

차량 충돌 회피 시스템을 위한 유압 브레이크 액츄에이터의 모델링 및 제어

Modeling and Control of a Hydraulic Brake Actuator for Vehicle Collision Avoidance Systems

조 영 주, 하 성 현, 이 경 수, 허 승 진
(Youngjoo Cho, Sunghyun Ha, Kyongsu Yi, and Seung-Jin Heo)

Abstract : Mathematical models for a hydraulic brake actuator and a brake control law for vehicle collision warning/collision avoidance (CW/CA) systems will be presented in this paper. The control law have been designed for optimized safety and comfort. A solenoid-valve-controlled hydraulic brake actuator system for the CW/CA systems has been investigated. A nonlinear computer model and a linear model of the hydraulic brake actuator system have been developed. Both models were found to represent the actual system with good accuracy. Uncertainties in the brake actuator model have been considered in the design of the control law for the robustness of the controller. The effects of brake control on CW/CA vehicle response has been investigated via simulations. The simulations were performed using the hydraulic brake system model and a complete nonlinear vehicle model. The results indicate that the proposed brake control law can provide the CW/CA vehicles with an optimized compromise between safety and comfort.

Keywords : brake control, duty ratio, braking distance, collision avoidance system, warning algorithm, sliding control

I. 서론

자동차의 고성능/고기능화에 따라 자동차의 안전성이 더욱 중요해지고 있으며, 사고 발생시 승객을 보호하는 안전 장치와 더불어 사고를 사전에 방지하는 능동 안전 (active safety) 기술 개발에 많은 연구를 진행하고 있다.[1]-[10] 차량 충돌 경고/회피 시스템(CW/CA)은 차량의 주행 방향에 있는 장애물이나 차량을 감지하여 위험 정도에 따라 운전자에게 적절한 경고 신호를 주거나, 급격한 위험 상태에서는 브레이크를 제어하여 위험상황에서 벗어날 수 있도록 하는 시스템이다. 충돌 회피 시스템은 전행 차량과의 상대 속도와 상대거리를 측정하는 센서와 스톱/브레이크 액츄에이터, 위험 정도를 판단하는 알고리즘, 충돌을 피할 수 있도록 하는 브레이크 제어 기법 등으로 이루어진다.[7][8][9]

차량의 동적 성능을 제어하기 위해서 여러 브레이크 제어 방식이 제안되고 있으며, 그 방식에 따라 다음과 같이 몇가지로 분류할 수 있다.[5][8] 먼저, 기존의 브레이크 시스템의 진공 부스터(vacuum booster)에 제어를 부착하여 제어하는 방식으로, 기존 시스템의 변형이 적고 구조가 단순하여 설치가 용이하나 진공부스터를 변형시켜야 하고 진공 부스터의 특성상 응답이 느리고 비선형성이 커서 제어에 어려움이 있다. 브레이크 시스템에 별도의 액츄에이

터를 부착하는 방식은 부착 위치에 따라 마스터 실린더 제어 방식과 휠 캘리퍼 제어 방식이 있으며, 이는 응답시간이 빠르고 효과적으로 제어가 가능하나 시스템의 구조가 복잡해지고 별도의 유압 동력장치를 필요로 하게 된다.

본 논문에서는 충돌 경고/회피 시스템의 비선형 브레이크 제어를 위해서 펄스 폭 변조(PWM)을 이용한 솔레노이드 제어 방식의 브레이크 액츄에이터를 제안하였다. 이는 구조의 복잡성과 제어의 어려움, 느린 응답 특성 등을 개선할 수 있는 모델로서, 듀티율(Duty-ratio)을 변화시켜 휠의 브레이크 압력을 변화시킴으로서 제동력을 발생시킨다. 충돌 경고/회피 시스템에 대한 이전의 많은 연구가 On/Off 이원 제어 논리(binary brake logic)에 대해 다루었으며, 여기서는 Sliding 제어 알고리즘을 통해 제동시에 운전자의 승차감을 향상시키기 위한 제어기법을 제안하였다. On/Off 제어는 차간 거리가 제동거리 보다 가까워지면 고정된 감속도를 가지도록 제어입력을 주는 방식이고, 미끄럼 제어는 제동시에 원하는 감속도 형태(deceleration profile)를 가지도록 제어입력을 가하여 운전자의 승차감을 높일도록 하는 방식이다.

본 논문에서는 시뮬레이션에 사용된 비선형 차량 모델과 브레이크 모델, 그리고, 비선형 제어기법을 위한 단순화한 브레이크 모델에 대해 다루었다. 또한 브레이크 제어를 통해 충돌 상황에서 충돌이 발생하지 않고 승차감을 향상시키면서 차량을 제어하여 위험 상황을 벗어나게 하는 미끄럼 제어 기법에 대해 그 성능을 확인하였다.

II. 차량 모델 및 브레이크 액츄에이터 모델

그림 1은 시뮬레이션에 사용된 뒷바퀴 구동방식의 비선

접수일자 : 1999. 11. 12., 수정완료 : 2000. 3. 30.

조영주, 하성현 : 한양대학교 자동차공학과

이경수 : 한양대학교 기계공학부

허승진 : 국민대학교 자동차공학과

※ 본 논문은 1998년 한국학술진흥재단의 학술연구비 지원하에 연구하였습니다

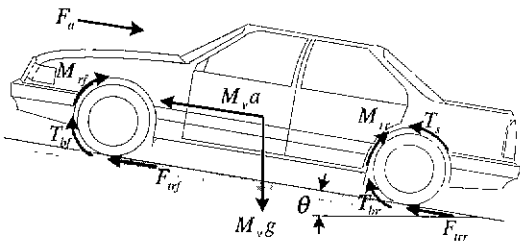


그림 1. 차량 모델.
그림 1. Vehicle model.

형 차량 모델을 나타내었다.

차속 운동 방정식은 다음과 같고, F_{trr} 와 F_{trf} 는 구동륜(후륜)과 피구동륜(전륜)의 구동력이고 F_a 는 공기저항력, θ 는 경사각도, $M(=1460\text{ kg})$ 은 차량의 총 무게이다.

$$M\dot{v} = F_{trf} + F_{trr} - F_a - Mg\sin\theta \quad (1)$$

구동륜과 피구동륜 휠의 각속도의 운동 방정식은 (2)와 같고, T_s 은 추진축 토크, $r_f, r_r(=0.3\text{m})$ 는 전/후륜의 반지름, J_{wr} 와 J_{wf} 는 각휠의 관성, M_{rr} 와 M_{rf} 는 구름저항, T_{br} , T_{bf} 는 앞/뒤 바퀴의 제동력을 나타낸다.

$$\begin{aligned} J_{wr}\dot{\omega}_{wr} &= T_s - r_r F_{trr} - M_{rr} - T_{br} \\ J_{wf}\dot{\omega}_{wf} &= -r_f F_{trf} - M_{rf} - T_{bf} \end{aligned} \quad (2)$$

유압 브레이크의 기본 회로는 브레이크 페달, 진공 부스터, 마스터 실린더, 브레이크 선, 휠 캘리퍼로 구성되어 있고, 여기에 브레이크 제어를 위해서 펄스 폭 변조(PWM)을 이용한 솔레노이드 제어 액추에이터를 설계/제안하였고, 그림 2는 브레이크 액추에이터를 포함한 유압 브레이크 시스템의 개략도를 나타내었다.

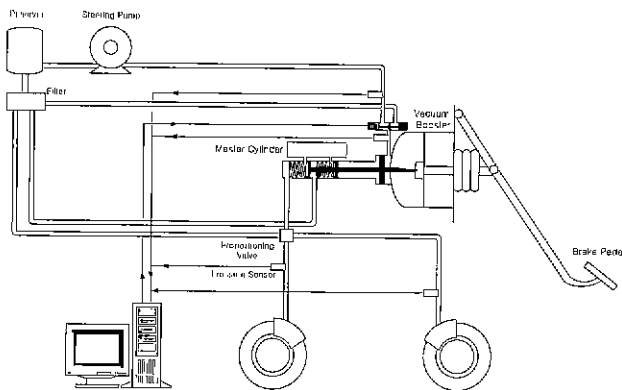


그림 2. 유압 브레이크 모델.
그림 2 Hydraulic brake model.

그림 3은 솔레노이드 제어 액추에이터를 나타내었고, 이에 대한 제어입력인 듀티율(Duty-ratio)로부터 휠 캘리퍼 압력까지의 모델링을 (3)에서 보여준다. 이는 듀티율에 따라 출력전류가 발생하고 이 전류는 스펴밸브를 움직여 액추에이터에 외부 유량이 유입되고 액추에이터의 압력변화

에 따라 마스터 실린더 압력이 변화하게 된다. 이에 브레이크 내의 체적을 변화시켜 휠 캘리퍼에 압력을 발생시킨다.

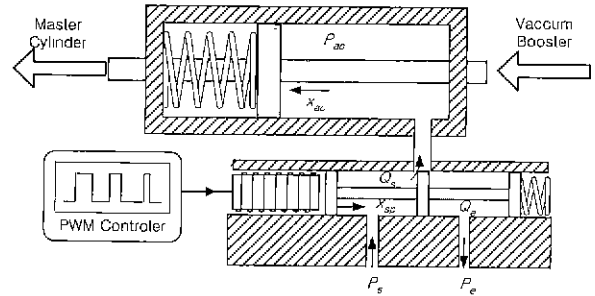


그림 3. 유압 브레이크 액추에이터.
그림 3. Hydraulic brake actuator.

시스템의 상태 변수와 그에 대한 설명은 다음과 같다.

- $x_1 = i$: 솔레노이드의 듀티율에 따른 출력 전류
- $x_2 = x_{sp}$: 스펴 밸브의 변위
- $x_3 = \dot{x}_{sp}$: 스펴 밸브의 속도
- $x_4 = x_{ac}$: 액추에이터의 변위
- $x_5 = \dot{x}_{ac}$: 액추에이터의 속도
- $x_6 = P_{ac}$: 액추에이터내의 압력
- $x_7 = P_{mc}$: 마스터 실린더내의 압력
- $x_8 = V_{bf}$: 앞바퀴의 브레이크 체적
- $x_9 = V_{br}$: 뒤바퀴의 브레이크 체적

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= -\frac{1}{L}Rx_1 + \frac{1}{L}E \\ \dot{x}_2 &= x_3 \\ \dot{x}_3 &= \frac{K_m}{m_{sp}}x_1 - \frac{k_{sp}}{m_{sp}}x_2 - \frac{b_{sp}}{m_{sp}}x_3 \\ \dot{x}_4 &= x_5 \\ \dot{x}_5 &= -\frac{b_{ac}}{m_{ac}}x_5 - \frac{k_{ac}}{m_{ac}}x_4 - \frac{A_{mc}}{m_{ac}}x_7 + \frac{A_{ac}}{m_{ac}}x_6 \\ \dot{x}_6 &= -\beta\frac{A_{ac}x_5}{V_{ac0} + A_{ac}x_4} + \beta\frac{Q_{ac}}{V_{ac0} + A_{ac}x_4} \\ \dot{x}_7 &= \beta\frac{A_{mc}x_5}{V_{mc0} - A_{mc}x_4} - \beta\frac{\sigma_{wf}C_{wf}\sqrt{|x_7 - P_{wf}|}}{V_{mc0} - A_{mc}x_4} \\ \dot{x}_8 &= \sigma_{wf}C_{wf}\sqrt{|x_7 - P_{wf}|}, \sigma_{wf} = \text{sign}(P_{mc} - P_{wf}) \\ \dot{x}_9 &= \sigma_{wr}C_{wr}\sqrt{|P_r - P_{wr}|}, \sigma_{wr} = \text{sign}(P_{mr} - P_{wr}) \\ P_{wf} &= C_{\beta 2}x_8^2 + C_{\beta 3}x_8^3 \\ P_{wr} &= C_{\beta 2}x_9^2 + C_{\beta 3}x_9^3 \end{aligned} \quad (3)$$

여기서, R 은 솔레노이드 밸브 저항값, L 은 솔레노이드 밸브 인덕턴스, E 는 솔레노이드 밸브 전압, K_m 은 솔레노이드 밸브 전류에 따른 가변력 비례계수, 아래첨자인 sp 는 스펴밸브, ac 는 액추에이터, mc 는 마스터 실린더

를 나타낸다. k 는 각 요소의 스프링 상수, m 은 각 요소의 질량, b 는 각 요소의 댐핑 계수, A 는 각 요소의 작용 면적, β 는 체적계수(bulk modulus), V 는 각 요소의 체적, C_{wf}, C_{wr} 은 앞/뒤 유체 흐름 계수(fluid flow coefficient), $C_{\beta 2}, C_{\beta 3}$ 는 보간 계수(interpolation coefficient)이다.

실제 연구실에 제작된 브레이크 실험장치에서의 단위 제어입력에 대한 압력변화를 그림 4에 나타내었고, 그림 5는 실험장치의 실제 휠 압력과 비선형 브레이크 모델, 제어를 위해 단순화한 브레이크 모델의 휠 압력 변화를 나타내었고, 매우 근사화된 모습을 볼 수 있다. 이에 대한 단순화한 브레이크 모델은 (4)와 같이 2차식을 써서 나타내었다.

$$\begin{aligned} \dot{z}_1 &= z_2 \\ \dot{z}_2 &= -a_2 z_1 - a_1 z_2 + b_1 u \\ P_w &= z_1 \end{aligned} \quad (4)$$

여기서, u 는 듀티율. P_w 은 휠 압력이다.

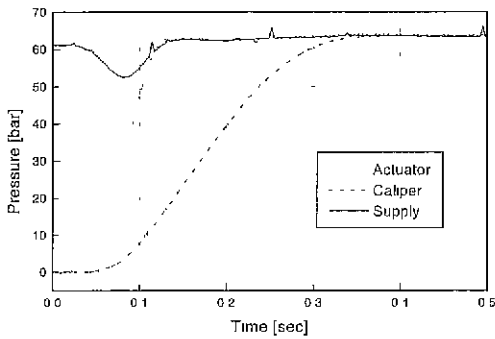


그림 4. 브레이크 응답성능.

그림 4. Actual brake performance.

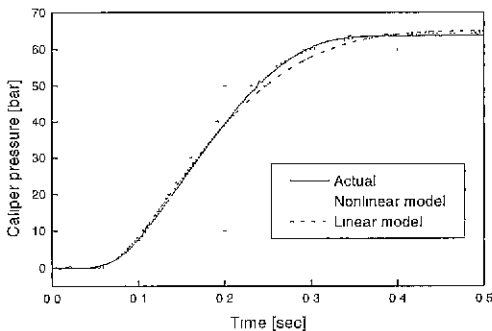


그림 5. 각 브레이크 모델 성능 비교.

그림 5. Validation of brake models.

III. 브레이크 제어기법

충돌 회피 시스템은 여러 센서에 의해 차량의 상태를 추정하고 이로부터 운전자에게 적절한 경고 신호를 주거나,

급격한 위험상황에서는 브레이크를 제어하도록 하는 시스템이다.

그림 6은 충돌 회피 시스템의 개략도를 나타내었고 노면과 타이어간의 마찰계수 추정기(T-RFE)와 주행 부하 추정기(driving load estimator)를 통해 실제 원하는 감속도를 유지하도록 제동력을 보정한다.

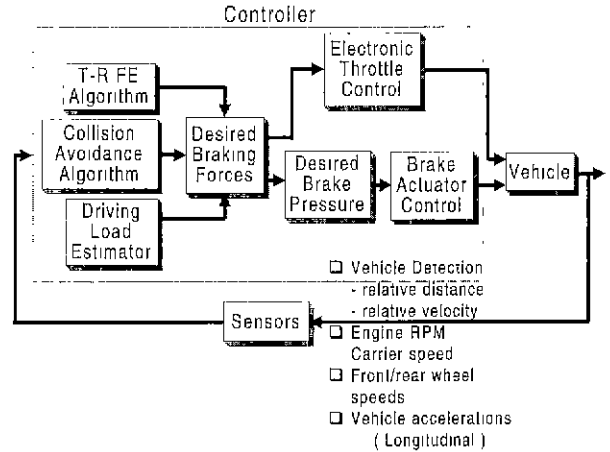


그림 6. 충돌 회피 시스템 개략도.

그림 6. Brake controller for a CA system

1. 제동 거리

차량의 속도, 앞차와의 상대속도를 측정하여 경고거리(warning distance) 및 제동거리(braking distance)를 계산하고, 차간거리가 경고거리보다 작으면 운전자에게 경보를 주고 제동거리보다 작으면 제동력 제어를 수행하게 된다. 충돌 회피 시스템에서 경고 거리와 제동 거리는 다음과 같이 나타낸다.

$$\begin{aligned} d_w &= \frac{1}{2} \left(\frac{v^2}{a} - \frac{(v - v_{rel})^2}{a} \right) + v(t_{sys} + t_{hum}) + d_0 \quad (5) \\ d_{br} &= v_{rel}(t_{sys} + t_{hum}) + 0.5 \cdot a \cdot (t_{sys} + t_{hum})^2 \end{aligned}$$

여기서, v 는 차속, v_{rel} 는 상대 속도, a 는 최대 감가속도, t_{sys} 와 t_{hum} 는 시스템과 운전자의 시간 지연, d_0 는 오프셋 거리를 나타낸다

실제 경고/제동 거리에 운전자의 성향에 대한 보정 함수 $g(driver)$ 와 추정된 마찰계수의 보정 함수 $f(\mu)$ 를 고려하여 보정된 경고/제동거리를 구할 수 있으며, 이는 아래 식과 같다.

$$\begin{aligned} d_{w,scated} &= d_w \cdot f(\mu) \cdot g(driver) \quad (6) \\ d_{br,scated} &= d_{br} \cdot f(\mu) \cdot g(driver) \end{aligned}$$

마찰계수 보정 함수 $f(\mu)$ 는 마찰계수의 함수로서 다음과 같고, 노면과 타이어간의 마찰계수는 마찰계수 추정기(T-RFE)를 통해 구할 수 있다.[4][7]

$$f(\mu) = \begin{cases} f(\mu_{min}) & \text{if } \mu \leq \mu_{min} \\ f(\mu_{min}) + \frac{f(\mu_{norm}) - f(\mu_{min})}{\mu_{norm} - \mu_{min}} \cdot (\mu - \mu_{min}) & \text{if } \mu_{min} < \mu < \mu_{norm} \\ f(\mu_{norm}) & \text{if } \mu \geq \mu_{norm} \end{cases} \quad (7)$$

2. 목표 감속도 선도

일반적으로 제동시의 승차감은 가속도와 저크(jerk)의 크기에 영향을 받는다고 한다. 그러므로 최대 가속도가 일정한 범위를 넘지 않고, 저크(jerk)가 크게 발생하지 않도록 제동력을 제어하도록 하였다. 여기서는 다음과 같은 감속도 선도를 가지도록 관계식을 정의하였고 이는 저크(jerk)의 발생에 있어서 급격한 변화를 줄일 수 있어 승차감(ride comfort)을 향상시킬 수 있다[3].

$$\begin{aligned} t_1 \rightarrow t_2: a(t) &= \frac{a_d}{2} \left[1 - \cos\left(\frac{\pi}{\Delta t_a}(t - t_1)\right) \right] \\ t_2 \rightarrow t_3: a(t) &= a_d \\ t_3 \rightarrow t_4: a(t) &= \frac{a_d}{2} \left[1 + \cos\left(\frac{\pi}{\Delta t_b}(t - t_3)\right) \right] \end{aligned} \quad (8)$$

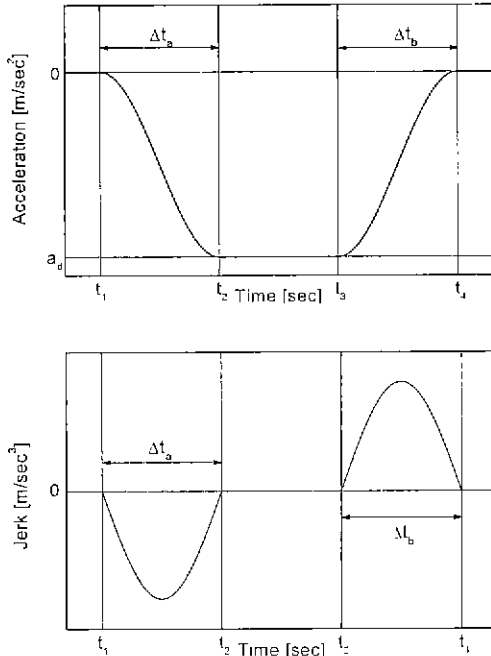


그림 7. 목표 감속도 선도.

그림 7. Desired deceleration profile for CA system.

3. 이력 현상(hysteresis)

충돌 경보/회피 알고리즘은 무차원 경보 지수 w 를 이용하여 위험 정도를 판단하게 되며, 경보지수는 아래와 같이 정의된다.

$$w = \frac{d - d_{br, index}}{d_{w, scaled} - d_{br, index}} \quad (9)$$

d 는 실제 차간 거리이고, d_w 와 d_{br} 은 경보 거리와 제동 거리를 나타낸다. 경보지수 $w \leq 0$ 일 때, 즉 $d \leq d_{br}$ 이면, 브레이크를 제어하여 상대 거리 d 를 증가시킨다. 이때 경보지수는 $w = 0$ 부근에서 떨림 현상이 생기며, 이를 방지하기 위하여 이력 현상을 가지는 변환 논리를 이용한다. 이는 $w \leq 0$ 에서 제동력이 발생하여 상대 거리가 줄어들 때, 상대 거리 d 가 기존의 브레이크 거리 d_{br} 와 오프셋 거리 h 의 합보다 커야 경보지수가 0보다 크게 되어 브레이크 제어를 종료하게 함으로써 떨림 현상을 방지할 수 있게 한다.

$$d_{br, index} = \begin{cases} d_{br, scaled} & \text{if } w \geq 0 \\ d_{br, scaled} + h & \text{if } w < 0 \end{cases} \quad (10)$$

4. 목표 휠 압력

제동 시, 목표 감속도를 추종하도록 목표 휠 압력과 관계를 설정하였고 이를 추종하기 위한 미끄럼 제어기를 설계하였다.

(1)과 (2)의 휠과 차량의 동역학으로부터 브레이크 토오르크를 정의하면 다음과 같다

$$T_{b, des} = -rM\dot{v} - J_{wf}\dot{\omega}_{wf} - J_{wr}\dot{\omega}_{wr} + T_s - rF_L \quad (11)$$

여기서, F_L 은 주행 부하를 나타내며 휠 캘리퍼의 압력과 브레이크 토오르크와의 관계는 $T_b = K_b P_w$ 이므로, 목표 휠 압력은 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$P_{w, des} = \frac{-rM a_{des} - J_{wf}\dot{\omega}_{wf} - J_{wr}\dot{\omega}_{wr} + T_s - rF_L}{K_b} \quad (12)$$

5. 미끄럼 제어기(sliding controller)

목표 휠 압력에 수치적인 미분을 제거하기 위하여 2차 필터를 이용하여 $P_{w, des}$ 를 필터링하면 아래와 같다.

$$\begin{aligned} \dot{\xi}_1 &= \xi_2 \\ \dot{\xi}_2 &= -d_2 \xi_1 - d_1 \xi_2 + d_2 P_{w, des} \\ P_f &= \xi_1 \end{aligned} \quad (13)$$

목표 휠 압력의 미끄럼 표면 S 는 다음과 같고,

$$S = c_1(P_f - P_w) + (\dot{P}_f - \dot{P}_w) \quad (14)$$

이를 미분하여 브레이크 모델, (3)을 대입하면 아래와 같다.

$$\begin{aligned} S &= c_1(\dot{P}_f - \dot{P}_w) + (\ddot{P}_f - \ddot{P}_w) \\ &= c_1(\dot{\xi}_2 - \dot{z}_2) - d_2 \xi_1 - d_1 \dot{\xi}_2 + d_2 P_{w, des} + a_2 z_1 + a_1 z_2 - b_1 u \end{aligned} \quad (15)$$

S 를 0로 수렴하기 위해 $\dot{S} \leq -\eta \cdot \text{sat}(\frac{S}{\phi})$ 로 놓으면 제어입력, u 는 다음과 같다.

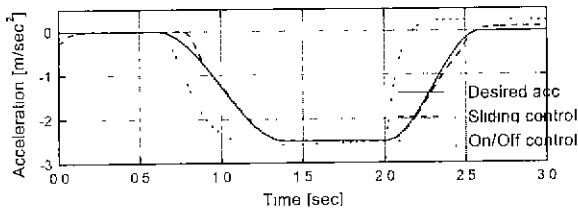
$$u = \frac{1}{b_1} [c_1(\zeta_2 - z_2) - d_2\zeta_1 - d_1\zeta_2 + d_2P_{m,des} + a_2z_1 + a_1z_2] + \frac{1}{b_1} Ksat\left(\frac{S}{\phi}\right)$$

IV. 시뮬레이션 결과

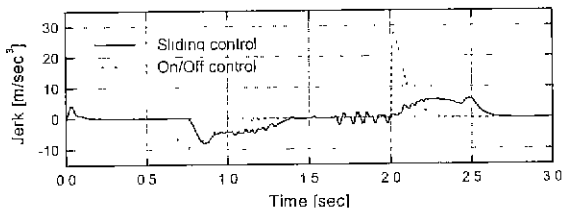
브레이크 제어시 일정한 듀티율의 입력을 제공하는 On/Off 제어기와 미끄럼 제어기를 사용하여 실제 시뮬레이션 차량에서의 목표 감속도 선도 추종성능을 확인해 보았다.

그림 8은 목표 감속도가 2.5 m/sec²이 되도록 On/Off 제어기와 미끄럼 제어기를 적용하였고 미끄럼 제어기의 경우, 목표 감속도를 잘 추종하고 실제 차량의 승차감을 나타내는 저크의 발생에 있어서도 On/Off 제어에 비해 더 작아진 것을 볼 수 있다.

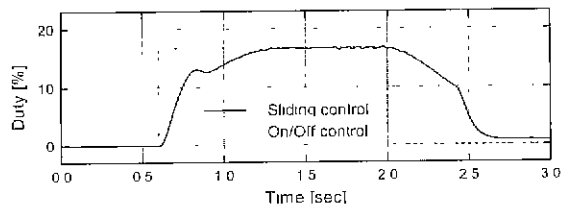
앞차량이 100km/h(27.8m/sec)에서 두 번에 걸쳐 70km/h로 감속할 때 무차원 경고지수, $w \leq 0$ 이면 위에서 정의한 목표 감속도 선도를 따라 감속하도록 제동력



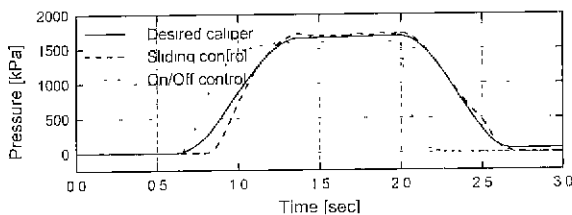
(a) Vehicle accelerations



(b) Jerk



(c) Duty ratio



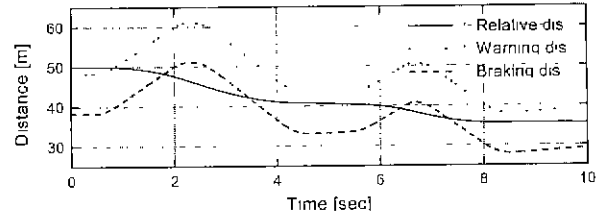
(d) Wheel caliper pressure

그림 8. 브레이크 제어성능.

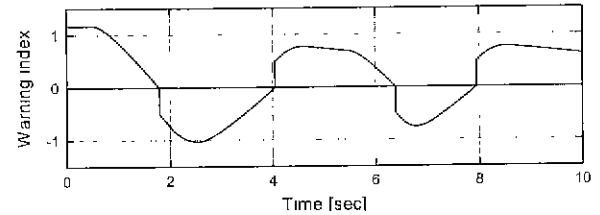
그림 8. Comparison of brake control.

제어를 수행한 것이다. 경고지수(warning index)가 0보다 작아지면 브레이크 제어가 이루어지고 목표감속도를 추종하면서 앞차와의 상대속도를 줄이게 된다.

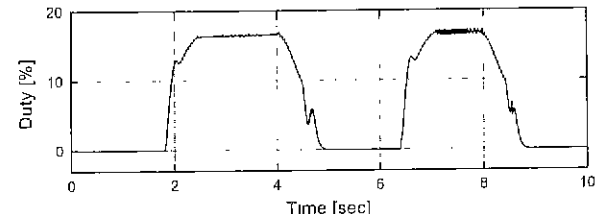
그림 9는 앞차량과의 상대거리, 제동거리와 이에 따른 경고지수의 변화를 나타내었고, 경고지수가 0보다 작아지면 브레이크 제어를 수행한다.



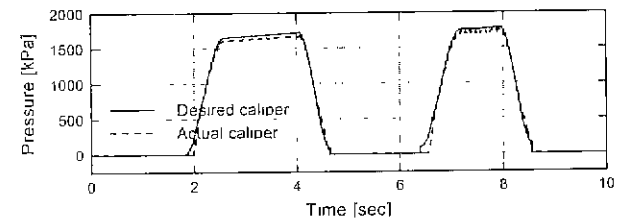
(a) Distances



(b) Warning index



(c) Duty ratio

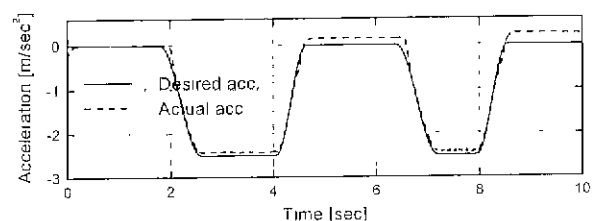


(d) Wheel caliper pressure

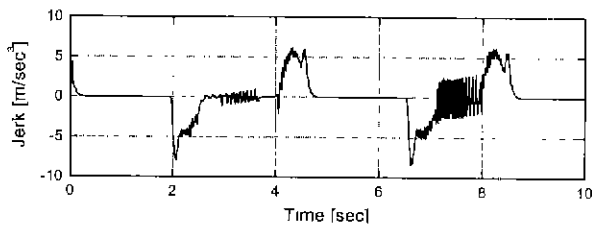
그림 9. 브레이크 응답성능.

그림 9. CW/CA brake control system response.

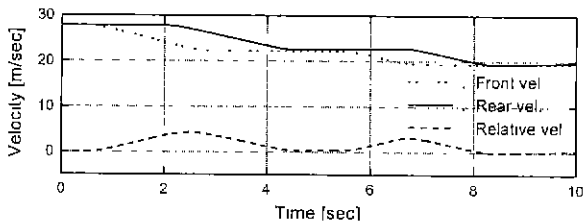
그림 10은 목표 감속도의 최대가 2.5 m/sec²가 되도록 적용하였고 저크의 크기도 작은 값을 나타내었다. 이에 앞차량의 속도변화에 따라 니차량의 속도가 변화하는 것을 볼 수 있다.



(a) Vehicle accelerations



(b) Jerk



(c) Velocities

그림 10. 차량 제어성능.

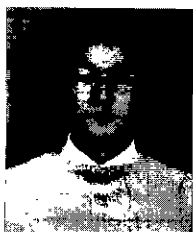
그림 10. CW/CA vehicle response in a test scenario.

V. 결론

본 논문에서는 차량의 제동력을 제어하기 위한 유압식 브레이크 액츄에이터의 모델링 및 제어기법을 제안하였다. 유압 액츄에이터는 진공 부스터와 마스터 실린더 사이에 설치되며 펄스 폭 변조(PWM)를 이용한 솔레노이드 밸브 제어를 통해 제동력의 빠른 응답특성과 정밀한 제어가 가능하다.

충돌 회피 시스템에 있어서 승차감을 향상시킬 수 있는 비선형 브레이크 제어기법을 제안하였고, 미끄럼 제어를 이용한 충돌 회피 시스템의 경우 일정한 범위를 넘지 않는 감속도 선도(deceleration profile)를 정의하고, 저크의 크기를 줄이므로써 승차감 향상을 가능하게 하였다.

펄스 폭 변조(PWM)를 이용한 솔레노이드 제어 방식을 충돌 회피 시스템에 적용하여 브레이크 제어가 좋은 승차감을 제공하도록 목표 감속도를 추종하면서 위험상황을 벗어나게 하였다. 이러한 비선형 제어기법을 이용한 충돌 회피 시스템의 브레이크 제어는 승차감과 안전을 고려하는 적절한 CW/CA 시스템 설계에 사용될 수 있다.



조 영 주

1997년 한양대 자동차공학과 졸업(공학사). 동대학원 석사(1999). 1999년~현재 한양대학교 자동차공학과 박사과정. 관심분야는 동역학 해석 및 설계, 제어이론, 적응제어, 제어응용.



하 성 현

1998년 한양대 자동차공학과 졸업(공학사). 동대학원 석사(2000) 관심분야는 동역학 모델링, 제어이론.

참고문헌

- [1] Seiler, P., Song, B., and Hedrick, K., "Development of a collision avoidance system", *98PC-417, SAE Conference*, 1998.
- [2] Fujita, Y., Akuzawa, K., and Sato, M., "Radar brake system", *In 1995 Annual Meeting of ITS America*, vol. 1, pp. 95-101, Washington D.C., March, 1995.
- [3] R. Goudy and S. Andrews, "Brake control strategy for optimized safety and comfort", *ITS Korea*, October, 1998.
- [4] Gustaffson, F. "Slip-based tire-road friction estimation", *Automatica*, vol. 33, no. 6, pp. 1087-1099, 1997.
- [5] Doi, A., Butsuen, T., and Niibe, T., Yakagi, T., Yamamoto, Y., and Seni, H., "Development of a rear-end collision avoidance system with automatic braking control", *JSAE Review*, 15(4), pp. 335-340, October, 1994.
- [6] K. Yi and T. Jeong, "Observer based estimation of tire-road friction for collision warning algorithm adaptation", *JSME Int. J. Series C*, vol. 41, no.1, pp. 116-124, 1998.
- [7] Yi, K., Woo, M., Kim, S., and Lee, S-C.. "A study on a road-adaptive CW/CA algorithm for automobiles using HiL simulations", *JSME International Journal, Series C*, vol. 42, no. 1 pp. 163-170, 1999.
- [8] D. B. Maciua, "Nonlinear robust and adaptive control with application to brake control for automated highway systems", *Ph.D. Thesis*, University of California at Berkeley, 1997.
- [9] Egon-Christian von Glasner, "Active safety of commercial vehicles", *Proceedings of AVEC'94*, International Symposium on Advanced Vehicle Control, pp 9~14, 1994.
- [10] ITS America, "Collision warning system". 1996.
- [11] D. Cho, and J. K. Hedrick, "Automotive powertrain modeling for control", *ASME*, 1989.
- [12] Goldman, D.E., and von Gierke, H. E. Chapter 44 in *Shock and Vibration Handbook*, Cyril M. Harris(ed), McGraw-Hill Book Company, 3rd edition, 1988.



이 경 수

1985년 서울대 기계공학과 졸업(공학사). 동대학원 기계설계학과 석사(1987). 1992년 UC Berkeley 기계공학과 졸업(공학박사). 1993년~현재 한양대학교 기계공학부 부교수. 관심분야는 제어이론, 제어응용, 비선형제어기법, 적응제어, 차량동역학 제어.



허 승 진

1979년 서울대 기계설계학과 졸업(공학사). 동대학원 기계설계학과 석사(1981). 1987년 독일 아헨공대 자동차공학과 졸업(공학박사). 1987년~1989년 KIST 선임연구원. 1990년~1993년 생산기술연구원 수석연구원. 1993년~현재 국민대학교 기계.자동차공학부 부교수. 관심분야는 사시 및 차체설계, 능동형 사시제어 시스템, 진동제어.