

## 에너지 절감형 자동차용 현가장치에 관한 연구

### A Study on the Automotive Suspension System for Energy Efficiency

소 상 균\*  
Sang-Gyun So

#### ABSTRACT

The main goals of the automotive suspension systems are to isolate roadway unevenness from the tire and to improve vehicle stability. To overcome the performance limitation of the passive systems the active systems which completely replace the passive spring and damper elements with a force generating actuator has been studied. However, application of the system has been limited because it has required a significant amount of power. Recently, alternative systems which retain passive elements but include active elements have been developed to reduce the power required. Those systems are mostly focused on the control system which compresses the spring-damper directly.

In this study, a new type of power efficient control system which makes the spring-damper unit slide in side way is studied. After constructing the control system including dynamic modeling and motion control, two types of alternative control systems are compared in view of power consumption and dynamic attitudes such as roll responses as well as heave responses. Also, a half car bond graph model is developed to show clearly the significant differences in performances between two control systems.

주요기술용어 : Active suspension system(능동형 현가장치), Cone suspension system(원추형 현가장치), Direct control type(직접제어형), Fast load levelling(하중 균형유지), Bond graph(본드선도), Actuator power(액츄에이터 동력),

#### Nomenclature

$\delta$	: 현가장치 스프링 변위(m)	$x_a$	: 액츄에이터 변위
$x_s$	: 차체 무게중심 상방향 변위(m)	$F_e$	: 외력 (N)
$x_w$	: 휠의 상방향 변위(m)	$F_s$	: 스프링에 의한 힘 (N)
$\Delta x$	: $x_w - x_s$ (m)	$F_d$	: 댐퍼에 의한 힘 (N)
		$F_a$	: 액츄에이터에 요구되는 힘 (N)
		$F$	: 실제적인 현가장치의 힘

\* 회원, 국립한밭대학교 제어계측공학과

- $F_s \dot{\delta}$  : 스프링 동력 (N-m/sec)
- $F_a \dot{x}_a$  : 액추에이터 동력 (N-m/sec)
- $F \Delta \dot{x}$  : 실제적인 현가장치 동력(N-m/sec)

**Subscripts**

- $l, r$  : left, right
- $a, w$  : actuator, wheel

**1. 서론**

차량 주행중 노면으로부터 오는 불규칙한 진동이 차체에 전달되는 것을 줄이고 선회시 또는 감가속시 안정성을 향상시킬 목적으로 사용되는 현가장치는 기능면에서 볼 때 주요 부분을 차지하고 있는 것이 스프링-댐퍼 시스템이다. 기존에 사용되고 있는 수동형 시스템의 성능 한계성 때문에 이를 보완하기 위해 완전 능동형 시스템(Fully active system)이 연구 개발되었고 이는 스프링과 댐퍼 대신에 힘을 발생시킬 수 있는 액추에이터를 이용하여 차체 거동을 제어하는 방법을 사용하였는데 모든 동력을 액추에이터에 의존하기 때문에 매우 큰 동력을 발생시킬 수 있는 장치가 필요하므로 경제적인 측면에서 일반 승용차용으로는 부적합하다.

이러한 문제점을 보완하기 위해 최근에는 수동형의 스프링과 댐퍼를 그대로 사용하여 고주파수 대역의 휠 운동에 반응하도록 하고 능동형의 요소를 추가하여 저주파수 대역의 차체 거동을 제어토록 함으로써 요구되는 액추에이터의 동력을 최대한 줄이면서 진동절연과 차체 거동제어를 효과적으로 성취할 수 있는 시스템들에 대한 연구 개발이 진행되고 있는데 그것의 제어방법은 크게 둘로 구분할 수 있다. 첫째는 스프링-댐퍼위에 부착된 액추에이터에 의해 직접 스프링과 댐퍼를 신장 또는 압축시켜서 필요한 힘을 발생시키는 직접제어형(Direct Control Type, 이하 DCT)으로 대부분의 시스템이 이 부류에 속하고, 둘째는 최근에 연구개발이 진행되고 있는 시스템으로

가변 레버비(variable lever ratio)를 이용하는 하중 균형 유지형(Fast Load Levelling Type, 이하 FLLT)이 있다.

그림1은 FLLT의 일 예로 현가 스프링이 원호(arc) 상에서 어떻게 가변 레버비를 형성하며 기구학적으로 만들어질 수 있는가를 보여준다. 스프링에 의해 발휘되는 힘의 방향은 원호 상에서의 스프링 바닥면의 이동방향과 직각이므로 스프링 각을 바꾸기 위해 액추에이터는 큰 동력을 발생시킬 필요가 없다. 실제 제작된 모형<sup>5)</sup>은 스프링이 원추면에서 3차원으로 회전하도록 구상된 원추형 현가장치(Cone suspension)인데 기본 개념은 그림1과 동일하다.

본 연구에서는 이론적인 정립이 없는 상태에서 실제 프로토타입(Prototype)만이 제시된 원추형 현가장치로부터 기본 개념을 착안하여 이를 응용한 새로운 타입의 에너지 절감형 능동 현가장치에 대한 개념 및 이론을 정립하였다. 이것은 작은 액추에이터 동력을 가지고 타이어로부터 오는 고주파수 대역의 진동에 대한 효과적인 절연과 저주파수 대역의 차체 거동제어를 동시에 만족시킬 수 있는 FLLT의 한 모델로써 액추에이터가 스프링과 댐퍼를 축방향으로 이동시키면서 거동을 제어하는 새로운 기법이고, 이에 대한 1/2 차량 모델링을 본드선도(Bond graph)를 이용하여 완성한 후 제어효과를 분석하고, 성능비교를 위해 DCT에 대해서도 시스템을 동일하게 구성한 후에 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 두 시스템에 대한 결과치들을 비교하였다.

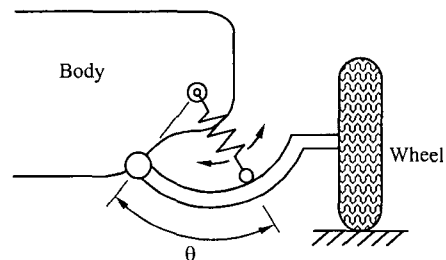


Fig. 1 An active suspension incorporating a variable lever ratio for the main suspension spring

## 2. 시스템 모델링

### 2.1 수동형 시스템(Passive system)

수동형 시스템은 일반적으로 널리 사용되고 있는 시스템이며 이에 대한 1/2 차량 모델을 그림2와 같이 나타낼 수 있다. 단순화를 위해 타이어 동력학은 무시하고, 각각의 변위들이 크지 않다고 가정하면 롤(roll) 자유도가 없는 상태, 즉 1/4 차량에서의 스프링 변위는

$$\delta = \delta_0 + \frac{a}{b} \Delta x \quad \text{또는} \quad \frac{d\delta}{dt} = \frac{a}{b} \frac{d\Delta x}{dt} \quad (1)$$

여기서,  $\delta_0$ 는  $\Delta x = x_w - x_s$  평형상태에서의 스프링 변위이고, ( $x_s$ : 차체 무게중심점의 상하방향 변위,  $x_w$ : 휠의 상하방향 변위)이며, 차체 운동을 억제하기 위한 현가장치에 의한 힘은

$$F = \frac{a}{b} (F_s + F_d) \quad (2)$$

이다. 한편, 1/2차량 모델에 롤(roll) 자유도를 고려하여  $\delta$ 와  $\delta$ 의 시간 변화율에 관한 표현식을 나타내보면

$$\delta_\ell = \delta_{0\ell} + \frac{a}{b} \Delta x_\ell \quad \delta_r = \delta_{0r} + \frac{a}{b} \Delta x_r \quad (3)$$

$$\frac{d\delta_\ell}{dt} = \frac{a}{b} \frac{d\Delta x_\ell}{dt}, \quad \frac{d\delta_r}{dt} = \frac{a}{b} \frac{d\Delta x_r}{dt} \quad (4)$$

인데, 여기서

$$\Delta x_\ell = x_{w\ell} - x_s, \quad \Delta x_r = x_{wr} - x_s \quad \text{이다.}$$

마찬가지로, 현가장치에 의한 힘은

$$F_\ell = \frac{a}{b} (F_{s\ell} + F_{d\ell}) \quad (5)$$

$$F_r = \frac{a}{b} (F_{sr} + F_{dr}) \quad (6)$$

이다. 여기서, 첨자  $\ell$ 은 차량의 왼쪽 부분을,  $r$ 은 오른쪽 부분을 의미하고,  $\phi$ 는 롤 각을 나타낸다. 식(4)~식(6)은 본드선도로 표현해 볼 때 변환기(transformer)로 표현되므로 그림2의 1/2 차량 모델에 대한 본드 선도를 완성하여 보면 그

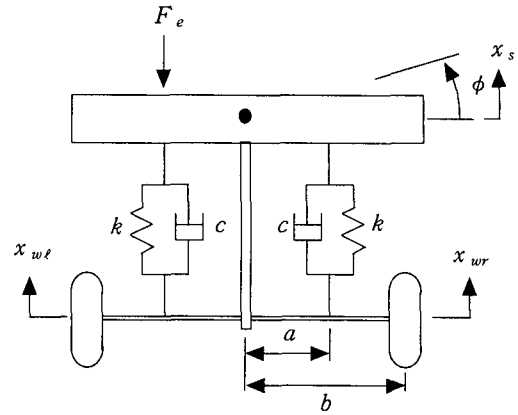


Fig. 2 Schematic diagram of 1/2 car passive system

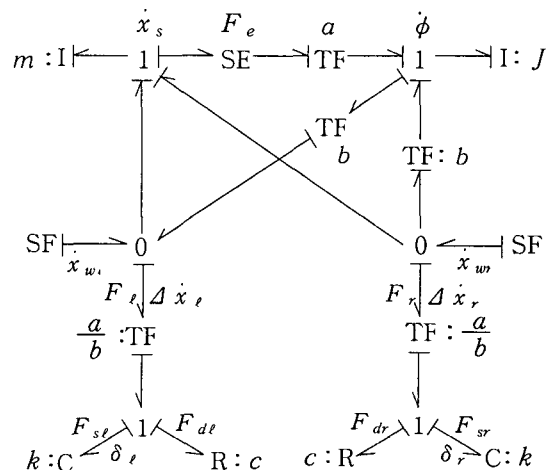


Fig. 3 Bond graph model for Fig. 2

림3과 같다.

### 2.2 직접제어 시스템(DCT System)

그림 4에서 보는 바와 같이 직접제어 시스템은 2.1절의 수동형 시스템의 스프링과 댐퍼 위에 능동형 요소를 추가하여 외부에서 오는 입력들에 대해 직접적으로 스프링 변위를 조절함으로써 제어 가능토록 설계된 시스템으로써 만약 변화량들이 작다고 가정하면 스프링 변위는

$$\delta_\ell = \delta_{0\ell} + \frac{a}{b} \Delta x_\ell + x_a$$

$$\delta_r = \delta_{0r} + \frac{a}{b} \Delta x_r + x_a \quad (7)$$

이다. 여기서,  $x_a$ 는 액츄에이터에 의해 얻어지고 스프링과 댐퍼를 신장시키거나 압축시킴으로써 현가장치에 발생하는 힘을 조절해주는 역할을 수행한다.

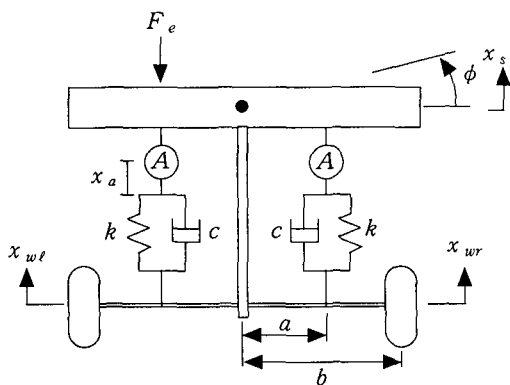


Fig. 4 Schematic diagram of 1/2 car DCT system

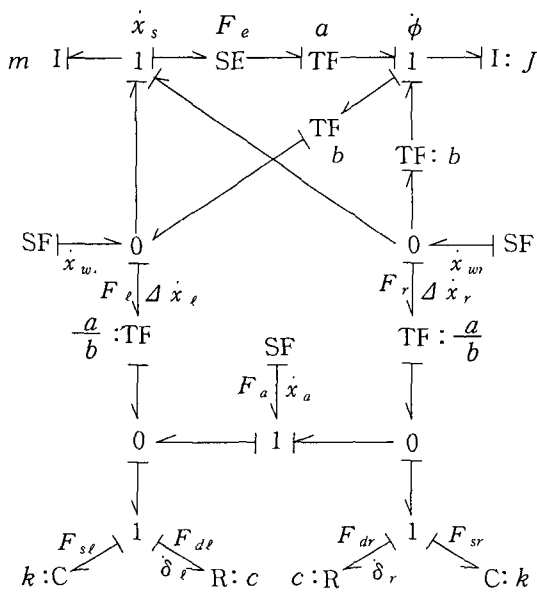


Fig. 5 Bond graph model for Fig. 4

또한, 스프링 변위의 시간 변화율은

$$\begin{aligned} \frac{d \delta_\ell}{dt} &= \frac{a}{b} \frac{d \Delta x_\ell}{dt} + \frac{d x_a}{dt} \\ \frac{d \delta_r}{dt} &= \frac{a}{b} \frac{d \Delta x_r}{dt} + \frac{d x_a}{dt} \end{aligned} \quad (8)$$

이며, 또한 현가장치에 의한 힘은 식(5), (6)과 동일하므로 식(5), (6), (8)은 본드선도의 변환기와 0-연결기를 사용하여 나타낼 수 있다. 따라서, 그림4의 1/2 차량 DCT 모델을 본드선도로 나타내 보면 그림5와 같다.

### 2.3 하중균형유지 시스템(FLLT system)

외부에서 오는 입력조건들에 대해 능동적으로 제어하는 면에서는 DCT 시스템과 동일하나 능동형 요소를 스프링과 댐퍼의 상단이 아닌 측면에 부착하여 제어신호를 발생시키는 것이 DCT 시스템과 다른 점이다. 이 시스템의 장점은 가변하는 레버비(variable lever ratio)를 이용하여 스프링과 댐퍼가 좌우로 슬라이딩하기 때문에 작은 액츄에이터 동력을 가지고도 큰 제어력의 효과를 얻을 수 있으므로 차량 거동제어가 용이하다.

그림6은 FLLT 시스템의 개략도를 보여주고 있으며 앞에서와 마찬가지로 스프링에서의 변위를 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \delta_\ell &= \delta_{0\ell} + \frac{x_a}{b} \Delta x_\ell \\ \delta_r &= \delta_{0r} + \frac{x_a}{b} \Delta x_r \end{aligned} \quad (9)$$

그러나, 스프링 변위의 시간 변화율은  $x_a$ 와  $\Delta x$ 가 시간에 따라 변하므로 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \frac{d \delta_\ell}{dt} &= \frac{x_a}{b} \frac{d \Delta x_\ell}{dt} + \frac{\Delta x_\ell}{b} \frac{d x_a}{dt} \\ \frac{d \delta_r}{dt} &= \frac{x_a}{b} \frac{d \Delta x_r}{dt} + \frac{\Delta x_r}{b} \frac{d x_a}{dt} \end{aligned} \quad (10)$$

한편, 스프링과 댐퍼에서 발생하는 힘은 액츄에이터의 변위  $x_a$ 에 따라 변하므로 식(5), (6)은 다음과 같이 변경할 수 있다.

$$F_\ell = -\frac{x_a}{b}(F_{s\ell} + F_{d\ell}) \quad (11)$$

$$F_r = -\frac{x_a}{b}(F_{sr} + F_{dr}) \quad (12)$$

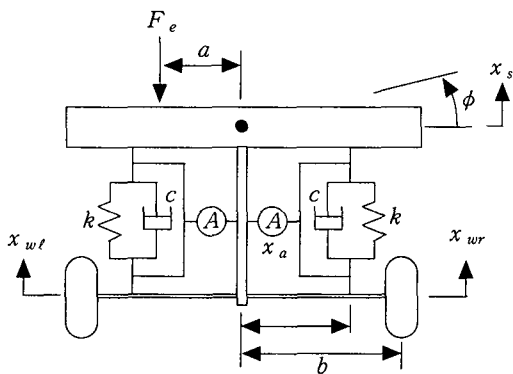


Fig. 6 Schematic diagram of 1/2 car DCT system

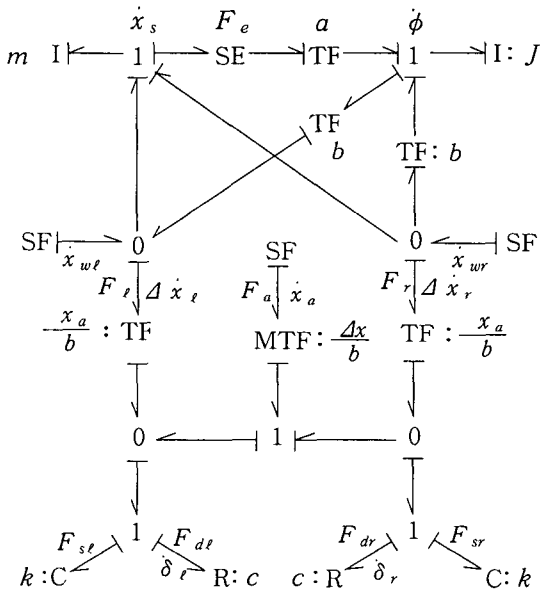


Fig. 7 Bond graph model for Fig. 6

식(10)~(12)의 관계식들은 본드선도 상에서 조정변환기(modulated transformer)로 나타낼 수 있으며 그림6의 FLLT 시스템에 대한 본드선도가 그림7에 나타나 있다.

### 3. 시뮬레이션 및 결과 분석

앞에서 구한 각 시스템별 본드선도를 이용하여 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하여 FLLT 시스템을 수동형이나 DCT 시스템과 비교하여 보고, 결과에 대한 이론적인 분석을 해보고자 한다.

시뮬레이션에 사용된 데이터들은 표1에 수록되어 있고, 차체 거동제어 효과를 살펴보기 위해 입력으로는 롤 운동, 서스펜션 변위 등의 반응확인이 가능하며 또한, 요구되는 액츄에이터 동력의 계산도 가능케 하는 외력  $F_e$ 가 사용되었고 그림8에 도시하였다.

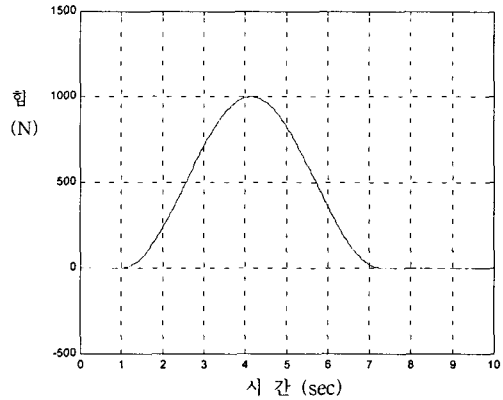


Fig. 8 External force used for roll moment

Table 1 시뮬레이션에 사용된 차량 데이터

parameter	value	parameter	value
질량	400 kg	관성모멘트	200 kg·m <sup>2</sup>
스프링상수	79,000 Nm	댐핑계수	5,100 Ns/m
a	0.15 m	b	0.3 m

한편, 승차감 및 롤 반응향상을 위해서 능동형 시스템들에 대한 제어기로서 PD제어기가 사용되었는데, 이 때에는 차체와 휠의 상하운동 및 롤 각에 관한 정보를 센서로부터 받아서 식(13)과 같은 제어규칙을 적용하였으며, 동일한 조건하에서 각 시스템들에 대한 응답특성들을 비교 분석하였다.

$$\dot{x}_a = K_p \Delta x + K_d \Delta \dot{x} \quad (13)$$

여기서,  $K_p$ 와  $K_d$ 는 각각 비례제어기와 미분제어기의 이득값들이다.

### 3.1 서스펜션 변위량 분석

두 종류의 능동형 시스템들의 경우에 있어서도 수동형의 그것과 마찬가지로 도로의 불규칙한 진동이 차체에 전달되는 것을 억제하는 역할을 수행하는 요소들이 스프링과 댐퍼이다. 수동형의 경우에는 여러 가지의 복잡한 상황에 만족하도록 스프링과 댐퍼 계수들을 적절한 수준에서 결정해야 하는 반면, 능동형의 경우에는 승차감 향상을 위해 액츄에이터가 차체 움직임을 제어할 수 있는 힘을 만들어줌으로 계수들을 정하는데 선택의 폭이 넓다. 그림8의 외력에 의한 서스펜션의 변위들에 대한 변화가 그림9에 나타나 있다. 수동형의 경우에는 외력에 대해 서스펜션이 상당부분

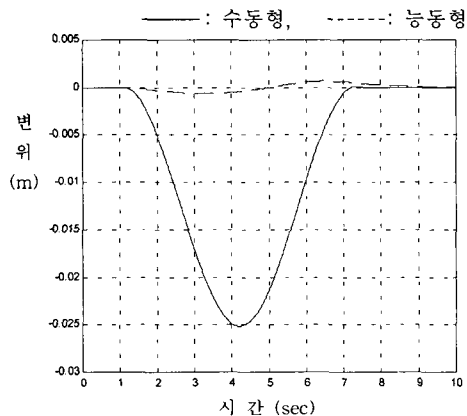


Fig. 9 Deflection of vehicle mass center

처짐 현상이 발생되지만 두 종류의 능동형 시스템에서는 제어기가 액츄에이터 속도  $\dot{x}_a$ 를 제어하여 서스펜션 변위가 거의 일어나지 않도록 하기 때문에 수동형에 비해 매우 작은 결과가 나왔다. 반면에 능동형 시스템들의 경우에는 값이 작기 때문에 판단하기는 어렵지만 DCT 시스템보다는 FLLT 시스템의 결과가 약간 우수하게 나타났다.

### 3.2 롤 각 및 소요동력 분석

그림5와 그림7의 본드선도에서 볼 때 동력 관계식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F \Delta \dot{x} + F_a \dot{x}_a = F_s \delta \quad (14)$$

시스템에 가해진 외력  $F_e$ 은 차체를 상하 방향뿐만 아니라 차체를 좌우로 기울게 하는 롤 모멘트를 형성시키기 때문에 두 능동형 시스템의 제어기들은 좌우 서스펜션 변위  $\Delta x$ 의 변화를 억제함으로써 롤 각(roll angle)을 줄이기 위해 반응하게 되므로 동력  $F \Delta \dot{x}$ 은 매우 작은 값이 된다. 이러한 경우, DCT 시스템의 좌우 스프링에 작용하는 힘  $F_s$ 와 액츄에이터에서 요구되는 힘  $F_a$ 은 동일하며 시간에 따라 변하고 좌우 스프링의 변위  $\delta$ 도 변한다. 따라서, 식(14)에 의해  $F_s \delta$ 에 상당하는 동력이 액츄에이터에서 발생되어야 한다. 반면에 FLLT 시스템은  $F_a$ 와  $F_s$ 의 관계식이

$$F_a = -\frac{x_a}{b} (F_s + F_d) \quad (15)$$

임으로 서스펜션 힘을 액츄에이터 변위  $x_a$ 를 조절함으로써 변화시킬 수 있다. 또한, 이 시스템은 스프링 힘  $F_s$ 을 일정하게 유지시킬 수 있고, 스프링 변위  $\delta$ 의 변화량은 극히 작기 때문에 스프링 동력  $F_s \delta$ 은 거의 무시할 수 있다. 더욱이,  $\Delta x$ 가 매우 작은 값으로 제어가 되면 액츄에이터에 요구되는 힘이 거의 없기 때문에 액츄에이터

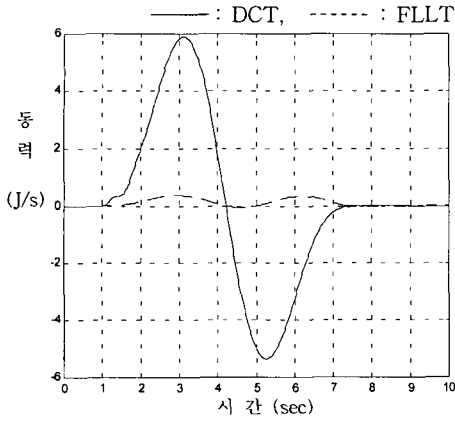


Fig. 10 Actuator power for vehicle attitude control

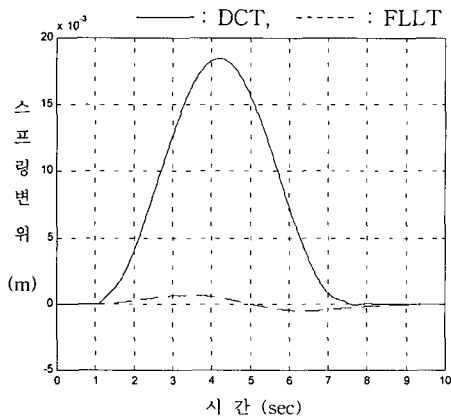


Fig. 11 Spring deflection

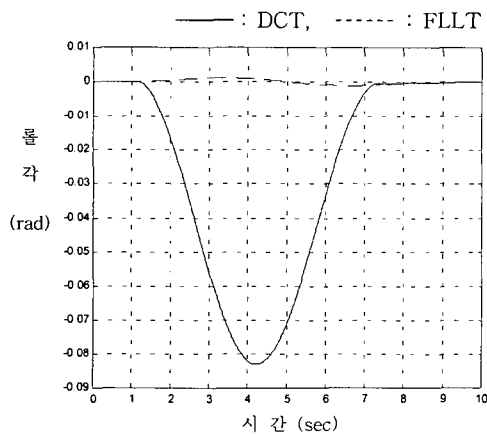


Fig. 12 Roll angle comparison

동력이 매우 작은 값을 갖게 된다. 이러한 상황에서는 결과적으로 식(14)의 모든 동력들이 영이 되기 때문에 우수한 롤 제어효과가 나타날 수 있다.

그림10과 그림12에서는 시뮬레이션 결과들이 나타나 있는데, 먼저 그림10에서 볼 수 있는 바와 같이, FLLT 시스템의 경우에 액추에이터 힘이  $\Delta x$ 에 비례하고 매우 작기 때문에 액추에이터 동력이 매우 작은 값을 가짐을 알 수 있고, 반면에, DCT 시스템의 경우에는 상대적으로 큰 동력이 필요하게 됨을 확인할 수 있다. 롤 각의 시뮬레이션 결과 역시 그림12에서 보여주고 있는데 FLLT 시스템의 경우에 더 우수한 결과를 얻을 수 있었다.

#### 4. 결론

새로운 타입의 능동형 현가장치의 성능비교를 위해 수동형 시스템의 스프링과 댐퍼를 능동형 현가장치에 활용하는 DCT 시스템과 FLLT 시스템의 응답특성을 1/2 차량모델을 기준으로 하여 비교해 본 결과 FLLT 시스템이 DCT 시스템에 비해 차체의 변위 및 롤 각의 변화가 적으며, 반면에 차체 거동제어를 위해 요구되는 액추에이터의 동력 역시 FLLT가 DCT보다 훨씬 적음을 알 수 있다. 이는 FLLT 시스템의 경우 작은 동력으로도 차량의 운동을 효과적으로 제어가 가능하다는 사실을 입증해 주고 있다. 즉, 소형 액추에이터의 사용으로도 효율적이고 경제적인 시스템구성이 가능함을 보여준다. 이러한 이론적으로 유리한 FLLT 시스템은 실제 제품으로의 개발이 가능하다는 것을 이와 유사한 시스템인 참고문헌<sup>5)</sup>를 보면 알 수 있다. 따라서, 차량의 제어효과 면에서 우수하다는 사실이 입증되었고 현재까지 적용해 온 제품과는 완전히 새로운 개념의 FLLT 시스템이 어떻게 하면 보다 용이하게 실용화 될 수 있는가에 관한 연구개발이 지속적으로 수행되어야 할 것으로 판단된다.

## 후 기

이 논문은 1999년도 국립한밭대학교 교내 학술연구비 지원을 받았음.

## 참 고 문 헌

- 1) D. Karnopp, "Active Suspensions Based on Fast Load Levelers," *Vehicle System Dynamics*, Vol. 16, pp.355-381, 1987.
- 2) D. Karnopp, "Electronically Controllable Vehicle Suspensions," *Vehicle System Dynamics*, Vol. 20, pp.207-217, 1991.
- 3) D. Karnopp, S-G. So, "Energy Flow in Active Attitude Control," *Vehicle System Dynamics*, Vol. 29, pp.69-81, 1998.
- 4) H. B. Pacejka, "Wheels," Farewell Address, Delft University of Tech., 1995.
- 5) B. Siuru, "Semiactive Cone Suspension Smooths the Ride," *Mechanical Engineering*, pp.105-106, 1994.
- 6) K. Cho, "Alternative Methods of Active Roll Control in Ground Vehicles," Ph. D Thesis, U. of California at Davis, 1995.
- 7) D. Karnopp, D. Margolis and R. Rosenberg, "System Dynamics: A Unified Approach," John Wiley & Sons, 1990.