

## 상용 차량용 반능동 현가 시스템의 제어

### Control of Semi-Active Suspensions for Commercial Vehicles

이 경 수\*, 정 준 채\*\*  
K. Yi, J. C. Jung

#### ABSTRACT

In this study a control law and performance potential of semi-active suspensions for a tractor/semi-trailer have been investigated. The control law for airbag semi-active suspensions modeled in this study is developed using feedback linearization and Linear Quadratic (LQ) optimal control method. Inherent nonlinearity of the airbag suspensions has been considered in the control law development. It has been shown that the proposed semi-active control law provides better performance than that of well known sky-hook damping control strategy.

주요기술용어 : Semi-Active Suspensions(반능동 현가장치), Modulable Damper(가변 댐퍼), Control(제어), Feedback Linearization, Airbag Suspension(에어백 현가장치), Tractor/semi-trailer(트랙터/세미트레일러)

#### 1. 서 론

자동차의 현가 장치는 노면에 의한 진동을 흡수하여 승차감을 향상시키고, 타이어의 노면 접촉력을 유지하여 조정성 및 안정성을 향상시키는 것을 목적으로 하고 있다. 기존의 수동 현가 장치의 경우, 댐퍼의 특성상, 앞에서 언급한 승차감과 조정성능의 역할에 있어서 서로 상반된 특성을 가

지고 있으므로 이를 동시에 향상시키는 데에는 한계가 있다. 이러한 문제를 해결하기 위해 노면 입력과 같은 외란에 적절히 대처할 수 있는 능동 및 반능동 현가 장치에 대한 연구가 활발히 수행되고 있다.<sup>1~3)</sup>

승용차용 능동/반능동 현가 시스템은 승객의 승차감 향상을 주목적으로 하여 연구 개발되어온 반면, 대형 트럭, 버스, 상용차용 능동/반능동 현가 시스템은 도로파손 감소, 승차감 향상 및 화물의 보호 등 다양한 목적을 위하여 연구되어 왔다. 대형 트럭의 경우에는 노면 가진(Road Excitation)

\* 정회원, 한양대학교 기계공학부

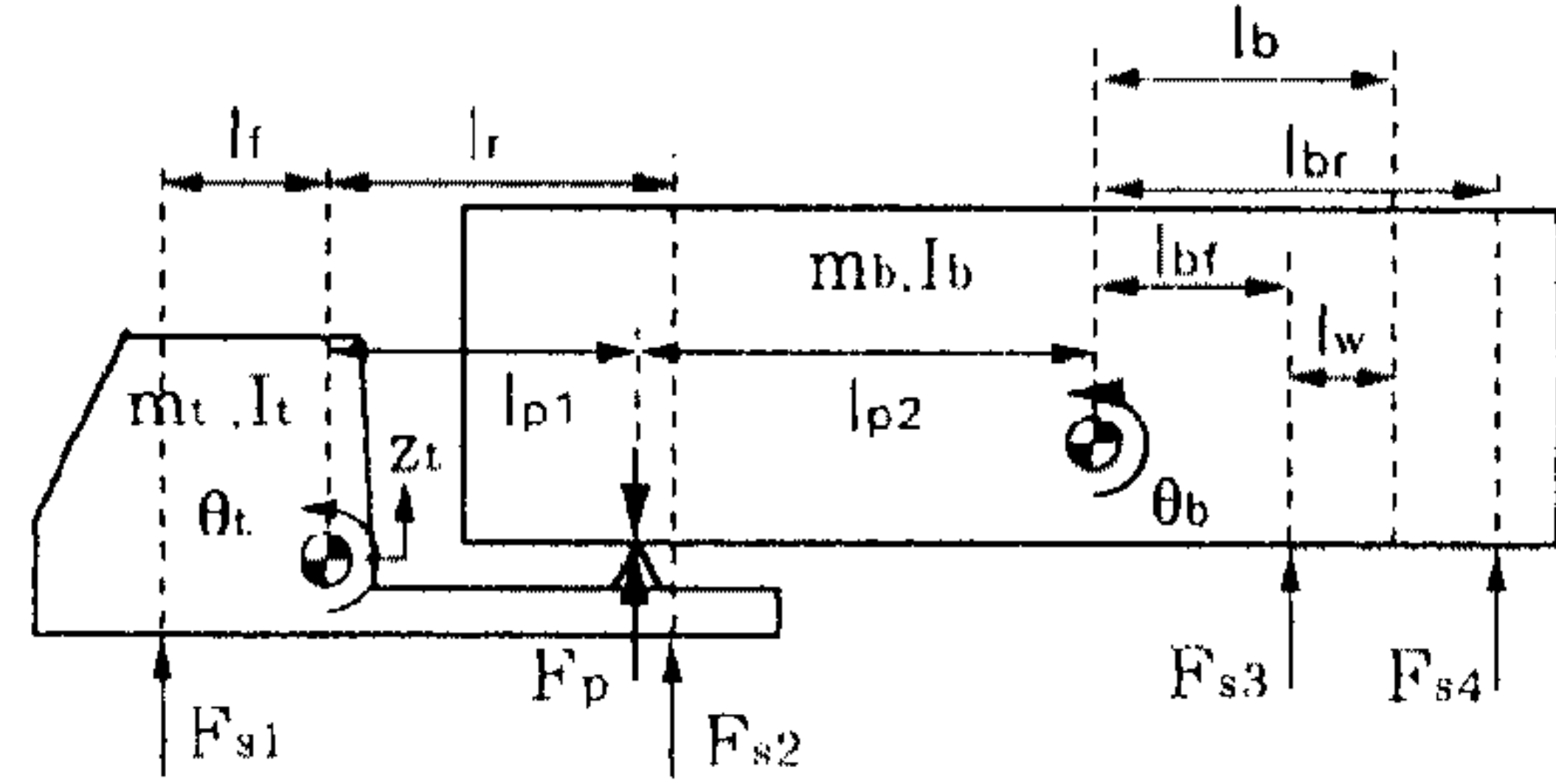
\*\* 현대자동차 상용사시설계부

때문에 발생하는 동적 하중이 도로 파손에 큰 영향을 주기 때문에, 동적 하중 특성을 결정하는 다양한 상용차용 현가 장치의 특성이 연구되었고, 기존의 현가시스템 중에서는 에어백 현가장치(Air-bag Suspensions)가 가장 우수하다고 알려져 있다.<sup>4)</sup> 또한, 동적 하중을 줄이는 능동/반능동 현가시스템에 대한 연구/개발이 유럽과 미국을 중심으로 80년대 말부터 활발하게 진행되고 있다.<sup>5,6)</sup> 최근에는 운전자의 피로를 감소시키기 위한 트럭용 능동/반능동 현가 시스템도 유럽과 미국을 중심으로 연구/개발되어 우수한 성능을 보이고 있으며, 상용차용 가변댐퍼 개발 및 다양한 제어기법에 대한 연구가 진행되고 있다.<sup>6~10)</sup> 상용차용 반능동 현가 시스템에 대한 연구는 상대적으로 늦게 시작되었으나, 승용차의 경우에는 가격/성능 향상비율 문제 때문에 대형, 고급 차량에만 적용이 고려되고 있으며, 상용차량의 경우에도 그 적용 가능성은 크다고 볼 수 있다.

이 논문에서는 승용차용 현가 시스템과는 다른 고유의 비선형성을 갖고 있는 상용차용 에어백 현가장치가 장착된 대형 트럭에서 운전자의 피로를 경감하고 과도한 노면진동으로부터 운송화물을 보호하기 위하여 적용되는 반능동 현가시스템의 제어기법을 개발하였다. 구동축에 에어백 현가장치가 장착된 39톤 트랙터/세미트레일러(Tractor/Semi-Trailer) 차량을 차량모델로 하였으며, 반능동현가시스템의 제어 성능을 시뮬레이션을 통하여 연구하였다. 이 논문에서 제안된 제어기법은 에어백 현가장치의 비선형성을 Feedback Linearization 방법으로 상쇄함으로써 현가장치의 특성과 관계없이 적용되는 Sky-hook 감쇠 제어 방법보다 현저히 우수한 제어성능을 제공한다.

## 2. 차량 모델

Fig.1은 트랙터/세미트레일러의 차량모델을 보여주고 있다. 이 논문에서 사용된 상용차량은, 트랙터 전륜에는 단판 스프링(Single Leaf Suspensions), 구동 축에는 에어백 현가장치가 장착되어 있으며, 세미트레일러에는 다판스프링이 장착된 4축 39톤 트랙터/세미트레일러이다. 대형차량의 경우



- $m_t$  : 트랙터 질량
- $I_t$  : 트랙터 피치 모멘트
- $m_b$  : 세미트레일러 질량
- $I_b$  : 세미트레일러 피치 모멘트
- $z_t$  : 트랙터 수직변위
- $z_b$  : 세미트레일러 수직 변위
- $\theta_t$  : 트랙터 피치 각도
- $\theta_b$  : 세미트레일러 피치 각도

Fig.1 Model of a tractor and semi-trailer

고속도로상에서 일반적인 주행조건에서는 롤 방향 운동은 피치방향운동에 비하여 상대적으로 훨씬 작게 가진되므로 차체의 롤 방향운동은 전체 차량 거동에 미치는 영향이 작으며<sup>4)</sup>, 많은 연구에서 수직운동과 피치방향 운동을 고려한 차량 모델을 이용하여 현가장치의 특성을 해석하였다.<sup>4~7,9)</sup> 그러므로 이 논문에서는 차량의 수직방향 운동과 피치 방향의 운동을 고려하여 차량 모델을 유도하였다.

Fig.1에 보여진 차량의 차체 운동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 \ddot{z}_t &= \frac{1}{4I_e} [(I_b I_t + I_b l_{p1}^2 m_b + I_t l_{p2}^2 m_b) F_1 \\
 &\quad - I_b l_{p1} m_b F_2 - I_t l_{p2} m_b F_3] \\
 \ddot{\theta}_t &= \frac{1}{4I_e} [-I_b l_{p1} m_b F_1 + (I_b m_b + I_b m_t \\
 &\quad + l_{p2}^2 m_b m_t) F_2 - l_{p1} l_{p2} m_b m_t F_3] \\
 \ddot{\theta}_b &= \frac{1}{4I_e} [-I_t l_{p2} m_b F_1 - l_{p1} l_{p2} m_b m_t F_2 \\
 &\quad + (I_t m_b + I_t m_t + l_{p1}^2 m_b m_t) F_3] \\
 I_e &= \frac{1}{8} [I_t I_b m_b + I_t I_b m_t + I_b l_{p1}^2 m_b m_t \\
 &\quad + I_t l_{p2}^2 m_b m_t] \tag{1}
 \end{aligned}$$



스프링하질량의 운동방정식은 다음과 같이 표시되며,

$$\frac{m_{ui}}{2} \ddot{z}_{ui} = -F_{si} + F_{ti} \quad (2)$$

$$i = 1, 2, 3, 4$$

$m_{ui}$ 는  $i$ 번째 스프링하 질량,  $z_{ui}$ 는  $i$ 번째 스프링하 질량의 수직 변위,  $F_{ti}$ 는  $i$ 번째 스프링하 질량에 작용하는 타이어힘,  $F_{si}$ 는 Fig.1에 표시한 것과 같은 현가력(Suspension Force)이며, 타이어는 감쇠특성과 스프링특성을 나타내므로 타이어힘은 다음과 같이 표시된다.

$$F_{ti} = k_{ti}(z_{ri} - z_{ui}) + b_{ti}(\dot{z}_{ri} - \dot{z}_{ui}) \quad (3)$$

여기서,  $k_{ti}$ 는 타이어 강성계수,  $b_{ti}$ 는 타이어 감쇠계수,  $z_{ri}$ 는  $i$ 번째 타이어위치의 노면 변위를 나타낸다.

### 3. 현가 장치 모델

트랙터 전륜과 세미트레일러에 장착된 판스프링 현가장치는 고유의 히스테리시스(Hysteresis) 특성을 갖고 있으며 이러한 특성을 잘 표현하는 모델을 시뮬레이션 모델로 사용하였다.<sup>1,4)</sup> 트랙터 구동축에는 에어백 현가장치가 장착되어 있다. 에어백 현가장치는 에어백 스프링과 댐퍼, 링크장치로 구성되어 있으며, 이 논문에서는 에어백 현가장치에 가변댐퍼를 사용하는 반능동 현가시스템을 고려한다.

Fig.2는 타이어와 에어백 스프링, 감쇠기로 구성된 에어백현가장치 1/4 차량 모델을 보여주고 있다. 에어백 현가장치의 현가력,  $F_s$ 는 다음과 같이 표시된다.

$$F_s = \frac{al_f + al_r}{al_f} F_{air, dyn} + \frac{al_f + al_r - dl}{al_f} F_{dm} \quad (4)$$

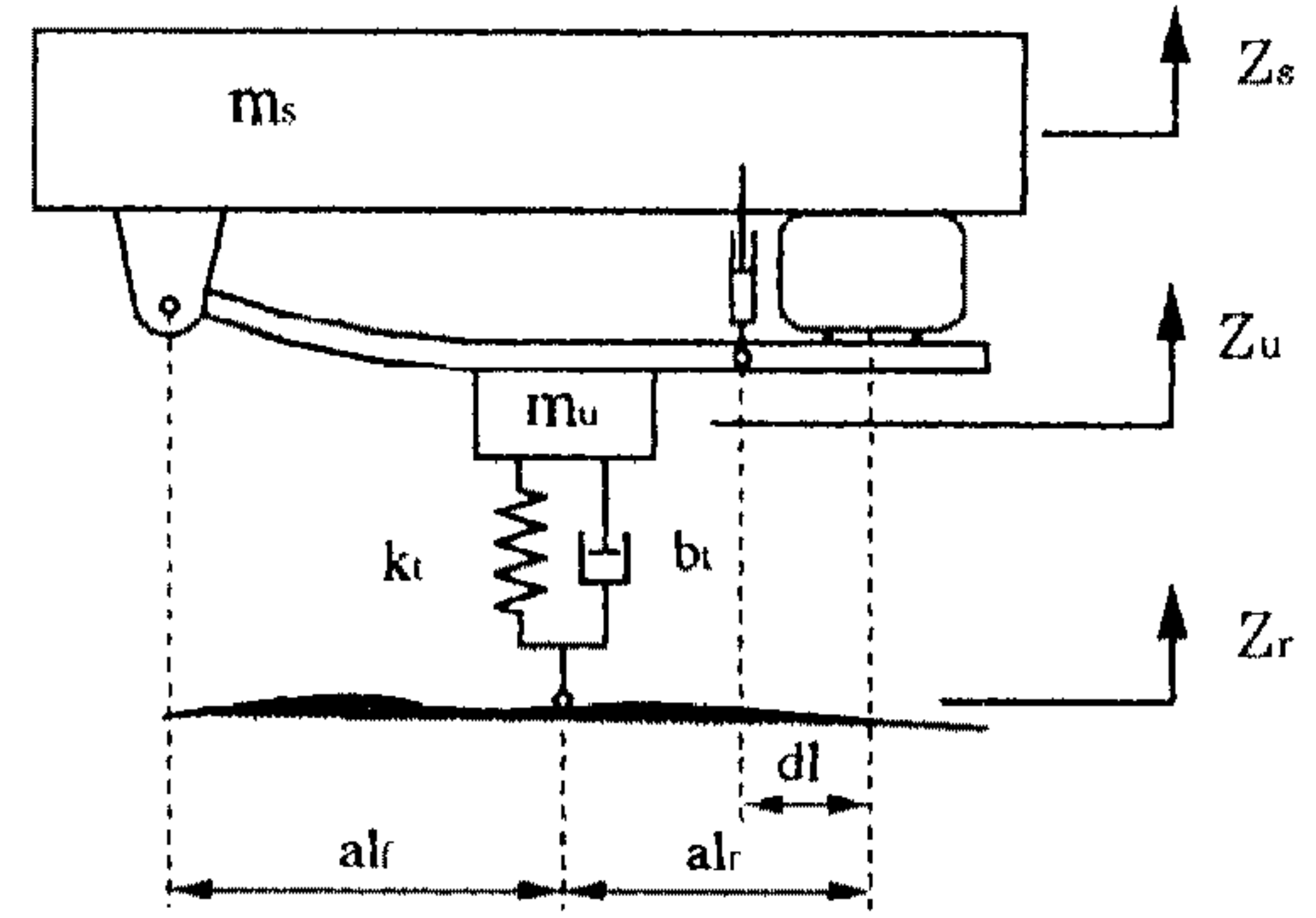


Fig.2 A quarter car model with the single axle airbag suspension

여기서,  $al_f$ ,  $al_r$ ,  $dl$ 은 에어백 스프링과 감쇠기와 스프링하질량과의 거리 등을 표시하며 Fig.2에 정의되어 있다.  $F_{dm}$ 은 감쇠력을 의미하며,  $F_{air, dyn}$ 은 다음과 같이 에어백 스프링힘,  $F_{air}$ 와 평형상태에서의 스프링힘,  $F_{air, st}$ 의 차이로 정의된다.

$$F_{air, dyn} = F_{air} - F_{air, st}$$

에어백 스프링은 고유의 비선형 특성을 갖고 있

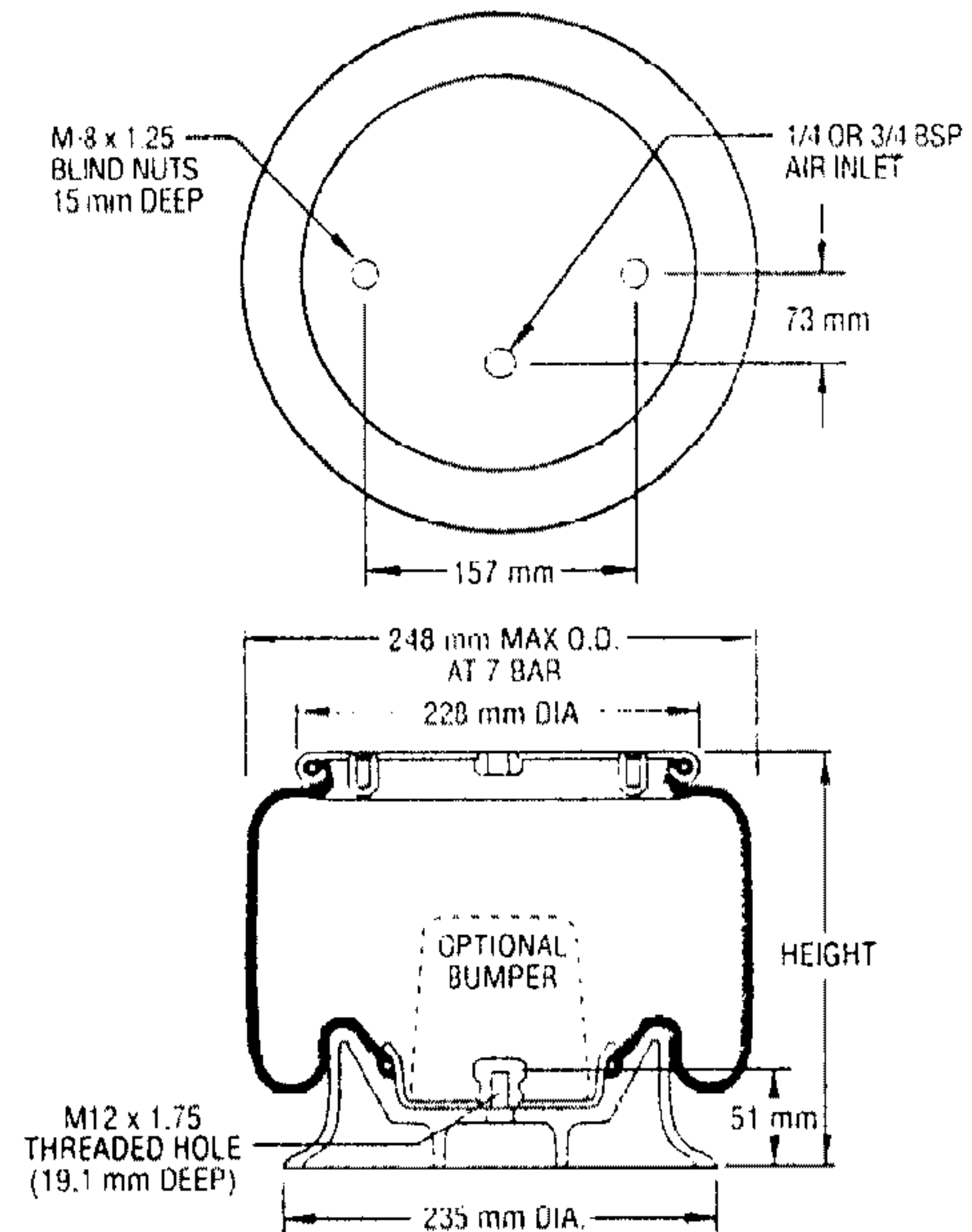


Fig.3 Airbag spring

으며, Fig.3과 Fig.4는 에어백 스프링의 구조와 작동 특성을 보여주고 있다.<sup>11)</sup> Fig.4에 나타나 있는 것과 같이 에어백 스프링은 고유의 비선형 스프링 특성을 갖고 있다.

에어백 스프링 힘,  $F_{air}$ 는 다음과 같이 표시되며,

$$F_{air} = A_{eff} \cdot (P_{air} - P_{atm}) \quad (5)$$

$A_{eff}$ 는 에어백 스프링의 유효면적(Effective Area),  $P_{air}$ 는 에어백 내부의 압력,  $P_{atm}$ 은 대기압을 표시한다.

에어백 내부의 압력  $P_{air}$ 의 변화율은 다음과 같이 표시될 수 있으며,

$$\dot{P}_{air} = \frac{\dot{w}}{C_F + C_M} - \frac{kP_{air}}{V} \dot{V} \quad (6)$$

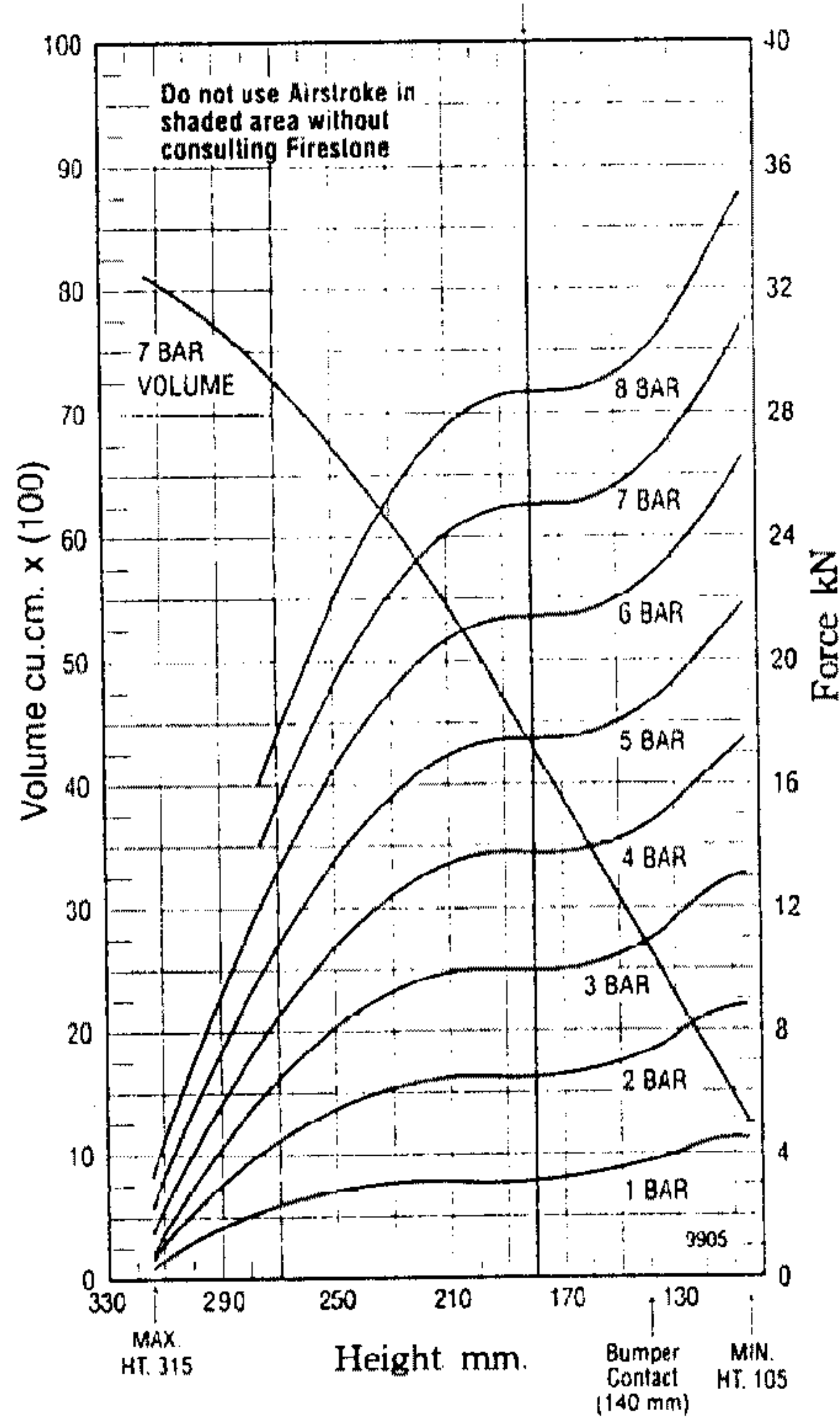


Fig.4 Force-displacement characteristics of an airbag spring<sup>11)</sup>

여기서  $\dot{w}$ 는 레벨링 밸브(Leveling Valve)를 통하여 에어백으로 유입되는 공기유량을,  $V$ 는 에어백의 부피를,  $k$ 는 비열비(Ratio of Specific Heats)를 각각 표시하며,  $C_F$ 는 유체용량(Fluid Capacitance),  $C_M$ 은 기계적용량(Mechanical Capacitance)으로 정의되며, 다음 식들로 표현된다.

$$\dot{w} = C_d \cdot C_{ma} \cdot A_{oe} \sqrt{\frac{P_u}{T_u}} \quad (7)$$

$$C_F = \frac{gV}{kRT_s} \left( \frac{P_s}{P_{air}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (8)$$

$$C_M = \frac{gA_s [(P_{air} + P_g)A_s + P_{air}dk_w x + P_{air}P_g dA_s]}{kRT_s k_w} \left( \frac{P_s}{P_{air}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (9)$$

- $C_d$  : 유량계수
- $k_w$  : 에어백 옆면 스프링 강성
- $P_s$  : 공급압력
- $P_g$  : 에어백 압력(guage)
- $g$  : 중력 상수
- $x$  : 에어백 변위
- $k$  : 비열비(Ratio of Specific Heats)
- $P_u$  : 오리피스전 공기압(Upstream Pressure)
- $P_d(P_{vc})$  : 오리피스후 공기압(Downstream Pressure)
- $A_{oe}$  : 오리피스 유효면적
- $A_s$  : 에어백 스프링 옆면 면적
- $C_{ma}$  : 유량 파라미터
- $T_s$  : 공급 공기 온도
- $R$  : 기체상수
- $T_u$  : 오리피스전 공기 온도

유량파라미터,  $C_{ma}$ 는 다음과 같이 주어진다.<sup>12)</sup>

$$1) \frac{P_d}{P_u} < 0.528, \quad C_{ma} = 0.0405$$



$$2) \frac{P_d}{P_u} \geq 0.528$$

$$C_{ma} = \sqrt{\frac{2k}{R(k-1)}} \left( \frac{P_d}{P_u} \right)^{\frac{1}{k}} \sqrt{\left| 1 - \left( \frac{P_d}{P_u} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right|}$$

#### 4. 반능동 현가 시스템 제어 기법(Semi-active Suspension Control Laws)

트랙터의 구동축인 후륜축에 장착한 에어백 현가 장치에 가변댐퍼를 추가하는 반능동 현가 시스템(Semi-active Suspensions)을 고려한다. 승용차용 현가 시스템의 경우에는 비선형특성이 크지 않기 때문에 "Sky-hook" 감쇠 개념을 이용한 가변댐퍼 제어기법 또는 선형모델에 최적제어이론을 적용한 가변댐퍼 제어기법등이 효과적이나, 상용차용 에어백 현가장치의 경우에는 고유의 비선형성 때문에 선형모델에 근거한 제어기법은 충분한 제어 성능을 제공하지 못한다. 그러므로 이 논문에서는 에어백 현가장치의 비선형 특성을 고려한 가변댐퍼제어기법을 제안한다.

##### 4.1 제어기법

에어백 현가장치에 가변댐퍼를 설치한 반능동 현가시스템의 운동방정식은 다음과 같은 비선형 상태방정식으로 표시된다.

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 - x_4 \\ \dot{x}_2 &= \frac{1}{m_s} x_5 + \frac{1}{m_s} (1 + \alpha) F_a \\ &\quad - \frac{1}{m_s} (1 + \beta)^2 (x_2 - x_4) \left[ b_e \frac{1 + \text{sgn}(x_2 - x_4)}{2} \right. \\ &\quad \left. + b_c \frac{1 - \text{sgn}(x_2 - x_4)}{2} \right] \\ \dot{x}_3 &= x_4 - \dot{z}_r \\ \dot{x}_4 &= -\frac{1}{m_u} x_5 - \frac{k_t}{m_u} x_3 - \frac{b_t}{m_u} (x_4 - \dot{z}_r) \\ &\quad - \frac{1}{m_u} (1 + \alpha) F_a + \frac{1}{m_u} (1 + \beta)^2 (x_2 - x_4) \\ &\quad \left[ b_e \frac{1 + \text{sgn}(x_2 - x_4)}{2} + b_c \frac{1 - \text{sgn}(x_2 - x_4)}{2} \right] \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{x}_5 &= -k(1 + \alpha)^2 A_{eff} \frac{x_2 - x_4}{x_o + (1 + \alpha)x_1} \\ &\quad \left[ \left[ \frac{1}{(1 + \alpha)} (x_5 + m_s g) - F_c \right] \frac{1}{A_{eff}} + P_{atm} \right] \end{aligned} \quad (10)$$

여기서 상태변수는 다음과 같이 정의되며,

$$\begin{aligned} x_1 &= z_s - z_u, \quad x_2 = \dot{z}_s, \quad x_3 = z_u - z_r, \\ x_4 &= \dot{z}_u, \quad x_5 = (1 + \alpha) F_{air} - m_s g \end{aligned}$$

$F_a$ 는 제어입력, 즉 가변댐퍼의 감쇠력을 의미하며,  $m_s$ 는 1/4 차량모델의 스프링상질량(Spring Mass),  $m_u$ 는 스프링하질량(Unsprung Mass),  $x_o$ 는 에어백 스프링 평형상태 길이,  $F_c$ 는 에어백 스프링 옆면 힘(Carcass Force),  $b_e, b_c$ 는 인장, 압축시의 감쇠계수를 의미하고,  $\alpha, \beta$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$\alpha = \frac{alr}{alf}, \quad \beta = \frac{alr - dl}{alf} \quad (11)$$

제어입력,  $F_a$ 를 다음과 같이 두 부분으로 나누어 정의하고,

$$\begin{aligned} F_a &= F_{a,FL} + F_{a,S} \\ F_{a,FL} &= -\frac{1}{(1 + \alpha)} x_5 \\ &\quad + \frac{1}{(1 + \alpha)} (1 + \beta)^2 (x_2 - x_4) \\ &\quad \left[ b_e \frac{1 + \text{sgn}(x_2 - x_4)}{2} \right. \\ &\quad \left. + b_c \frac{1 - \text{sgn}(x_2 - x_4)}{2} \right] \\ &\quad + \frac{1}{(1 + \alpha)} [-K_s x_1 - B_s (x_2 - x_4)] \\ F_{a,S} &= -g_1 x_1 - g_2 x_2 - g_3 x_3 - g_4 x_4 \end{aligned} \quad (12)$$

$K_s$ 를 선형 스프링계수,  $B_s$ 를 선형 감쇠계수로 정의하면, 반능동 현가 시스템의 운동방정식은 다

음과 같이  $x_1, \dots, x_4$ 에 관한 선형 상태방정식과  $x_5$ 에 대한 비선형 상태방정식으로 표시될 수 있다.

$$\dot{x}_{1,4} = Ax_{1,4} + BF_{a,S} + Lz_r$$

$$\dot{x}_5 = -k(1+\alpha)^2 A_{eff} \frac{x_2 - x_4}{x_o + (1+\alpha)x_1}$$

$$\left[ \left[ \frac{1}{(1+\alpha)}(x_5 + m_s g) - F_c \right] \frac{1}{A_{eff}} + P_{atm} \right]$$

$$x_{1,4} = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4]^T \quad (13)$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & -1 \\ -\frac{K_s}{m_s} & -\frac{B_s}{m_s} & 0 & \frac{B_s}{m_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{K_s}{m_u} & \frac{B_s}{m_u} & -k_t & -\frac{(B_s - b_t)}{m_u} \end{bmatrix},$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{(1+\alpha)}{m_s} \\ 0 \\ -\frac{(1+\alpha)}{m_u} \end{bmatrix}, \quad L = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ \frac{b_t}{m_u} \end{bmatrix} \quad (14)$$

식 (13)에서 선형화 시스템의 상태변수,  $x_{1,4}$ 가 0이 되었을 때  $\dot{x}_5$ 는 0이 되므로 이 시스템은 내부적으로 안정함(Internally Stable)을 알 수 있다.

선형 제어입력  $F_{a,S}$ 의 제어이득,  $g_1, \dots, g_4$ 는 최적 제어기법(LQR/LQG)을 이용하여 결정할 수 있다.<sup>2,3,5)</sup>

식 (12)에 의하여 정하여진 제어입력을 가변 댐퍼를 이용하여 제어하는 감쇠력 제어기법은 연속 가변댐퍼인 경우는 다음과 같이 표시되며,

$$u(t) = \begin{cases} u_{\max} & \text{if } u_{\max} \leq u^*(t) \\ u^*(t) & \text{if } u_{\min} < u^*(t) < u_{\max} \\ u_{\min} & \text{if } u^*(t) \leq u_{\min} \end{cases} \quad (15)$$

$$u^*(t) = -\frac{F_a}{(x_2 - x_4)} : \text{Desired Damping Coefficient}$$

여기서  $u(t)$ 는 가변댐퍼의 감쇠계수를,  $u_{\max}, u_{\min}$ 는 가변댐퍼의 최대, 최소 감쇠계수를 의미한다.

식(15)와 같은 감쇠력 제어 법칙을 사용하는 경우 "Passivity Constraint"와 다음의 조건이 만족되는 범위에서는 능동 현가 시스템과 같은 성능을 얻는 것이 가능하다.<sup>2)</sup>

$$u_{\min} < u(\cdot) < u_{\max}.$$

## 4.2 최적 제어이득(Optimal Control Gains)

상용차량의 경우 하중조건이 크게 변화하므로 동역학적인 특성이 하중조건에 따라 크게 변화한다. 그러므로 이러한 차량 특성의 변화에 따라 제어이득도 조정되는 것이 필요하다.

하중조건에 따라 스프링상질량이 변화하게 되고, 최적 제어이득값도 달라지게 된다. Fig.5는 식(13)~(14)로 표시된 차량모델의 경우, 다음과 같은 성능지수를 최소화하는 제어이득의 변화를 비교하여 보여주고 있다.

$$J = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} E \left[ \int_0^T (\dot{z}_s^2 + \rho_1(z_s - z_u)^2 + \rho_2 \dot{z}_s^2 + \rho_3(z_u - z_r)^2 + \rho_4 \dot{z}_u^2) dt \right]$$

$$= \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} E \left[ \int_0^T (x^T Q x + 2x^T M F_{a,S} + r F_{a,S}^2) dt \right],$$

$$Q \geq 0, \quad Q - Mr^{-1}M^T \geq 0, \quad r > 0$$

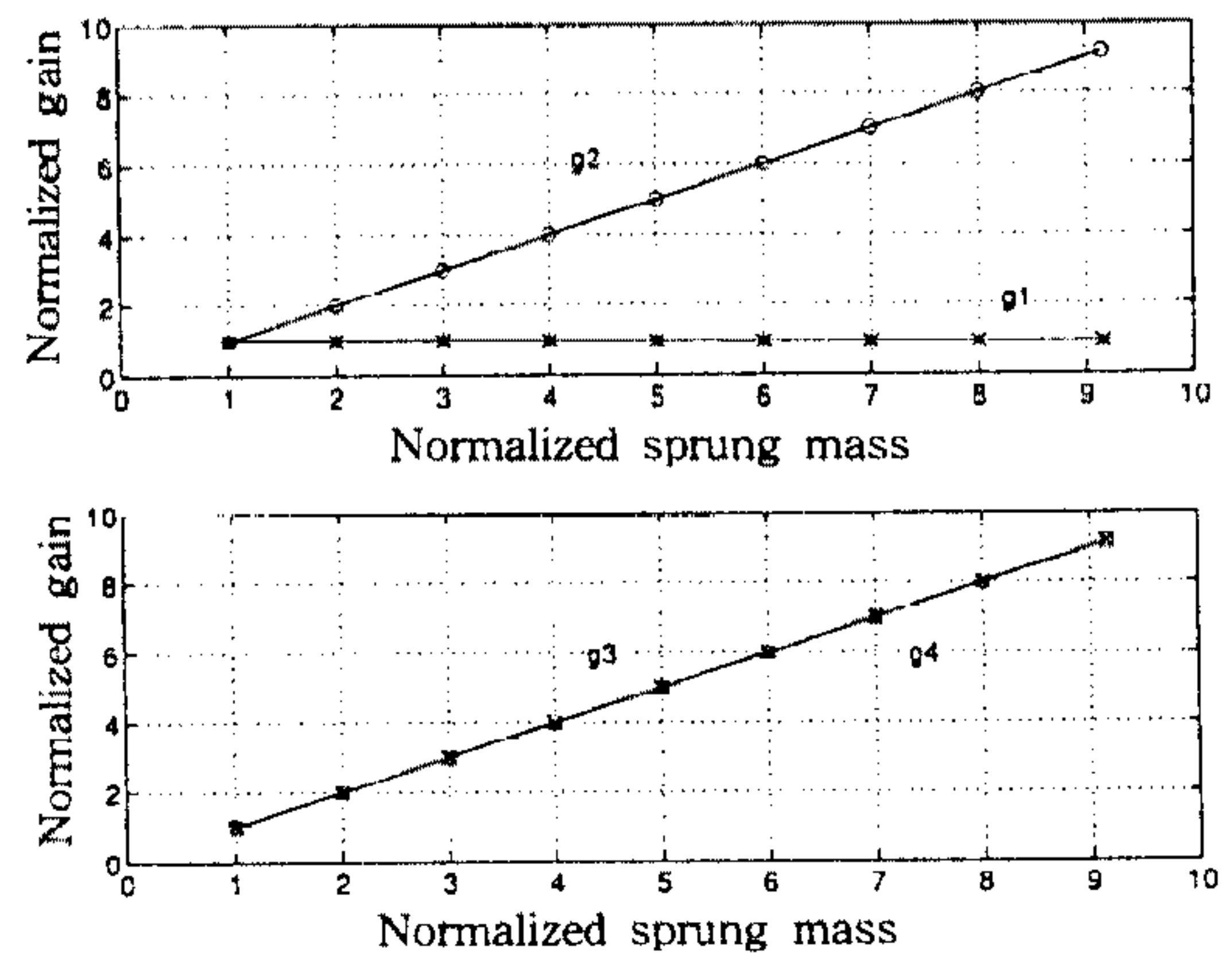


Fig.5 Normalized sprung mass versus normalized control gains



정규화 스프링상질량(Normalized Sprung Mass) “1”은 트랙터 만 있는 경우이며, “9”는 최대하중의 세미트레일러가 연결되어 있는 경우를 의미한다.  $g_1$ 은 스프링상질량의 변화에 따라 변하지 않으나 다른 이득 값들,  $g_2 \sim g_4$ 는 스프링상질량 비례하여 증가함을 알 수 있다. 그러므로 하중조건에 따라 제어이득을 조정하는 것이 필요하며, 하중조건에 따라 자동으로 제어이득이 조정되려면 하중조건을 감지하는 것이 필요하다. 에어백의 압력은 하중조건에 따라 레벨링밸브에 의하여 자동 조절되므로 하중조건을 감지는 에어백의 압력을 측정함으로써 가능할 수 있다.

## 5. 시뮬레이션 결과

2절에서 설명된 트랙터/세미트레일러 모델의 구동축 에어백 현가장치에 가변댐퍼를 설치한 반능동 현가 시스템의 제어성능을 시뮬레이션을 통하여 연구하였다. RMS 차체가속도가 증가할수록 승차감은 악화된다는 것이 차량실험을 통하여 알려져 있으며 승차감을 5단계(5: 최상, 1: 최하)로 평가하여 RMS 가속도와와의 관계를 회귀(Regression) 방법을 이용하여 구한 관계식은 식 (16)과 같으며<sup>13)</sup>, RMS 가속도가 감소되면 승차감이 향상되고 운전자의 피로도가 감소된다고 볼 수 있다.

$$Ride\ Quality = 5.55 - 5.04\ RMS$$

Fig.6은 보통의 고속도로(Random Road)를 80km/h로 주행하는 경우, RMS 차체가속도를 수동(Passive), 반능동(Semi-Active), 능동(Active) 시스템에 대하여 두 가지 제어법칙을 비교하여 보여주고 있다. 능동 현가시스템은 식 (12)와 같은 제어입력을 액추에이터로 제어하는 경우를 의미한다. 노면형상은 측정된 자료를 사용하여 시뮬레이션하였다. “New”는 4.1절에서 제안된 제어법칙을 적용한 경우를 의미하며, “Sky”는 잘 알려진 단순한 Sky-hook 감쇠 제어기법을 적용한 경우를 나타낸다. 비선형성이 강한 에어백 현가장치의 경우에는 Sky-hook 감쇠 제어법칙은 효과적이지 못함을 알 수 있으며, 제안된 제어법칙이 우수한 성

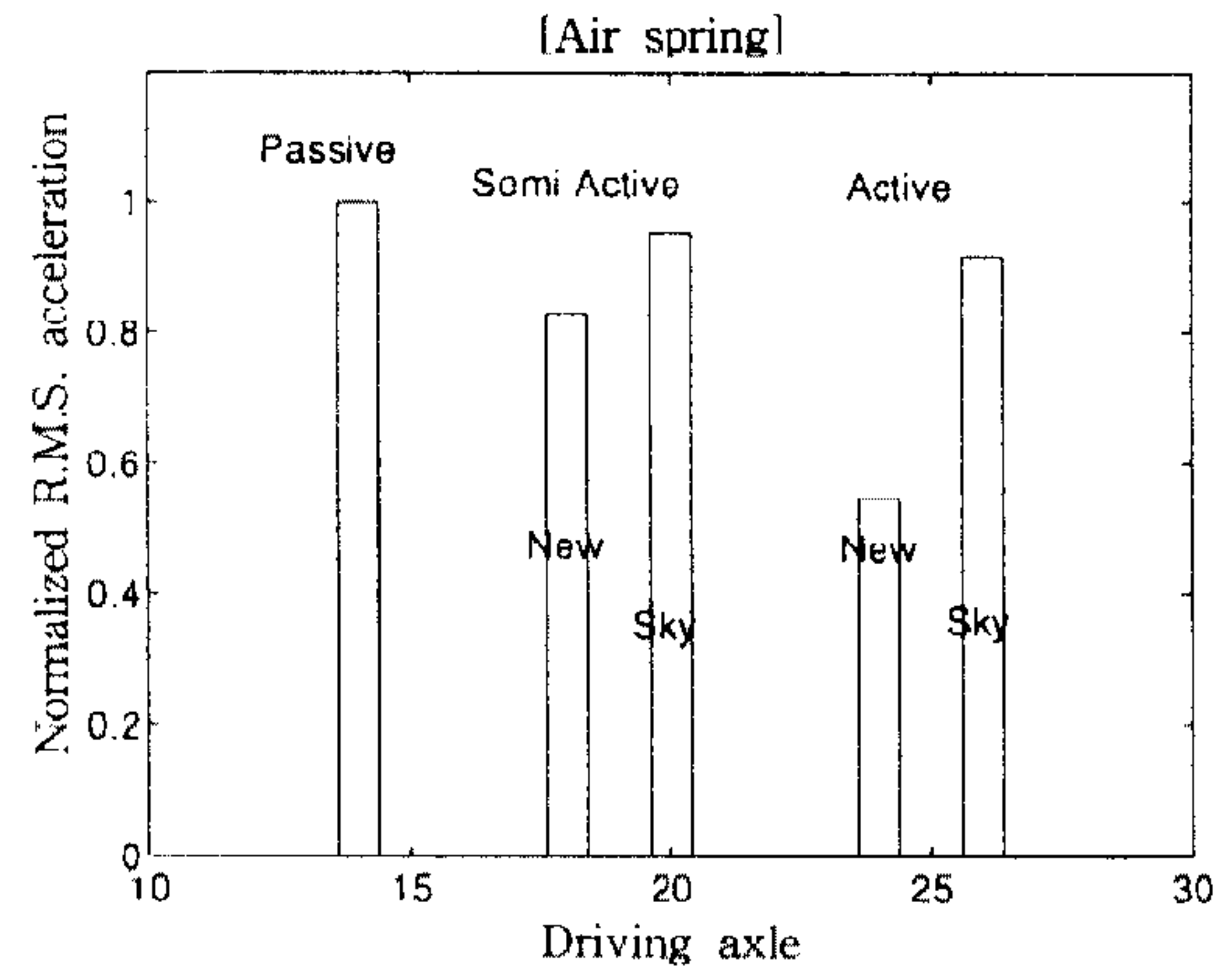


Fig.6 Comparison of RMS accelerations at the driving axle

능을 제공함을 알 수 있다. 반능동 현가시스템의 경우, Sky-hook 감쇠 제어법칙은 약 7%의 RMS 가속도 감소효과를, 이 논문에서 제안한 제어법칙의 경우에는 18%의 RMS 가속도 감소효과를 얻을 수 있음을 보여주고 있다. 능동 현가시스템의 경우에도 Sky-hook 감쇠 제어법칙은 에어백 스프링의 비선형 특성때문에 효과적이지 못함을 알 수 있다.

Fig.7과 Fig.8은 차체 가속도 PSD 및 타이어 힘 PSD의 비교를 보여주고 있다. 차체가속도는 능동 및 반능동 현가 시스템의 경우 차체 모드(1.4Hz)가 크게 감소하며, 차축모드(10Hz)는 수동현가장치와 유사한 특성을 보임을 알 수 있다. 타이어 힘의 경우에도 능동 및 반능동 현가 시스템의 경우 차체모드는 감소하고 차축모드는 유사함을 알 수 있다. 제어이득을 조정함으로써 차체가속도를 더욱 감소시키는 것도 가능하나, 타이어힘이 증가하는 단점이 나타나게 된다. 그러므로 적용 차량의 요구성능에 맞게 제어이득을 적절하게 조정함으로써 적절한 성능을 얻는 것이 필요하다.

Fig.9와 10은 수동, 반능동, 능동현가장치의 성능 특성을 비교하여 보여주고 있다. 고속도로를 주행하는 경우, 동일한 노면위를 다른 속도로 주행할 때의 RMS 차체 가속도와 RMS 타이어 힘의 변화를 비교하여 보여주고 있다. 가속도의 경우에는 능동/반능동 현가 시스템의 경우 모든 속도에서 유

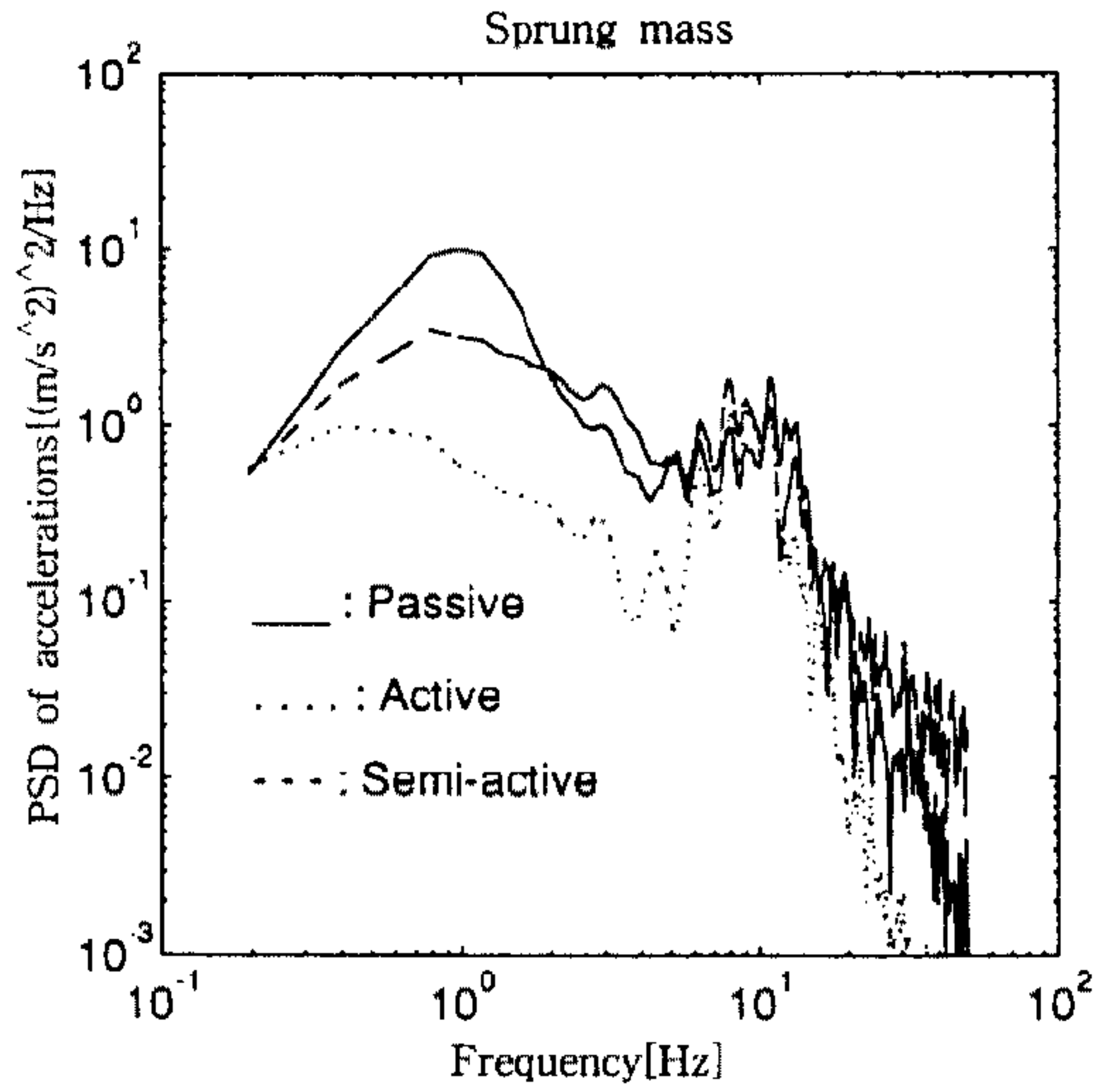


Fig.7 Comparison of accelerations PSDs

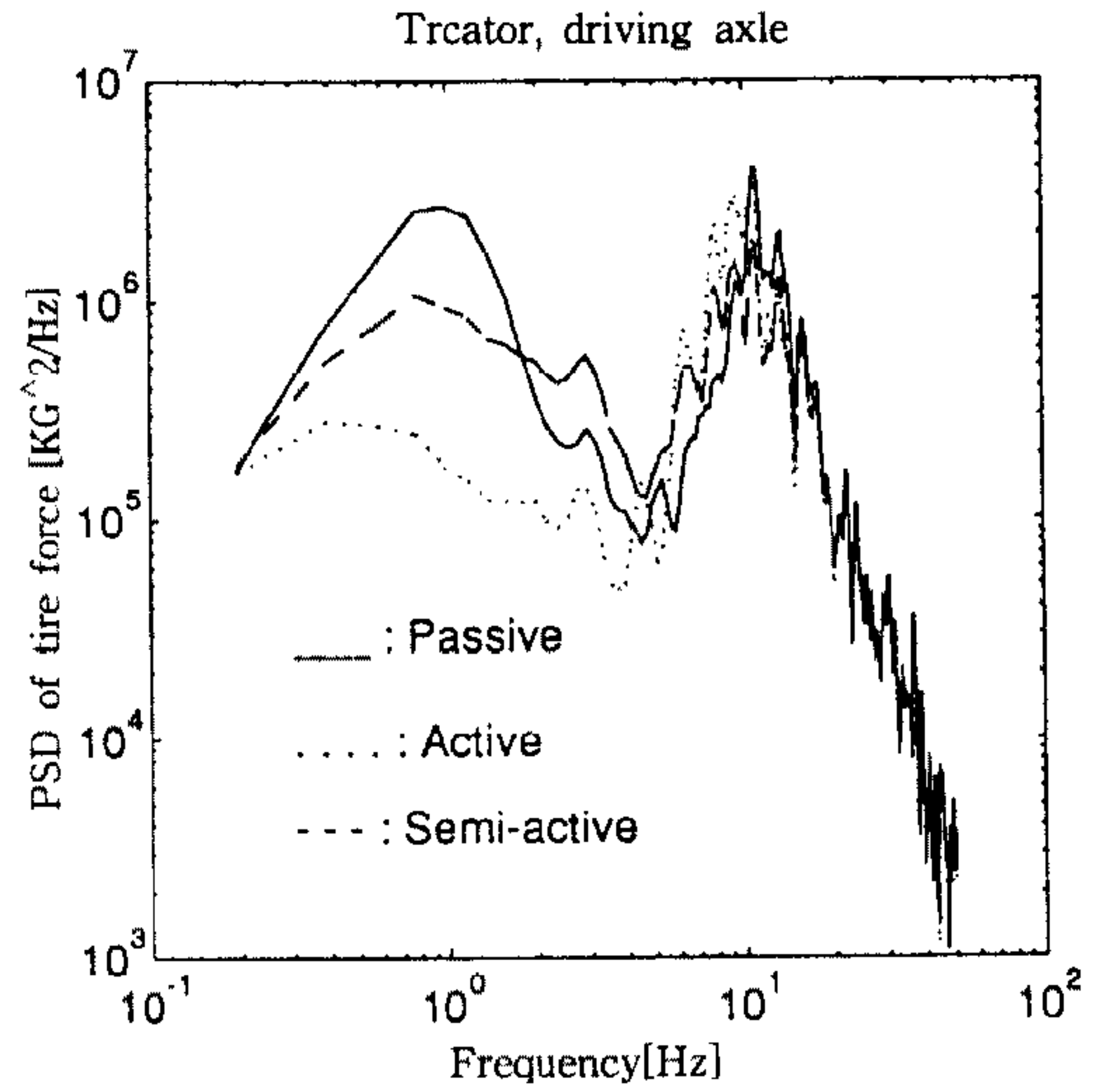


Fig.8 Comparison of tire force PSDs

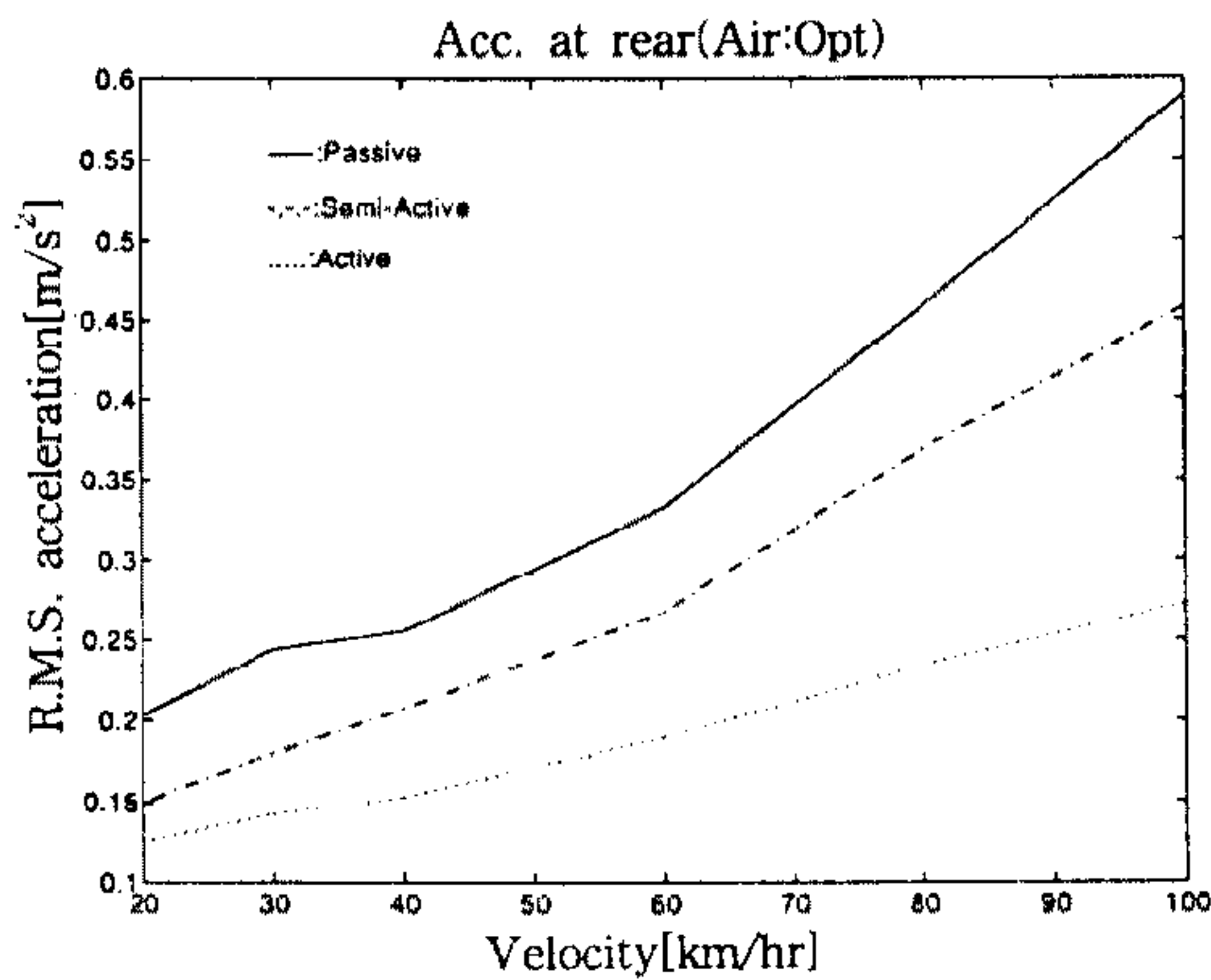


Fig.9 RMS acceleration versus vehicle velocity

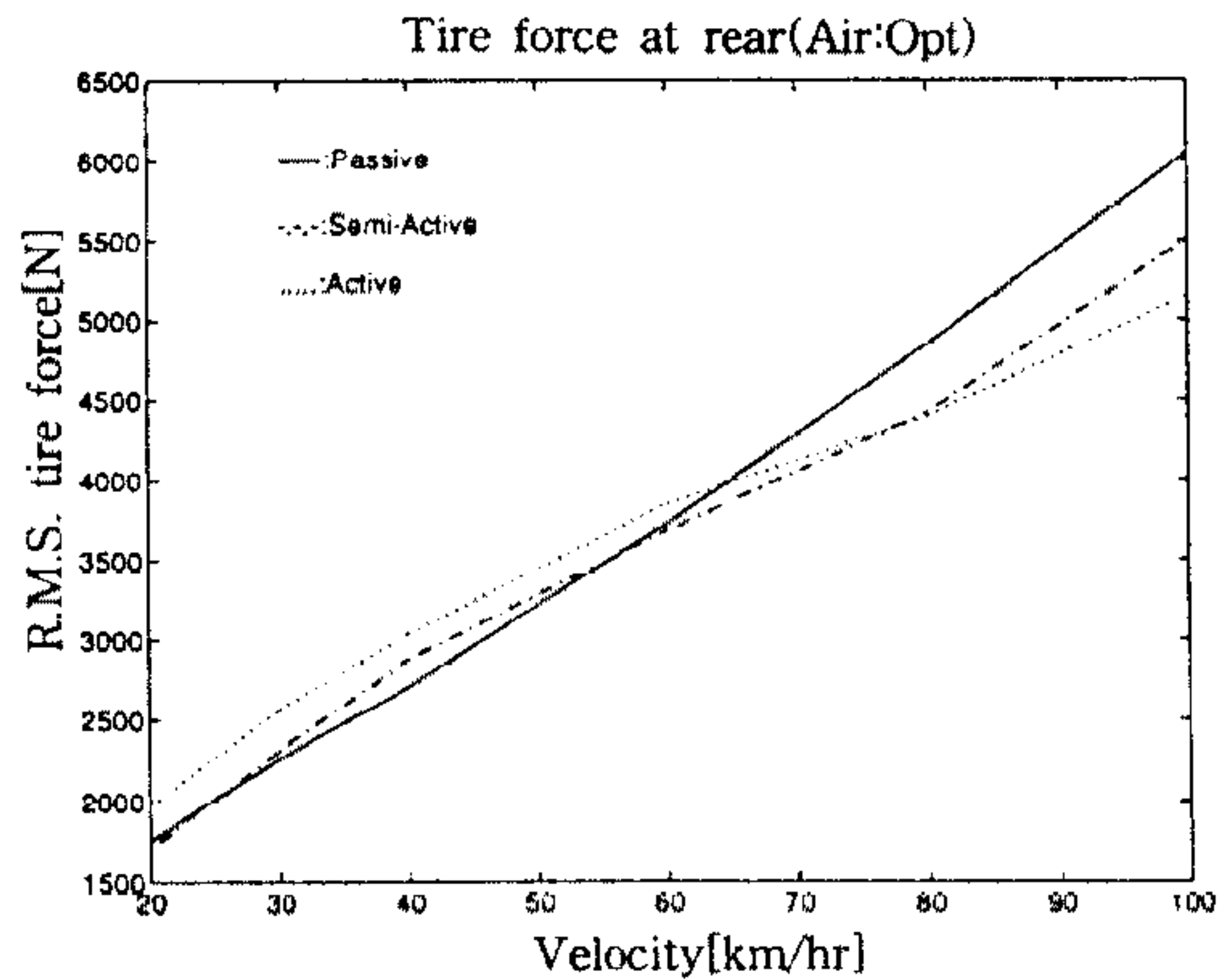


Fig.10 RMS tire force versus vehicle velocity

사한 정도의 감소 효과를 제공함을 알 수 있다. 타이어 힘은 저속에서는 능동/반능동 현가 시스템의 경우 약간 증가하고, 고속에서는 감소함을 알 수 있다. 이것은 고속에서는 차체모드의 감소가 차축모드의 증가보다 크기 때문으로 볼 수 있으며, 주행성능은 저속보다는 고속에서 성능이 더욱 중요하므로 바람직한 특성이라 할 수 있다.

## 6. 결 론

상용차량에 사용되는 에어백 현가장치의 고유의 비선형성을 고려한 비선형 반능동 현가 시스템 제어법칙을 제안하였고, 트랙터/세미트레일러 차량모

델을 이용하여 제어성능을 해석하였다. 반능동 현가 시스템의 제어법칙은 과도한 노면입력으로 발생하는 차체진동을 감소시킴으로써 승차감을 향상시키고, 장시간의 운전에서 피로도를 최소화하는 것을 목적으로 하여 설계되었다.

시뮬레이션 결과, 단순한 Sky-hook 감쇠 제어 기법에 근거한 가변댐퍼 제어법칙을 상용차량 현가 장치에 적용하는 것은 효과적임을 알 수 있었으며, 이 논문에서 제안된 제어법칙은 우수한 제어효과를 제공함을 알 수 있다. 가변댐퍼로 현가 장치 힘을 제어하는 반능동 현가장치를 사용하는 경우, 고속도로 주행에서 수직 가속도의 RMS 값을 15~20% 정도 감소시킬 수 있다. 제어법칙을



실현하는데 필요한 센서/필터/관측기 설계기법에 관한 연구 및 조향/급가속/제동을 고려한 가변댐퍼/에어백 스프링 조합 제어(Combined Damper/Airbag Spring Control)가 향후 연구과제이다.

## 후 기

본 연구는 1996년도 교육부 학술연구조성비(기계공학:ME96-D-28)에 의하여 연구되었으며 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

1. K.-D. Vohringer, O. Bode, E.-C. von Glasner, H-Ch. Pflug, and R. Povel, "Contribution to Adaptive Suspension Systems for Commercial Vehicles", Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control, October 24-28, 1994, Tsukuba, Japan, pp. 359~366., 1994.
2. K. Yi, T. Oh, and M. Suh, "A Robust Semi-active Suspension Control Law to Improve Ride Quality", Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control, October 24-28, 1994, Tsukuba, Japan, pp. 195~199, 1994.
3. F.H. Besinger, D. Cebon, D.J. Cole, "Force Control of a Semi-active Damper", Vehicle System Dynamics, Vol. 24, pp. 695~723, 1995.
4. D. Cebon, "Vehicle-Generated Road Damage: A Review", Proceedings of the 11th IAVSD Symposium, pp.1~46, 1989.
5. K. Yi and J. K. Hedrick "Active and Semi-Active Heavy Truck Suspensions to Reduce Pavement Damage", SAE Technical Paper Series 892486, 1989.
6. K.J. Kitching, D.J. Cole, D. Cebon, "The Development of a Heavy vehicle Semi-active Damper", Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control, June 24-28, 1996, Aachen, Germany, pp. 153~162, 1996.
7. R.G.M. Huisman, F.E. Veldpaus, J.G.A. M. van Heck, J.J. Kok, "Application of a Preview Controlled Active Suspension to a (Non)linear 2-D Truck Model," Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control, October 24-28, 1994, Tsukuba, Japan, pp. 359~366, 1994.
8. O. Isobe, T. Kawabe, Y. Watanabe, "Sliding Mode Controller for Semi-Active Suspension System for Commercial Vehicles", Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control, June 24-28, 1996, Aachen, Germany, pp. 37~46, 1996.
9. M. Novak, M. Valasek, "A New Concept of Semi-active Control of Truck's suspension", Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control, June 24-28, 1996, Aachen, Germany, pp. 141~152, 1996.
10. K.J. Kitching, D.J. Cole, D. Cebon, "The Development of a Heavy vehicle Semi-active Damper", Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control, June 24-28, 1996, Aachen, Germany, pp. 153~162, 1996.
11. Firestone Industrial Products Company, "Firestone Engineering Manual & Design Guide", 1994.
12. D. McCloy and H.R. Martin, "Control of Fluid Power: Analysis and Design", John Wiley & Sons, 1980.
13. C.C. Smith, D.Y. McGehee, and A.J. Healey, "The Prediction of Passenger Riding Comfort From Acceleration Data", ASME Transaction, Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 100, No. 1, pp. 34-41.