

〈 논 문 〉

유압계의 동특성을 고려한 능동 현가계의 합성 제어

Hybrid Control of Active Suspension System
considering Hydraulic System Dynamics

김효준* · 박혁성* · 양현석** · 박영필**

Hyo-Jun Kim, Hyuk-Sung Park, Hyun Seok Yang and Young-Pil Park

(1996년 11월 8일 접수 ; 1997년 1월 31일 심사완료)

Key Words : Active Suspension System(능동 현가계), Skyhook Control(스카이훅 제어), Sliding Mode Control(슬라이딩 모드 제어), Hybrid Control(합성 제어)

ABSTRACT

This paper presents an active suspension control algorithm to improve the suspension performance trade-offs between riding comfort and handling stability. In this paper, a hybrid control scheme is proposed, the idea of which is that the sliding mode control is used for nonlinear hydraulic system and the skyhook control is applied to control the vehicle behavior. The parameter variations in hydraulic system are considered for the robust hybrid controller design. The performance of the proposed control method is evaluated by simulation and experiments based on a half car roll model which can reveal both heave and roll behavior.

기 호 설 명

C_s : 능동 현가계 감쇠계수 행렬
 K : 슬라이딩 모드 제어기 게인
 K_s : 능동 현가계 탄성계수 행렬
 K_{sky} : 스카이훅 제어기 게인 행렬
 K_r : 타이어 탄성계수 행렬
 L : 노면 외란 입력 행렬
 M_s, M_u : 스프링 상, 하 질량-관성 행렬
 P : 실제의 능동 제어 압력
 P_d : 추종해야 할 능동 제어 압력
 P_s : 펌프 공급 압력
 Q : 펌프 공급 유량
 R_s, R_u : 좌표 변환 행렬
 Z_r : 노면 외란 벡터
 a_1, a_2, a_3 : 유압계 특성 방정식 계수
 f_a : 능동 제어력 벡터

s : 슬라이딩 변수
 η : 슬라이딩 모드 제어기 설계 변수
 ϕ : 슬라이딩 모드 제어기 경계층 두께

1. 서 론

차량의 현가계는 승차감 향상을 위한 진동 절연, 차체의 자세 유지, 조종 안정성을 위한 적절한 노면 접촉 유지 등의 기능을 하며 이러한 성능들을 향상시키기 위해서는 서로 연관되는 변수들에 대한 적절한 고려가 필요하다.

그러나 승차감과 조종 안정성이라는 두 성능 요소는 서로 상충되어 스프링과 감쇠기로 구성된 기존의 수동 현가계만으로는 이러한 요구들을 동시에 모두 만족시키기 어려우므로 이러한 수동 현가계의 한계를 극복하기 위하여 능동형, 반 능동형 등의 전자 제어 현가계가 도입되어 실용화되어 가고 있으며, 이와 관련하여 여러 가지 제어 이론들을 적용한 연구가 활발히 진행되어 왔다^(1~7).

*연세대학교 대학원

**정회원, 연세대학교 공과대학 기계공학과

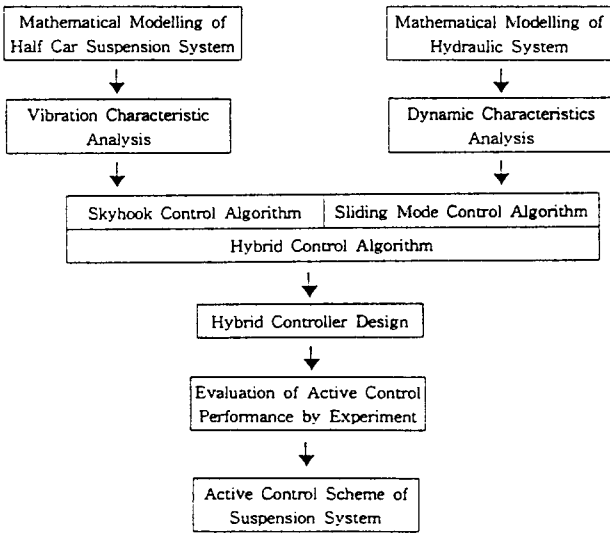


Fig. 1 Research flow diagram

전자 제어 현가계의 적용에 있어서 현가계 자체에 대한 제어 알고리즘의 개발뿐 아니라 제어용 유압계의 특성을 함께 고려해야만 보다 효율적인 능동 제어 시스템의 구현이 가능하다⁽⁸⁾.

제어력을 발생시키는 유압계의 파라미터들은 온도와 압력 변화에 따른 작동유의 물리적 성질 변화, 사용에 따른 마모에 의한 누유, 릴리프 밸브에 의한 공급압력 저하, 유압 배관에서의 감압 효과 등으로 인하여 변동하게 된다⁽¹⁰⁾.

따라서 이러한 능동 제어용 유압계의 파라미터 변동을 고려할 수 있는 강건한 제어기의 적용이 필요하다.

본 연구에서는 차량 현가계에는 제어기 구조가 간단하며 효율적인 스카이훅 제어 이론을 적용하고 유압계에는 그 동특성을 고려한 슬라이딩 모드 제어를 적용하는 합성제어를 적용한다.

즉, 스카이훅 제어에 의해 차량의 거동을 제어할 수 있도록 하는 제어 신호를 발생시키고, 유압계가 이러한 능동 제어 신호를 추종할 수 있도록 하므로서 능동 제어 시스템을 구현하도록 하였다.

본 합성제어를 차량의 히브 및 롤 거동을 모사할 수 있는 1/2 차량의 현가계에 적용하였으며 Fig. 1과 같은 과정을 통하여 능동 현가 시스템을 구현하였다.

2. 능동 현가계의 모델링

본 논문의 대상인 1/2 차량 능동 현가계는 차량의

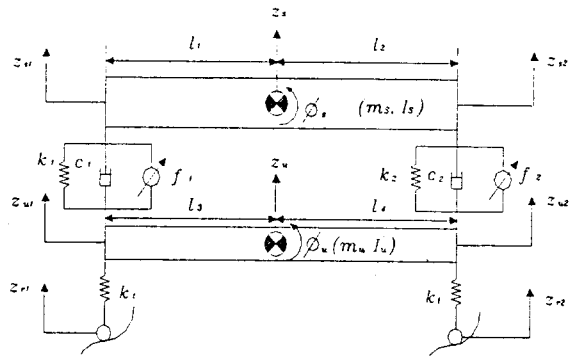


Fig. 2 Model of half car active suspension system

차체에 해당하는 스프링 상 질량과 타이어 및 차축에 해당하는 스프링 하 질량으로 구성된 1/2 차량 현가계와 유압 밸브의 제어 압력에 따라 능동 제어력을 발생시키는 유압 작동기로 이루어진 능동 제어용 유압계로 구성된다.

2.1 능동 현가계 운동 방정식

스프링 상 질량의 수직 운동(heave) 과 회전 운동(roll), 그리고 스프링 하 질량의 수직 및 회전 운동을 나타낼 수 있도록 1/2 차량 능동 현가계를 4 자유도 진동계로 모델링 하였고 타이어는 노면과 점 접촉하는 단순 스프링으로 모델링 하였으며, 이러한 1/2 차량 능동 현가계에 대한 모델을 Fig. 2에 도시하였다.

본 1/2 차량 능동 현가계의 스프링 상 질량 및 스프링 하 질량에 대하여 운동방정식을 구할 수 있으며 식 (1a), 식 (1b)로 각각 나타낼 수 있다.

$$M_s \ddot{Z}_s + R_s^T K_s (R_s Z_s - R_u Z_u) + R_s^T C_s (R_s \dot{Z}_s - R_u \dot{Z}_u) = R_s^T f_a \quad (1a)$$

$$M_u \ddot{Z}_u - R_u^T K_s (R_u Z_u - R_s Z_s) + R_u^T K_T (R_u Z_u - Z_r) + R_u^T C_s (R_s \dot{Z}_s - R_u \dot{Z}_u) = -R_u^T f_a \quad (1b)$$

$$\text{여기서 } M_s = \begin{bmatrix} m_s & 0 \\ 0 & I_s \end{bmatrix}, \quad K_s = \begin{bmatrix} k_1 & 0 \\ 0 & k_2 \end{bmatrix}, \quad C_s = \begin{bmatrix} c_1 & 0 \\ 0 & c_2 \end{bmatrix},$$

$$f_a = \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{bmatrix}$$

$$M_u = \begin{bmatrix} m_u & 0 \\ 0 & I_u \end{bmatrix}, \quad K_T = \begin{bmatrix} k_t & 0 \\ 0 & k_t \end{bmatrix}$$

$$Z_{si} = R_s Z_s, \quad Z_{ui} = R_u Z_u$$

$$Z_{si} = \begin{bmatrix} z_{s1} \\ z_{s2} \end{bmatrix}, \quad Z_s = \begin{bmatrix} z_s \\ \phi_s \end{bmatrix}, \quad R_s = \begin{bmatrix} 1 & -l_1 \\ 1 & l_2 \end{bmatrix}$$

$$Z_{ui} = \begin{bmatrix} z_{u1} \\ z_{u2} \end{bmatrix}, \quad Z_u = \begin{bmatrix} z_u \\ \phi_u \end{bmatrix}, \quad R_u = \begin{bmatrix} 1 & -l_3 \\ 1 & l_4 \end{bmatrix}$$

2.2 능동 현가계 상태 방정식

1/2차량 능동 현가계에 대하여 상태 벡터를 다음과 같이 선정하였다.

$$\{X\} = \{ \dot{z}_s \phi_s (z_{s1} - z_{u1}) (z_{s2} - z_{u2}) \dot{z}_u \phi_u (z_{u1} - z_{r1}) (z_{u2} - z_{r2}) \}^T$$

노면의 외란과 능동 제어력을 입력으로 하는 상태 방정식을 나타내면 식 (2)와 같다.

$$\{\dot{X}\} = [A]\{X\} + [B]\{f_a\} + [L]\{\dot{Z}_r\} \quad (2)$$

여기서 $\{\dot{Z}_r\} = \{\dot{z}_{r1} \dot{z}_{r2}\}^T$

$$[A] = \begin{bmatrix} -M_s^{-1}R_s^T C_s R_s & -M_s^{-1}R_s^T K_s & M_s^{-1}R_s^T C_s R_u & 0 \\ R_s & 0 & -R_u & 0 \\ M_u^{-1}R_u^T C_s R_s & M_u^{-1}R_u^T K_s & -M_u^{-1}R_u^T C_s R_u & -M_u^{-1}R_u^T K_r \\ 0 & 0 & R_u & 0 \end{bmatrix}$$

$$[B] = \begin{bmatrix} M_s^{-1}R_s^T \\ 0 \\ M_u^{-1}R_u^T \\ 0 \end{bmatrix}, [L] = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ -I \end{bmatrix}$$

2.3 능동 제어용 유압계

유압계의 동특성을 정확히 해석하기 위해서는 고차의 미분 방정식으로 나타내야 하지만 유압계를 고차로 모델링 하면 계의 전체 차수가 높아져 이를 바탕으로 능동 제어기를 구성할때 계산 시간의 증가 및 변수 측정 등의 문제가 발생하게 된다.

따라서 유압 밸브와 유압 작동기로 구성되는 능동 제어용 유압계를 그 특성을 반영할 수 있는 단순화된 비선형 모델로 모델링 하였고, 이에 대한 그림을 Fig. 3에 나타내었다.

Fig. 3에 도시한 능동 제어용 유압계에 대하여 연속 방정식과 유량 방정식을 적용하고 이로부터 유도한 유압계의 특성 방정식을 나타내면 식 (3)과 같다.

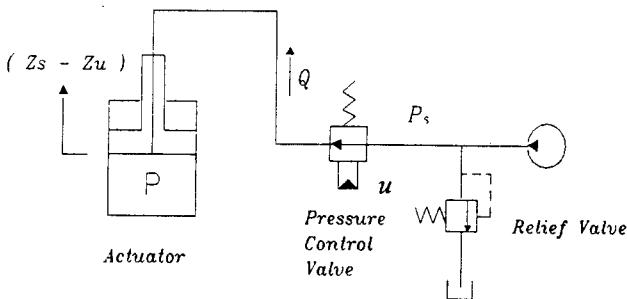


Fig. 3 Simplified model of hydraulic system

$$\dot{P} = -a_1(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - a_2 P + a_3 u \sqrt{P_s - \text{sgn}(u)P} \quad (3)$$

여기서, 계수 a_1, a_2, a_3 는 유압계에 따라 정해지는 상수이다.

3. 제어 이론

3.1 스카이훅 제어

스프링 상 질량에 가상의 댐퍼를 적용하여 제어를 행하는 스카이 훅 제어는 제어기 구조가 간단하고 효과적인 제어 성능을 얻을 수 있는 장점을 가지고 있다.

스프링 상 질량의 절대속도를 귀환하여 감쇠력을 조절하도록 하는 스카이 훅 제어기의 제어입력은 다음과 같다.

$$\{F_{sky}\} = [K_{sky}]\{\dot{Z}_{si}\} \quad (4)$$

여기서, $\{F_{sky}\} = \{f_1 f_2\}^T$, $\{\dot{Z}_{si}\} = \{\dot{z}_{s1} \dot{z}_{s2}\}^T$,

$$[K_{sky}] = \begin{bmatrix} K_1 & 0 \\ 0 & K_2 \end{bmatrix}$$

3.2 슬라이딩 모드 제어

슬라이딩 모드 제어는 Lyapunov 안정화 이론을 기초로 Feedback Linearization 개념을 적용하여 비선형계에 대해 강건한 제어기를 체계적으로 설계할 수 있는 장점을 가지고 있다. 따라서 비선형으로 모델링한 유압계의 동특성을 고려하는 제어기 설계에 슬라이딩 모드 제어 이론을 적용하면 다음과 같다.

(1) 공칭 모델에 대한 제어기 설계

식 (3)으로 표현된 유압계 특성 방정식을 일반식 형태로 나타내면 식 (5)와 같다.

$$\dot{x} = \hat{f}(x, \dot{z}_s - \dot{z}_u) + \hat{g}(x)u \quad (5)$$

여기서 $x = P$

$$\hat{f} = -\hat{a}_1(\dot{z}_s - \dot{z}_u) - \hat{a}_2 P$$

$$\hat{g} = \hat{a}_3 \sqrt{P_s - \text{sgn}(u)P}$$

식 (5)에서 $\hat{\cdot}$ 은 공칭 모델을 나타낸다.

유압계에 입력되는 제어 신호를 추종하는 것이 본 제어기의 목적이므로 슬라이딩 면을 다음과 같이 정의한다.

$$s = x - x_d \quad (6)$$

여기서 x_d 는 유압계가 추종해야 하는 제어 신호이다.

Lyapunov 안정 조건으로부터 슬라이딩 조건을 다음과 같이 나타낸다.

$$s\dot{s} \leq -\eta|s| \quad (\eta > 0) \quad (7)$$

슬라이딩 면의 정의로부터 s 의 부호를 고려하여 제어 입력을 구하면

$$s > 0 \text{인 경우} \quad u = \bar{g}^{-1}[-\bar{f} + \dot{x}_d - K] \quad (8a)$$

$$s < 0 \text{인 경우} \quad u = \bar{g}^{-1}[-\bar{f} + \dot{x}_d + K] \quad (8b)$$

위에서 구한 두 가지 제어 입력 식을 sgn 함수를 이용하여 하나의 식으로 정리하면 다음과 같다.

$$u = \bar{g}^{-1}[-\bar{f} + \dot{x}_d - Ksgn(s)] \quad (\text{단, } K \geq \eta) \quad (9)$$

이때 채터링 현상이 발생할 수 있으며 이로 인하여 현가계 모델링 과정에서 고려하지 않은 고주파 성분의 동특성을 자극하여 시스템을 불안정하게 할 수 있다. 따라서 이러한 현상을 방지하기 위하여 경계층(boundary layer)을 도입하여 채터링 현상을 억제하며, 이를 위하여 함수 $sgn(s)$ 대신에 식 (10)으로 정의되는 포화함수 $sat(s)$ 를 식 (9)에 적용한다.

$$sat(s) = \begin{cases} 1 & (s/\phi > 1) \\ s/\phi & (|s| \leq \phi) \\ -1 & (s/\phi < -1) \end{cases} \quad (10)$$

여기서 $\phi > 0$ 이다.

이때 변환된 제어기 입력 u 와 슬라이딩 변수 s 와의 관계를 나타내면 Fig. 4 와 같다.

따라서 공칭 모델에 대한 슬라이딩 모드 제어에

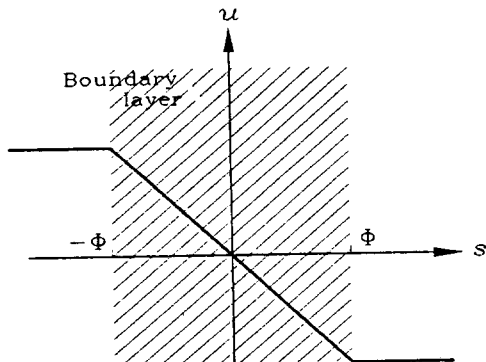


Fig. 4 Relationship between control input and sliding variable

의한 제어입력은 식 (11)이 된다.

$$u = \bar{g}^{-1}[-\bar{f} + \dot{x}_d - Ksat(s)] \quad (11)$$

(2) 파라미터 변동을 고려한 강건한 제어기의 설계

전 절의 공칭 모델에 대한 제어기는 대상 유압계의 파라미터를 정확히 파악하고 있으며, 이러한 파라미터들이 변동하지 않는다는 가정 하에 구성한 제어기이다.

그러나 유압계의 파라미터들은 전술한 바와 같이 변동하게 되므로 이것을 고려할 수 있는 강건한 제어기의 설계가 필요하다.

실제 시스템과 공칭 모델을 다음과 같이 나타낸다.

실제 시스템 :

$$\dot{x} = f(x, \dot{z}_s - \dot{z}_u) + g(x)u \quad (12a)$$

공칭 모델 :

$$\dot{x} = \bar{f}(x, \dot{z}_s - \dot{z}_u) + \bar{g}(x)u \quad (12b)$$

공칭 모델에 대해 구한 제어입력을 식 (12a)의 실제 시스템에 대입하고 Lyapunov 안정조건을 만족하는 식을 구하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$s\dot{s} = s[f + g(\bar{g}^{-1}(-\bar{f} + \dot{x}_d - Ksgn(s))) - \dot{x}_d] \leq -\eta|s| \quad (13)$$

공칭 모델에서와 같이 식 (13)을 정리하면 다음과 같다.

$$K \geq |(g^{-1}\bar{g}f - \bar{f}) + (g^{-1}\bar{g} - 1)(-\dot{x}_d)| + g^{-1}\bar{g}\eta \quad (14)$$

식 (14)의 우변의 식을 정리하고 부등식의 충분조건을 만족시키도록 K 를 선정하면 식 (14)는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$K = \beta_o(F + \eta) + |\beta_o - 1| |\bar{f} - \dot{x}_d| \quad (15)$$

여기서 F, β_o 는 다음과 같이 선정하였다.

$$F(x, \dot{z}_s - \dot{z}_u) = |\bar{f} - f| = |(a_1 - \bar{a}_1)(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + (a_2 - \bar{a}_2)x| \quad (16)$$

$$\beta_o = \sqrt{\frac{g_{\max}}{g_{\min}}}, \quad \beta_o^{-1} \leq \frac{\bar{g}}{g} \leq \beta_o$$

따라서 파라미터의 변동을 고려한 제어 계인 K 는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$K = \beta_o |\Delta a_{1\max}(\dot{z}_s - \dot{z}_u) + \Delta a_{2\max}x + \eta| + |\beta_o - 1| \bar{a}_1 (\dot{z}_s - \dot{z}_u) + a_2x - \dot{x}_d| \quad (17)$$

여기서

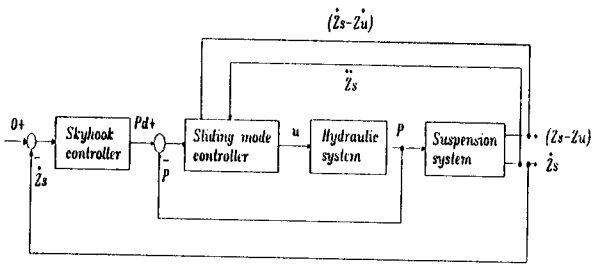


Fig. 5 Configuration of hybrid controller

$$\Delta a_{1\max} = \max|a_1 - \hat{a}_1|$$

$$\Delta a_{2\max} = \max|a_2 - \hat{a}_2|$$

3.3 합성 제어기

본 능동 현가계의 목적은 노면 외란에 의한 차체의 거동을 측정, 귀환하여 현가 특성을 개선하고, 능동 제어력을 발생시키는 유압 작동계의 동특성을 고려하므로서 효과적인 제어 성능을 얻는 것이다.

또한 제어용 유압계의 파라미터 변동에 대해서도 강건한 제어가 이루어지도록 하는 것이 본 제어기의 목적이다.

따라서 스카이훅 제어기에 의해 현가계 거동을 제어하기 위한 능동 제어 신호를 발생시키고 이 신호를 슬라이딩 모드 제어기에 의해 유압 작동기가 추종할 수 있도록 하는 합성제어기를 구성하였으며 이를 Fig. 5에 도시하였다.

스카이훅 제어에 의한 능동 제어 신호를 유압계가 추종하도록 압력제어 밸브에 입력되는 최종적인 제어 입력은 다음과 같이 나타낼 수 있으며, 식 (18)에서 처럼 별도의 적분기 적용없이 측정된 가속도 신호를 사용할 수 있다.

$$u = \bar{g}^{-1} \left[-\bar{f} + \frac{C_{sky} \ddot{z}_s}{A_a} - K_{sat}(s) \right] \quad (18)$$

여기서 C_{sky} : 스카이훅 댐퍼 상수

A_a : 유압 작동기 수압부 면적

4. 능동 제어 시뮬레이션 및 실험

4.1 시뮬레이션

전술한 합성 제어기를 Table 1에 제시된 파라미터를 갖는 1/2차량 능동 현가계에 적용하여 시뮬레이션을 수행하였다.

차체 거동을 제어하기 위한 스카이훅 제어에서 스카이훅 댐퍼를 증가시키면 차체 공진 주파수에서의 제어 성능은 우수하나 저주파에서의 현가 변위 증

Table 1 Parameters of half car suspensin system

Parameter	Unit	Value
Sprung mass	kg	240
Sprung inertia	kg · m ²	22
Unsprung mass	kg	84
Unsprung inertia	kg · m ²	12
Equivalent stiffness	N/m	169000
Equivalent damping	N · sec/m	1750
Tire stiffness	N/m	175500

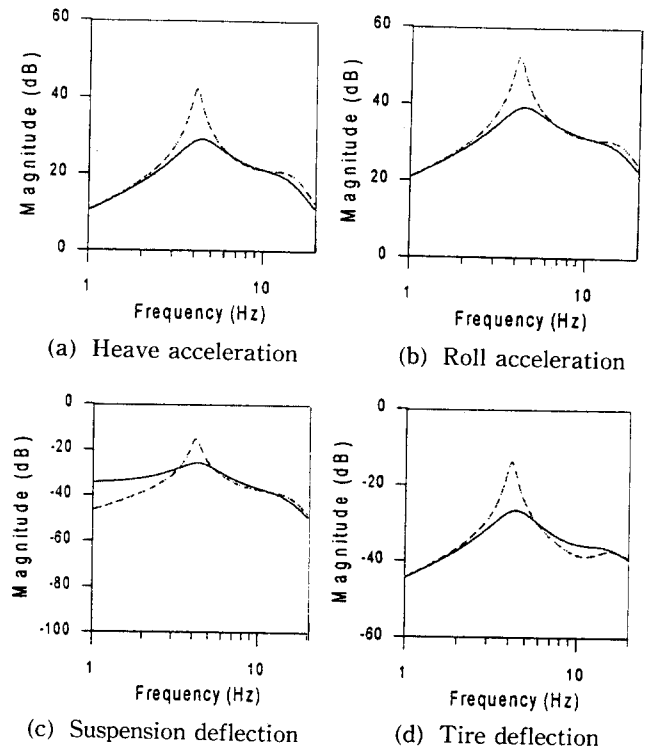


Fig. 6 Frequency responses of half car suspension system (dashed: uncontrolled, solid: controlled)

가, 중주파수 범위에서의 타이어 변형 증가로 인한 안정성 저하 등이 발생하므로 주파수 응답 특성과 과도 응답 특성에 대한 시뮬레이션을 통하여 스카이훅 댐퍼 K_1, K_2 를 3000으로 선정하였다.

또한 유압계에 적용한 슬라이딩 모드 제어에서는 경제층을 증가시키면 추종 성능이 저하되므로 채터링 현상 억제와 제어 성능을 판단하여 적정 설계 변수로 $\phi = 2.5E5, \eta = 1.0$ 로 선정하였다.

유압계 상수는 해석과 실험적 동정을 통하여 다음과 같이 구하였다.

$$\hat{a}_1=4.5E12, \hat{a}_2=9.8E-5, \hat{a}_3=1.2E7$$

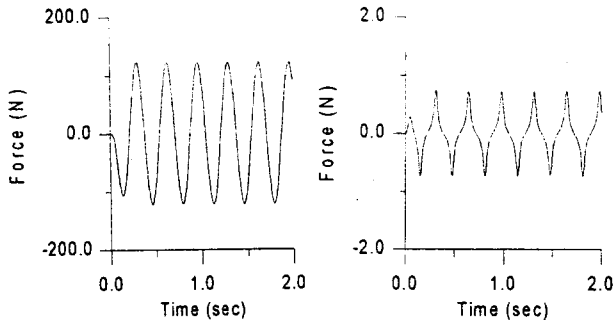
선정된 설계 변수를 갖는 합성 제어기를 적용하여 현가계의 주요 성능 평가 함수인 노면 입력 외란에 대한 스프링 상 질량의 가속도, 현가 변위, 타이어 변위의 주파수 특성을 구하였고, 능동 제어에 의해 차체 공진 주파수에서 차체의 가속도 및 타이어 변형을 억제하는 제어 특성을 얻었으며, 제어시와 비 제어시의 각각의 주파수 특성을 Fig. 6에 각각 비교하여 도시하였다.

또한 유압계에 입력되는 스카이훅 제어에 의한 능동 제어 신호에 대하여 슬라이딩 모드 제어에 의한 유압계의 추종 신호를 Fig. 7에 비교하여 나타내었고 이때의 추종 오차를 함께 도시하였다.

4.2 능동 제어 실험

설계된 능동 제어기의 제어 성능을 확인하기 위하여 Fig. 8과 같이 4 자유도를 갖는 1/2 차량 실험 장치를 설계, 제작하여 능동제어 실험을 수행하였다.

차체에 해당하는 스프링 상 질량은 강체로 구성하



(a) Active control force (b) Tracking error

Fig. 7 Tracking performance of hydraulic actuator to the command

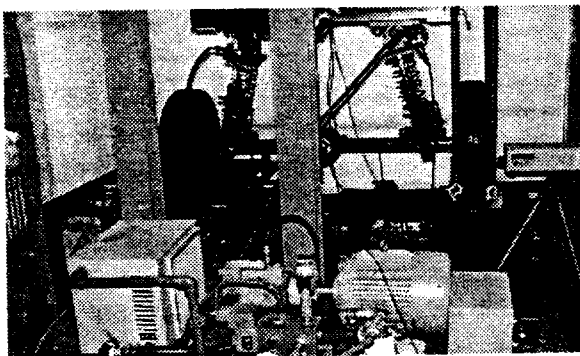


Fig. 8 Configuration of half car active suspension system

였고 승차인원 변화 등에 의한 질량 변동을 구현할 수 있도록 하였으며, 수직방향 거동과 롤 거동을 모사할 수 있도록 스프링 상 질량 중심부의 회전 및 수직 운동이 가능하도록 하였다. 스프링 하 질량은 실제의 타이어와 차축으로 구성하였고, 질량 중심부에 대하여 수직 및 회전 운동이 가능하도록 하였고, 스프링 상, 하 질량 사이는 코일 스프링과 능동 제어력을 발생시키는 유압 작동기로 연결하였으며, 유압 작동기가 축력을 받지 않도록 하였다.

제어 실험은 차량의 바퀴에 노면 외란을 가하고 차량의 거동 및 유압 작동압력을 측정, 귀환하여 능동 제어를 수행하도록 하였다. 제어 성능의 평가가 용이한 정현파 노면 외란을 가진기를 통하여 한쪽 바퀴에 가하여 능동 제어 실험을 수행하였으며, 돌출된 급격한 노면 외란에 대한 제어 성능을 확인하기 위하여 bump simulator를 제작하여 실험을 수행하였고 높이 : 2.5cm, 폭 : 8cm인 bump를 적용하였다. 능동 제어를 위한 실험 장치의 구성을 Fig. 9에 도시하였으며, 능동 제어 실험에 대한 개략적인 흐

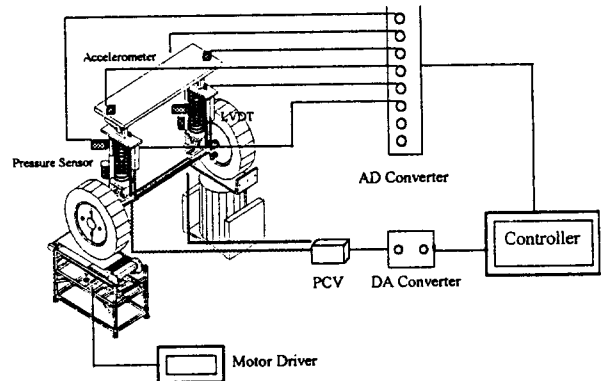


Fig. 9 Experimental setup for active control of half car rig

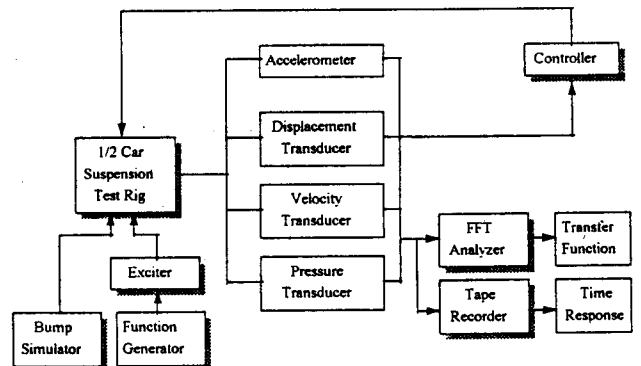
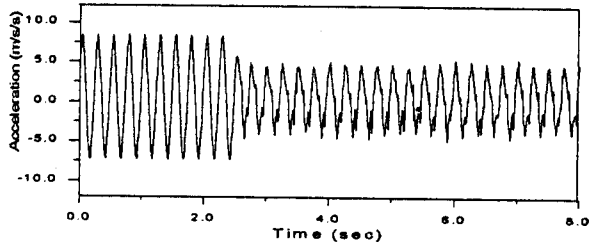
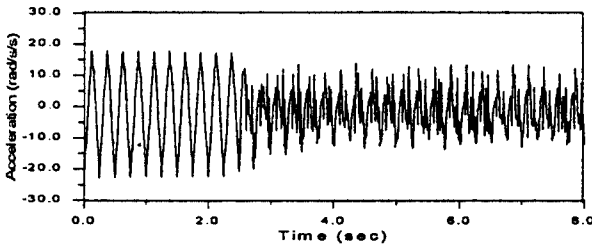


Fig. 10 Control flow diagram of active suspension system

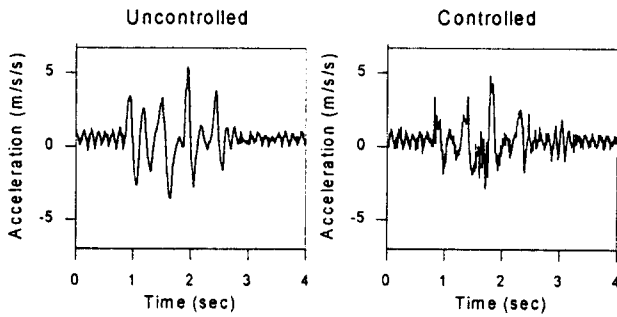


(a) Heave acceleration

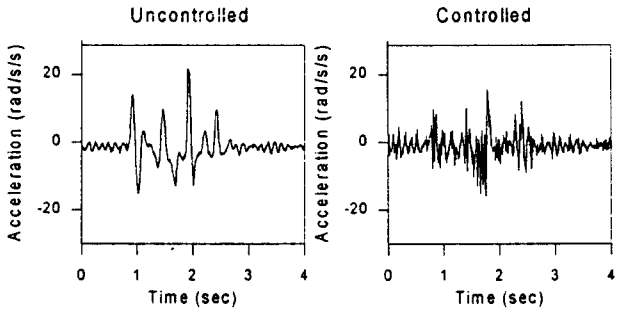


(b) Roll acceleration

Fig. 11 Responses of sprung mass to sinusoidal input



(a) Heave acceleration

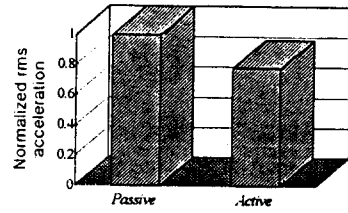


(b) Roll acceleration

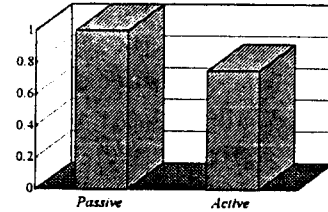
Fig. 12 Responses of sprung mass to bump input

를 나타내었다.

능동 제어 실험 결과로 제어 및 비제어시의 정현파 외란에 대한 본 현가 실험 장치의 스프링 상 질량 가속도를 Fig. 11에 도시하였다. Fig. 11 (a), (b)에서와 같이 제어를 행하지 않은 경우의 가속도 응답에 대해 능동 제어를 수행하므로써 히브 가속도 및 롤 가속도가 감소됨을 확인하였다.



(a) Heave acceleration



(b) Roll acceleration

Fig. 13 Normalized rms acceleration of sprung mass to bump input

또한 bump simulator를 이용한 급격한 노면 외란에 대한 능동 제어 실험 결과를 Fig. 12에 제어 및 비제어시를 비교하여 도시하였다. 능동 제어를 통하여 스프링 상 질량의 히브 및 롤 가속도의 크기를 감소시키는 결과를 얻었으며, 이때의 가속도 응답에 대한 정규화된 rms 값을 Fig. 13에 비교하여 나타내었다.

5. 결 론

현가 특성 개선을 위하여 차량 현가계에 능동 제어를 적용하였고, 제어 성능을 파악하기 위하여 전산 시뮬레이션을 수행하였다. 또한 1/2 차량 현가계 실험장치를 설계, 제작하여 실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 압력 제어 밸브와 유압 작동기로 구성된 능동 제어용 유압계에 대한 비선형 모델을 유도하여 슬라이딩 모드 제어를 적용하였고 파라미터 변동에 대해서도 강건한 제어를 설계하였다.

(2) 차량의 거동을 제어하기 위한 스카이hook 제어기와 유압계가 능동 제어 신호를 추종하도록 하는 슬라이딩 모드 제어를 함께 적용하는 합성 제어 알고리즘을 제시하였다.

(3) 합성 제어 알고리즘을 적용한 1/2 차량 능동 현가 시스템을 구현하였으며, 정현파 외란 및 급격한 노면 외란에 대한 능동 제어 실험을 수행하여 히브 가속도와 롤 가속도를 감소시킬 수 있음을 확인하였다.

참 고 문 헌

- (1) D. Hrovat, 1993, "Applications of Optimal Control to Advanced Automotive Suspension Design," J. of Dynamic Systems, Measurement and Control, Trans. of the ASME, Vol. 115, pp. 328~342.
- (2) C. Yue, K. Hedrick, 1989, "Alternative Control Laws for Automotive Active Suspensions," J. of Dynamic System, Measurement and Control, Trans. of the ASME, Vol. 111, pp. 286~291.
- (3) A. G. Ulsoy, D. Hrovat, 1994, "Stability Robustness of LQ and LQG Active Suspensions," J. of Dynamic Systems, Measurement and Control, Trans. of the ASME, Vol. 116, pp. 123~131.
- (4) R. C. Redfield, D. C. Karnopp, 1989, "Performance Sensitivity of an Actively Damped Vehicle Suspension to Feedback Variation," J. of Dynamic Systems, Measurement and Control, Trans. of the ASME, Vol 111, pp. 51~60.
- (5) 김효준, 1996, "유압 작동계의 비선형성을 고려한 능동 현가계의 합성 제어," 연세대학교 대학원 석사학위 논문
- (6) Y. P. Park, H. S. Yang, H. S. Park, J. S. Park, H. J. Kim, 1996, "Active Control of Vehicle Suspension by Sliding Mode Control," Proc. of International Symposium on Advanced Vehicle Control, pp. 255~259.
- (7) 박영필, 양현석, 박혁성, 박재석, 김효준, 1995, "차량 현가계의 슬라이딩모드 제어," 자동차공학회 추계학술대회, pp. 302~307.
- (8) A. Alleyne, P. D. Neuhaus, J. K. Medrik, 1992, "Application of Nonlinear Control Theory to Electronically Controlled Suspensions," Proc. of International Symposium on Advanced Vehicle Control, pp. 105~110.
- (9) Jean-Jacques E. Slotine, *Applied Nonlinear Control*, Prentice-Hall
- (10) J. Watton, *Fluid Power Systems*, Prentice-Hall