

# 차량 주행부하 추정기법을 이용한 지능화 차량의 적응제어

이세진\* · 이경수\*\*

## Vehicle-Driving-Load-Adaptive Control of Intelligent Vehicle

Sejin Lee and Kyongsu Yi

**Key Words :** Intelligent Cruise Control(지능형 순항 제어), Driving Load(주행 부하), Estimation(추정), 적응제어(Adaptive Control)

### Abstract

A driving load estimation method for intelligent cruise control(ICC) vehicles has been proposed in this paper. The driving load is one of the most important factors of perturbations in vehicle control and can affect the control performance critically. The Effect of the control with driving load estimation on vehicle-to-vehicle distance control has been presented and investigated via computer simulations and vehicle tests. The results show that the control with driving load estimation can provide ICC system with a good acceleration tracking performance. In addition, the results show that driving load estimation can compensate not only variation of driving load but also the modeling errors.

### 1. 서론

지능형 순항 제어(ICC) 시스템은 Fig.1 과 같이 운전자의 조작없이 차량을 일정한 속도로 유지하거나 차량의 주행 방향에 있는 장애물이나 차량을 감지하여 일정한 거리를 유지하도록 브레이크나 브레이크를 제어하는 시스템이다. 지능형 순항제어 시스템은 점차 지능형 차량의 다른 부분인 횡방향 제어 시스템이나 군집주행(Vehicle Platooning) 시스템등과 통합되도록 연구가 진행되고 있으며 그에 따라 그 역할의 중요성이 높아지고 있다. 이미 세계적으로 소수의 최상급 차량에 지능형 순항제어 시스템이 탑재되어 있으나 대부분 제어영역이 좁고 헤드웨이 거리(Headway Distance) 또한 매우 길게 설정되어 있다. 따라서, 지능형 순항제어 시스템은 현재 능동안전의 개념보다는 운전자편의 장치의 개념을 담고 있다. 현재 양산되고 있는 대부분의 지능형 순항제어 시스템은 10m/s 이상의 속도에서만 작동되지만 점차 정지에서부터 매우

빠른 속도까지의 넓은 제어영역으로 확대되는 추세이며 그에 따라 빠른 응답성과 정밀한 제어성능이 요구되고 있다. 제어영역이 확대됨으로써 좀더 다양한 상황에서의 적응성이 필요하게 되며 저속주행상황에서는 도로의 경사가 크게 존재할 수도 있는 등 주행부하가 크게 변화할 수 있다. 다양한 조건에서의 실험으로부터 주행부하는 제어성능에 매우 큰 영향을 끼치는 요인이라는 것을 확인하였으며 주행부하에 대한 고려 없이는 좋은 제어성능을 기대하기 어렵다. 특히 경사로나 바람이 심한 경우는 단순한 피드백 제어만으로는 대처하기 어렵다. 주행부하를 추정함으로써 브레이크/브레이크 전환 기준도 함께 적응시킬 수 있으며 주행부하 추정기법은 차량의 모델링 오차도 보상해주는 효과를 보인다. 주행부하 추정기법을 적용한 지능형 순항제어 시스템의 성능을 시뮬레이션과 실차실험을 통해 검증하였다.



Fig. 1 Intelligent Cruise Control System

\* 한양대학교 공대 대학원

\*\* 한양대학교 공대

## 2. ICC 시스템과 주행부하 영향

### 2.1 ICC 시스템 개요

지능형 순항 제어 시스템은 운전자가 목표속도와 차간거리를 설정하는 운전자 인터페이스 부분과 앞차와의 상대거리 및 상대속도를 추정하는 레이더 센서, 현재의 상황에서 감/가속을 결정하고 각 쓰로틀/브레이크 액츄에이터를 제어하는 컨트롤 유닛, 그리고 각 액츄에이터로 구성되어 있다. Fig.2 는 전체적인 지능형 순항제어 시스템의 제어기 설계를 나타낸다. 지능형 순항제어는 운전자가 설정한 속도를 유지하도록 제어하다가 앞차량이 발견되면 헤드웨이 거리(Headway Distance)를 유지하도록 쓰로틀 또는 브레이크를 제어하게 된다. 차량의 속도와 레이더 센서로부터의 상대속도, 상대거리 정보로부터 목표가속도를 계산하고 쓰로틀/브레이크 전환논리를 거쳐 쓰로틀이나 브레이크를 제어하게 된다.

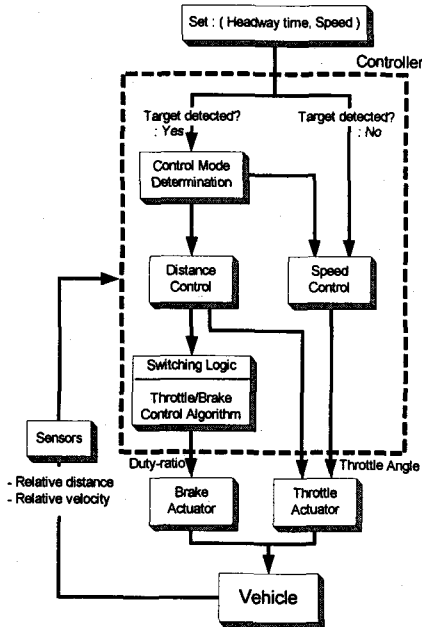


Fig. 2 Schematic of ICC system

목표 가속도로부터 쓰로틀각이나 브레이크 부스터 차압을 결정하는 것은 차량동역학에 기초한다. 단순화된 차량모델은 아래와 같이 표시할 수 있다.

$$M_v a = \frac{1}{r} (T_s - (T_{bf} + T_{br})) - F_L \quad (1)$$

여기서  $T_{br}$ ,  $T_{bf}$  는 각각 전,후륜의 브레이크 토크,

$T_s$  는 구동축 토크를,  $F_L$  은 주행부하를 의미한다. 쓰로틀 제어시는  $T_{br} = T_{bf} = 0$  이므로 목표 구동축 토크를 아래와 같이 쓸 수 있다.

$$(T_s)_{des} = r(M_v a_{des} + F_L) \quad (2)$$

제동시에는 휠 캘리퍼 압력과 브레이크 제동력을 비례관계로 묘사할 수 있으므로  $T_b = K_b P_w$  로 볼 수 있고 이 식을 이용하여 목표 휠 캘리퍼 압력을 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$P_{w,des} = \frac{1}{K_b} [-r(M_v a_{des} + F_L) + T_s] \quad (3)$$

위 식(2)와 (3)이 제어 알고리즘에서 주행부하 정보를 필요로 하는 부분이 된다. 주행부하가 제어에 적용되는 과정을 Fig.3 에 나타내었다.

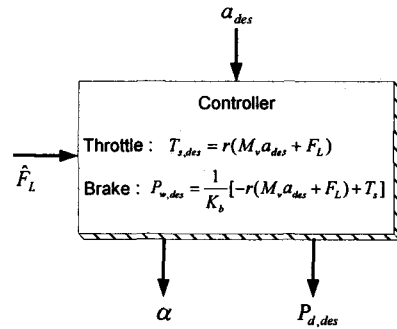


Fig. 3 ICC controller using driving load information

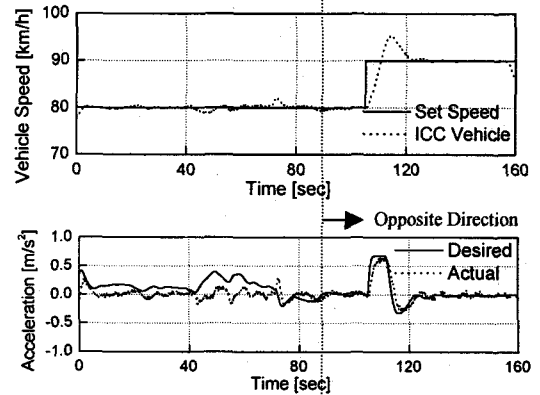


Fig. 4 Effect of driving load

### 2.2 주행부하의 영향

주행부하는 도로경사부하, 공기저항, 구름저항 등으로 나타나며 이중에서 도로의 경사나 공기저항은 매우 큰 요소로 작용한다. 실제 지능형 순항 제어를 실험한 테스트 도로에는 경사로는 없으며

바닷가에 위치하고 있어 바람이 매우 강하게 부는 날이 많다. Fig.4는 바람이 아주 강하게 부는 날의 실험결과를 보여준다. 실험한 주행로에서는 두 방향으로 주행할 수 있으며 각 방향에 따라 크게 차이가 발생함을 볼 수 있다. 한쪽 방향으로 목표 가속도를 잘 추종하지 못하고 있으나 반대편 방향으로 주행시에는 목표가속도를 제대로 추종하고 있음을 볼 수 있다. 이는 바람의 영향으로 인해 제어기가 예상하는 만큼의 가속도가 발생되지 않기 때문이다.

Fig.5는 전방에 차량이 갑자기 끼어드는 경우의 실험결과이다. 속도제어의 경우 속도오차에 적분항을 사용함으로써 가속도에 오차가 있더라도 속도 오차를 없앨 수 있다. 그러나, 이러한 식으로 제어하는 경우 Fig.5 (c)에서 볼 수 있듯이 거리에 큰 오차가 발생한다. 결국 가속도 오차를 없애지 못하면 거리의 정확한 유지가 불가능하다. 이러한 예로부터 주행부하의 영향을 고려할 필요가 있음을 알 수 있다.

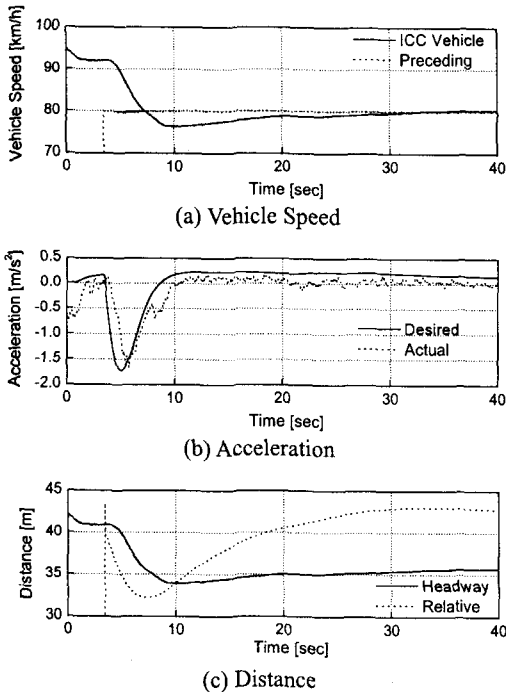


Fig. 5 Distance error due to acceleration tracking error

### 3. 주행부하 추정기법

#### 3.1 주행부하 추정기법

주행부하를 추정하기 위해서 우선 차량의 단순

화된 운동방정식을 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$M\dot{v} = \frac{1}{r} \left( \frac{T_r}{R_g R_d} - T_b \right) - F_L \quad (4)$$

$$= K_e \text{delay}_h(T_e(\omega_e, \alpha)) - K_b \text{delay}_b(P_d) - F_L$$

여기서, 터빈토크  $T_r$ 는  $\text{delay}_h(T_e)$ 로 보았으며 입력은 스로틀 각  $\alpha$ 와 브레이크 부스터의 차압  $P_d$ 이며 출력은 차량의 가속도  $a$ 가 된다.  $T_e(\omega_e, \alpha)$ 는 스로틀 각과 엔진속도에 따른 Torque를 의미하며 엔진토크가 동력전달계를 통해 전달되어 발생하는 타이어 힘은 비례관계로 보고 이 상수를  $K_e$ 로 표시하였다.  $T_b(P_d)$ 는 브레이크 부스터의 차압  $P_d$ 에 따른 브레이크 토크를 의미하며 마찬가지로 발생하는 타이어 힘은 비례관계로 보고 이 상수를  $K_b$ 로 표시하였다. 위 식을 주행부하 추정에 사용하기 위해 Regression Form으로 나타내면 다음과 같다.

$$y = \varphi\theta \quad (5)$$

$$\text{여기서, } \theta = F_L, \varphi = 1 \quad (6)$$

$$y = K_e \text{delay}_h(T_e(\omega_e, \alpha)) - K_b \text{delay}_b(P_d) - M\dot{v} \quad (7)$$

현재의  $\alpha$ 와  $P_d$ 를 통해  $y$ 를 계산하고 단 하나의 파라미터인 주행부하를 추정하는 형태이다.

위의 Regression Form을 통해 순차적 최소 자승법(Recursive Least Square)에 적용하면 다음과 같이 주행부하  $\hat{\theta}$ 를 추정할 수 있다.

$$\hat{\theta}(t+1) = \hat{\theta}(t) + \frac{P(t)[y(t+1) - \hat{\theta}(t)]}{\lambda + P(t)} \quad (8)$$

$$P(t+1) = \frac{1}{\lambda} \left( P(t) - \frac{P(t)}{\lambda + P(t)} \right) = \frac{P(t)}{\lambda + P(t)} \quad (9)$$

여기서,  $\lambda$ 는 forgetting factor를 나타낸다.

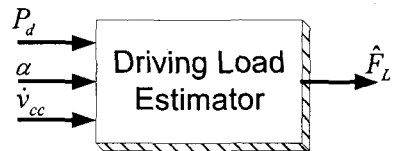


Fig. 6 driving Load Estimator

Fig.6은 주행부하 추정기의 신호흐름을 나타낸 그림이다. 스로틀 각  $\alpha$ 와 차압  $P_d$  그리고 결과적인 가속도로부터 주행부하를 추정해내는 형태이다. 추정하는 파라미터가 하나이므로 식(8)을 아래와 같이 단순화시킬 수 있다.

$$\hat{\theta}(t+1) = \hat{\theta}(t) + P(t+1)[y(t+1) - \hat{\theta}(t)] \quad (10)$$

많은 샘플링이 이루어진 후에는  $P(t)$  값은 식(9)에 의해  $1-\lambda$  로 수렴하게 되며 이에 의해 식(10)을 다시 아래와 같이 쓸 수 있다.

$$\hat{\theta}(t+1) = \hat{\theta}(t) + (1-\lambda)[y(t+1) - \hat{\theta}(t)] \quad (11)$$

위 식은 많은 샘플링후의 추정치가 갱신되는 방식을 의미하며 일차 지연 시스템과 동일한 형태임을 볼 수 있다. 즉, 일차 필터와 유사한 효과를 내고 있음을 의미한다.

### 3.2 주행부하 추정기법을 적용한 제어 시스템 분석

앞에서 설명한 제어기와 주행부하 추정기를 사용하여 제어하는 경우 서로가 연관되어 어떠한 효과를 미치는지를 살펴보는 것이 필요할 것이다. 주행부하추정기법을 적용한 제어 시스템은 Fig.7 과 같이 나타난다.

쓰로틀 제어시 차량의 거동은 식(4)와 유사하게 다음식과 같이 묘사된다.

$$M_v a = K_e \text{delay}_{th}(T_e(\omega_e, \alpha)) - F_L \quad (12)$$

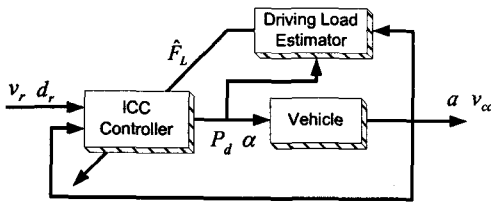


Fig. 7 Control coupled driving load estimation

2.1 절에서 설명한 제어 알고리즘에 의해 쓰로틀 각은 아래와 같이 결정된다.

$$\alpha_c = T_{en}^{-1} \left( \omega_e, \frac{M_v a_{des} + \hat{F}_L}{K_{en}} \right) \quad (13)$$

여기서, 첨자 n 은 제어에 사용되는 값(nominal value)을 의미한다. 식(13)에 사용되는 주행부하의 추정치는 아래와 같이 표현된다. 이는 앞에서 추정식을 식(11)과 같이 1 차 지연으로 표시할 수 있음에 근거한 것이다.

$$\hat{F}_L + \tau \dot{\hat{F}}_L = K_{en} \text{delay}_{th,n}(T_{en}(\omega_e, \alpha)) - M_v a \quad (14)$$

위 식(14)는 순차적 최소 자승법(RLS)을 적용하여 직접 유도될 수 있다. 제어와 추정에 사용된 지연 함수(nominal delay)는 식(15)와 같이 표현된다.

$$\text{delay}_{th,n}(x) \equiv \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\omega_n s + \omega_n^2} x \quad (15)$$

실제 구동토크의 지연이 2 차지연의 형태인 식

(16)으로 표시될 수 있다고 가정하고 전체적인 시스템의 거동을 아래식(17)과 같이 유도할 수 있다.

$$\text{delay}_{th}(x) \equiv \frac{\omega^2}{s^2 + 2\omega s + \omega^2} x \quad (16)$$

$$a = \frac{K_e M_m \omega^2}{K_{en} M_v A(s)} a_{des} + \frac{K_e \omega^2}{M_v A(s)} \left( \frac{\hat{F}_L}{K_{en}} + \Delta T_e \right) - \frac{F_L}{M_v} \quad (17)$$

$$= \frac{K_e M_m \omega^2}{K_{en} M_v A(s)} a_{des} + \frac{K_e \omega^2}{M_v A(s)} \Delta T_e + \frac{K_e \omega^2}{K_{en} A(s) M_v} \frac{\hat{F}_L}{M_v} - \frac{F_L}{M_v}$$

$$\text{여기서, } A(s) = (s^2 + 2\omega s + \omega^2) \quad (18)$$

위 식에서 만일 주행부하  $\hat{F}_L$  을 추정하지 않고 미리 정해진 값(nominal value)을 사용한다면 가속도  $a$  는 파라미터 오차와 잘못된 주행부하값이 존재하면 목표가속도  $a_{des}$  로 수렴하지 않음을 알 수 있다. 위 식(17)에 식(14)를 대입하여 다시 정리하면 아래식을 얻는다.

$$a = \frac{K_e M_m \omega^2 (B(s) + \omega_n^2)}{C(s)} a_{des} \quad (19)$$

$$+ \frac{K_e \omega^2 B(s)}{C(s)} \Delta T_e - \frac{K_{en} A(s) B(s)}{C(s)} \frac{F_L}{M_v}$$

$$\text{여기서, } B(s) = (\tau s^3 + (2\omega_n \tau + 1)s^2 + (\omega_n^2 \tau + 2\omega_n)s) \quad (20)$$

$$C(s) = K_{en} M_v (s^2 + 2\omega s + \omega^2) A(s) \quad (21)$$

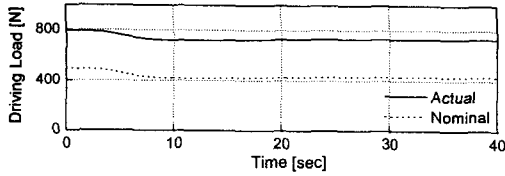
$$+ K_e M_m \omega^2 (s^2 + 2\omega_n s + \omega_n^2)$$

위 식(19)에 최종값 정리(Final Value Theorem)를 적용하면 정상상태 가속도 오차가 없음( $a \Rightarrow a_{des}$ )을 알 수 있으며 파라미터 오차가 존재하고 주행부하가 변화하는 경우에도 항상 목표값으로 수렴함을 보여준다. 브레이크 제어시에도 여기서 유도한 것과 유사한 과정을 통해 동일한 결과를 얻을 수 있다.

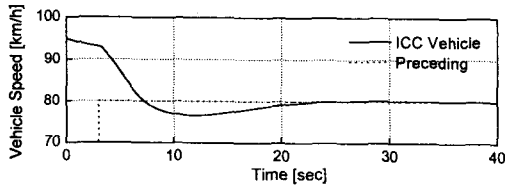
## 4. 시뮬레이션/실험 결과

앞에서 예측한 주행부하추정의 효과를 시뮬레이션을 통해 확인하였다. Fig.8 은 주행부하추정기법을 사용하지 않을 때 3 초에 전방에 갑자기 차량이 나타나 거리제어를 하는 경우의 시뮬레이션 결과이다. 제어에 사용하는 주행부하가 Fig.8(a)와 같이 실제와 차이가 있으며 오르막길을 주행하고 있는 상황이라고 생각할 수 있다. Fig.8 (c)의 가속도와 Fig.8 (d)의 거리에 있어서 오차가 발생한다. 이 때 Fig.8 (b)에서 보듯이 속도에는 오차가 발생하지 않는다. 이것은 거리오차가 속도에 대한 적분 피드백처럼 작용하기 때문이다. 여전히 거리 오차를 없앨 수 없기 때문에 적절한 제어기로 볼

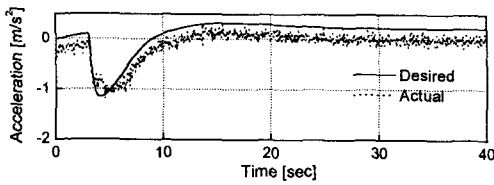
수 없다.



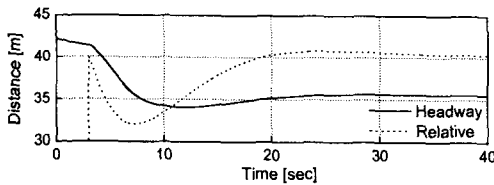
(a) Driving Load



(b) Vehicle Speed



(c) Acceleration

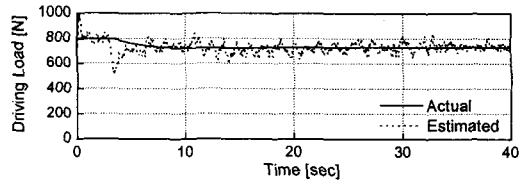


(d) Distance

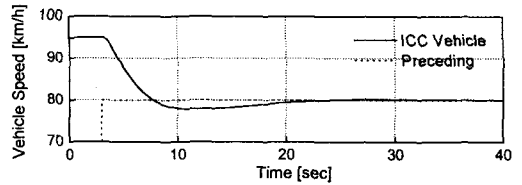
Fig. 8 Distance Control without estimation

Fig.9 는 동일한 주행조건에서 주행부하추정기법을 적용하였을 때의 시뮬레이션 결과이다. 3.2 절에서 설명한 것처럼 주행부하를 추정함으로써 Fig.9 (c) 와 같이 가속도에 오차가 발생하지 않기 때문에 Fig.9 (b)와 (d)에서 보이듯이 거리나 속도 모두에 오차가 발생하지 않음을 알 수 있다.

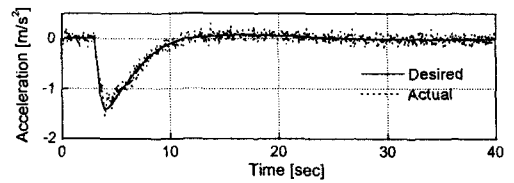
Fig.10 은 제어차량보다 저속인 차량이 40m 전 방에 갑자기 나타날 때 주행부하추정을 적용한 제어기의 실험결과를 보여준다. Fig.10 에서 보듯이 주행부하가 적절히 추정되고 있으며 목표가속도를 추종하도록 스로틀이나 브레이크가 적절히 제어되고 있음을 볼 수 있다. 속도는 선행차량의 속도로 수렴하고 상대거리는 헤드웨이 거리(Headway Distance)로 오차 없이 수렴하고 있다.



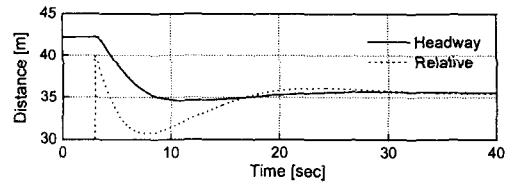
(a) Driving Load



(b) Vehicle Speed

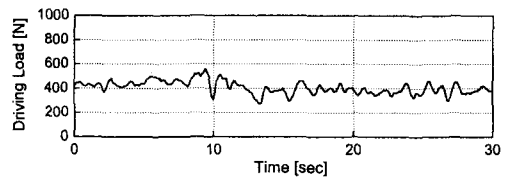


(c) Acceleration

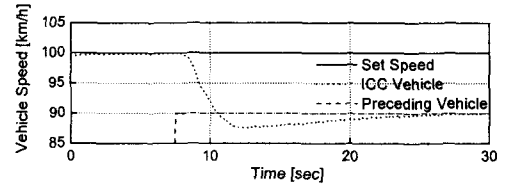


(d) Distance

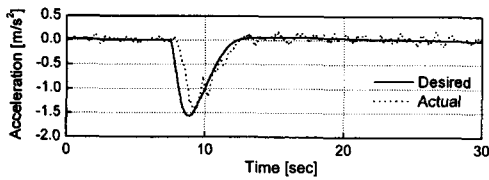
Fig. 9 Distance Control with estimation



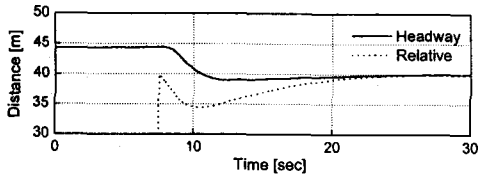
(a) Driving Load



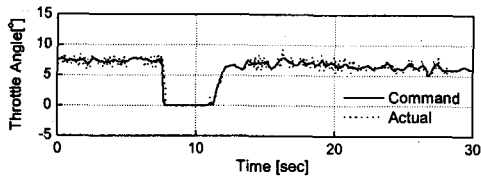
(b) Vehicle Speed



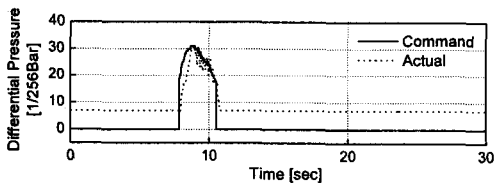
(c) Acceleration



(d) Distance



(e) Throttle Angle



(f) Differential Pressure

Fig. 10 Experimental Result

## 5. 결론

주행부하 추정기법을 제시하였고 주행부하 추정기법을 적용한 전체 제어 시스템의 거동을 해석하였다. 주행부하의 추정을 통해 차간거리 제어 성능을 향상시킬 수 있으며 차량의 다른 파라미터들에 오차가 존재하더라도 이를 자동적으로 보상하는 효과를 얻을 수 있음을 시뮬레이션과 실차실험을 통해 검증하였다. 주행부하 적응 제어는 단순한 피드백 보상 방법보다 일관되고 강인한 제어 방식이며 단순한 피드백 제어 방식의 많은 제어이득의 튜닝이나 스케줄링을 필요로 하지 않는 장점을 지니고 있다.

## 후기

이 논문은 2000년도 한국학술진흥재단의 지원

에 의하여 연구되었음. (KRF-2000-041-E00071)

## 참고문헌

- (1) Sei-Bum Choi, Peter Devlin. "Throttle and Brake Combined Control for Intelligent Vehicle Highway Systems." SAE Transactions, Paper no. 951897.
- (2) Goudy, R. and Andrews, S. "Brake Control Strategy for Optimized Safety and Comfort," 5th World Congress on ITS, Seoul, Korea, October 1998.
- (3) Maciucă, D.B. "Nonlinear Robust Control with Application to Brake Control for Automated Highway Systems." Ph.D. Thesis, University of California at Berkeley, Berkeley, CA, 1997.
- (4) H. Winner, S.Wittie. "Adaptive Cruise Control System Aspects and Development Trends." SAE Transactions, Paper no. 961010.
- (5) A.Hoess, W.Hosp, R.Doerfler. "Longitudinal Autonomous Vehicle Control Utilizing Access to Electronic Throttle Control, Automatic Transmission and Brakes." SAE Transactions, Paper no. 961009.
- (6) 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.
- (7) ITS America, "Collision Warning Systems," September 1996.
- (8) P. Seiler, B. Song and J. K. Hedrick, "Development of a Collision Avoidance System," SAE Conference, Detroit, Michigan, 1998, pp. 97-103.
- (9) 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, 1999, pp.163-170.
- (10) 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.
- (11) Kim, D., Shin, B., Yi, K. and Lee, K., "Observer Based Estimation of Driving Resistance Load for Vehicle longitudinal Motion Control", Proceeding of the 14th KACC, October 1999.
- (12) Ohnishi, H., "A Study of Road Slope Estimation on Running Vehicles with Automatic Transmissions", 4th International Symposium on Advanced Vehicle Control, Japan, 1998, pp. 177-182.
- (13) Inoue, N., Nishida, M. and Washino, S., "A Robust Cruise control System Using the Disturbance Observer", SAE Transactions, Paper no. 930771
- (14) Yi, K., Lee, S. and Lee, J., "Modeling and Control of an Electronic Vacuum Booster for Vehicle-to-Vehicle Distance Control", 5th International Symposium on Advanced Vehicle Control, Ann Arbor, USA, 2000, Paper no. 29.