

출력귀환제어에 의한 차량 능동 현가시스템의 성능 분석 시뮬레이션

The Simulation of Performance Analysis for 1/4 Vehicle Active Suspension System by Using Output Feedback control.

김 재열* 김영석* 박기형** 장종훈*** 유신***

* 조선대학교 정밀기계공학과
 ** 조선대학교 병설 공업전문대학
 *** 조선대학교 대학원

Kim Jae-yeol* Kim Young-seuk* Park Gee-hyung** Jang Jong-hun*** You Sin***

1. 서 론

Intelligent 공작기계나 자동차 산업에 있어서 User Needs 에 따라 고정도, 고효율의 시스템의 요구로 최근의 CNC 공작기계는 정보처리 기능 및 제어기능을 up grade 시키기 위해서 CNC 공작기계 자신이 외부상태 및 내부상태 등에 유연하고 고정밀도로 가공을 실현 시킬수 있는 연구가 진행되고 있다. 특히 자동차의 부문에서도 고정밀의 제어를 요구하는 추세를 감안할 때 제어기능을 향상시킬수 있는 시뮬레이션은 필수적이라 하겠다. 본 연구는 자동차 현가장치의 제어를 시뮬레이션 하므로써 공작기계의 고정밀 부분도 시뮬레이션 가능함을 알수 있었다. 자동차의 현가장치는 차축 위에서 자동차의 상부를 지지하고 있는 장치 계로 정의되고 자동차의 차체는 스프링상 질량, 스프링(Spring)질량이라 불린다. 또한 차축은 스프링하 질량, 언스프링(Unsprung)질량이라 불리며, 타이어 및 바퀴, 제동 장치 및 그 부품, 구동축 부분, 서스펜션(Suspension)을 포함한 현가장치 부분, 조향 연결장치 부분 등으로 구성되어 있다.

본 연구의 목적은 센서(Sensor)의 수를 충분히 줄이고도 성능에서는 크게 뒤쳐짐이 없는 출력 귀환 제어와 센서(Sensor) 하나만을 사용한 스카이 훅 제어의 성능을 비교하여 두 성능이 큰 차이가 없다면 센서(Sensor) 하나만을 사용하여 1/4 실제차량에서 실험을 할수 있도록 두 법칙을 시뮬레이션하여 비교한다.

1. 현재 일본에서 상용화된 유압 제어밸브와 액츄에이터를 이용한 능동현가 시스템의 모델을 단순화 시키기 위하여 1/4 차량에 대한 수학적 모델링을 수립하였다.
2. 현가장치의 작용력은 스프링 상수와 감쇠계수 그리고 액츄에이터 힘의 합이므로 설계 파라미터중 1차 모우드 (1 Hz) 부근에서 크게 영향을 미치는 감쇠계수 (Cs)와 코일 스프링 상수 (Ks)을 파라미터로 선정하고, 스프링 상수를 선정하여(20) 감쇠 계수에 대한 값을 변화시켜 감쇠율에 따른 성능지수(ITAE)의 최적값을 구하였다.
3. 세가지 전달함수를 이용하여 주파수 응답으로 스카이 훅, 출력 귀환 제어 이론을 비교하여 관찰하였다.
4. 노면 입력이 범프(bump)일 경우를 가산하여 시뮬레이션을 통해 스카이훅 출력 귀환 제어의 응답특성을 알아보았다.

2. 시스템 모델링

2-1. 1/4 차량 모델링

Fig.1 (a)는 1/4 차량의 선형역학 모델을 나타낸 그림이고, (b)는 서스펜션 스프링 및 서스펜션 감쇠기에 의한 힘과 액츄에이터에 의해 발생하는 힘을 하나로 합쳐 놓은것이다. 스프링상 질량과 스프링하 질량에 대한 운동 방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$M_s \ddot{Z}_s = -K_s(Z_s - Z_u) - C_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) + F_a \quad (1)$$

$$M_u \ddot{Z}_u = K_s(Z_s - Z_u) + C_s(\dot{Z}_s - \dot{Z}_u) - K_t(Z_u - Z_r) - F_a \quad (2)$$

여기서,

- M_s : 스프링상 질량
- M_u : 스프링하 질량
- C_s : 서스펜션 감쇠계수
- K_s : 코일 스프링 상수
- K_t : 타이어 스프링 상수
- F_a : 능동 제어력
- Z_s : 스프링상 질량의 수직 변위
- Z_u : 스프링하 질량의 수직 변위
- Z_r : 노면입력의 수직 변위

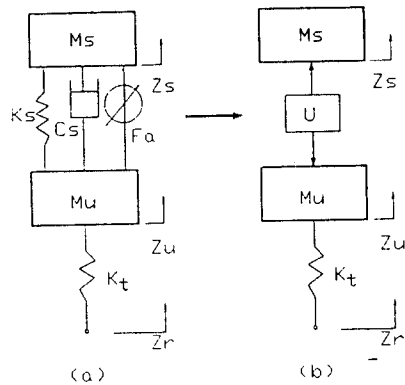


Fig.1 1/4 Car Modeling of Active Suspension System

식 (1), (2)를 상태 방정식(State Equation)으로 표현하기 위해 다음과 같은 상태 변수(State Variable)를 정의한다.

- X₁ = Z_s - Z_u : 현가변위
- X₂ = \dot{Z}_s : 스프링상 질량의 절대속도
- X₃ = Z_u - Z_r : 타이어 변위
- X₄ = \dot{Z}_u : 스프링하 질량의 절대속도

따라서 식(1), (2)의 방정식은 다음과 같은 상태 방정식으로 표현된다.

$$\dot{X} = AX + BF_a + LZ_r \quad (3)$$

$$X = [X_1 \ X_2 \ X_3 \ X_4]^T \quad (4)$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{K_s}{M_s} & -\frac{C_s}{M_s} & 0 & \frac{1}{M_s} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{K_s}{M_u} & \frac{C_s}{M_u} & -\frac{K_t}{M_u} & -\frac{1}{M_u} \end{bmatrix} \quad (5)$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{M_s} & 0 & -\frac{1}{M_s} \end{bmatrix}^T \quad (6)$$

$$L = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -1 & \frac{K_t}{M_s} \end{bmatrix}^T \quad (7)$$

$$F_a = \text{능동 제어력} \quad (8)$$

2-2. 성능지수

현가계의 성능을 평가 하기위해 다음과 같은 상태 귀환 법칙의 상태변수에 의한 성능지수(Performance Index)를 도입 하였다.

$$J = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} E \left[\int_0^T (Z_1^2 + q_1(Z_1 - Z_1^0)^2 + q_2 Z_2^2 + q_3(Z_2 - Z_2^0)^2 + q_4 Z_3^2) dt \right] \quad (9)$$

여기서, q_1, q_2, q_3, q_4 는 가중치로서 각각 400, 16, 400, 16 이다.

식(9)을 상태벡터(X)에 이용하여 다음과 같이 정리한다.

$$J = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} E \left[\int_0^T (X^T Q X + 2X^T S F_a + R F_a^2) dt \right] \quad (10)$$

$$Q = \begin{bmatrix} \frac{K_1^2}{M_s^2 + q_1} & \frac{C_1 K_1}{M_s^2} & 0 & -\frac{C_1 K_1}{M_s^2} \\ -\frac{C_1 K_1}{M_s^2} & \frac{C_1^2}{M_s^2 + q_2} & 0 & \frac{C_1^2}{M_s^2} \\ 0 & 0 & q_3 & 0 \\ \frac{C_1 K_1}{M_s^2} & \frac{C_1^2}{M_s^2} & 0 & \frac{C_1^2}{M_s^2 + q_4} \end{bmatrix}$$

$$S = \begin{bmatrix} -\frac{K_t}{M_s^2} & -\frac{C_t}{M_s^2} & 0 & \frac{C_t}{M_s^2} \end{bmatrix}^T$$

$$R = \frac{1}{M_s^2}$$

Fig.2는 완전 능동 현가 시스템의 전상태 귀환제어 블록 선도 표현을 나타내었다. 여기서, 스프링상·하 질량에 작용하는 작용력(F_a)을 결정하기 위해 상태 귀환법칙을 고려하면 다음과 같다.

$$F_a = -g_1 X_1 - g_2 X_2 - g_3 X_3 - g_4 X_4 = -GX \quad (11)$$

스프링상·하 질량에 작용하는 작용력(F_a)를 결정하는데 있어서 성능지수를 최소화 하기위한 귀환이득행렬 G를 Riccati 방정식을 풀어서 귀환 이득을 결정하게된다.

$$(A - BR^{-1}S)^T P + P(A - BR^{-1}S) + (Q - S^T R^{-1}S) - PBR^{-1}B^T P = 0$$

$$G = R^{-1}(B^T P + S) \quad (12)$$

페루프 상태방정식을 구하기위해 식(11)과 식(12)를 식(3)에 대입하여 다음과 같이 얻을수 있다.

$$\dot{X} = (A - BG)X + LZ, \quad (13)$$

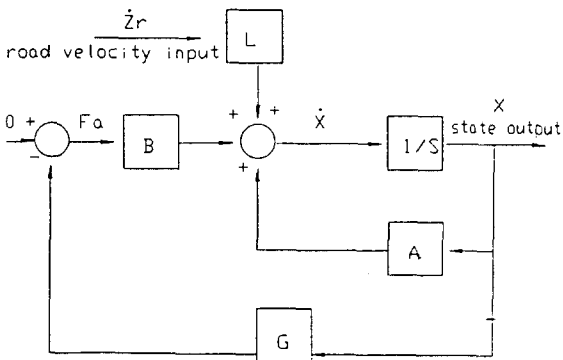


Fig.2 Block diagram of active suspension system (full state feedback).

2-3. 출력 귀환 제어 (Output Feedback Control)

만약, 실차에 적용한다고 가정 하였을때 상태 귀환 시스템에서의 4 가지 상태량을 모두 측정 하는것은 센서(Sensor) 부착도 어려울뿐 아니라 비용도 많이 소모되며 특히 타이어 변위 (X_3)와 스프링하 질량의 절대속도(X_4)는 측정 하기가 매우 곤란하다. 만약 귀환이득 g_3 가 0 이되면 타이어 변위는 측정할 필요가 없으며, 또한 스프링하 질량의 절대속도(X_4)를 측정이 가능한 차체질량의 가속도로 바꾸면 3 가지 상태 변수 (X_1, X_2, \dot{X}_2)로 된다.

또한, 시스템의 출력 방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$Y = CX + DF_a \quad (14)$$

$$\text{여기서, } C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ -\frac{K_t}{M_s} & -\frac{C_t}{M_s} & \frac{C_t}{M_s} \end{bmatrix}$$

$$D = \begin{bmatrix} 1 & 0 & \frac{1}{M_s} \end{bmatrix}^T$$

출력 귀환법칙은 다음과 같다.

$$F_a = -KY = -(k_1 k_2 k_3)Y \quad (15)$$

식(15)을 식(14)에 대입하면 다음과 같다.

$$Y = (I + DK)^{-1}CX \quad (16)$$

따라서 식(15)와 식(16)을 식(3)에 대입 하면 다음과 같은 출력귀환 제어의 페루프 상태방정식이된다..

$$\dot{X} = (A - BK(I + DK)^{-1}C)X + LZ, \quad (17)$$

식 (13), (17)을 비교하면 $G = K(I + DK)^{-1}C$ 임을 알수 있다. 만약, 귀환이득행렬 $G = [g_1, g_2, g_3 = 0, g_4]$ 가 주어지면 출력이득행렬 K는

$$k_1 = \frac{g_1 + k_1 k_3 / (M_s + k_3)}{1 - k_3 / (M_s + k_3)}$$

$$k_2 = \frac{g_2 - C_t k_3 / (M_s + k_3)}{1 - k_3 / (M_s + k_3)}$$

$$k_3 = \frac{M_s g_4}{C_t - g_4}$$

2-4. 스카이훅 감쇠제어(Sky-hook Damper Control)

스카이 훅 감쇠이론은 Fig.3 (a) 와 같이 가상으로 천장과 스프링상 질량 사이에 가상의 감쇠기를 장착하면 진동을 감소시킬 수 있다는 이상적 이론으로서 실제로는 스프링 상 질량의 수직속도를 귀환하여 제어를 수행하는 방법이다. 스프링상 질량의 진동 모드에서 승차감의 성능 개선은 스프링상 질량의 절대속도 귀환의 항 (X_2)에 의하여 크게 영향을 미치므로 간단하게 능동제어법칙을 도입하면 $U = -g_2 X_2 = G_s Y$ (G_s : sky hook gain matrix) 이고 이 식을 식(14)에 대입하고 나 온결과를 식(3)에 대입 하면 다음과 같은 스카이 훅 페루프 상태방정식이 된다.

$$\dot{X} = (A - BG_s(I + DG_s)^{-1}C)X + LZ, \quad (18)$$

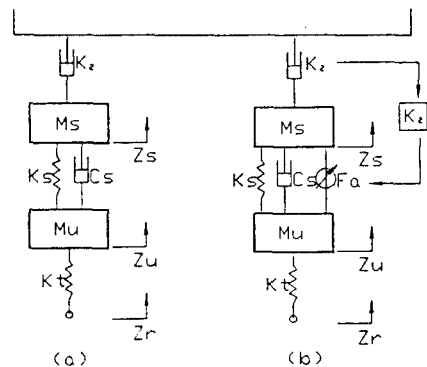


Fig.3 1/4 Car linear model with Sky-hook damper.

2-5. 전달함수

현가계의 주파수응답의 평가를 위해 라플라스 변환을 이용한 다음과 같은 세 종류의 전달함수를 정한다.

$$H_{Ac}(S) = \frac{Z_i(s)}{Z_r(s)} : \text{스프링상 질량의 수직가속도의 전달함수}$$

$$H_{SD}(S) = \frac{Z_i(S) - Z_u(S)}{Z_r(S)} : \text{현가변위의 전달함수}$$

$$H_{TD}(S) = \frac{Z_i(S) - Z_r(S)}{Z_r(S)} : \text{타이어변형의 전달함수}$$

이 전달함수를 구하기위해 식(3)을 라플라스 변환을 이용하여 정리하면 다음과 같다.

$$X(S) = (SI - A)^{-1}BF_u(S) + (SI - A)^{-1}LZ_r(S) \quad (19)$$

여기서, $(SI - A)^{-1} = \Phi(S)$ 로 치환 하여 정리 하면 다음과 같다.

$$\Phi(S) = (SI - A)^{-1} = \frac{1}{d_1(S)} \begin{bmatrix} \beta_{11} & \beta_{12} & \beta_{13} & \beta_{14} \\ \beta_{21} & \beta_{22} & \beta_{23} & \beta_{24} \\ \beta_{31} & \beta_{32} & \beta_{33} & \beta_{34} \\ \beta_{41} & \beta_{42} & \beta_{43} & \beta_{44} \end{bmatrix} \quad (20)$$

제어력 (F_u) 상태벡터 X에 비례하므로 다음 식으로 표현할 수 있다.

$$F_u(S) = -G(S)X(S) \quad (21)$$

여기서 $G = [g_1 \ g_2 \ g_3 \ g_4]$ 이다.

식 (21)을 식(19)에 대입하고 정리 하면 다음과 같다.

$$X(S) = (I - G(S)B\Phi(S))^{-1}\Phi(S)L(S)Z_r(S) \quad (22)$$

여기서, 수식전개의 편의상 변환행렬 R(S)를 다음과 같이 정의 한다.

$$R(S) = (I + G(S)B\Phi(S))^{-1} = \frac{1}{d_2(S)} \begin{bmatrix} r_{11} & r_{12} & r_{13} & r_{14} \\ r_{21} & r_{22} & r_{23} & r_{24} \\ r_{31} & r_{32} & r_{33} & r_{34} \\ r_{41} & r_{42} & r_{43} & r_{44} \end{bmatrix} \quad (23)$$

노면 가진속도 입력에 대한 스프링상 질량의 수직 가속도, 서스펜션 변위 및 타이어 변형 등의 전달함수는 각각 다음과 같다.

$$H_{Ac}(S) = \frac{M_u g_3 S^3 + (C_r - g_4)K_f S^2 + (K_r + g_1 K_f)S}{d(S)} \quad (24)$$

$$H_{SD}(S) = \frac{[g_3 M_u - (K_r - g_3)M_f]S - (g_2 + g_4)K_f}{d(S)} \quad (25)$$

$$H_{TD}(S) = -\frac{g(S)}{d(S)} \quad (26)$$

여기서,

$$d(S) = M_u M_f S^4 + [(C_r + g_2)M_u + (C_r - g_4)M_f]S^3 + [(K_r + g_1)M_u + (K_r + K_f + g_2 - g_3)M_f]S^2 + [(C_r + g_2)K_f]S + (K_r + g_1)K_f$$

$$g(S) = M_u M_f S^3 - [(C_r - g_4)M_f + (C_r + g_2)M_u]S^2 + (K_r + g_1)(M_u + M_f)$$

3 현가 시스템의 성능 향 상을 위한 최적설계

3-1. 설계 파라미터의 변화에 따른 감도 함수

스프링상 질량과 스프링하 질량의 대수 감도 함수를 채택한 현가계의 설계 파라미터 벡터에 대하여 계산한 결과를 여러 논문에서 발표하였는데^{(17), (18)}, 그 중에서도 감쇠계수(C_s), 코일 스프링 상수(K_s)만의 결과를 고찰하여 보면,

- (1) 이론상 스프링상 질량의 공진 주파수(1.2Hz)와 스프링하 질량의 공진 주파수(10.8Hz)를 포함하는 0 - 12Hz 주파수 사이에서 행하여 졌다.
- (2) 감쇠계수(C_s), 코일 스프링 상수(K_s) 파라미터가 스프링 상 질량의 공진 주파수(1.2Hz) 부근에서 심한 영향을 미치고 있다. 또한, 차축 질량의 변화 값에도 상당히 영향을 받을 것으로 사료된다.
- (3) 스프링 상 질량의 공진 주파수(1.2Hz)에서 감쇠계수(C_s)를 증가시키면 차체 질량의 진동과 진폭도 감소되지만, 고주파(11Hz)영역 이상에서는 차체 질량과 차축 질량의 진동과 진폭이 오히려 증가된다. 그러나 이것은 실제 도로로부터의 가진 주파수(저주파 1 - 2 Hz) 가 지배적이고 중요하며 승차감에 크게 영향을 미치므로 고주파(11Hz이상) 영역에서의 진동은 커다란 문제가 되지 않는다.
- (4) 코일 스프링 상수(K_s)는 스프링 상 질량의 공진 주파수(1.2Hz)부근 에서 차체의 진동과 진폭의 증가를 일으킨다. 차축의 진동과 진폭도 증가하지만 그이상의 주파수 영역에서의 진동과 진폭이 감소하게 된다.

3-2. 최적 파라미터의 결정

시뮬레이션에 적용하기위한 감쇠계수(C_s), 코일 스프링 상수(K_s)을 최적한 값을 구하기 위해 주어진 현가계의 공칭 파라미터의 값⁽²⁰⁾ Table 1에 값을 사용하여 스프링 상수를 10000(N/m)으로 고정시킨후, 감쇠계수 값을 1000(N S/m) 에서 100%씩 증가시켜서 감쇠율을 구하였다. 또한 각 감쇠율에 따른 단위스텝 곡선에서 오버슈트(Over shoot)와 정착시간을 알아보고 감쇠율에 대한 성능지수(ITAE)를 계산하여 최적값을 결정한다.

Table 1 Design initial Parameter of 2 DOF vehicle suspension

Model name	Symbol	Unit	Initial Value
Sprung mass	Ms	Kg	200
Unsprung mass	Mu	Kg	35
Suspension Damping Coefficient	* Cs	N S / m	1,000
Suspension Coil Spring Stiffness	Ks	N / m	10,000
Tire Stiffness	Kt	N / m	160,000

*은 초기값 이 며 최적화 시킬 파라미터 이다.

설계 파라미터의 제한조건($1,000 \leq C_s \leq 4,000$), ($1,000 \leq K_s \leq 20,000$)으로 부터 $C_s = 1,000$ N S/m, $K_s = 10,000$ N/S을 선정하고, 감쇠계수 C_s 을 100%, 씩 증가시켜서 감쇠율에 대한 다섯가지 값에 대한 스텝곡선(과도응답)의 변화를 조사하였다.

단위스텝 입력을 가했을때 출력 Y(s)는 다음과 같다.

$$Y(s) = \frac{w_n^2}{(s^2 + 2\xi w_n s + w_n^2)} S \quad (27)$$

여기서 ξ 는 감쇠비 그리고 w_n 은 고유 진동수 이다.

이 식을 역 라플라스 변환 하여 단위 스텝 응답을 구할수 있다.

$$Y(t) = 1 - \frac{e^{-\xi \omega t}}{\sqrt{(1 - \xi^2)}} \sin(\omega_d t + \theta) \quad (28)$$

여기서,

$$w_d = w_n \sqrt{1 - \xi^2}$$

$$\theta = \tan^{-1} \frac{\sqrt{1 - \xi^2}}{\xi}$$

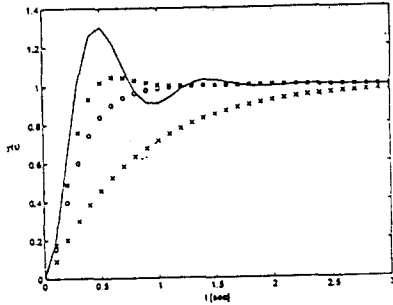


Fig.4 Unit-step response for damping ratio of four variation

Fig.4의 곡선 중 - 표시는 K_s (10,000 N/S) 와 C_s (1,000 N S/m)에 의한 감쇠비를 스텝곡선으로 나타냈는데 오버슈트가 30%이고 정착시간 (출력의 크기가 어떤 백분율 내에서 안정 되는 소요 시간으로 정착시간은 시정수 $T=1/(\xi * \text{고유진동수})$ 의 향으로 구하면 시정수의 약 4배에 해당한다)은 약 2초 이고, 성능지수는 약 1.5 이다. * 표시는 K_s (10,000 N/S) 와 C_s (2,000 N S/m)에 의한 감쇠비를 스텝곡선으로 나타냈고 오버슈트는 4.6% 정착시간은 0.8초 이며 성능지수는 1.3 이다. o 표시는 K_s (10,000 N/S) 와 C_s (3,000 N S/m)에 의한 감쇠비를 스텝곡선으로 나타냈는데 오버슈트가 나타나지않는 대신 상승 시간이 길어짐을 알수 있었고 정착시간은 약 1.5초, 성능지수는 약 1.6 이다. x 표시는 K_s (10,000 N/S) 와 C_s (4,000 N S/m)에 의한 감쇠비를 나타냈는데 시스템의 응답이 느려짐을 알수 있었다. 정착시간은 약 3초 이상이고, 성능지수는 약 1.7 이다. Table 2 는 Fig. 2.1 의 과도응답에 대한 결과를 비교한 것이다.

Table 2 Comparison of transient response for fig .1

	Damping Coefficient	Indic-ation	Damp- ing rate	Over- shoot %	Setting time	Perfor- mance (Index)
Spring stiffness (10000 N/S)	1000 (N S/m)	-	0.35	30%	2 sec	1.5
	2000 (N S/m)	*	0.7	4.6%	0.8sec	1.3
	3000 (N S/m)	o	1.06	-	1.5sec	1.6
	4000 (N S/m)	x	1.4	-	3 sec	1.7

계단입력에 대한 과도응답은 가능한 신속 하여야 하며, 오버 슈트와 정착시간,상승시간을 최소로 갖고, 성능지수를 최소로 하는 값들을 선정 하여 최적 파라미터로 결정 한다. 따라서 오버슈트를 최대한 줄일수 있고, 정착시간이 가장 빠른 감쇠율과 성능지수의 최소값인 감쇠율 0.7 즉 K_s (10,000 N/S) 와 C_s (2,000 N S/m)을 최적 설계 파라미터로 결정 하였다.

Table 3는 파라미터값을 나타낸 것으로서 시뮬레이션을 하기 위한 값들이다.

Table 3 Design optimal parameter of 2DOF vehicle suspension.

Model name	Symbol	Unit	Initial Value
Sprung mass	Ms	Kg	200
Unsprung mass	Mu	Kg	35
Suspension Damping Coefficient	Cs	N Sec / m	2,000
Suspension Coil Spring Stiffness	Ks	N/m	10,000
Tire Stiffness	Kt	N/m	160,000

4. 시뮬레이션

본 연구에서는 MATLAB 4.2와 여러가지 소프트웨어를 이용하여 시뮬레이션 하였으며, 사용된 언어는 C language 와 MATLAB 언어이다. 시뮬레이션 에서 사용한 능동 현가 시스템의 파라미터 값은 Table 3에 나타나 있다.

4-1. 제어 가능성(Controllability)

앞에서 유도한 제어 법칙이 존재하기 위해서는 시스템이 제어 가능한 시스템인지 확인하여야 한다. 가제어성 (Controllability)은 동적 제어 시스템을 제어 하는데 가장 기본이 되는 개념 중 하나이다. 가제어성 시험은 선형 및 비선형 시스템에 대하여 모두 가능 하나 일반적으로 비선형 시스템에 대한 가제어성 시험은 어렵지만 선형 시스템에 대해서는 비교적 쉬운 방법인 고전적 접근법과 모드 접근법이 있다. 본 논문에서는 고전적 가제어성 시험방법을 통해 제어 가능한 시스템 인지 확인 한다. 고전적 가제어성 시험방법은 시스템 행렬과 제어 입력 행렬로 구성되는 가제어성 행렬 $M(n \times m)$ 를 만들고 $\text{rank}(M) = n$ 이면 시스템은 제어 가능하고, $\text{rank}(M) < n$ 이면 제어 불가능한 시스템이다. 그러므로,제어가능행렬 (Controllability Matrix) M은 다음과 같이 Table 3.3의 파라미터 값을 이용하여 계수(rank)를 구하면, $\text{rank}(M) = 4$ 로서 완전 제어 가능한 시스템임을 알 수 있다.

4-2. 안정성 (Stability)

안정한 시스템(Stable System)은 시스템 응답의 크기가 제한 된 시스템으로 정의 된다. 즉, 시스템의 크기가 제한된 입력이나 외란을 가할 때 응답의 크기가 제한되면 안정 하다고 한다. 크기가 제한된 응답을 얻기 위하여 페루프 시스템의 극점이 s - 평면의 좌반부에 있어야 하므로, 제환시스템이 안정 하기위한 필요 충분 조건은 시스템 전달 함수의 모든 극점이 음의 실수부를 갖는 것이다. 그러므로 Lyapunov 행렬식($H = A - BGC$)이 안정 행렬이어야 한다.

Table 3.3의 최적화된 파라미터 값으로 고유치(Eigen Value) 구하면 고유치가 모두 음의 실수부를 가지므로 안정하다.

4-3. Bump 노면 형상에 대한 시뮬레이션

능동 현가시스템의 1/4 차량 모델에 대한 시간 영역에서의 과도 응답 특성을 고찰 하기위해 범프(bump) 노면을 3km/h(0.83m/sec)의 일정한 속력으로 통과할 때 과도응답 특성을 조사하였다. 차량의 속력은 절대적인 값보다 노면 형상의 치수와 관련하여 상대적인 값으로 의미를 가지며, 노면 형상의 치수가 바뀌면 차량의 속력이 바뀌는 것과 같다. 기능적 해석을 위하여 가장 중요한 평가함수인 식(24), 식(25), 식(26)의 스프링상 질량의 가속도, 서스펜션 변위, 타이어 변형에 관한 응답 특성을 구하였다.

5 결과 및 고찰

5-1. 주파수 응답 특성

Fig 5에서 Fig 7까지는 스카이 혹 감쇠 제어이론과 출력 귀환 제어이론을 적용한 능동현가 시스템의 도로입력에 대한 식 (24), 식(25), 식(26) 즉, 스프링상 질량 가속도, 현가 변위, 타이어 변형의 전달 함수로서 비교한 결과를 주파수 응답 특성으로 나타낸 그림이다. 전반적으로 출력 귀환 제어를 적용한 능동 현가 시스템이 스카이 혹 감쇠 제어를 적용한 능동 현가 시스템 보다 약간 우수한 성능을 보이고 있다.

특히 Fig. 5은 승차감에 절대적 영향을 미치는 스프링상 질량의 수직 가속도의 전달함수로서 주파수응답 특성을 나타낸

것이다. 저주파수(1.2 Hz) 영역에서 출력 귀환 제어를 적용한 능동 현가 시스템이 스카이 훅 감쇠 제어를 적용 하는 것보다 승차감에 우수한 성능을 발휘할 수 있다. 즉, 출력귀환 제어가 스프링상 질량의 속도만 귀환 시킨 스카이 훅 제어 보다 저주파수(1.2 Hz) 영역에서 약10dB 정도의 Level을 낮출수 있었다. 그러나 고주파수(10.8 Hz)영역 이상에서는 성능 개선이 전혀 되고있지 않다. 즉, 출력 귀환제어가 고주파수 이상일 때는 스카이 훅 제어와 성능면에서 비슷해진다. Fig. 6의 현가 변위 특성은 고주파수영역 이상에서는 출력귀환 제어와 스카이 훅 제어 모두 성능의 차이가 없었으나, 1.2 Hz 근방에서 오히려 출력 귀환제어가 스카이훅 제어 보다 성능이 낮아지는 것은 스프링상 하 질량의 감쇠수준에 의한 것이다. Fig. 7은 타이어 변형에 대한 주파수 특성을 나타내는데 저주파 부근에서 출력귀환 제어가 스카이 훅 제어보다 우수함을 알수 있었다.

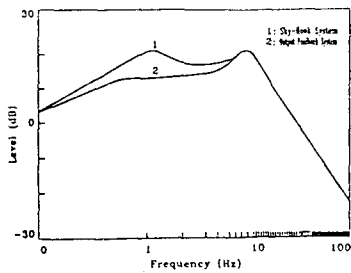


Fig.5 Frequency response of the vertical acceleration for active suspension systems.

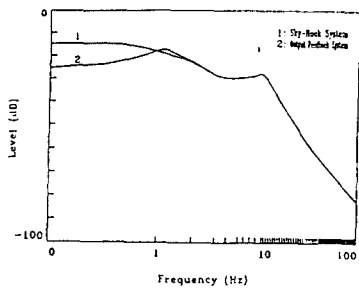


Fig.6 Frequency response of the suspension travel for active suspension systems

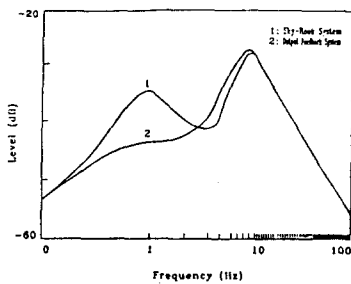


Fig.7 Frequency response of the tire deflection for active suspension systems

5-2. Bump노면 형상에 대한 시뮬레이션 결과

Fig 8, Fig 9, Fig 10에서는 1/4 차량이 3km/h(0.83m/sec)로

범프 노면을 통과 할 때, 식(24), 식(25), 식(26)의 스프링상 질량 가속도, 현가 변위, 타이어 변형에 대한 스카이 훅 감쇠 제어 이론, 식(19)을 이용한 능동 현가 시스템의 과도응답 특성과 출력 귀환 제어 이론, 식(17)을 사용한 능동 현가 시스템의 과도응답 특성을 시뮬레이션하여 결과를 비교 한 것이다. 스프링상 질량 가속도, 현가 변위, 타이어 변형에 대한 응답 특성은 거의 1.5초 에서 안정을 되찾고 있다 그러나 또한 전반적인 시뮬레이션 결과는 2초 내에 안정을 되찾고 있으며, 출력 귀환 제어가 스카이 훅 감쇠 제어 보다 우수한 성능을 보이고 있다는 점이다. Fig 8은 출력 귀환 제어는 스카이 훅 제어와 비교하면 거의 비슷한 시기에 진동이 재진 되지만, 진동의 폭은 스카이 훅 제어 보다는 적은 진폭임을 알수 있다. 그러므로 출력 귀환 제어가 스카이 훅 제어 보다는 성능이 우수함을 알수 있었다. Fig 9는 현가변위의 진동의 폭을 출력 귀환제어와 스카이 훅 제어를 비교한 것인데, 출력귀환 제어가 스카이 훅 제어보다 시간적인 진동 흡수는 비슷하여도 진동의 폭은 적은 것을 알수 있었다. Fig 10의 타이어 변형에 대한 응답특성 역시 출력 귀환 제어가 스카이 훅 보다는 제진의 성능이 우수함을 알수 있었다.

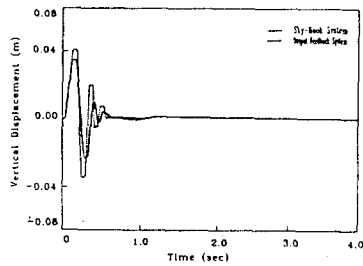


Fig.8 Transient response of the vertical acceleration simulation for active suspension system.

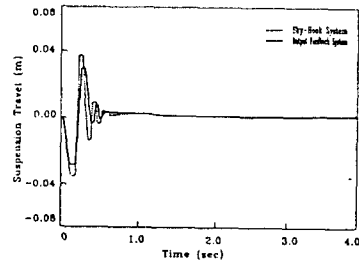


Fig.9 Transient response of the suspension travel simulation for active suspension system.

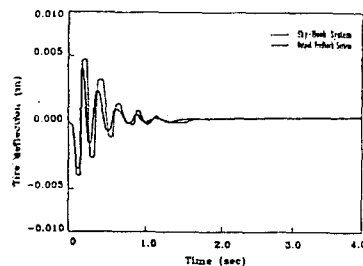


Fig.10 Transient response of the tire deflection simulation for active suspension system.

6 결론

본 논문에서는 능동 현가장치를 1/4 차방으로 모델링하여 스카이 훅 감쇠 이론과 출력 귀환 제어이론을 적용한 능동 현가 시스템의 성능을 시뮬레이션하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 설계 파라미터중 스프링 상 질량의 공진 주파수(1.2Hz)부근에서 크게 영향을 미치는 감쇠계수(C_s)를 초기 파라미터 값에서 변화시켜 그에 따른 성능을 조사하여 설계 파라미터 값을 구하였다.
2. 스카이 훅 감쇠이론과 출력 귀환 제어이론을 적용하여 능동 현가 시스템의 성능을 시뮬레이션한 결과 승차감에 지배적인 영향을 주는 저주파수 영역에서 전반적으로 출력 귀환 제어가 스카이 훅 감쇠 이론을 적용한 제어 보다 다소 우수함을 알 수 있었다.
3. 타이어 변형에 따른 시뮬레이션 결과는 타이어 자체를 하나의 스프링 요소로 단순화 시킨 데서 오는 오차를 클 것으로 생각된다.
4. 범프의 노면을 3Km/h(0.83m/s)의 일정한 속력으로 통과할 때 과도 응답 특성을 조사하였다. 전반적으로 출력 귀환 제어가 스카이 훅 감쇠 제어 보다 성능이 우수함을 알 수 있었으나, 실차 적용면에서 스카이 훅 제어를 적용하여도 출력 귀환 제어를 적용시킨 실차 만큼의 성능은 발휘할 수 있음을 알 수 있었다.

참고 문헌

- 1) Fukushima, N., Akatu, Y., Fujimura, I., Satoh, M. and Fukuyamak., "Improvement In High Speed Vehicle Stability Through Active Suspension Control", 自動車技術, Vol. 44, No. 3, pp. 29-35, 1990.
- 2) Yue, C., Butsuen, T., and Hedrick, J. K., "Alternative control laws for Automotive active suspension", Trans. of the ASME, Vol. 111, Jun., pp. 286-291
- 3) Williams, R. A., "Active Suspensions Classical or Optimal" 7th IAVSD Extensive Summaries, pp. 127-132, 1983.
- 4) Thopson, A. G., "An Active Suspension with Optimal Linear State Feedback", Vehicle System Dynamics, Vol. 10, pp. 187-203, 1976.
- 5) Elmadany, M. M., "Optimal and Linear Suspension with Multi-variable Integral Control", Vehicle System Dynamics, Vol. 19, pp. 313-329, 1990.
- 6) Thompson, A. G., "Optimal and Suboptimal Linear Active Suspension for Road Vehicle", V.S.D, Vol. 13, pp. 61-72, 1984.
- 7) Stein, G., and Athans, M., "The LQG/LTR Procedure for Multivariable Feedback Control Design", Automatic Control on Trans. IEEE, Vol. ac-32, No. 2, pp. 105-114, 1987.
- 8) Yue, C., and Butsuen, T., "Alternative Control Laws for Automotive Active Suspensions", A.C.C., pp. 2373-2378, 1988.
- 9) Thompson, A.G., and Davis. B.R., "Active Suspensions with vibration Absorbers and Optimal Output Feedback Control". SAE, 841253, 1984.
- 10) Saiman, M. A., Lee A. Y., and Boustany, N. M., "Reduced Order Design of Active Suspension Control", J. of Dynamic Sys., Measurement, and Control, Trans. ASME, Vol. 112, Dec., pp. 604-610, 1990.
- 11) Saiman, M. A., Lee A. Y., and Boustany, N. M., "Reduced Order Design of Active Suspension Control", GM Research Publication, Sep., GMR-6213, 1987.
- 12) Fukushima, N., Irie, N., Akatu, Y., Satoh, M. and Takahashi, t., "Vehicle Vibration Control by Hydraulic Active Suspension", 日本機械學會 論文集 57권 535호, 1991.
- 13) Buma, S., Kondo, H., Sato, K., and Aburaya, T., "Development of Toyota Active Control Suspension for the 1989 Celica", 도요다기술 제 40권, 1호, 1990.
- 14) Buma, S., Satou, H., Yonekawa, T., Ohnuma, Y., Hattori, K., and Shiguhara, M., "Synthesis and Development of the Active Control Suspension", 日本機械學會 論文集 57권 534호, 1991.

15) D. Hrovat, "Influence of Unsprung Weight on Vehicle Ride Quality", JSV .124, No.3, pp.497-516, 1988.

16) HOWARD M. Adelman, " Sensitivity Analysis of Discrete Structural System", AIAA Journal, Vol. 24, No.5, pp.823-832, 1986.

17) 박호, "자동차 현가장치의 성능 감도해석 및 능동 진동제어에 관한 연구" 한양대 박사학위 논문 1990.