

적응 순항 제어(ACC) 차량의 제어 알고리즘 및 실시간 수치실험 프로그램 개발

Development of Control Algorithm and Real Time Numerical Simulation Program for Adaptive Cruise Control Vehicles

원문철*, 강연준**, 강병배**
M.C. Won, Y.J. Kang, B.B. Kang

ABSTRACT

Adaptive Cruise Control(ACC) is one of key features of Intelligent Transportation System(ITS). In ACC, the steering is done by a driver, but the engine throttle valve and the brake are controlled electronically. The relative velocity and distance from the preceding vehicle are measured by radars or image processing units and relevant vehicular spacing is maintained in ACC control systems. In this study, vehicle longitudinal dynamics are modeled to simulate vehicle longitudinal maneuver and to design longitudinal controllers for ACC vehicles. The control algorithm is designed based on the modeled vehicle longitudinal dynamics using a non-linear sliding mode control method. To verify the performance of the control algorithm, a real time numerical simulation program is developed on a Silicon Graphics workstation using C-language. A real time graphic program is also developed and integrated with the numerical simulation program.

주요 기술 용어: 적응 순항 제어(Adaptive Cruise Control), 엔진토크제어, 브레이크 제어, 슬라이딩 모드제어(sliding mode control), 실시간 수치실험, 실시간 그래픽스(real time graphics)

1. 서론

현재 지능형 교통 시스템(Intelligent Transportation System:ITS)의 일환으로, 지능형 차량 도로 시스템(Intelligent VehicleHighway

System: IVHS), 첨단 차량 제어 시스템(Advanced Vehicle Control System : AVCS), 및 첨단 안전차량(Advanced Safety Vehicle)등이 활발하게 연구되고 있다[1,2,4]. 이들 시스템에서 개개의 차량들은 정상운행상태 또는 위험상황 발생시 운전자에 의해 운전되는 대신 소위 "drive by wire" 방식으로 운행되는데, 이는 엔진, 브레이크, 및 조향 시스템이 각종 센서 및 액츄에이터의 도움으로 컴퓨터에 의해 자

* 정회원, 충남대학교

** 충남대학교 대학원

동 제어됨을 의미한다. 엔진 및 브레이크는 개개의 차량간 거리(종 간격)를 적절하게 확보하는데 이용되며, 조향 시스템은 차선 유지 또는 차선변경 등의 목적으로 사용된다. 지능형 자동 속도 제어 시스템(Autonomous Intelligent Cruise Control: AICC)[5], [6]으로도 지칭되는 적응 순항제어 시스템(Adaptive Cruise Control: ACC)은 ITS 분야의 중요한 차량제어기술로 현재 실용화 단계에 있다. 이 시스템은 정속 제어 시스템(Cruise Control System)의 기능을 확대한 것으로 생각될 수 있는데, 정속 제어 시스템과 같이 핸들조작(steering)은 운전자에게 맡기나 페달로 제어되는 엔진의 트로틀 밸브 및 브레이크를 마이크로 프로세서의 명령에 따라 액츄에이터에 의해 자동으로 조작함으로써, 운전자의 편의성(운전자는 핸들 조작만 함)과 안전성(운전자 부주의에 의한 사고 예방) 및 도로 이용의 효율성(도심에서의 차량간격 좁힘)을 준다. 이 시스템은 차량간 거리/속도 측정 센서를 채용하여 도심에서와 같이 차량운행 속도가 느린 경우 앞차와의 차간 간격(Spacing)이 좁게 되도록 유지하고, 고속도로와 같이 고속운행이 되는 상황에서는 차간 간격을 벌어지게 유지한다. 그림 1은 ACC시스템의 개념도를 나타낸다.

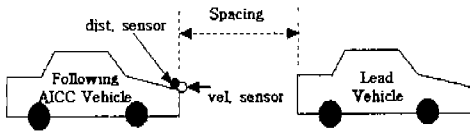


Fig. 1 Concept of ACC(Adaptive Cruise Control)

ACC 시스템은 위성 통신망을 이용하거나 편대(platoon)를 이루어 달리는 군집운행 등의 시스템과 달리 차량간의 통신설비, 도로의 각종 통신관련 부대 시설 및 차선 유지용 자기 표시장치(Marker) 혹은 필름 등이 필요하지 않으므로 비용 면에서 장점이 있다. ACC시스템을 실현하는 데는 엔진의 공기흡입 밸브(Throttle Valve) 제어용 모터, 브레이크 시스템을 동작시키기 위한

액츄에이터, 앞차와의 거리 측정 센서(Radar 또는 Image Processing Unit 등)를 장착하는 것만이 요구된다.

본 연구에서는 차량 종방향 주행 수치실험 및 ACC 제어기 설계를 위하여 먼저 차량 종방향 주행에 관한 동력학적인 모델을 Hedrick 등의 연구[3]를 바탕으로 구하였다. ACC 제어 알고리즘은 모델된 차량동력학을 바탕으로 비선형 슬라이딩모드 제어방법으로 설계하였으며, 제어 알고리즘의 효율성을 검증하기 위하여 한 대 또는 여러대의 ACC 차량이 운행하는 상황을 수치실험하는 프로그램을 C 언어로 작성하였다. 또한 수치실험과 동시에 수치실험 결과를 실시간으로 Workstation 화면에 나타내는 그래픽 프로그램을 실시간 그래픽 라이브러리인 IRIS Performer 및 Unix상의 GUI 설정용 라이브러리인 Motiff를 이용하여 작성하고 수치실험 프로그램과 연결하였다. 개발된 수치제어 프로그램으로 설계된 제어 알고리즘의 성능 또는 효율성을 분석하였는데, 제어 알고리즘의 성능은 크게 두가지 기준으로 판별하였다. 이들은 적절한 차간 간격을 잘 유지시키는 것(간격제어오차)과 탑승자의 승차감의 척도인 직진방향 가속도와 저어크(Jerk)를 기준치보다 작게 유지시키는 것이다. 수치 실험적 대상으로서는 미국 Ford사의 Lincoln Town 카를 사용하였으며, Lincoln Town 카의 차량제원, 동력전달 시스템 및 브레이크 시스템 특성은 [7]의 연구에서 사용된 데이터를 사용하였다.

2. 차량 종방향 주행모델

수치실험을 위한 중적 주행 모델은 엔진, 트로틀 액츄에이터, 토오크 컨버터, 브레이크, 휠, 타이어 슬립 등의 모델로 구성된다. 변속기에 대한 변속과도특성 및 드라이브 트레인의 탄성 등은 모델에 포함되지 않았다.

2.1 엔진 및 트로틀 액츄에이터 모델

차량의 속도를 제어하기 위해서는 엔진의 토오크가 브레이크와 같이 제어되어야 한다. 가솔린

엔진의 토오크는 트로틀 밸브 개도 각도뿐 아니라 공기 대 연료혼합비, 스파크 점화시기 등에도 영향받으나 이들의 영향은 트로틀 변화에 의한 엔진 토오크 변화보다 적은 양이다. 공기 대 연료 혼합비 및 점화시기가 엔진 ECU에 의하여 적절하게 유지되는 경우, 토오크 및 속도에 관한 엔진모델을 두 개의 상태변수를 갖는 비선형 미분방정식으로 나타낼 수 있는데, 이들은 다음과 같다[9,12].

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{ai}(\omega_e, \alpha) - \dot{m}_{ao}(\omega_e, m_a) \quad (1)$$

$$J_{ep} \dot{\omega}_e = T_{net}(\omega_e(t-t_d), m_a(t-t_d)) - T_{pump} \quad (2)$$

여기서 ω_e 는 엔진의 회전수; m_a 는 엔진 흡기 매니폴드내의 공기질량, \dot{m}_{ai} 과 \dot{m}_{ao} 은 각각 흡기매니폴드 및 실린더로 유입되는 공기의 질량유입속도 α 는 트로틀밸브 개각도, J_{ep} 는 엔진과 토오크 컨버터 펌프의 질량 관성 모우멘트, T_{net} 은 엔진에서 발생하는 총 토오크, T_{pump} 는 토오크 컨버터 펌프 토우크이다. t_d 는 엔진의 토오크 발생 시간지연으로 본 연구에 이용된 엔진의 경우 다음과 같이 근사하였다.

$$t_d = 0.020 + \frac{5.48}{\omega_e} \quad (\text{sec}) \quad (3)$$

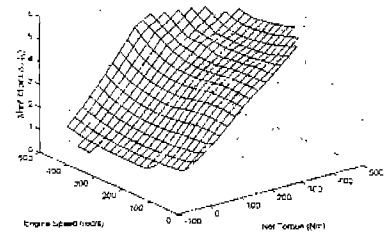
T_{net} , \dot{m}_{ai} , \dot{m}_{ao} 은 각각 ω_e , m_a , α 의 비선형함수로 엔진의 정상상태 실험으로부터 맵 형식으로 구할 수 있는데, 본 연구에 사용된 엔진의 맵은 그림 2와 같다.

엔진트로틀 밸브에 직접 연결된 트로틀 역추어이터 시스템의 동역학적모델은 아래와 같은 선형 일차 시스템에서 트로틀 앵글의 최대 변화율이 제한되는 형태로 근사하였다.

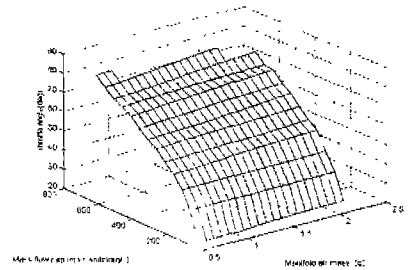
$$\tau_r \dot{\alpha} = -\alpha + \alpha_c \quad |\dot{\alpha}| \leq C \quad (4)$$

여기서, α_c 는 제어기의 트로틀 각도명령이다. τ_r 는 트로틀 시스템 시간상수로 트로틀 명령이

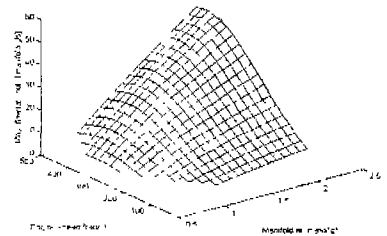
급격히 변하지 않는 경우에 대한 실험 결과로부터 구해진 0.011 sec.이 사용되었으며, 트로틀 앵글 최대 변화율 C 는 트로틀 명령이 급격히 변하는 경우의 실험결과로부터 구해진 450 deg./sec.이 사용되었다. 트로틀 앵글의 최대변화율 제한은 트로틀 밸브 구동에 사용되는 모터의 최대속도에 제한이 있기 때문이다.



(a) $T_{net}(\omega_e, m_a)$ map



(b) $\dot{m}_{ai}(\alpha, m_a)$ map



(c) $\dot{m}_{ao}(\omega_e, m_a)$ map

Fig. 2 Steady State Nonlinear Engine Maps

2.2 토오크 컨버터 모델

토오크 컨버터는 엔진과 변속기의 동력전달을 매끄럽게 전달하고 동력전달 축의 비틀림 진동을 흡수하는 장치이다. 토오크 컨버터는 엔진 쪽에 연결된 펌프와 구동축쪽에 연결된 터빈이 유체 커플링으로 연결되어있는 구조를 가진다. 토오크 컨버터의 오일의 질량을 무시하면 변속기는 정적 시스템(static system)으로 근사화될 수 있다.

터어빈과 펌프의 토오크는 터어빈 속도와 펌프속도의 비(ω_t/ω_p)의 비선형 함수인 용량계수(c_{pr})와 토크비(t_{pr})로 상호연관 되어 있다. 즉,

$$\frac{\omega_t}{\omega_p} < 1, \text{ 의 경우 } T_p = \left(\frac{\omega_p}{c_{pr}}\right)^2, \quad T_t = T_p \cdot t_{pr}$$

$$\frac{\omega_t}{\omega_p} > 1, \text{ 의 경우 } T_p = \left(\frac{\omega_t}{c_{pr}}\right)^2, \quad T_p = T_t/t_{pr} \quad (5)$$

로 나타낼 수 있다. 일반적으로 용량계수 및 토크비의 비선형함수는 실험적으로 얻을 수 있는데, 본 연구에 사용된 토크컨버터의 용량계수 및 토크비의 비선형함수는 그림 3 과 같다.

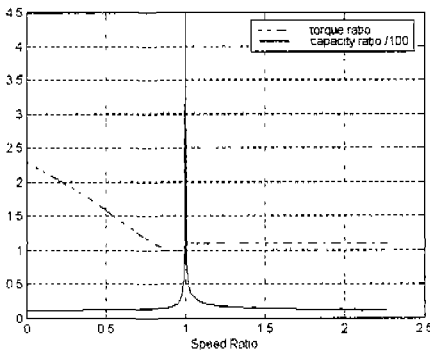


Fig.3 Capacity Factor and Torque Ratio Curve as a Function of Speed Ratio

2.3 기어 변속 모델

변속기의 기어비는 일반적으로 트로틀 앵글 각도 및 드라이브 액슬의 각속도의 함수로 정해진다. 본 연구에 사용된 차량의 변속선도는 그림

4와 같다. 변속시 나타나는 변속 과도 특성은 모델하지 않았다.

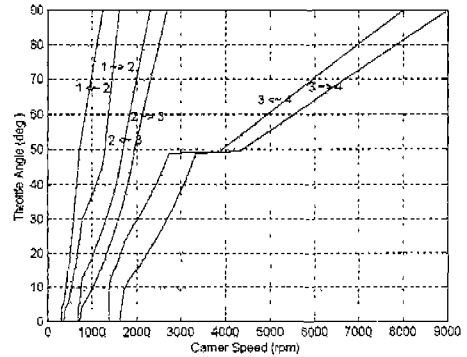


Fig. 4 Gear Shifting Schedule

2.4 브레이크 시스템 모델

브레이크 시스템은 유압회로 및 진공부스터가 포함된 복잡한 유공압 시스템으로 히스테리시스 현상을 포함하는 복잡한 비선형성을 갖는다[7]. 따라서, 브레이크 시스템의 상세 모델은 상당히 복잡하나, ACC수치실험 및 제어기설계를 위해 순수시간지연과 시간불변 시정수를 갖는 1차 선형시스템 등으로 근사 모델할 수 있다.

본 연구에서 사용된 차량 브레이크 시스템의 개략도는 그림 5 와 같다. 컴퓨터에 의하여 브레이크가 제어되는 경우 마스터실린더와 진공부스터 사이에 장착된 피스톤이 진공부스터 역할을 대신한다. 이 경우 마스터 실린더의 압력이 피막 임되어 원하는 마스터 실린더 압력이 얻어지도록 펌프 제어되었다.

본 연구에 사용된 시스템에서는 진공부스터가 포함되지 않으므로 통상적인 브레이크 시스템보다는 비교적 간단한 모델로 근사될 수 있으며, 본 연구에서는 아래와 같은 1차의 선형시스템으로 모델하였다.

$$\tau_b \dot{P}_b = -P_b + P_c \quad (6)$$

여기서 P_b 는 마스터 실린더 압력이며, P_c 는

원하는 마스터 실린더 압력이다. τ_b 는 시간상수로 실험적으로 구하여진 0.7 을 사용하였다. 브레이크 토크(T_b)와 마스터 실린더 압력과의 관계는 아래와 같이 정적인 선형모델로 근사하였다.

$$T_b = k_b P_b \quad (7)$$

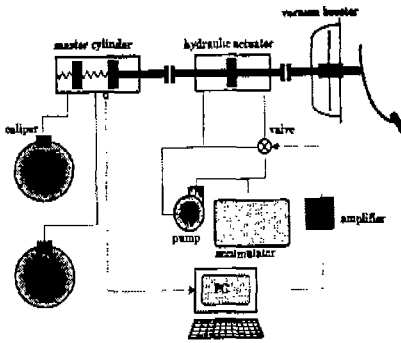


Fig. 5 Schematic Diagram of Active Brake System

2.5 휠 및 타이어 슬립 모델

휠(wheel)의 동역학적인 모델은 아래와 같은 선형 1차 시스템으로 모델 하였다.

$$J_w \dot{\omega}_h = \frac{T_t}{r_{drive} \cdot r_{gear}} - H_r \cdot F_T - T_b \quad (8)$$

여기서 J_w 은 휠의 관성 모우멘트, ω_h 는 휠의 각속도, r_{drive} 는 구동축과 바퀴사이의 속도비, r_{gear} 는 변속기의 기어비, H_r 은 휠의 반경이며, F_T 는 바퀴에서 발생하는 추진력이다. 타이어 슬립은 아래와 같이 차속(v)과 휠의 각속도의 함수로 정의되는데,

$$S_l = 1 - \frac{v}{H_r \cdot \omega_h} \quad (9)$$

(8)식에서 추진력 F_T 는

$$F_T = k_r S_l \quad (10)$$

와 같이 타이어 슬립(S_l)에 선형 비례하는 관계로 모델 하였다. 슬립이 크지 않은 경우 ($|S_l| < 0.15$), 이러한 선형적 모델은 실제 현상과 근사함이 알려져 있다[14].

2.6 차량가속도 모델

차량의 종방향 가속도는 Newton의 제 2법칙에 따라 아래와 같이 모델하였다.

$$\dot{x} = v \quad (11)$$

$$M_v \dot{v} = F_T - C_d v^2 - F_r \quad (12)$$

여기서 x 는 차량의 위치, M_v 는 차량전체의 질량, F_T 는 타이어 구동력 또는 제동력, C_d 는 공기의 저항계수, F_r 은 차량의 구름저항을 나타낸다.

3. ACC 제어기 설계 방법

제어 알고리즘은 제 2 장에서 기술한 차량의 비선형 동역학적인 모델을 바탕으로 ACC제어 알고리즘을 설계하였다. 제어기 설계방법으로 Sliding Mode Control[11] 알고리즘을 발전시킨 비선형 Multiple Surface Sliding Mode Control(MSSC)[12]을 사용하여 엔진의 트로틀 개도 명령과 브레이크 제어 명령을 설계하였다. 비선형 차량모델을 이용하여 제어기를 설계하는 경우 다양한 운전영역에서 제어기 이득 조정(Gain Scheduling)이 필요하지 않는 장점이 있다

차량이 트로틀 및 브레이크를 전자 제어될 때 승차감이 인간이 운전조작을 할 경우 보다 악화되지 않아야 한다. 보통 이러한 승차감과 차량 간격 유지 정확도는 반비례한다. 승차감은 수학적으로 차량의 진행방향 가속도와 가속도를 한번 미분한 양인 저어크(Jerk)로 정량화 될 수 있는데, 본연구에서는 제어 알고리즘 설계의 목적

은 가속도 및 저어크(Jerk)를 기준 이하로하고, 차량 간격의 오차 한계도 일정 기준이하로 만드는 데 있다.

차량 종간격은 궁극적으로 엔진 및 브레이크에 의하여 제어된다. 본 연구에서는 엔진 및 브레이크 제어기 설계의 전 단계로 각각의 차량이 가져야 할 가속도를 먼저 설계하였다.

3.1 차량 가속도 설계 방법

ACC 시스템에서 선행차량과의 거리 및 상대 속도에 따라 원하는 앞차와의 거리를 설정하는 방법은 일정 간격 정책, 일정시간 간격 정책(head way time control)등이 있으나, 본 연구에서는 일정시간 간격정책에 따라 원하는 앞차와의 거리 x_{r_des} 를 뒤따르는 차량의 속도 v_f 와 headway time t_h 를 이용하여 다음과 같이 설정하였다.

$$x_{r_des} = v_f \cdot t_h \quad (13)$$

이는 선행차량의 속도가 갑자기 0 이 되었을 경우, ACC 차량의 충돌 예상시간이 일정하게 되도록 차량간 거리를 유지함을 뜻한다.

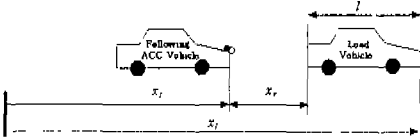


Fig. 6 Definition of Relative Spacing between the Cars

그림 6과 같이 차량이 직진 운동하는 경우 공간에 고정된 원점에서 선행차량까지의 위치를 x_l 로 하고 뒤따르는 차량의 위치를 x_f 로 했을 때 두 차간의 상대거리 x_r 은 다음과 같이 주어진다.

$$x_r = x_l - x_f - l \quad (14)$$

여기서 l 은 선행차량의 길이 이다. 슬라이딩

면 s_d 를 거리간격 오차로 다음과 같이 정의하면

$$s_d = x_{r_des} - x_r \quad (15)$$

s_d 는 (13)과 (14)식으로 부터 다음과 같이 표시된다.

$$\begin{aligned} s_d &= x_{r_des} - (x_l - x_f - l) \\ &= v_f \cdot t_h - x_l + x_f + l \end{aligned} \quad (16)$$

s_d 를 한번 미분하면 다음 식이 성립한다.

$$s_d = t_h \cdot \dot{v}_f - \dot{x}_l + \dot{x}_f = t_h \cdot \dot{v}_f - v_r \quad (17)$$

여기서 v_r 은 아래와 같이 정의되는 차량 간 상대속도이다.

$$v_r = \dot{x}_l - \dot{x}_f \quad (18)$$

본 연구에서는 거리간격 오차 s_d 가 다음 식을 만족하는 안정한 선형시스템이 되도록 차량 가속도를 정하였다

$$\dot{s}_d = -\lambda_d \text{Sat}\left(\frac{s_d}{\phi}\right), \quad (\lambda > 0) \quad (19)$$

Saturation 함수 $\text{Sat}(\cdot)$ 를 사용한 이유는 초기 차량거리오차가 ϕ 보다 큰 경우 트로틀 및 브레이크의 급격한 움직임을 방지하여 좋은 승차감을 유지하기 위함이다. (17) 식과 (19) 식으로부터 다음 식이 성립하며,

$$\dot{s}_d = t_h \dot{v}_f - v_r = -\lambda_d \text{Sat}\left(\frac{s_d}{\phi}\right) \quad (20)$$

차량의 원하는 가속도 \dot{v}_{f_des} 은 다음과 같이 주어진다.

$$\dot{v}_{f_des} = \frac{v_r - \lambda_d \text{Sat}\left(\frac{s_d}{\phi}\right)}{t_h} \quad (21)$$

ACC 시스템에서 v_r 및 s_d 는 상대거리 및 속도센서로부터 정보를 얻게된다.

3.2 트로틀 및 브레이크 제어 알고리즘

앞에서 설계된 \dot{v}_{f_des} 는 추종 차량이 가져야 할 가속도를 의미하며, 이로부터 엔진 또는 브레이크가 발생시켜야 할 토크를 계산할 수 있다. 식 (12)에서 설계된 차량 가속도를 구현하는데 필요한 타이어 구동력 또는 제동력 F_T 는 다음과 같이 구해진다.

$$F_T = M_v \dot{v}_{f_des} + F_r + C_d v_f^2 \quad (22)$$

엔진은 위에서 구한 타이어력 F_T 에 상당하는 토크 외에도 차륜 및 엔진 등을 회전시키는 토크를 발생시켜야 되는 엔진 발생시켜야 하는 토크는 다음과 같이 주어진다.

$$T_{net_des} = J_{eff} \dot{\omega}_{edes} + H_r \cdot r_{drive} \cdot r_{gear} (C_d v_f^2 + F_r) \quad (23)$$

여기서 H_r 은 타이어 반경, r_{drive} 는 종감속 기어비, r_{gear} 는 기어비이다. 한편, J_{eff} 는 엔진축에서 환산한 차량 질량, 휠 관성 모우멘트, 엔진 유효 관성 모우멘트(J_{ep})의 합인 유효 관성 질량 모우멘트로 다음과 같이 주어진다.

$$J_{eff} = (M_v \cdot H_r^2 + J_w) \cdot r_{drive}^2 \cdot r_{gear}^2 + J_{ep} \quad (24)$$

또한, $\dot{\omega}_{edes}$ 는 설계된 차량가속도에 해당하는 엔진 각가속도로 아래식과 같다.

$$\dot{\omega}_{edes} = \frac{\dot{v}_{f_des}}{H_r \cdot r_{drive} \cdot r_{gear}} \quad (25)$$

따라서, 엔진이 발생시켜야 할 토크는 다음과 같이 주어진다.

$$T_{net_des} = J_{eff} \cdot \left(\frac{\dot{v}_{f_des}}{H_r \cdot r_{drive} \cdot r_{gear}} \right) + H_r \cdot r_{drive} \cdot r_{gear} (C_d v_f^2 + F_r) \quad (26)$$

만약 이 T_{net_des} 값이 현재의 엔진 속도에서 트로틀밸브가 완전히 닫히는 경우의 엔진토크(음의 최대 엔진 브레이크 토크)값 보다 작은 경우

에는 트로틀 각도는 최소각도가 되어야하고 필요한 브레이크 토크 명령이 구해져야한다. 이와 반대의 경우는 브레이크 토크 명령은 0 이 되고 적절한 트로틀 각도 명령이 구해져야한다. 각 엔진 속도에서의 최대 엔진 브레이크 토크는 정상상태 엔진 실험에서 구해진 값을 사용하였다. 전자의 경우 필요한 브레이크 토크 값 T_{b_des} 는 기어비로부터 아래와 같이 계산된다.

$$T_{b_des} = \frac{T_{net} - T_{net_des}}{\gamma_{drive} \cdot \gamma_{gear}} \quad (27)$$

3.2.1 트로틀 제어 알고리즘

엔진 토크(T_{net})은 m_a 와 ω_e 와의 비선형 엔진맵으로 나타내진다. 즉

$$T_{net} = T_{net}(\omega_e, m_a) \quad (28)$$

에서 ω_e 와 원하는 엔진 토크 T_{net_des} 가 주어진 경우, 원하는 엔진매니폴드내의 질량 m_{a_des} 는 위의 비선형 엔진맵으로부터 다음과 같이 구해진다.

$$m_{a_des} = m_{a_des}(T_{net_des}, \omega_e) \quad (29)$$

엔진토크에 관한 슬라이딩 면 s_f 를 다음과 같이 정의하고,

$$s_f = m_a - m_{a_des} \quad (30)$$

s_f 를 0 으로 수렴시키기 위하여

$$\dot{s}_f = -\lambda_f s_f, \quad \lambda_f > 0 \quad (31)$$

를 만족시키는 트로틀 개도(α_c)를 구하기 위해 (1)식을 사용한다. 즉

$$\dot{m}_{ai}(\alpha_c, m_a) = \dot{m}_{ao}(\omega_e, m_a) + \dot{m}_{a_des} - \lambda_f (m_a - m_{a_des}) \quad (32)$$

를 만족시키는 α_c 를 \dot{m}_{ai} 맵으로부터 구할

수 있다[10]. 여기서 \dot{m}_{a_des} 은 다음과 같이 근사적으로 구할 수 있으며, Δt 는 제어루프 타임이다.

$$\dot{m}_{des} = \frac{m_{a_des}(t) - m_{a_des}(t - \Delta t)}{\Delta t} \quad (33)$$

3.2.2 브레이크 제어 알고리즘

브레이크 제어기 설계도 역시 브레이크 토크에 대한 슬라이딩면 s_b 를 다음과 같이 정의한다.

$$s_b = T_b - T_{b_des} \quad (34)$$

브레이크 토크에 관한 슬라이딩면이 다음 관계를 만족하도록 브레이크 토크명령 T_{b_c} 를 구하였다.

$$\dot{s}_b = -\lambda_b s_b, \quad (\lambda_b > 0) \quad (35)$$

즉, (6), (7), 및 (34)식으로부터 다음과 같은 식이 성립하며,

$$\begin{aligned} \dot{s}_b &= \dot{T}_b - \dot{T}_{b_des} \\ &= -\tau_b T_b + T_{b_c} - \dot{T}_{b_des} = -\lambda_b s_b \end{aligned} \quad (36)$$

(33)식으로부터 브레이크 명령은 다음과 같이 주어진다.

$$T_{b_c} = \dot{T}_{b_des} - \lambda_b s_b + \tau_b T_b \quad (37)$$

4. 실시간 그래픽 시뮬레이션 프로그램 개발

ACC 시스템의 실시간 그래픽 시뮬레이션을 위하여 차량 동역학을 나타내는 미분방정식과 제어 알고리즘을 계산하는 수치적분 프로그램, 수치적분 결과를 실시간으로 Workstation 화면에 나타내는 그래픽 프로그램 및 사용자 인터페이스 프로그램이 C언어로 개발되었다. 사용자 편의의 인터페이스를 통하여 해석과정 수행시 필요한 여러 가지 파라미터들을 쉽게 변경할 수 있으며, 매

시간마다의 자동차의 위치, 속도, 저어크 및 차간 거리 등의 정보를 3차원 그래픽스와 함께 숫자로 나타내어 시뮬레이션의 결과를 쉽게 확인할 수 있다.

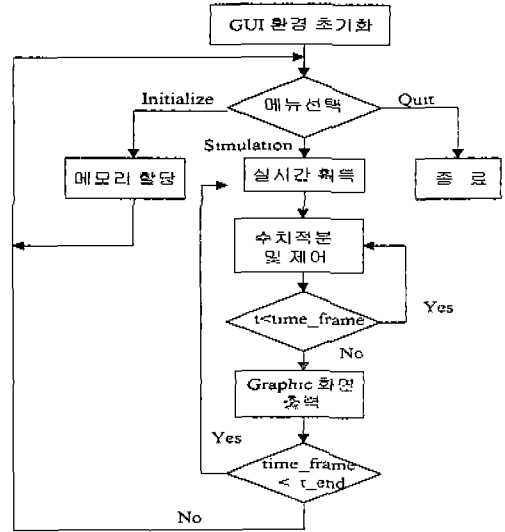


Fig.7 Structure of Real Time Graphic Simulation Program

4.1 차량 동역학 수치 적분 프로그램

수치실험(Numerical Simulation)을 하기 위해서는 제어 알고리즘 개발용 모델보다 복잡한 차량 모델이 필요하다. 본 연구에서는 개개의 차량당 총 7개의 상태 변수(엔진의 속도, 엔진의 매니폴드(manifold)내의 공기 질량, 차량 속도, 차량의 위치, 차량 바퀴의 각속도, 브레이크 토오크, 엔진의 트로틀 앵글)를 가지는 수치적분용 모델을 사용하였다. 모델에 사용되는 제어 변수로는 트로틀 앵글 지령 각도, 브레이크 토크 지령 및 기어 변속비가 사용되었다.

수치 실험용 차량 모델은 제어기 설계에서 고려되는 엔진 및 브레이크 시스템 동특성외에 토크 컨버터(Torque Converter) 특성, 타이어 슬립 및 트로틀 밸브 액츄에이터 동특성을 추가하였다. 앞차와의 거리 및 상대속도를 측정하는 센서들의 시간 지연 및 측정오차 효과도 수치실험할

수 있게 프로그램이 작성되었다. 수치실험은 기본적으로 주어진 초기조건에서 개개의 차량 당 7개의 상태변수를 갖는 미분 방정식들을 수치적으로 적분한다. 수치적분 방법으로 Ruge-Kutta 4th order 방법이 사용되었으며, 적분 시간 간격은 수치 실험대상 차량 대수에 따라 1ms ~ 4ms를 사용하였다. 차량대수가 많아지는 경우는 실시간 계산을 수행하기 위해서 수치적분 오차를 감소하고 수치적분 시간 간격을 크게 하였다. 본 연구에 사용된 Silicon Graphics Workstation에서는, 차량외관 모델이 비교적 간단하고 차량대수가 1대일 경우 1msec 수치적분 시간 간격 적용으로 1초에 약 18프레임의 화면을 보여줄 수 있었고, 차량대수가 4대일 경우 4msec의 수치적분 간격으로 역시 18프레임의 화면을 보여줄 수 있다. 수치실험 프로그램은 기본적으로 여러대의 ACC차량들의 정상상태 및 센서 또는 액츄에이터 오류 발생 상황을 수치실험 할 수 있게 개발되었다.

4.2. 실시간 그래픽 구현 프로그램

실시간 그래픽 구현은 UNIX 환경에서, real-time visual simulation 그래픽 라이브러리인 IRIS Performer[15]를 사용하여 SGI사의 Workstation인 Indigo2에 적용하였다. 실시간 그래픽 구현 여부는 사용하는 Workstation의 성능 및 그래픽으로 나타내지는 차량 외관 모델의 복잡성에 직접적으로 관련되는데, 차량외관이 복잡해지는 경우 그래픽 구현 속도가 떨어져 실시간 시뮬레이션이 불가능해진다.

해석된 결과를 가시화 하는 부분에 있어서, 자동차 모델을 CAD데이터와 같은 정교한 모델을 사용할 수 있어 보다 현실감 있는 시뮬레이션이 될 수 있도록 하였으며, 자동차 주행 환경 역시 보다 현실감있는 CAD데이터를 사용할 수 있도록 하였다. 이 경우 실시간 시뮬레이션이 불가능해질 수 있으므로, 단순화된 차량 외관 모델 데이터를 사용하게 하여 실시간으로 처리될 수 있도록 하였다.

시뮬레이션 결과는 driver's view와 top view로 나타내지는데, driver's view를 이용하면 그림 8 과 같이 차안에서 앞차를 보는 관점으로 시뮬레이션을 수행하여 앞차와의 간격을 보다 현실감 있게 나타낼 수 있으며, top view를 이용하면 그림 9 와 같이 여러 차량의 거동을 관찰할 수 있다.



Fig. 8 Driver's view Simulation

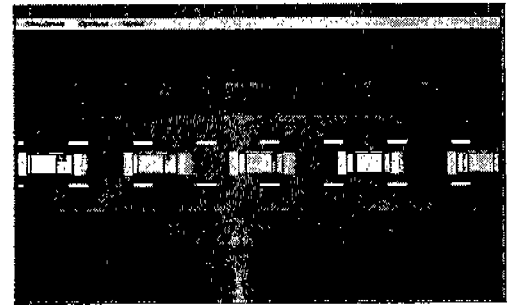


Fig. 9 Top view Simulation

5. 수치실험 및 결과

수치실험은 선행 차량의 속도 가감속률이 작아 엔진만을 사용하여 제어 할 수 있는 경우와, 선행 차량이 급격한 가감속을 하는 경우에 대하여 수행 하였다. 본 수치실험에서는 headway time을 1초로 일정하게 놓았다. 제어 알고리즘의 평가 기준을 거리 오차 1m 이내로 잡았으며, 차량 가속도 및 제어크 기준은 Ioannou의 보고서[17]에서 제시한 다음과 같은 값을 사용하였다.

- max. acceleration : 4m/sec²

- max. acceleration jerk : 3m/sec³
- max. deceleration : -8m/sec²
- max. deceleration jerk : -75m/sec³

그림 10 은 선행 차량이 약 20m/sec의 속도에서 28m/sec의 속도까지 부드럽게 가속하고, 다시 원래의 속도로 감속하는 경우, ACC 차량의 초기 위치가 선행차량과 멀리 떨어져 있어 가속해야 하는 경우의 제어 결과이다. 그림은 위로부터 ACC차량의 거리오차, 차량속도, 차량 가속도, 저어크, 트로틀 밸브 각도 및 브레이크 토오크를 나타낸다. 이 경우 거리 오차에 관한 슬라이딩 면의 이득을 $\lambda_d = 1$ 로 설정하였는데, 주어진 거리 오차 한계에 도달하는데 약 18초의 settling time이 소요되었다. Settling time을 줄이기 위해 $\lambda_d = 1.5$ 로 설정한 경우의 제어 수치 실험 결과를 그림 11 이 나타낸다. 그림 11 에서 settling time이 약 10초 이내로 줄어드는 것이 확인된다. 두 경우 모두 최대가속도는 위에서 제시한 한계 내에 충분히 드나, 저어크는 4 m/sec³ 정도로 최대허용치보다 약간 크다. 그림 12 은 그림 10 및 11 에서와 같은 선행차량의 운행모드에서 단지 ACC차량의 초기 위치가 headway time 설정거리보다 안쪽에 있어서 감속해야 하는 경우의 제어 결과이다. 이경우도 $\lambda_d = 1.5$ 로 설정하였다. $\lambda_d = 2$ 또는 3으로 설정하여 실험할 경우 트로틀 액추에이터의 움직임이 chattering하는 현상이 관측되었으며, 이는 λ_d 의 적절한 선택이 중요함을 알 수 있다. 그림 13 은 선행 차량이 급격한 가감속 운동을 하는 경우에 ACC 차량의 초기 위치가 선행 차량과 멀리 떨어져 있어(14m) 가속해야 하는 경우이다. 선행차량의 속도 궤적은

$$v(t) = 10.5 - 2.5 \cos\left(\frac{2\pi}{10}(t-5)\right) \text{ (m/sec)}$$

인데 최대 가속도는 약 1.57m/sec² (0.16g)이다. 이경우도 $\lambda_d = 1.5$ 로 설정하였다. 이 경우 초기가속시 최대 저어크가 약 10m/sec³ 정도로

최대 허용치 보다 큰데 이는 앞으로 급격한 가감속시의 제어 알고리즘 보완을 통하여 해결해야 할 것이다. 그림 14 는 선행 차량이 그림 13 에서와 같이 급격한 가감속 운동을 하는 경우 ACC차량이 초기에 선행 차량에 근접하여 있는 경우(4m)로 ACC 차량이 초기에 급격한 감속을 해야 하는 경우이다. 이 경우에도 초기 감속시 저어크가 최대허용값 보다는 작지만 약 18m/sec³ 정도로 큰 편이다. 그림 15 는 그림 10 에서와 모든 조건이 같으나 4대의 ACC 차량이 운행하는 경우이다. 초기에 4대의 ACC차량은 앞 차량과 4m의 간격을 가지고 있다.

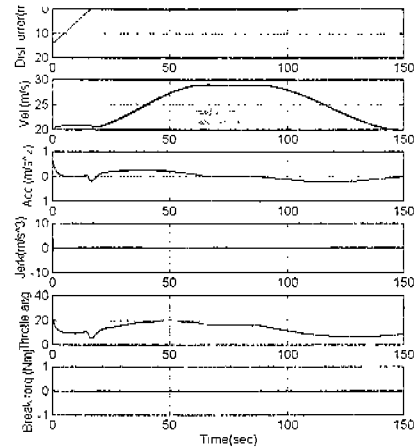


Fig. 10 Mild Accel.& Deccel. Case (Initial spacing=34m, $\lambda = 1.0$, $th = 1.0$ sec)

상기한 모든 경우에 차량간격 오차는 모두 70cm 이내로 제어되므로 간격 제어성능은 양호한 편이다.

6. 결론

본 연구에서 ACC 차량 제어 및 수치 실험용 종적 차량모델을 제시하였다. 또한 제시된 모델과 Multiple Surface Sliding Control 방법을 이용한 ACC 차량의 트로틀 밸브 및 브레이크

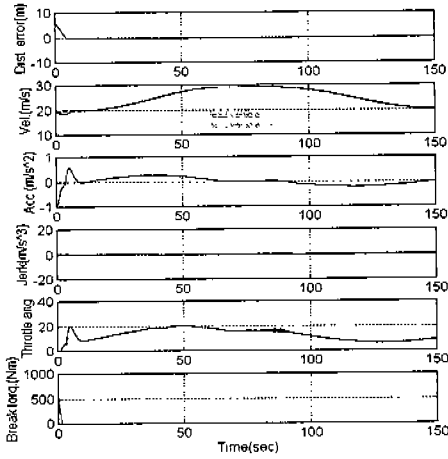


Fig. 12 Mild Accel. & Deccel. Case (Initial spacing=14m, $\lambda d=1.5$, $th=1.0sec$)

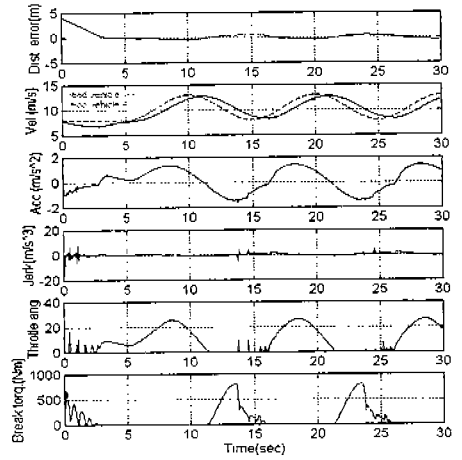


Fig. 14 Severe Accel. & Deccel. Case (Initial spacing=4m, $\lambda d=1.5$, $th=1.0sec$)

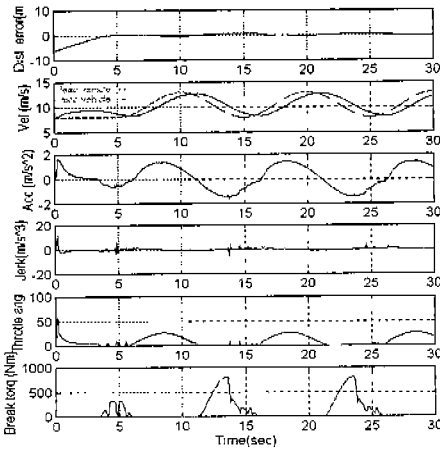
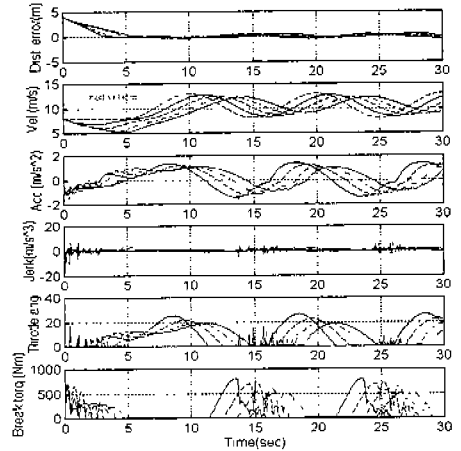


Fig. 13 Severe Accel. & Deccel. Case (Initial spacing=14m, $\lambda d=1.5$, $th=1.0sec$)



car1: — car2: - - car3: - · - car4: · · ·

Fig. 15 Severe Accel. & Deccel. Case (Initial spacing=4m, $\lambda d=1.5$, $th=1.0sec$)

제어 알고리즘이 개발되었으며, 정상상태 및 센서/액츄에이터 오류 발생 상황에서 여러대의 ACC차량의 운행 상황을 수치실험하고 수치실험 결과를 Workstation 상에서 실시간으로 나타낼 수 있는 ACC 차량 시뮬레이터를 개발하였다. 급격한 가감속을 하는 선행차량 속도제어 및 완만히 변하는 속도제어에 대한 수치실험에서 설

계된 제어 알고리즘이 1m이내의 간격오차 및 비교적 안락한 승차감을 유지하는 것을 확인하였다. 개발된 ACC 시스템 실시간 수치실험 프로그램은 비선형 견실제어 방법의 도입에 의한 정밀한 차량 간격제어기 설계 및 다양한 상황에 대

한 ACC 수치실험을 통하여 ACC 실차량 개발에 유용하게 사용될 수 있을 것이다.

후 기

본 연구는 97년 한국과학재단 핵심전문연구 971-1001-005-1에 의하여 연구되었으며, 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Bender J. G. "An Overview of System Studies of Automated Highway Systems," IEEE Trans. on Vehicular Technology, Vol. VT-40, No.1, Feb. 1991.
2. Shladover, S., et al., "Automated Vehicle Control Developments in the PATH Program," IEEE Trans. on Vehicular Technology, Feb. 1991.
3. Hedrick, J. K., McMahan. D. H., Swaroop, D., "Vehicle Modeling and Control for Automated Highway Systems," ITS Publication UCB-ITS_PRR-93-24, Nov. 1993.
4. Matsumoto, T., "Toyota Advanced Safety Vehicle(ASV)", 4th ITS World Congress in Berlin 1997.
5. Hedrick J. K. , Rao B. , Sheikholeslam S. , Swaroop D. , and Varaiya P. , "On Autonomous Intelligent Cruise Control," California PATH Research Report 1992.
6. Ioannou P. , Chien C. C. , and Hauser J. , "Autonomous Intelligent Cruise Control," IVHS America, May 1992.
7. Hedrick, J.K., et al., "Longitudinal Control Development for IVHS Fully Automated and Semi-Automated Systems-Phase 1," Dept. of Mechanical Engineering, U.C. Berkeley, California PATH Research Report UCB-ITS-PRR-95-4.
8. Won, M-C., Choi, S-B., and Hedrick, J. K., 1994, "An Adaptive Sliding Mode Control of Automobile Engine Speed Under Unknown Loads," Proceedings of the 1994 ASME Winter Annual Meeting, Transportation Systems, pp. 175-188.
9. Cho D. and Hedrick J. K. , "Automotive Powertrain Modeling for Control," ASME Transactions on Dynamic Systems, Measurements and Control,, December 1989.
10. McMahan, D. H., Hedrick, J. K. , and Shladover, S. E. , "Vehicle Modelling and Control for Automated Highway Systems," Proceedings of the 1990 American Control Conference, San Diego, CA.
11. Slotine, J. E. and Li, W. , "Applied Nonlinear Control", Prentice Hall Inc. , 1991.
12. Won, M. and Hedrick, J. K. , "Multiple Surface Sliding Control of a Class of Uncertain Nonlinear Systems," Int. J. of Control, Vol. 64, No.4, pp. 693 - 706, 1996.
13. Neider, J. et al. , "Open GL Programming Guide," Addison-Wesley, 1993.
14. Bakker E. , Nyborg L., and Pacejka H.B., "Tire Modelling for Use in Vehicle Dynamics Studies," SAE 870421
15. "IRIS Performer Programming Course", Silicon Graphics.
16. 샘플지기, "Motif Programming", 에스컴, 1994.
17. Ioannou, P. and Chien, C.C, "Autonomous Intelligent Cruise Control", California PATH Research Report 92-05-01, May 1992.