

## 승차감 향상을 위한 차체 상하·피칭 능동 현가제어에 관한 연구

박 중 현\*

# A Study on Active Suspension Control System in Vehicle Bouncing and Pitching Vibration for Improving Ride Comfort

Jung-Hyen Park \*

### 요 약

본 논문에서는 능동 현가장치의 해석 및 설계에 강인제어 이론을 적용하여 현가장치설계에 응용 할 수 있는 이론 및 실험적 제어장치 적용에 관한 연구를 수행하였다. 최근의 현가장치설계에서는 강성과 감쇠를 능동적으로 제어하는 기술의 적용이 일반화 되고 있으며, 다른 여러 종류의 차량 안정성제어 장치와의 연계성이 높아짐에 따라, 제어 시스템설계에서 보다 내구성이 강하고 제어효과의 응답성이 빠르며 정도 또한 높은 제어장치의 필요성이 요구되고 있다. 본 연구는 전륜 및 후륜의 위치와 주행속도관계에 따른 능동현가시스템을 해석하여 위와 같은 빠른 응답성과 높은 정도의 제어가 가능한 제어시스템을 해석, 설계하기 위하여 능동 현가 제어시스템의 적용에 관한 고찰을 하였다. 그리고 제어대상시스템에 대한 능동 제어시스템을 설계하기위한 모델링 및 적용 방법을 수식적으로 해석하였으며, 능동 현가장치의 제어시스템설계에 중요한 내외란성 향상을 위한 강인제어시스템설계에 적용하는 방법에 대해 고찰하였다.

### Abstract

This paper proposed modelling and design method in suspension system design to analyze active suspension equipment by adopting active robust control theory. Recent in the field of suspension system design it is general to adopt active control scheme for stiffness and damping, and connection with other vehicle stability control equipment is also intricate, it is required for control system scheme to design more robust, higher response and precision control equipment. It is known that active suspension system is better than passive spring-damper system in designing suspension equipment. We analyze suspension system with considering location of front-rear wheel and driving velocity, then design control system. Numerical example is shown for validity of robust control system design in active suspension system.

▶ Keyword : 피칭진동제어(Pitching Vibration Control), 능동현가장치(Active Suspension), 승차감향상(Ride Comfort Improvement)

---

• 제1저자 : 박중현  
• 접수일 : 2007.1.15, 심사일 : 2007.2.1, 심사완료일 : 2007. 3.15.  
\* 신라대학교 자동차기계공학과 교수

## 1. 서론

최근의 서스펜션 시스템 설계에서는 강성과 댐퍼를 능동적으로 제어하는 기술의 적용이 일반화 되고 있으며, 다른 차량 안정성 제어장치와의 연계성이 높아짐에 따라, 제어시스템설계에서 보다 내구성이 강하고 제어효과의 응답성이 빠르며 정도 또한 높은 제어장치의 필요성이 요구되고 있다. 서스펜션은, 현가장치 및 충격완화장치로서의 기능, 가속도 또는 선회중의 차량자세유지 및 얼라인먼트 변화특성, 거친 노면 주행에서의 진동 승차감 등, 다양한 기본적 성능이 요구된다. 그 외에도 현가장치의 기본구성이나 배치, 스프링, 업소버, 타이어 등 구성부품의 특성을 최적조합으로 하는 것은 높은 수준의 기술을 필요로 한다. 능동서스펜션제어는 보다 우수한 성능을 목표로 다양한 요구를 만족시키기 위하여 개발되고 있다.[1]

차량설계 분야에서 중요한 설계고려 요소 중의 하나가 운전자 및 승차자의 안전과 쾌적함이며, 이러한 승차자의 안전과 쾌적함을 위하여 많은 연구노력을 기울이는 분야 중의 하나가 주행안정성이다. 많은 자동차 회사에서는 여러 가지 시뮬레이션을 통하여 이러한 승차감 및 주행안정성을 최적의 상태로 조정하기위한 연구를 활발히 진행하고 있다. 차량이 정상속도 직진주행 함에 있어서 승차감과 주행안정성에 많은 영향을 미치는 차체의 진동부분은 상하 및 피칭진동이라고 할 수 있으며, 본 연구에서는 이러한 사실에 주목하여 전륜 및 후륜의 위치와 주행속도관계에 따른 능동현가시스템을 해석하여 위와 같은 빠른 응답성과 높은 정도의 제어가 가능한 제어시스템을 해석, 설계하기 위하여 능동 현가 제어시스템의 적용에 관한 고찰을 하였다. 대상시스템의 운동방정식 및 상태공간표현에 관해 고찰하고 외란과 제어출력관계를 해석하여 안정화 피드백 컨트롤러의 존재성에 대하여 살펴본 다음, 외란의 지속적 입력에 대한 능동 현가 제어시스템을 설계, 적용하여 본 연구의 유용성에 관하여 논한다.

## II. 능동 현가 제어시스템 설계

본 논문에서는 그림1과 같은 4자유도 차량 시스템 모델을 제어대상으로 하여 내구성이 강하고 제어효과의 응답성이 빠르며 정도 또한 높은 전륜 및 후륜의 위치와 주행속도 관계에 따른 능동 현가장치에 대한 능동 현가제어시스템을

설계하는 것을 목적으로 한다. 그림에서  $V$ 는 차량의 진행 방향( $x$ 방향)에 대한 속도를 나타낸다.

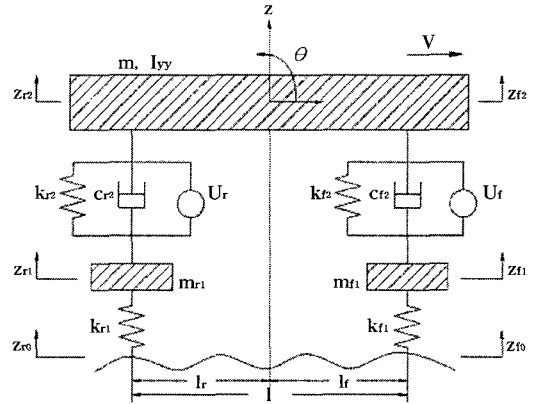


그림 1. 4자유도 차량 시스템 모델  
Fig 1. 4 D.O.F Vehicle System Model

차량이 요철이 있는 직선상을 일정속도로 주행할 경우, 각 차륜 및 서스펜션을 통하여 외란이 가해지며, 차체는 중심의 상하운동( $z$ 방향) 및 차체중심주위( $y$ 방향)에의 피칭운동을 한다. 외란  $z_{f0}$ ,  $z_{r0}$ 을 노면변위외란,  $U_f$ ,  $U_r$ 을 제어입력으로 가정했을 경우, 시스템의 운동방정식은 다음과 같이 표현된다. 먼저, 스프링 상부 질량의 운동방정식은 다음과 같다.

$$m\ddot{z} = F_f + F_r, \quad I_{yy}\ddot{\theta} = l_f F_f - l_r F_r \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$z = \frac{l_r z_{f2} + l_f z_{r2}}{l}, \quad \theta = \frac{z_{f2} - z_{r2}}{l}$$

$$F_f = -k_{f2}(z_{f2} - z_{f1}) - c_{f2}(\dot{z}_{f2} - \dot{z}_{f1})$$

$$F_r = -k_{r2}(z_{r2} - z_{r1}) - c_{r2}(\dot{z}_{r2} - \dot{z}_{r1})$$

또한 전후의 스프링 하부 질량 운동방정식은

$$m_{f1}\ddot{z}_{f1} = -F_f - k_{f1}(z_{f1} - z_{f0}) + U_f \quad \dots\dots\dots (2)$$

$$m_{r1}\ddot{z}_{r1} = -F_r - k_{r1}(z_{r1} - z_{r0}) + U_r$$

과 같이 표현된다. 여기서 차체 피칭관성모멘트와 질량사이에  $I_{yy} = ml_f l_r$ 의 조건이 성립하면, (1)식 1,2항의 관계로부터 다음이 성립한다.

$$\begin{aligned}
 m_{f2}\ddot{z}_{f2} &= F_f \quad (m_{f2} = \frac{ml_r}{l}) \dots\dots\dots (3) \\
 m_{r2}\ddot{z}_{r2} &= F_r \quad (m_{r2} = \frac{ml_f}{l})
 \end{aligned}$$

따라서 전후 서스펜션 위치에 대한 차체 상하변위는 서스펜션의 형식에 관계없이 전후 비 간섭이 된다. 즉, 차량 전부(front part)의 응답은 전부에 가해지는 힘에 의해서만 결정되며, 차량 후부(rear part)의 응답은 후부에 가해지는 힘만으로 결정된다. (2), (3)식의 운동방정식을 행렬표현을 사용하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$M_t\ddot{z}_t + C_t\dot{z}_t + K_tz_t = H_t w + F_t u \dots\dots\dots (4)$$

$$\begin{aligned}
 M_t &= \begin{bmatrix} m_{f1} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_{f2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_{r1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_{r2} \end{bmatrix}, z_t = \begin{bmatrix} z_{f1} \\ z_{f2} \\ z_{r1} \\ z_{r2} \end{bmatrix}, \\
 C_t &= \begin{bmatrix} c_{f2} & -c_{f2} & 0 & 0 \\ -c_{f2} & c_{f2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_{r2} & -c_{r2} \\ 0 & 0 & -c_{r2} & c_{r2} \end{bmatrix}, u = \begin{bmatrix} U_f \\ U_r \end{bmatrix}, \\
 K_t &= \begin{bmatrix} (k_{f1} + k_{f2}) - k_{f2} & 0 & 0 & 0 \\ -k_{f2} & k_{f2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & (k_{r1} + k_{r2}) - k_{r2} & 0 \\ 0 & 0 & -k_{r2} & k_{r2} \end{bmatrix}, \\
 H_t &= \begin{bmatrix} k_{f1} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & k_{r1} \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, F_t = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, w = \begin{bmatrix} z_{f0} \\ z_{r0} \end{bmatrix}.
 \end{aligned}$$

본 연구에서는 능동현가장치의 제어방법으로 강인제어시 시스템설계이론인  $H_\infty$  제어를 적용한다.  $x$ 을 시스템의 상태,  $u$ 을 조작입력  $F_a$ ,  $w$ 을 외란입력  $z_0$ ,  $z$ 을 제어출력,  $y$ 을 관측출력으로 하여 (4)식의 운동방정식을 다음과 같은 상태공간표현으로 모델링한다.

$$\begin{aligned}
 \dot{x} &= A_t x + B_{1t} w + B_t u \\
 z &= C_{1t} x + D_{12} u \dots\dots\dots (5)
 \end{aligned}$$

$$y = C_{2t} x + D_{21} w$$

행렬 및 설계변수 파라미터 값은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 A_t &= \begin{bmatrix} 0 & I \\ -M_t^{-1}K_t & -M_t^{-1}C_t \end{bmatrix} \\
 B_{1t} &= \begin{bmatrix} 0 \\ M_t^{-1}H_t \end{bmatrix}, B_t = \begin{bmatrix} 0 \\ M_t^{-1}F_t \end{bmatrix} \\
 C_{2t} &= [F_t^T \ 0], x = \begin{bmatrix} z_t \\ \dot{z}_t \end{bmatrix}
 \end{aligned}$$

강인  $H_\infty$  제어에 있어서의 정수  $\gamma$ , 임의의 정정행렬  $V_1, V_2$ 에 대하여  $X, Y$ 을 변수로 하는 다음과 같은 두 개의 Riccati방정식

$$\begin{aligned}
 A_t^T X + X A_t + \gamma^{-2} X B_{1t} B_{1t}^T X &\dots\dots\dots (6) \\
 -X B_t B_t^T X + C_{1t}^T C_{1t} + V_1 &= 0
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 A_t Y + Y A_t^T + \gamma^{-2} Y C_{1t}^T C_{1t} Y &\dots\dots\dots (7) \\
 -Y C_{2t}^T C_{2t} Y + B_{1t} B_{1t}^T + V_2 &= 0
 \end{aligned}$$

이  $\gamma^2 Y^{-1} > X$ 을 만족하는 정정해  $X, Y$ 가 존재하면, 제어대상시스템을 내부안정으로 하며 동시에  $H_\infty$  norm 조건  $\|T_{zw}(s)\|_\infty < \gamma$ 을 만족하는 안정화 컨트롤러가 존재한다. 그리고 그와 같은 컨트롤러의 하나를 다음과 같이 정의 할 수 있다.[2][3]

$$\begin{aligned}
 \hat{x} &= (A_t + \gamma^{-2} B_{1t} B_{1t}^T X - B_t B_t^T X &\dots\dots\dots (8) \\
 &\quad - Z C_{2t}^T C_{2t} - \gamma^{-2} Z V_1) \hat{x} + Z C_{2t}^T y
 \end{aligned}$$

$$u = -B_t^T X \hat{x}$$

여기서  $Z = \gamma^2 (\gamma^2 Y^{-1} - X)^{-1}$  이다.

### III. 수치 시뮬레이션

본 연구의 유용성을 검증하기 위하여, 대상시스템의 능동 현가장치에 강인 제어시스템을 적용해 본다. 그림1의 시스템에 있어서, 사양은 차체질량  $m = 1790\text{kg}$ , 스프링 하부 질량  $m_{f1} = 134.1\text{kg}$ ,  $m_{r1} = 109.5\text{kg}$ , 피치 관성 모멘트  $I_{yy} = 3523.6\text{kg m}^2$ , 휠 부분 및 서스펜션 부분 스프링 계수  $k_{f1} = k_{f2} = 1411\text{N/m}$ ,  $k_{r1} = k_{r2} = 1376\text{N/m}$ , 서스펜션 감쇠 계수  $c_{f2} = c_{r2} = 118\text{Ns/m}$ , 주행 속도  $V = 70\text{km/h}$  로 설정하였다.  $l_f = 1.27\text{m}$ ,  $l_r = 1.55\text{m}$  이며, 외란은 노면 변위 외란으로 설정하였다.

강인  $H_\infty$  제어시스템의 설계수준으로 제어알고리즘을 구성하여 그림1의 제어대상 능동 서스펜션 시스템에 적용하여 수치시뮬레이션을 실시한 결과를 다음에 나타낸다.

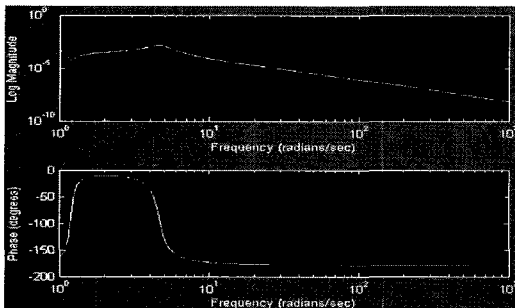


그림 2. 전부 제어대상의 보드선도  
Fig 2. Bode Frequency Response of Front Part

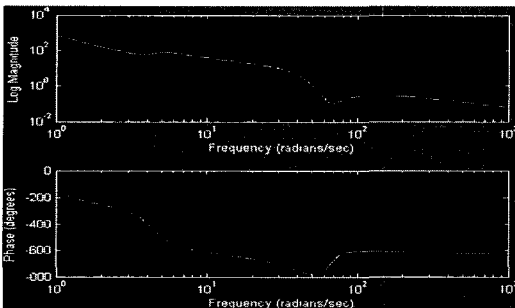


그림 3.  $U_f$  제어기의 보드선도  
Fig. 3 Bode Response of Controller  $U_f$

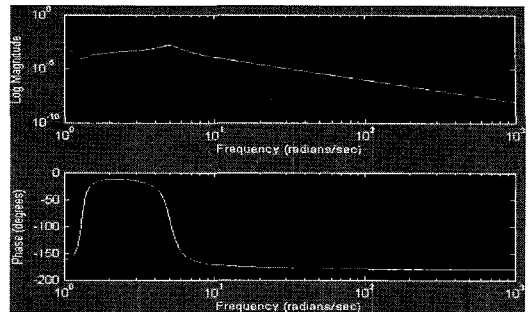


그림 4. 후부 제어대상의 보드선도  
Fig 4. Bode Frequency Response of Rear Part

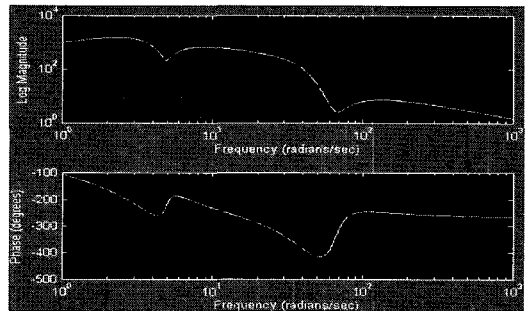


그림 5.  $U_r$  제어기의 보드선도  
Fig 5. Bode Response of Controller  $U_r$

그림2, 3 및 그림4, 5에 각각 전부 및 후부의 제어대상과 컨트롤러의 주파수응답과 위상을 나타낸다. 그림2와 그림4의 비교에서 제어대상이 전후부 비슷하게 보이나 실제 능동 현가제어설계결과는 그림3 및 그림4와 같이 전후부 컨트롤러  $U_f$  및  $U_r$ 이 다르게 최적설계 되어 진다는 것을 알 수 있다. 이 결과는 단순히 일정한 능동제어입력을 전후부에 발생시키는 단순 능동제어와 본 연구의 제어방법의 차이점을 나타낸다.

그림6에 지면으로부터 전달되는 노면 변위 외란  $w(z_0)$ 을 나타내었다. 이와 같은 노면외란이 지속적으로 입력되는 일정주행속도  $V = 70\text{km/h}$  상황에서의 비교적 거친 외란이 제어대상인 차체에 입력되었을 경우를 설정하여 수치시뮬레이션을 실시하였다. 그림7, 8은 외란에 대한 능동제어 전후의  $z_{f1}$  및  $z_{r1}$ 의 외란응답을 나타낸다.

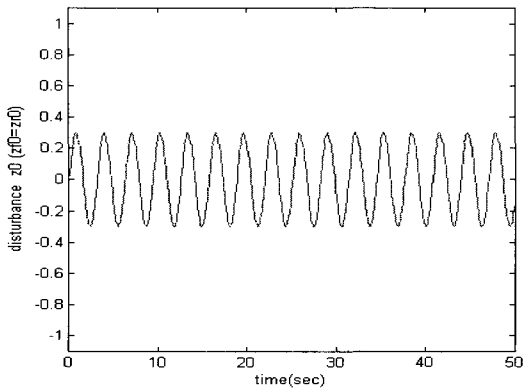


그림 6. 노면 외란  $z_0$   
Fig 6. Road Disturbance  $z_0$

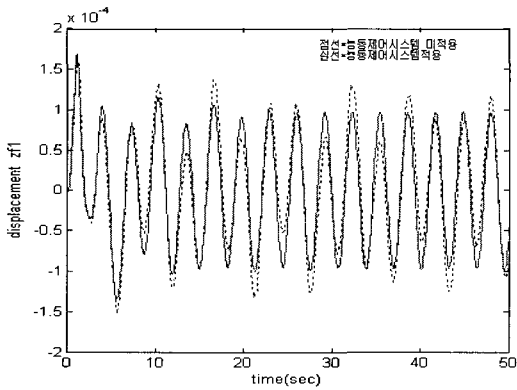


그림 7. 노면 외란 응답  $z_{f1}$   
Fig 7. Road Disturbance Response  $z_{f1}$

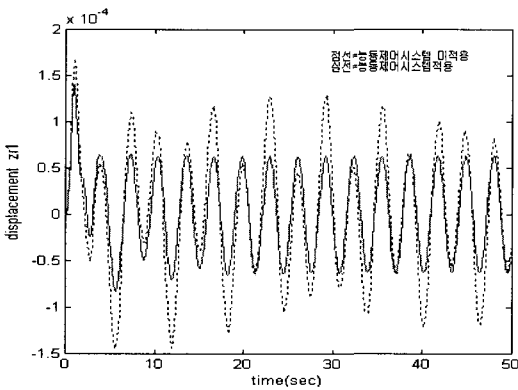


그림 8. 노면 외란 응답  $z_{r1}$   
Fig. 8 Road Disturbance Response  $z_{r1}$

그림7 및 그림8의 점선은 서스펜션 하부 질량 시스템에서 능동제어가 실행되지 않는 경우의 응답이며, 실선부분이 제어가 실시되어진 능동 서스펜션 시스템의 응답이다. 그림의 결과는 외란에 적절히 대응하는 본 연구의 강인제어방법이 노면외란에 유효함을 나타내고 있다. 그림9 와 그림10에 (3)식에서의  $z_{f2}$  및  $z_{r2}$ 의 제어 전후 노면변위 외란응답을 나타낸다. 그림의 결과 역시 외란에 적절히 대응하는 본 연구의 유효성을 나타내고 있다(점선, 실선은 각각 제어 전후).

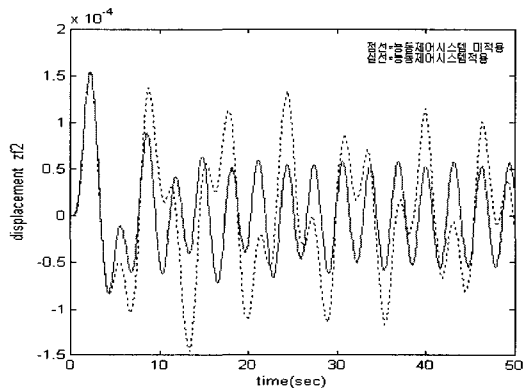


그림 9. 노면 외란 응답  $z_{f2}$   
Fig. 9 Road Disturbance Response  $z_{f2}$

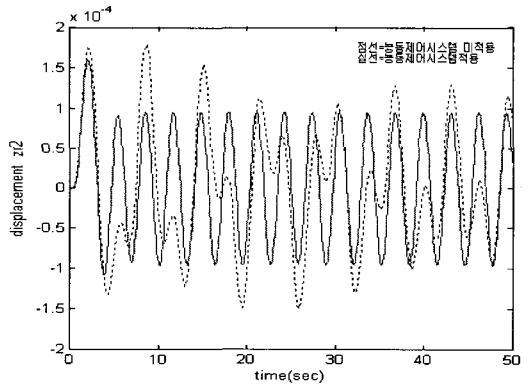


그림 10. 노면외란응답  $z_{r2}$   
Fig. 10 Road Disturbance Response  $z_{r2}$

마지막으로 그림 11과 그림12에 승차감 지표인 상하 및 피칭 노면외란 응답결과를 나타낸다.

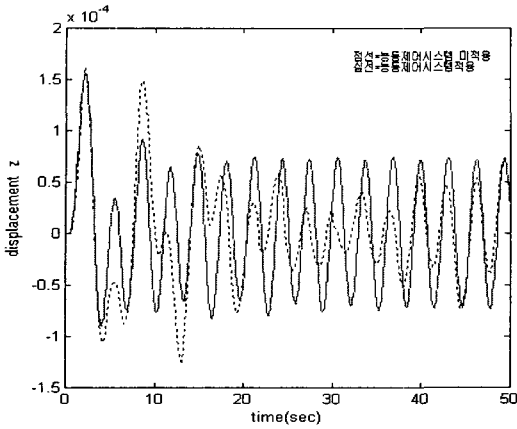


그림 11. 노면외란 상하응답  $z$   
Fig 11. Road Disturbance Bouncing Response  $z$

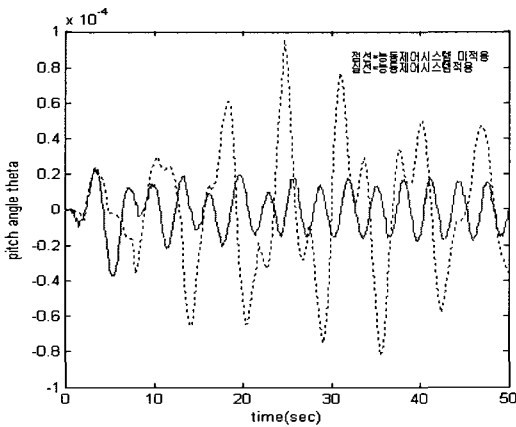


그림 12. 노면외란 피치응답  $\Theta$   
Fig 12. Road Disturbance Pitch Response  $\Theta$

그림11의 결과는 본 연구의 능동 서스펜션 제어방법이 외란에 적용하며 승차감향상에 크게 기여함을 나타낸다. 승차감의 우월성이란 상하진동의 입장에서만 고려한다면, 단순히 변위의 상하진동 폭이 작은 경우가 제어성능이 우수하다고 할 수 있다. 하지만, 피칭과 결합되어진 진동에서의 승차감평가에서는 단순 진동변위 폭의 평가보다는 진동성질인 규칙성의 평가를 고려대상에 넣어야한다. 제어전인 점선의 변위가 약 20초 이후 제어후의 변위보다 상대적으로 작지만, 승차감의 측면에서 보면 요철의 일정공간과형을 나타내는 본 연구의 제어방법이 우월함을 알 수 있다. 특히 그림 12의 피칭응답은 본 연구의 승차감향상에 대한 유효성을 잘 나타내고 있다.

#### IV. 결 론

본 연구에서는 일정속도 주행상태의 차량을 4자유도 시스템으로 모델링하여, 전륜 및 후륜의 위치와 주행속도관계에 따른 능동현가시스템을 해석하여 승차감 향상을 제어 목적으로 빠른 응답성과 높은 정도의 제어가 가능한 제어시스템을 해석, 설계하기 위하여 능동 현가 제어시스템의 설계 및 적용방법에 관한 고찰을 하였다. 대상시스템의 운동방정식 및 상태공간표현에 관해 고찰하고 외란과 제어출력관계를 해석하여 안정화 피드백 컨트롤러의 존재성에 대하여 살펴본 다음, 주행 시의 지속적 노면외란입력에 대한 능동 현가 제어시스템을 설계, 적용하여 본 연구의 유용성에 관하여 논하였으며, 차체 상하 및 피칭제어에 있어서 수치 시뮬레이션을 통하여 본 연구의 승차감향상에 대한 유효함을 보였다.

강인제어이론을 능동현가시스템에 적용한 승차감향상 위주의 본 연구내용이 롤링진동, 슬립 등을 고려한 액티브 서스펜션 연구와 결합되어 승차감과 주행안정성을 최적의 상태로 조정하는 연구 분야로의 확장이 요구된다.

#### 참고문헌

- [1] E. I. Ono, "A Study on the Integrated Control of Automotive Dynamics", Journal of Systems, Control and Information, Vol. 49, No. 6, pp. 205-210, 2005
- [2] J. H. Park "Combined Optimal Design with Minimum Phase System", Journal of Control, Automation, and Systems Engineering, Vol. 10, No 2, pp. 192-196, 2004
- [3] 박중현, 김순호, "능동서스펜션장치에의대칭제어시스템 적용에관한 연구", 한국해양정보통신학회논문지, Vol. 10, No 4, pp. 192-196, 2006

### 저 자 소개



박 중 현

부산대학교 생산기계공학과 공학사  
Kobe Univ. 시스템공학전공 공학  
석사  
Kobe Univ. 시스템과학전공 공학  
박사

2001년 ~ 현재 신라대학교 교수  
관심분야 : 차량시스템해석, 시스템  
모델링, 시스템 설계