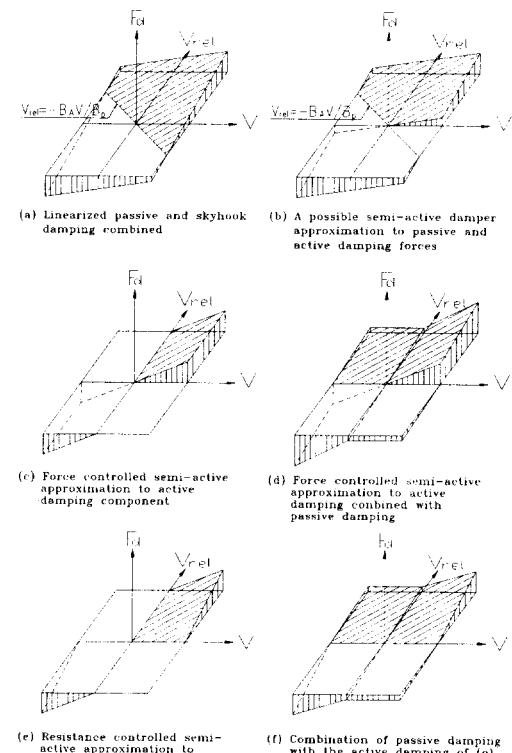


Fig.4 Control schemes for skyhook and semi-active damping

Force control 모델의 경우에는 V 가 큰 값을 가질 때 V_{rel} 의 부호가 바뀌면 급격한 감쇠력의 변동이 이루어져야 한다. 그러나 실제로는 감쇠계수를 그렇게 갑작스럽게 변화시킬 수 있는 감쇠기의 제작이 불가능할 뿐만 아니라, 감쇠기의 오리피스의 면적을 최대한 빨리 변화시켜 감쇠계수를 조절해도 감쇠력의 변동에 따른 충격이나 소음등이 발생해 승차감을 저하시키고 기계의 내구성에도 영향을 끼치게 된다.

이런 비선형성을 없애기 위하여 능동감쇠력이 차체의 절대 속도 V 뿐만 아니라 바퀴와의 상대속도 V_{rel} 와도 비례하여 발생하는 현가 시스템을 생각할 수 있다. 이 경우 F_d 는 Fig.4 (f)와 같이 나타나며, 이를 식으로 나타내면 식(6)과 같다. 식(6)에서는 능동 감쇠력이 V_{rel} 와도 비례하므로 식(5)의 B_A 는 B'_A 의 다른 값을 가져야 한다.

$$F_d = \begin{cases} B_p \cdot V_{rel} + B'_A V \cdot V_{rel} & ; V \cdot V_{rel} > 0 \\ B_p \cdot V_{rel} & ; V \cdot V_{rel} < 0 \end{cases} \quad (6)$$

이러한 시스템을 Karnopp은 resistance control 반능동형 감쇠기라 했다. 이렇게 감쇠력이 작용하면 그림에서 나타나는 것처럼 현가장치에서 발생하는 총 감쇠력이 비약하는 경우가 없으므로 감쇠력이 비약할 때 나타나는 현상인 충격이나 충격음의 발생이 줄어들 것을 예측할 수 있다. Resistance 모델의 경우는 반능동 감쇠력이 V_{rel} 값에 의존하므로 V_{rel} 값이 작을 때는 상대적으로 작은 감쇠력이 작용하게 되어 감쇠효과가 떨어지게 되며, V_{rel} 가 너무 커질 때는 과다한 감쇠력이 작용해 승차감을 해칠 우려가 있게 된다. 반면 Fig.4 (d)의 force control 모델의 반능동 감쇠력을 살펴보면 V_{rel} 의 부호가 변화하는 순간을 전후해 V 에 비례하는 능동 감쇠력이 가해지거나 소멸하고, 따라서 V 가 일정값 이상이면 그에 비례하는 상당히 큰 감쇠력이 갑작스럽게 가해지거나 소멸하게 된다. 그러나, 이런 식으로 감쇠력을 급격히 변화시킬 수 있는 가변 감쇠기를 실제로 제작하는 것도 불가능할 뿐 아니라 이런 반능동 현가장치의 비선형성은 소음이나 충격을 발생시키게 된다.

그러므로 본 연구에서는 이러한 문제를 해결하기 위하여 수정된 force control 반능동 감쇠기를 제안코자 한다.

즉, V 가 클 때 V 에 비례하는 감쇠력이 순간적으로 가해지지 않으며 점진적으로 변화하면서도 skyhook 제어 이론에 충실히 제어 법칙을 생각해 볼 수 있다. V 는 V_{rel} 만큼 빠르게 변화하지 않으므로 $V \cdot V_{rel}$ 의 변화는 V_{rel} 의 변화에 주로 의존할 것이라는 추측을 할 수 있다. 따라서 $V \cdot V_{rel}$ 이 어떤 절대값(V^2) 범위 안에서는 resistance control을 따르고 그 밖에서는 force control을 따르는 모델을 생각할 수 있게 된다. 이를 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$F_d = \begin{cases} B_p \cdot V_{rel} + B_A \cdot V & ; V \cdot V_{rel} \geq V^2 \\ B_p \cdot V_{rel} + B_A \cdot V \cdot V_{rel} & ; 0 \leq V \cdot V_{rel} < V^2 \\ B_p \cdot V_{rel} & ; V \cdot V_{rel} < 0 \end{cases} \quad (7)$$

이 모델은 $V \cdot V_{rel}$ 가 작은 값을 가질 때만 resistance control을 따르므로 대개 force control 모델과 비슷한 특성을 가질 것임을 예측할 수 있다.

2.1.2. 1/4 차량 모델을 이용한 반능동 현가장치의 성능 예측

수동형 모델과 skyhook 능동형 모델, 2.1.1의 반능동형 모델의 제어 법칙을 적용한 1/4차 모델에 대한 시뮬레이션을 실시하였다.

(a) 수동형 모델과 force control 반능동형 모델의 비교

전차 모델이나 반차 모델을 구성하기 전에 현가장치의 기본적인 진동 특성을 살펴보기 위해서는 보통 Fig.1과 같은 1/4차 모델을 사용한다. 시뮬레이션에 사용된 1/4차 모델의 변수값들로는 현재 국내에 시판되고 있는 한 차종의 구성요소 값들을 1/4차 모델에 맞게 간략화했으며, 감쇠계수는 압축, 인장 전 구간에 걸쳐 일정값을 갖도록 하였다 (Table 1). 이와 같은 1/4차 모델에 각각 기존의 수동 현가장치 모델과 식(5)의 force control 반능동 모델을 적용한 시뮬레이션을 실시하였다.

Table 1. Properties of a quarter car model

sprung mass (M_s)	400 kg
unsprung mass (M_u)	20 kg
suspension spring (K_s)	20,000 N/m
tire spring (K_t)	190,000 N/m
suspension damping (B_{PN})	1) 1,500 N sec/m 2) 2,250 N sec/m
semi active damping (B_p, B_A)	$B_p = 750 \text{ N sec/m}$ (force control) $B_A = 1,500 \text{ N sec/m}$

이 시뮬레이션에서 스프링상질량은 상향 0.4m/s의 초기속도를 가지며, 동시에 스프링하질량은 15mm 진폭에 5 Hz의 sinusoidal input을 노면 입력으로 받는다. 이는 bump 등 승객이 현저한 충격을 느낄 수 있을 정도의 노면입력을 겪은 직후에 올퉁불퉁한 노면을 통과하면서 초기의 충격이 진정되는 과정으로 생각할 수 있다. 여기서의 sinusoidal input은 차량이 80km/h로 진행할 경우 한 주기가 약 4.44m인 노면으로 생각할 수 있다. force control law를 적용하기 위해서는 B_p 와 B_A 의 값을 정해주어야 한다. 여기서는

$B_p = B_{PN}/2$, $B_A = B_{PN}$, 즉 각각 750 N sec/m 와 1500 N sec/m의 값을 B_p 와 B_A 의 값으로 하여 시뮬레이션을 실행하였다. 또 감쇠계수가 2,250 N sec/m값을 갖는 수동형 현가장치에 대한 결과도 같이 나타내었다. 앞에서도 살펴본 것처럼 force control law에서는 스프링상질량의 절대

속도와 스프링하질량에 대한 상대속도의 곱이 0 이상일 때 높은 감쇠계수를 갖는다. 그런데 스프링상질량과 스프링하질량은 강성이 큰 스프링으로 연결되어 있으므로, 이 두 값은 커다란 충격이 가해지지 않는 한 비슷한 경향을 가지게 되고, 따라서 부호가 같은 값을 갖게되고 이 때의 감쇠법칙은 skyhook damper의 감쇠법칙을 그대로 따른다. 그렇기 때문에 이러한 반동형 현가장치가 단지 감쇠기의 감쇠계수를 변화시키는 작용에 그침에도 불구하고, skyhook damper이론에 따른 능동 현가장치와 거의 비슷한 효과를 나타낼 것으로 예상된다.

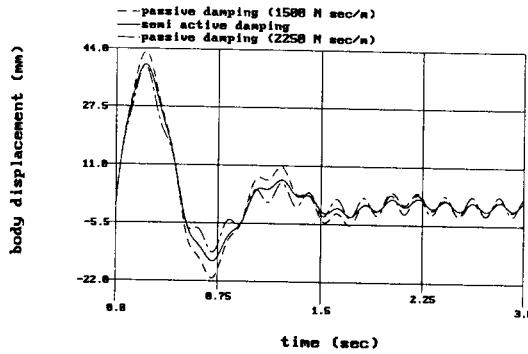


Fig. 5 Displacement responses of passive and semi-active models to initial velocity and sinusoidal roadway input

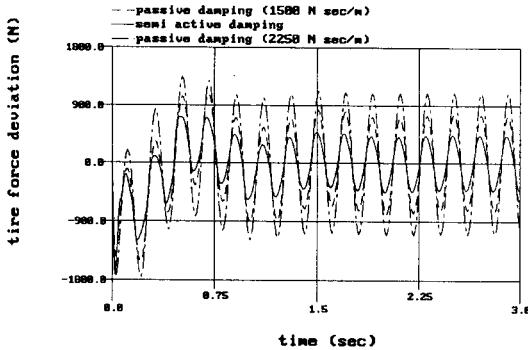


Fig. 6 Tire force deviations to initial velocity of sprung mass and sinusoidal roadway input

스프링상 질량의 변위: Fig.5에서 보듯 반동형 현가장치 모델이 시간에 따른 수직방향의 변위에서 가장 안정된 변화를 보이고 있다. 초기의 bump입력에 대해 $1.5 B_{PN}$ 의 수동 현가장치는 반동형 현가장치와 비슷하게 수직변위를 감소시키는 것을 볼 수 있으나, 높은 감쇠 계수로 인하여 노면의 sinusoidal input을 그대로 스프링상 질량의 수직변위에 전달하는 것을 볼 수 있다.

노면 접촉력: 바퀴와 노면사이의 힘의 변동이 적을수록 차량은 안정하게 주행하게 된다. 반동형 모델이 가장 적은

힘의 변동을 보이고 있다 (Fig.6).

(b) Skyhook 능동형 모델, force control 반동형 모델, resistance control 반동형 모델, 수정된 force control 반동형 모델의 비교

Skyhook damper가 장착된 완전 능동형 모델과 force control과 resistance control의 두 반동형 모델, 그리고 수정된 force control 모델에 대한 시뮬레이션을 비교한다. 각각의 모델에 작용하는 감쇠력을 Fig.4의 (a), (d), (f)에 나타낸 것과 같으며 그 계수들은 다음과 같다.

Table 2. Damping coefficients for active, semi-active models

	B_p (sec/m)	B_A (sec/m)
skyhook	750	1500
force controlled law	750	1500
resistance controlled law	750	3000
modified force controlled law ($V'^2 = 0.01 \text{ m}^2/\text{s}^2$)	750	1500

이제 나머지 시뮬레이션의 조건들을 (a)의 조건들과 동일하게 했을 때의 결과들을 Fig.7, Fig.8에 나타내었다.

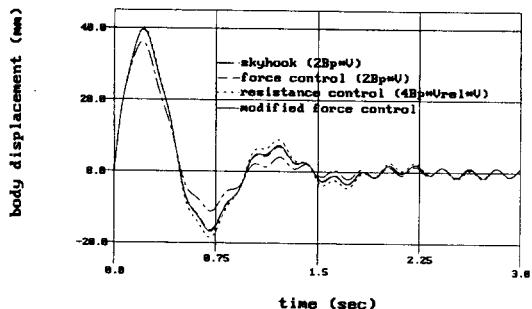


Fig. 7 Displacement responses of "skyhook" active and semi-active models

스프링상 질량의 변위에서 skyhook 능동형 모델이 가장 우수한 결과를 보여주고 있다. force control 반동형 모델이나 resistance control 반동형 모델은 감쇠계수만을 변화시켜주는 작용으로 skyhook 능동형 모델과 거의 같은 결과를 보여주고 있다. 이러한 시스템은 유압실린더등의 능동형 요소가 필요 없으며 단지 감쇠기의 오리피스의 단면적을 조절하는 모터를 구동시키는 정도의 적은 동력만이 공급되면 된다. 여기서 한가지 주목할 것은 resistance control 모델의 B_A' 가 skyhook 모델이나 force control 모델의 B_A 의 2배 값을 갖는데도 그 결과는 다른 모델들과 거의 동일한 경향

을 보이는 것이다. 이는 resistance control 모델의 경우는 감쇠력의 반능동 요소가 V_{rel} 에 대해서도 변화하기 때문으로 이 시뮬레이션의 경우, V_{rel} 은 평균 0.5m/s의 값을 가졌기 때문에 B_A 가 그만큼 커져도 감쇠력의 총합은 비슷했던 것이다. 그러나 다른 조건에서는 V_{rel} 값이 더 커지거나 작아짐에 따라 감쇠력도 변할 것이다. 수정된 force control 모델의 시뮬레이션 결과는 스프링상 질량의 변위에 대해 force control 모델과 거의 동일한 결과를 보이고 있다. Fig.8에는 skyhook damper의 감쇠력과 식(5)와 식(7)에 따른 반능동형 감쇠기의 감쇠력을 나타내었다.

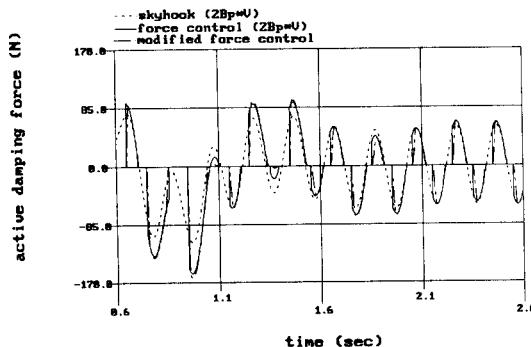


Fig. 8 Active damping force components in semi-active models

두 모델 모두 $V \cdot V_{rel}$ 의 부호가 바뀔 것으로 추정되는 순간에 감쇠력이 0으로부터 증가하거나 0으로 소멸하는 것을 볼 수 있다. 그러나, force control 모델의 경우 그 감쇠력이 거의 수직에 가까운 기울기로 증가하거나 감소하는 것을 볼 수 있는데, 이는 실제적으로는 일어날 수 없는 상황일 뿐 아니라 이런 갑작스런 충격은 운전자나 승객의 승차감을 저하시키며 기계의 내구성에도 영향을 끼치게 된다. 식(7)의 수정된 force control 모델은 force control 모델의 경향을 유지하면서도 그 감쇠력의 변화가 완만함을 Fig.8에서 알 수 있다.

2.2. 3차원 모델링과 그에 대한 반능동 현가장치의 적용

2.2.1. 3차원 전차량 모델링

앞에서 살펴 본 반능동 현가장치가 실제 차량에 적용되었을 경우의 결과를 예측하기 위하여 상용 동역학 해석 프로그램인 ADAMS를 사용하여 전차량 모델을 구성하였다. 이제까지의 국내 연구에서는 대부분 스프링상 질량이 3개의 자유도를 갖고, 4개의 스프링하 질량이 1개씩의 수직 병진 자유도를 갖는 7 자유도 모델을 이용해 시뮬레이션을 행해 왔으나 이러한 모델로는 차량의 선체나 구동, 제동등의 다양

한 실제 도로에서의 주행 조건에 대한 해석을 할 수가 없다. 본 연구를 위해 작성된 차량모델은 앞, 뒤 모두 맥퍼슨 형식의 4륜 독립 현가장치와 랙 피니언 형식의 조향장치를 채택했다. 기구학적으로 여러가지 형태의 현가장치가 존재하는데, 본 연구에서는 앞, 뒤 모두 독립 현가장치 형태의 하나인 맥퍼슨 형 현가장치를 적용하였다. 이 현가장치는 그 간단한 구조로 가격면에서 유리하고, 공간을 많이 차지하지 않기 때문에 횡방향으로 엔진이 탑재되는 전륜 구동 차량의 경우 공간의 확보가 용이한 장점이 있다. 이 모델은 차체가 갖는 6개의 병진, 회전 자유도와 각 바퀴가 갖는 1개의 회전 자유도, 그리고 4개의 현가장치에서 1개씩의 자유도를 가져 모두 14개의 자유도를 갖는다 (Fig.9).

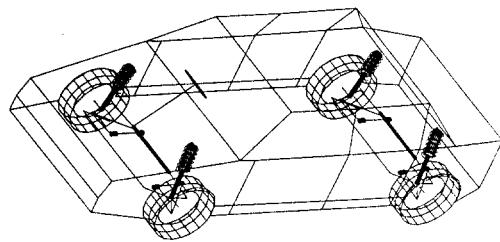


Fig. 9 ADAMS 3-D full vehicle model

2.2.2. 3차원 모델의 시뮬레이션

Fig.10, Fig.11, Fig.12는 2.2.1의 ADAMS 모델의 수동형 모델과 force control 반능동형 모델, 수정된 force control 반능동형 모델에 대한 높이 30cm의 범프 형상 노면 입력의 시뮬레이션 결과이다.

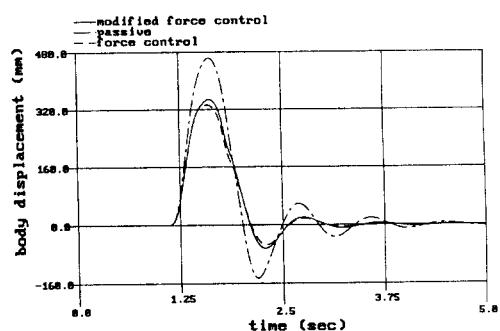


Fig. 10 Vertical displacement responses of center of gravity to bump input

반능동형 모델들이 수동형 모델에 비해 차량의 무게중심의 수직 변위나 퍼치각의 변화를 감소시키고 있으나 수직가속

도의 경우 범프를 통과하는 지점에서는 그 충격에 의한 반동 감쇠기의 갑작스런 작동으로 수동형 모델보다 더 불규칙한 변화를 보이는 부분이 있다. 수정된 force control 모델은 변위나 퍼치각의 제어에서는 force control 모델보다 약간 더 심한 기복을 나타내지만 가속도의 급격한 변화를 감소시키고 있다. 반동형 현가장치가 차체의 무게중심의 수직변위나 퍼치각의 변화에서 항상된 성능을 발휘하고 있다. 수정된 force control 모델은 기존의 force control 모델의 비선형성에 의한 영향을 줄여 주면서도 그 장점을 유지함을 알 수 있다.

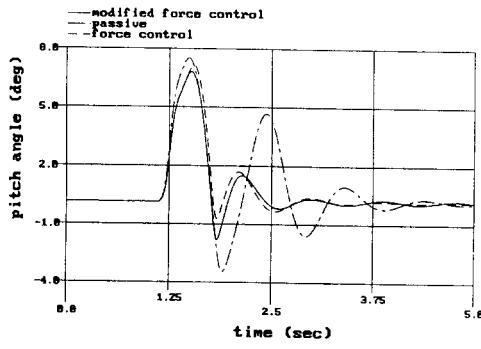


Fig. 11 Pitch angle responses to bump input

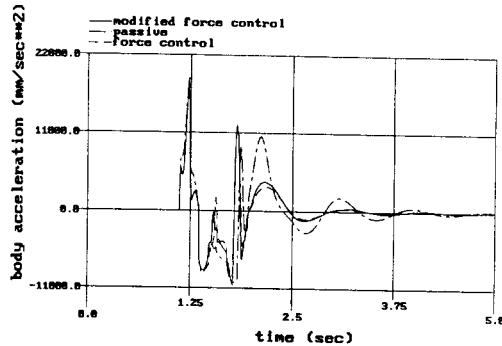


Fig. 12 Vertical acceleration responses to bump road input

3. 결론

본 연구에서는 기존의 수동형 현가장치, skyhook 능동형 현가장치와 반동형 현가장치의 특성을 시뮬레이션을 통해 비교하였다. Force control 반동형 모델은 감쇠력의 비약으로 인해 그 기능의 실현이 불가능하고 resistance control 반동형 모델의 경우는 능동 감쇠력의 크기가 V_{rel} 에도 의존하는 문제점이 있기 때문에 두 모델의 단점을 보완할 수 있는 혼합 모델을 제안하였다. 1/4차 모델과 ADAMS를 이용한 3 차원 전차 모델을 이용한 시뮬레이션을 통해 반동형 현가장치의 감쇠기의 감쇠계수를 조정하는 작용만으로도 승차감

의 향상과 차량의 안정성에 대한 향상을 이룰 수 있음을 살펴보았다.

참고 문헌

1. Bender, E. K., "Optimum Linear Preview Control with Application to Vehicle Suspension," ASME Journal of Basic Engineering, Vol. 90, No. 2, pp.213-221, 1968
2. Thompson, A. G., "Optimal and Sub-Optimal Linear Active Suspensions for Road Vehicles," Vehicle System Dynamics, Vol. 13, pp.61-72, 1984
3. Goodall, R. M., and Kortuem, W., "Active Controls in Ground Transportation - A Review of the State-of-the-Art and Future Potential," Vehicle System Dynamics, Vol. 12, pp.225-257, 1985
4. Chalasani, R. M., "Ride Performance Potential of Active Suspension Systems - Part I: Simplified Analysis Based on 1/4 Car Model," ASME Monograph, AMD Vol.80, DSC-Vol. 2
5. Aoyama, Y. et al, "Development of the Full Active Suspension by Nissan," SAE Paper 901747
6. Karnopp, D. C., "Design Principles for Vibration Control Systems Using Semi-Active Dampers," Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 112, No. 3, pp.448-455, 1990
7. Butsuen, T. and Hedrick, J. K., "Optimal Semi-active Suspensions for Automotive Vehicles: The 1/4 Car Model," Advanced Automotive Technologies-1989, DSC-Vol. 13, ASME
8. Tsutsumi, Y. et al, "Development of Piezo TEMS (Toyota Electronic Modulated Suspension), SAE Paper 901745
9. Thompson, A. G., "Design of Active Suspensions," Inst. Mech. Eng. Proc., Vol. 185, No. 36/71, pp.553-563, 1971