

시간역과 주파수역의 복합형태 성능지수를 이용한 차량현가계의 예견 능동제어

Active Suspension with Preview Using a Frequency and Time-Shaped Complex Type Performance Index

김 혁, 윤 용 산
H. Kim, Y. S. Yoon



김 혁
• 1961년 11월생
• 한국과학기술원 기계공학과
박사과정
• 차량동역학, 능동 및 반능동
현가장치



윤 용 산
• 1948년 2월생
• 한국과학기술원 기계공학과
정교수
• 기구학, 차량동역학

리하여 컴퓨터 모의실험을 통하여 예견시간 변화에 따른 성능을 조사한다.

최적제어에 이용되는 통상의 성능지수는 대개 시간영역의 것이었으나^(1,2) 주파수 형태의 가중함수를 도입하면 특정 주파수 대역을 강조하거나 억제할 수 있다. 특정 주파수 대역을 억제하기 위한 연구로서 주파수에 관련한 가중행렬을 성능지수에 사용하는 연구가 Gupta⁽³⁾에 의해 제안되었다. Cheok⁽⁴⁾ 등의 연구에서는 동력학적 구속조건을 가진 주파수 형태의 성능지수를 최소화하기 위한 최적제어 문제를, 확장된 동력학적 구속조건을 가진 시간영역의 성능지수를 최소화하는 등가의 문제로 바꾸는 연구를 하였다.

승차자가 싫어하는 주파수 대역을 피하는 것은 분명히 중요하다. 승차 안락성의 지수로는 운전석의 변위, 가속도, 저어크값의 RMS값이나 운전자 흡수동력등을 들수 있다.

본 연구에서는 상태방정식과 출력방정식에 외란항을 포함하게 된다. 최적조건을 이용하여 외란항을 포함한 리카티 방정식을 유도하고 그로부터 제어로직을 얻을수 있다.

본 연구에서의 차량 모델링은 스프링 위 질량 3자유도와 스프링 아래 질량 4자유도 운전석의 연직방향 1자유도를 포함한 총 자유도의 선형 모델로 하였다. 또 본 연구에서는 예견제어를 이용하였는데 차량앞에 미리 도로면의 정보를

1. 서 론

현재 차량성능의 향상에 대한 관심사가 높아짐에 따라 많은 연구자들이 진보된 차량제어에 대해 많은 연구를 하고 있다. 또한 과거 이론적인 연구에만 그치던 예견제어, 신경망회로의 이용, 인공지능제어 등도 센서와 제어기의 발달에 따라 구현이 가능하게 되어 실제 장착 생산에까지 이르고 있다. 이러한 연구중 예견 능동형 현가장치는 차량의 안정성과 승차감 향상에 탁월한 역할을 해준다.

본 연구에서는 주파수와 시간영역의 복합형태의 성능지수를 이용하여 제어로직을 유도해 내고 이를 피드백과 피드포워드 제어력의 향으로 분

인식할수 있는 가상적인 측정장치가 있다고 가정하였다.

결과에서는 기존의 수동형 현가장치와 최적제어를 이용한 능동형 현가장치를 구분하고, 예견 시간에 따른 차량의 성능을 비교 분석하였다.

2. 선형 승차모델

2.1 8자유도 선형모델과 관측기의 설계

본 연구에서 수치 모의실험에 이용한 8자유도의 선형모델이 그림 1에 있는데 이 선형모델은 차량이 6개의 다물체로 구성되어 있다는 가정하에 자세와 주행제어 그리고 접지력 향상을 위한 제어가 가능하도록 하였다. 이 모델의 외란입력은 지면에서 바뀌로 들어오는 수직높이가 된다. 모의실험에 이용한 차량의 주요 제원은 표 1과 같다. 이 모델의 상태 방정식은 다음과 같다.

$$\dot{x}(t) = Ax(t) + Bu(t) + N_h(t) \quad (1)$$

여기서 상태벡터 x 는 다음의 16개 상태변수를 가진다.

$$[x] = [z_d \ z_g \ \theta_x \ \theta_y \ \dot{z}_d \ \dot{z}_g \ \dot{\theta}_x \ \dot{\theta}_y \ z_1 \ z_2 \ z_3 \ z_4 \ \dot{z}_1 \ \dot{z}_2 \ \dot{z}_3 \ \dot{z}_4]^T \quad (2)$$

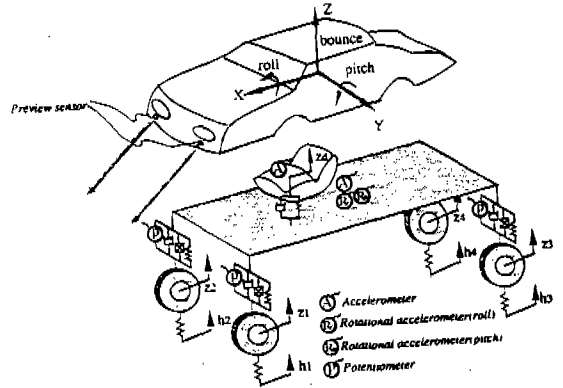


그림 1 8자유도 선형승차 모델과 측정장치

표 1 모의실험에 이용한 차량의 기호와 제원

Description	Symbol	Value
Spung Mass	M	1375.9kg
Front and Rear Unsprung Masses	M_f, M_r	40kg
Vertical Spring Constant of one tire	k_i	182087N/m
Suspension Spring Rate per Wheel(front/rear)	k_f, k_r	20984.8/19121.7N/m
Damper Coefficient per Wheel(front/rear)	c_f, c_r	1306/1470Ns/m
Spung Moment of Inertia about x-axis	I_{xg}	484.4kg-m ²
about y-axis	I_{yg}	2344.4kg-m ²
Distance Between y-axis and(front/rear) tires	l_f, l_r	1.125/1.511m
Distance Between x-axis and(front/rear) tires	t_f, t_r	0.72m
Mass of Driver's Seat	M_d	60kg
Spring Ratio of Driver's Seat	k_d	10507.1N/m
Damping Coefficient of Driver's Seat	c_d	875.6Ns/m
Vertical Displacement of Driver's Seat	z_d	
Vertical Displacement of Spung Mass at Mass Center	z_g	
Roll Angle of Spung Mass	θ_x	
Pitch Angle of Spung Mass	θ_y	
Vertical Displacement of each Sprung Mass	$z_1 \sim z_4$	
Relative Suspension Travels	$\delta_1 \sim \delta_4$	
Tire Deflections	$d_1 \sim d_4$	
Road Heights	$h_1 \sim h_4$	

u 벡터는 스프링 위와 아래 질량사이에 작용하는 4개의 제어력이다.

$$[u] = [u_1 \ u_2 \ u_3 \ u_4]^T \quad (3)$$

그리고 h는 네 바퀴 아래의 지면 입력을 나타내는 벡터이다.

$$[h] = [h_1 \ h_2 \ h_3 \ h_4]^T \quad (4)$$

시스템 행렬 A와 B는 각각 16×16과 16×4 행렬이다. 관측용 출력벡터는 다음과 같다.

$$y = Cx + Du + N_2 h \quad (5)$$

여기서 y는 다음과 같은 5개의 변수를 가진다.

$$y(t) = [\delta_1 \ \delta_2 \ \delta_3 \ \delta_4 \ \ddot{z}_d]^T \quad (6)$$

성능지수에 반영되는 출력벡터는 다음과 같다.

$$y_{PF}(t) = [\ddot{z}_g, \ \ddot{\theta}_x, \ \ddot{\theta}_y]^T = C_{PF}x + D_{PF}u + N_{3P}h$$

$$y_{PT}(t) = [\delta_1, \ \delta_2, \ \delta_3, \ \delta_4, \ d_1, \ d_2, \ d_3, \ d_4]^T \\ = C_{PT}x + D_{PT}u + N_{2P}h$$

$$y_P(t) = \begin{bmatrix} y_{PF} \\ y_{PT} \end{bmatrix} = C_P x + D_P u + N_P h$$

$$y_P \in R^{n_P}, \ n_P = n_{PF} + n_{PT}$$

여기서 y_{PF} 는 주파수 형태의 필터링함수를 씌우는 변수이고 y_{PT} 는 시간영역에서 변위를 줄이고자 하는 항이다. 이러한 출력벡터의 변수들은 성능지수내에 내포되어 차시의 수직가속도와 롤 피치운동, 타이어의 변위 그리고 현가계의 운동공간(rattle space)을 결정하게 된다.

2.2 노면변위를 예견하는 관측기의 설계

차량 현가계의 최적제어를 위해서는 상태변수

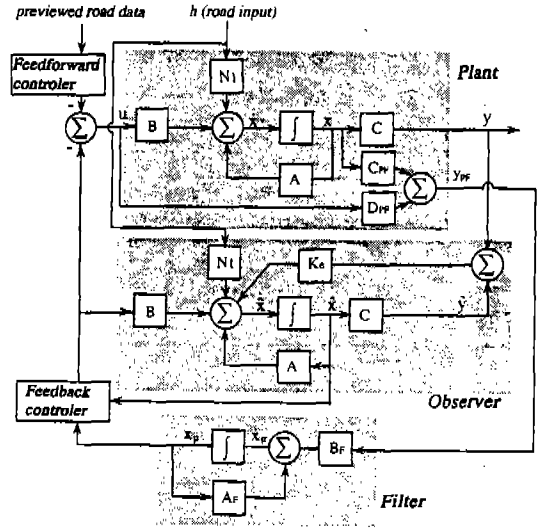


그림 2 제어계의 구조

모두를 피드백시켜야 하며 이를 위해서는 적절한 관측기의 설계가 필요하다.

그런데 모델기준 관측기의 경우 외란의 입력이 필요하며 이를 직접 측정할수 없기 때문에 칼만 필터(Kalman Filter)를 쓰는 경우가 많다. 그러나 노면을 예견할수 있는 경우는 단순한 루엔버거(Luenberger)관측기면 족하다. 즉 그림 2에서와 같이 현 노면의 변위는 이미 예견된 노면정보로부터 얻을수 있고 따라서 관측기의 구성이 간단해진다. 그림 1에 센서의 종류와 위치가 있는데 예견센서 2개와 운전석과 샤시중심의 가속센서, 롤과 피치가속도를 측정하는 센서, 그리고 현가 변위를 측정하는 포텐서미터 4개등 총 10개의 센서가 필요하다.

3. 변수 분리예 의한 주파수 형태의 성능지수

3.1 가중함수의 선정

차량 승차감을 지배하는 요소는 여러가지가 복합적으로 작용한다. 즉 진동, 외부소음, 내부의 엔진소음, 온도, 습도, 환기, 채광, 좌석의 앉는 느낌등의 여러 요소가 있다. 이러한 요소중 영향을 가장 크게 주는 것은 승객이 외부로부터

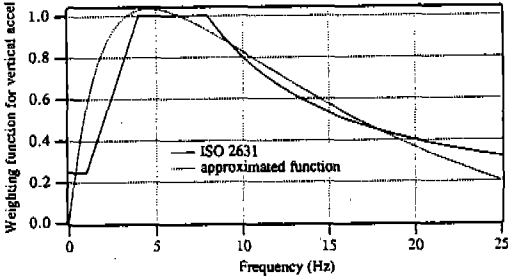


그림 3 상하 가속도에 대한 주파수역 가중함수

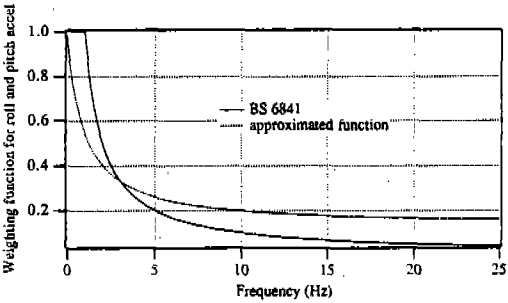


그림 4 롤, 피치 가속도에 대한 주파수역 가중함수

받는 진동이며 상하, 롤, 피치 가속도가 크게 영향을 준다.

가중함수를 선정하는 기준은 여러 연구자들의 실험결과⁽⁵⁾를 토대로 하였으며 특히 상하 가속도에 대해서는 ISO2631,⁽⁶⁾ 롤과 피치에 대해서는 영국 표준규격인 BS6841⁽⁵⁾을 근거로 하였다. 그림 3과 4에 표준규격과 그의 근사 가중함수를 나타내었다. 근사함수는 다음의 식(8)을 이용하여 설계변수 a_0, \dots, a_4 를 이용하여, 적절히 선정한 6점에서의 오차가 최소화되도록 최적설계 문제를 구성하여 풀었다.

$$F(\omega) = a_0 \frac{(\omega^2 + a_1\omega + a_2)}{(\omega^2 + a_3\omega + a_4)} \quad (8)$$

3.2 제어로직의 유도

이전의 연구에서는 주파수역에서 가중치를 취할 필요가 없는 변수까지도 주파수역으로 옮겨 성능지수를 취하였으나 본 연구에서는 주파수역

에서 인체의 승차감과 관계가 있는 변수에만 가중치를 주고 나머지 변수는 분리하여 시간역에서만 성능지수에 내포시키도록 성능지수를 구성하였다. 그 결과 주파수역에서 필터링이 필요한 변수와 시간역에서 줄일 변수를 한개의 성능지수로 가능하게 하였고 불필요한 가중함수를 사용할 필요가 없었으며 부속의 상태변수의 수를 대폭 줄여 이전의 경우 779개의 연립 미분 방정식형태로 라카티 방정식이 얻어졌으나 현재의 경우 275개의 연립 미방형태로 되었다. 이제 제어로직을 유도하는 과정을 다음에 보인다.

$y_p(\omega)$ 와 $u(\omega)$ 를 $y_p(t)$ 와 $u(t)$ 의 Fourier변환이라고 하고 다음의 주파수역에서 가중함수가 필요한 변수와 불필요한 변수가 공존하는 형태의 성능지수를 정의하자.

$$J_\omega = \frac{1}{2\pi} E \int_{-\infty}^{\infty} [y_{PF}^*(\omega) F^*(\omega) Q_F F(\omega) y_{PF}(\omega) + y_{PT}^*(\omega) Q_T y_{PT}(\omega) + u^*(\omega) R u(\omega)] d\omega \quad (9)$$

여기서

$$Q_F \in R^{npF \times npF}, Q_T \in R^{npT \times npT}, R \in R^{nb \times nb}$$

$F(\omega) \in R^{npF \times npF}$ 는 가중행렬이고 *는 Hermitian 행렬을 나타낸다.

이제 다음의 변수를 정의하면

$$y_F(s) = F(s) y_P(s) \quad (10)$$

다음의 부속의 상태변수(minimal state variable)를 얻는다.

$$\dot{x}_F(t) = A_F x_F(t) + B_F y_{PF}(t) \quad (11)$$

$$y_F(t) = C_F x_F(t) + D_F y_{PF}(t)$$

$$\dot{x}_F(t) = A_F x_F + B_F y_{PF} = A_F x_F + B_F (C_{PF} x +$$

$$D_{PF} u + N_{3F} h)$$

$$\begin{aligned}
 y_F(t) &= C_F x_F + D_F (C_{PF} x + D_{PF} u + N_{3F} h) \\
 &= [D_F C_{PF} C_F] \begin{bmatrix} x \\ x_F \end{bmatrix} + [D_F D_{PF}] u + D_F N_{3F} h \\
 &= \bar{C} \bar{x} + \bar{D} u + \bar{N} h
 \end{aligned}$$

여기서 $\bar{C} = [D_F C_{PF} C_F]$, $\bar{D} = [D_F D_{PF}]$

$$\bar{N} = D_F N_{3F}$$

식 (1)과 (10), (11)으로부터

$$\dot{\bar{x}}(t) = \bar{A} \bar{x} + \bar{B} u + \bar{N} h \tag{12}$$

$$\bar{A} = \begin{bmatrix} A & 0 \\ B_F C_{PF} & A_F \end{bmatrix}, \quad \bar{B} = \begin{bmatrix} B \\ B_F D_{PF} \end{bmatrix}, \quad \bar{N} = \begin{bmatrix} N_1 \\ B_F N_{3F} \end{bmatrix}$$

(10)식을 이용하면 성능지수 J_w 는 다음과 같이 쓸수 있다.

$$\begin{aligned}
 J_w &= \frac{1}{2\pi} E \int_{-\infty}^{+\infty} [y^*_{F}(\omega) Q_{FF} y_F(\omega) + y^*_{PT}(\omega) Q_{PT} y_{PF}(\omega) \\
 &\quad + u^*(\omega) R u(\omega)] d\omega \tag{13}
 \end{aligned}$$

Parseval의 이론을 이용하여 다음과 같이 변환하자.

$$\begin{aligned}
 J &= E \int_0^{\infty} [y^*_{F}(t) Q_{FF} y_F(t) + y^*_{PT}(t) Q_{PT} y_{PF}(t) \\
 &\quad + u^T(t) R u(t)] dt \tag{14}
 \end{aligned}$$

결과적으로, 동력학적 구속조건(dynamic constraints) (1)을 만족하면서 주파수 형태의 성능지수 (9)를 최소화하는 최적제어 문제가, 확장된 구속조건 (12)을 만족하면서 통상적인 시간영역의 성능지수 (14)를 최소화하는 최적제어 문제로 변환되었다.

성능지수 J 의 적분인자는 다음과 같이 전개된다.

$$\begin{aligned}
 &y^T_{F}(t) Q_{FF} y_F(t) + y^T_{PT}(t) Q_{PT} y_{PF}(t) + u^T(t) R u(t) \\
 &= (\bar{C} \bar{x} + \bar{D} u + \bar{N} h)^T Q_F (\bar{C} \bar{x} + \bar{D} u + \bar{N} h) + \\
 &\quad (\bar{C}_{PT} \bar{x} + D_{PT} u + N_{3F} h)^T Q_T (\bar{C}_{PT} \bar{x} + D_{PT} u + \\
 &\quad N_{3F} h) + u^T R u \\
 &= \bar{x}^T \bar{Q} \bar{x} + 2\bar{x}^T \bar{S} u + u^T R u + 2\bar{x}^T \bar{C} h + 2u^T \bar{D} h + h^T \bar{H} h
 \end{aligned}$$

여기서

$$\bar{Q} = \bar{C}^T Q_F \bar{C} + \bar{C}^T_{PT} Q_T \bar{C}_{PT}$$

$$\bar{S} = \bar{C}^T Q_F \bar{D} + \bar{C}^T_{PT} Q_T D_{PT}$$

$$\bar{R} = R + \bar{D}^T Q_F \bar{D} + D^T_{PT} Q_T D_{PT}$$

$$\bar{C} = \bar{C}^T_{PT} Q_T N_{3F}$$

$$\bar{D} = D^T_{PT} Q_T N_{3F}$$

$$\bar{H} = N^T_{3F} Q_T N_{3F} \tag{15}$$

이제 최적조건으로부터 다음의 리카티 방정식(Riccati equation)을 얻을수 있다.

$$K = -KA - \hat{A}^T K + KBR^{-1} B^T K - \hat{Q}$$

$$T = (KBR^{-1} B^T - \hat{A}^T) T - KV_1 + V_2 h$$

$$u^* = -\hat{R}^{-1} [(S^T + \hat{B}^T K) \bar{x} + \hat{B}^T T + \hat{D} h]$$

여기서

$$\hat{A} = \bar{A} - \bar{B} \bar{R}^{-1} \bar{S}^T, \quad \hat{Q} = \bar{Q} - \bar{S} \bar{R}^{-1} \bar{S}^T,$$

$$V_1 = \bar{N} - \bar{B} \bar{R}^{-1} \bar{D}, \quad V_2 = \bar{S} \bar{R}^{-1} \bar{D} - \bar{C} \tag{16}$$

4. 예견제어

어떤 계에 대해 제어를 한다는 것은 어떤 기준점(reference)을 추종하도록 피드백제어를 시키는 경우나, 또는 외란(disturbance)에 대해 계가 평형점 또는 기준점을 유지하도록 레귤레이터 또는 트레이킹 제어기를 설계하는 것이 일반적이다.

즉 외란이 있는 계는 외란이 일단 계에 입력된 후 그로 인한 계의 상태변수나 출력변수들을 신속히 원하는 상태로 보내는 것이다. 그런데 외란항을 예견할 수 있는 경우는 외란이 입력되기 전에 제어력을 미리 발생하거나 외란에 대비할 수가 있다.

외란에는 예견이 가능한 것과 불가능한 것이 있는데, 황풍의 영향같은 것은 예견이 불가능하다. 트랙 차량 또는 on road, off road vehicle에 대한 노면입력 역시 외란으로 볼수 있으며 이의 경우는 센서에 의한 예견이 가능하다. 이제 다음에 예견제어의 연구배경과 종류, 로직에 대해 살펴보기로 한다.

4.1 예견제어의 연구배경

차량의 예견제어에 대한 연구는 1968년 Bender⁽⁷⁾의 연구가 효시가 되었다. 그는 승용차의 1차 유도계 모델을 사용하였고 백색잡음 노면을 이용하였다. 최적예견으로 노면고와 작용기(actuator)사이의 전달함수를 얻기 위해 Wiener filter 이론을 이용하였다. Tomizuka^(8, 9)는 Bender의 문제를 discrete time개념으로 재전개하였고, 그의 제어이론 실현가능성을 위해 shift register를 통한 moving previewed suspension의 개념을 이용하였다. 그 후 Thomson⁽¹⁰⁾이 예견 최적제어 문제로 수식을 전개하였고 Foag⁽¹¹⁾는 예견제어에 대한 장단점을 14개의 지수를 이용하여 비교, 검토하였다. Louam⁽¹²⁾은 Thomson⁽¹⁰⁾의 수식전개방법과 비슷한데 각 시간 스텝에서 예견제어에 의한 제어력을 폐형식(closed from)으로 유도를 하였다. Louam⁽¹²⁾과 Antonio⁽¹⁶⁾는 제어로직은 다르지만 전륜정보를 이용하여 후륜을 제어하는 방법을 제안하였다. 그리고 최근에는 센서기술의 발달에 힘입어 이론은 간단하지만 실제 제작한 경우⁽¹⁷⁾에까지 이르고 있다. 특히 최근에는 능동현가장치에의 예견제어가 상당히 관심있는 주제가 되어

92년도에만 AVEC, IFAC, ACC등의 학회에 발표된 논문만도 십여개에 이르고 있다.¹³⁻²⁰⁾

4.2 예견제어의 분류와 센서의 종류

4.2.1 노면 정보에 따른 분류⁽¹⁶⁾

(1) Full preview control(feedback+preview feedforward control) : 미래의 노면정보를 이용 4바퀴를 능동제어

(2) Partial preview control(feedback+partial preview feedforward control) : 전륜의 정보를 이용하여 후륜 2개의 바퀴만 제어

(3) Feedforward control(feedback+feedforward) : 현재의 노면정보를 이용하여 4바퀴 모두 제어

(4) Feedback control : 노면정보 이용하지 않음

4.2.2 센서의 종류 : 광센서(optical sensor), 초음파 센서(ultrasonic sensor), 수중음파 탐지기(sonar)

4.3 예견제어 로직

앞의 유도된 제어 로직의 식(16)은 피드백과 피드포워드의 합성으로 되어 있다. 즉

$$u^* = -FB\tilde{x} - FFT = -u_{FB} - u_{FF} \quad (17)$$

와 같이 표현할수 있으며 여기서 피드포워드항에 속하는 T의 계산법에 대해 알아 본다.

$$T = (KB\hat{R}^{-1}\hat{B}^T - \hat{A}^T)T - KV_1 h + V_2 h \quad (18)$$

위의 식은 다음을 정의하면

$$A_c = KB\hat{R}^{-1}\hat{B}^T - \hat{A}^T, V = KV_1 - V_2$$

$$\hat{T} = A_c T - Vh \quad (19)$$

와 같이 표현되고 이의 해는 다음과 같다.

$$T(t) = \exp(A_c t) [T(0) - \int_0^t \exp(-A_c \alpha) Vh(\alpha) d\alpha] \quad (20)$$

여기서 $T(0)$ 는

$$T(0) = \int_0^{\infty} \exp(-A_c \alpha) Vh(\alpha) d\alpha \quad (21)$$

그러므로 $T(t)$ 는 다음과 같이 표현된다.

$$T(t) = \int_t^{\infty} \exp[A_c (t-\alpha)] Vh(\alpha) d\alpha \quad (22)$$

그런데 피드포워드 제어력은 충분히 큰 예견시간 t_p 에 대해 최적값에 가깝게 된다는 이론⁽¹³⁾을 이용하여 유한시간에 대해 적용하면 다음의 근사식을 얻는다.

$$T(t) = \int_0^{t+t_p} \exp[A_c (t-\alpha)] Vh(\alpha) d\alpha \quad (23)$$

최초의 시간을 영으로 하면

$$T(0) = \int_0^{t_p} \exp[-A_c \alpha] Vh(\alpha) d\alpha \quad (24)$$

이제 사다리꼴 수치적분을 이용하면 다음식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} T(0) = & \frac{1}{2} \Delta t [Vh(0) + 2\{\exp[-A_c \Delta t] Vh(\Delta t) + \\ & \exp[-A_c (2\Delta t)] Vh(2\Delta t) + \dots + \\ & \exp[-A_c (t_p - \Delta t)] Vh(t_p - \Delta t)\} + \\ & \exp[-A_c t_p] Vh(t_p)] \end{aligned} \quad (25)$$

5. 모의 실험 결과

수치적 모의 실험을 위해 2가지의 노면입력을 사용했는데 그림 6과 같은 Haversine 형태의 범프와 그림 5와 같은 부드러운 고속도로 노면이고 다음식의 PSD함수를 갖는다.

$$S_g(f) = \frac{6.5 \times 10^{-4} (f/v)^{-1.6}}{v} \quad (26)$$

승차감의 척도는 여러가지가 있으나 본 연구

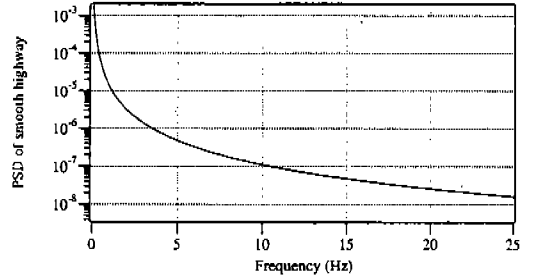


그림 5 모의실험에 사용한 고속도로 노면의 PSD함수

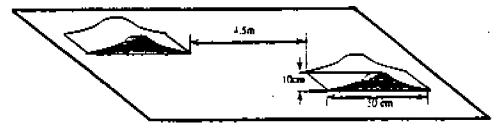


그림 6 모의실험에 사용한 헤이버사인 형태의 범프

에서는 다음의 운전석의 가중PSD의 평균치를 이용한다.

우선 운전석 가속도의 PSD값을 이용하여 가중 가속도값을 다음과 같이 계산할수 있다.

$$a_w(\omega) = K_{ISO} a_d(\omega) \quad (27)$$

이러한 방법은 흡수동력식과 유사하여 승차감의 척도로 많이 이용된다. 이제 운전석의 가중 PSD값을 다음과 같이 정의할수 있다.

$$\Phi(\omega) = K_{ISO}^2(\omega) \Phi_d(\omega) \quad (28)$$

여기서 $\Phi_d(\omega)$ 는 운전석 가속도의 PSD값이다. 운전석의가중 PSD값의 평균치를 다음과 같이 나타낸다.

$$RMS(a_w) = \left[\int_0^{\infty} \Phi_w(\omega) d\omega \right]^{1/2} \quad (29)$$

이제 시뮬레이션 결과를 살펴보면 먼저 범프는 시속 36km의 속도를 갖는 차량이 노면(그림 6)의 우측에서 진입하여 앞의 왼쪽 바퀴가 먼저 범프와 만나고 4.5m 떨어진 지점에서 다시 오른쪽 바퀴가

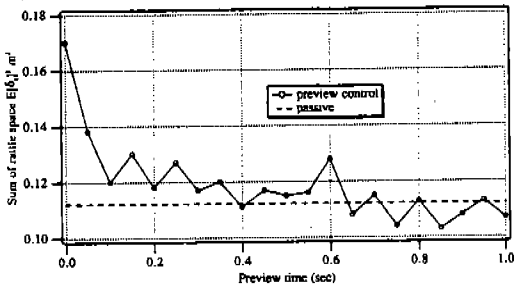


그림 7 예견시간에 따른 현가계공간 자승합의 변화(범프)

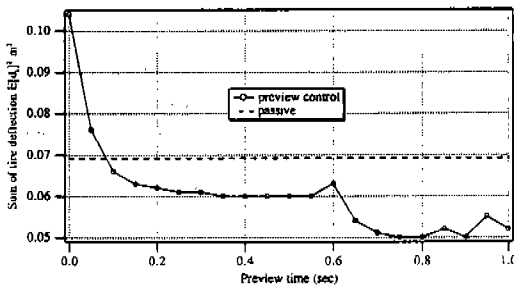


그림 8 예견시간에 따른 타이어변위 자승합의 변화(범프)

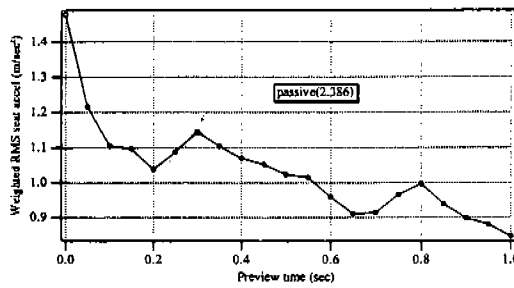


그림 9 예견시간에 따른 운전석의 가중RMS 가속도의 변화(범프)

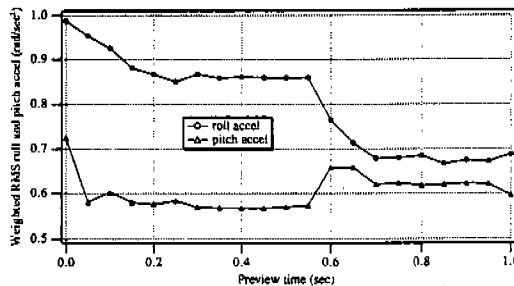


그림 10 예견시간에 따른 사시의 가중RMS 가속도의 변화(범프)

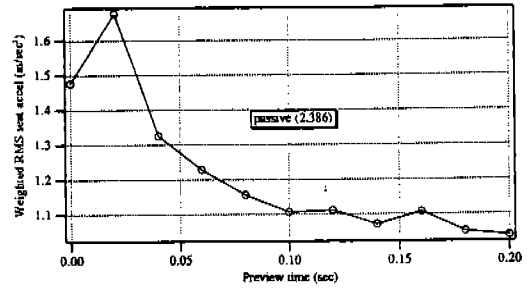


그림 11 예견시간에 따른 운전석의 가중RMS 가속도의 변화(범프)

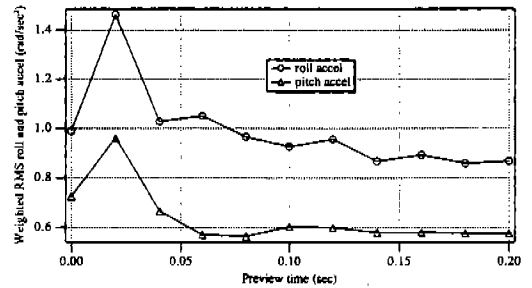


그림 12 예견시간에 따른 사시의 가중RMS 롤, 피치가속도의 변화(범프)

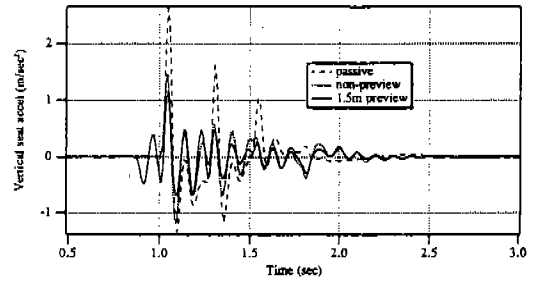


그림 13 범프 통과시 운전석의 상하가속도 비교

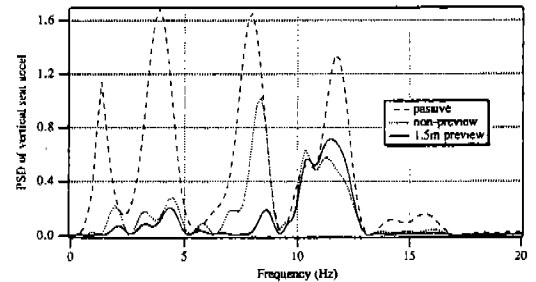


그림 14 범프 통과시 운전석의 상하가속도에 대한 PSD함수

범프를 만나는 형태로 시뮬레이션하였다. 또한 시뮬레이션은 기존의 제어를 하지 않는 차량과 노면 예견을 하지 않는 능동제어 그리고 0.05초의 등간격으로 1초까지 예견을 하는 경우에 대하여 행하였다. 그 결과가 그림 7~14에 있는데 먼저 그림 7은 현가계 변위의 자승합을 보여주는 그림이다.

그 결과를 보면 수동형보다는 능동형이 모두 큰 값을 보여주는데 이는 능동형이 제어력을 발생시켜 원하는 성능을 내기 위한데서 비롯된 것이다. 그러나 비예견제어에 비해 예견할 경우 예견시간이 길어짐에 따라 진동하면서 줄어드는 경향을 보였다. 그림 8은 타이어변위의 자승합을 보여주는 그림인데, 0.1초 이상의 예견의 경우 수동형보다 작은 값을 보여주며 이는 예견능동장치가 승차감뿐 아니라 안정성면에서도 우수하다는 것을 반증한다. 그림 9는 샤키의 가중 RMS 가속도를 보여주는 그림인데 수동형보다는 능동형이 모든 경우 훨씬 향상된 것으로 나타났고 예견시간에 따라 진동하면서 줄어드는 현상을 보였다. 이 경우 0.2초와 0.65초 예견의 경우 국소(local minimum)값을 갖는다. 그림 10은 샤키의 가중 RMS 롤, 피치가속도를 보여주는데, 롤의 경우 예견 시간을 길게함에 따라 점차 줄어드는 경향을 보였고 피치의 경우는 1.0초 이상의 긴 예견시간까지 보아야 진동하며 줄어드는 현상을 볼수 있었다. 그런데 현재까지 개발된 예견센서로는 초음파방식을 이용하며 최대 예견거리는 1미터 정도이다. 센서가 차체앞 범퍼에 장착되므로 차체앞 오버행(front overhang)을 고려하면 앞바퀴가 지면과 닿는 부분부터의 최대 예견거리는 1.5미터 정도이다. 범프를 넘는 차속이 10m/sec 이므로 그림 9와 10을 2미터(0.2초)까지만 확대해서 본 그림이 그림 11과 12이다. 이 그림에서 볼때 최대가능 예견거리 1.5미터 근처에서 운전석의 가중 RMS 가속도는 국소값, 샤키의 가중 RMS 롤, 피치가속도는 최소값을 가진다. 즉 실현가능한 노면 예견거리를 고려하면 0.15초의 예견 즉 1.5m 거리를 예견하는 것이 바람직한 것으로 판명되었다. 수동형과, 비예견 능동형, 1.5 m 예견 능동형에 대한 운전석 가속도의 그림은

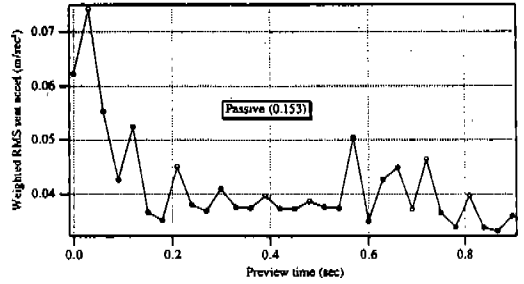


그림 15 0.9초까지의 예견시간 변화에 따른 운전석의 가중RMS 가속도의 변화(고속도로)

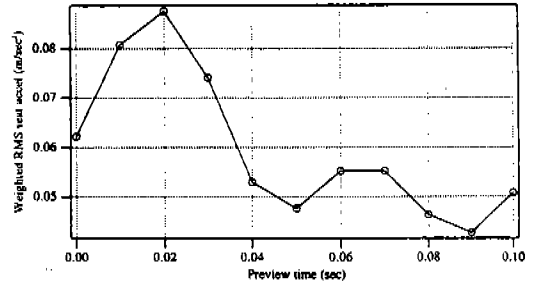


그림 16 0.1초까지의 예견시간 변화에 따른 운전석의 가중RMS 가속도의 변화(고속도로)

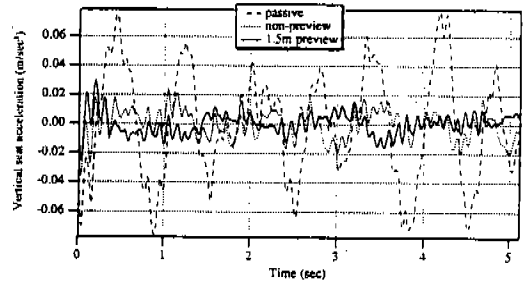


그림 17 고속도로 주행시 운전석의 상가속도의 비교

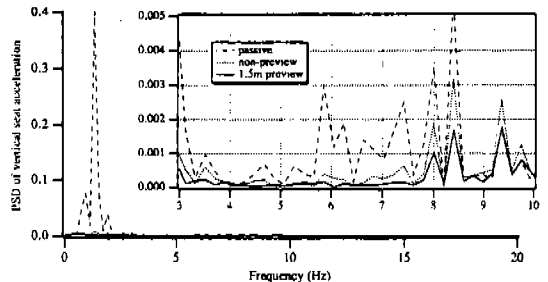


그림 18 고속도로 주행시 운전석의 상가속도에 대한 PSD함수

13과 14와 같다. 그림 14의 경우에서 보듯이 수동형보다 능동형이 향상되었고 비예건의 경우보다 예건의 경우가 또한 향상된것을 알수 있다. 그림 14에서 그림 3의 필터링함수에 의한 필터링 효과를 본것을 알수 있다.

이제 고속도로 주행의 시뮬레이션은 시속 72 km로 행하였고 그 결과는 그림 15~18과 같다. 시뮬레이션은 범프의 경우와 마찬가지로 수동형, 능동형 그리고 0.03초 등간격으로 0.9초까지의 예건능동형에 대하여 행하였다. 먼저 그림 15의 운전석의 가중 RMS 가속도의 경우 수동형보다 능동형의 경우가 훨씬 향상되었으며 범프 시뮬레이션에서와 비슷하게 예건시간을 길게할수록 진동하면서 점차 줄어드는 경향을 보였다. 고속도로 시뮬레이션에서도 예건거리를 고려한 설계의 관점에서 2미터(0.1초)까지만 확대한 것이 그림 16이며 이 경우도 15미터 예건거리 정도가 가능한 설계범위내에서는 적절한 것으로 판명되었다. 고속도로 주행에 대한 수동형과, 비예건 능동형, 15m 예건 능동형에 대한 운전석 가속도의 그림은 17, 18과 같다. 이 경우도 수동형에 비해 능동형이 향상되었고 비예건의 경우보다 예건의 경우가 더욱 향상된것을 알수 있으며 그림 4의 필터링 함수의 효과를 크게 본것을 알수 있다.

6. 결 론

본 연구에서는 최적제어기와 예건센서를 장착한 차량의 모의실험을 통해 그 효과를 조사하였는데, 그로부터 다음과 같은 결론을 얻을수 있었다.

- 1) 주파수와 시간역의 복합형태의 성능지수의 이용으로 주파수역에서 필터링이 필요한 변수와 시간역에서 줄일 변수를 한개의 성능지수로 가능하게 하였고 불필요한 계산을 줄일수 있었다.
- 2) 제안된 가중함수의 이용으로 인체가 불쾌감을 느끼는 주파수 대역의 필터링 효과를 크게 볼수 있었다.
- 3) 예건제어의 이용은 비예건제어보다 효과적이며 예건거리를 크게 늘일수록 좋지만 실

현성을 고려하면 제한범위내의 최소점의 예건거리를 이용하는 것이 효과적이다.

REFERENCES

1. D.Hrovat and M.Hubbard, "Optimum vehicle suspensions minimizing RMS rattlespace, sprung-mass acceleration and jerk, ASME (DSMC), 1981, Vol.103, 228-236.
2. J.E.Shannan and M.J.Vanderploeg, "A Vehicle Handling Model With Active Suspensions", 1989, J. of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design.
3. N.K.Gupta, "Frequency-shaped cost functionals : Extension of linear-quadratic-Gaussian designmethods", J.Guidance and Control, 1980, Vol.3, No.6, 529-535
4. K.C.Cheok, H.Hu, and N.Loh, "Optimal output feedback regulation with frequency-shaped cost functional", Int. J.CONTROL, 1988, Vol.47, No.6, 1665-1681
5. M.J.Griffin, *Handbook of Human Vibration*, 1990, Academic Press
6. "Evaluation of human body exposure to whole-body vibration", ISO2631 Part1(1985) and Part 2(1989)
7. E.K.Bender, "Optimal linear preview control with application to vehicle suspension", 1968, ASME
8. M. Tomizuka, "Optimal continuous finite preview problem", 1975, IEEE(AC)
9. M.Tomizuka, "Optimal linear preview control with application to vehicle suspension-Revisited", 1976, ASME(DSMC)
10. A.G.Thomson, "An optimal linear active suspension with finite road preview", 1981, SAE 800520
11. Hoag,W., "A practical control concept for passenger car active suspensions with preview", IMechE, 1988
12. N.Louam, R.S.Sharp, "Optimization and perfor-

- mance enhancement of active suspensions for automobiles under preview of the road", 1992, VSD
13. N.Louam, R.S.Sharp, "Optimization and performance enhancement of active suspensions for automobiles under preview of the road", 1992, VSD
 14. A.hac, "Optimal semi-active suspension with preview based on a quater car model", 1992, ASME(DSMC)
 15. S.Nagiri, "Improvement of ride comfort by preview vehicle suspension system", SAE 920277
 16. T.Tsuchiya, "Preview control of wheeled vehicle", 1992, IFAC
 17. T.Morita, "Ride comfort improvement using preview sensor", AVEC 923019
 18. M.Antonio, "Optimal preview control of rear suspension using nonlinear neural networks", AVEC 923020
 19. L.Jezequel, "Study of a nonlinear preview semi-active usspension system", AVEC 923021
 20. R.Huisman, "Preview estimation and control for active suspension", AVEC 923022
 21. K.S.Skattum, J.F.Harris, and L.J.Howell, "Preliminary Vehicle Structural Design for Comparison with Quantitative Criteria", Trans. SAE, 1975, Paper 750136
 22. Hyuk Kim and Yong-san Yoon, "Neuro Controlled Active Suspension with Preview for Ride Comfort", SAE trans., Paper 931969, 1994.
 23. Hyuk Kim and Yong-san Yoon, "Semi-active Suspension with Preview Using a Frequency-shaped Performance Index", Vehicle System Dynamics, 1994, accepted for publication