

자기조절 퍼지 알고리즘을 이용한 지능순항제어시스템 개발

An Intelligent Cruise Control System using a Self-tuning Fuzzy Algorithm

정승현, 이구도, 김상우, 박부견
(Sueng-Hyun Jung, Gu Do Lee, Sang Woo Kim and PooGyeon Park)

Abstract : The Intelligent Cruise Control system, ICC, is a driver assisting system for controlling relative speed and distance between two vehicles in the same lane. The ICC may be considered as an extension of a traditional cruise control, not only keeping a fixed speed of the vehicle, but correcting the speed also to that of a slower one ahead. This paper presents a real-time self-tuning fuzzy control algorithm to develop ICC. The self-tuning fuzzy control law is adopted to reduce the effects of nonlinearities of the vehicle and various road environments. In the self-tuning algorithm an interior penalty method is applied to preserve the inherent order of membership functions and is modified as an on-line algorithm for real time application. Via simulations, the performance of the suggested control algorithm is compared with a PID and a fuzzy control without self-tuning. The suggested control algorithm is implemented on PRV III and the results of the test driving on a local road are given.

Keywords : ICC, self-tuning fuzzy control, interior penalty function, headway control, speed control

I. 서론

최근 운전자의 안전과 승차감을 향상시키기 위한 다양한 연구가 진행되고 있으며 그 중의 하나가 지능순항제어시스템(Intelligent Cruise Control System, ICC)의 개발에 대한 연구이다. 지능순항제어시스템이란 고속도로상에서 운전자의 도움없이 가속기(throttle valve)와 감속기(brake)를 조절하여, 주행 차량의 전방에 장애물(다른 차량)이 없을 시에는 운전자가 요구하는 속도를 유지하고, 전방에 차량이 출현하였을 때에는 앞차량과의 안전거리를 유지하면서 앞차량을 추종하는 제어를 말한다. 이와 같은 기능을 하기 위하여 ICC는 크게 전방제어기(headway controller)와 속도제어기(speed controller)로 구성되어 있다. 전방제어기는 앞차량과의 상대거리 및 상대속도를 이용하여 적절한 속도명령을 만들어 내며, 속도제어기는 이러한 속도명령을 추종하기 위하여 가속기와 감속기를 제어한다.

이러한 ICC를 구현하기 위해서는 비선형성을 포함하는 차량 모델, 체계적인 전방제어 알고리즘, 그리고 무엇보다도 차량 운행 환경의 여러 가지 변화에 대응하기 위한 강인성 및 적응성을 갖춘 속도제어 알고리즘이 중요하다. 지금까지 주로 차량의 비선형 모델[1][2][3]과 차량 주행의 시스템적 해석[4][5]을 이용한 알고리즘이 많이 소개되었다. 그러나 이러한 연구들은 주로 차량의 비선형성만 고려하였을 뿐, 차량변수의 시변성 및 도로의 다양한 조건들을 고려하지 않음으로써 차량 운행 환경 변화에 따른 적응성 및 안정성을 보장할 수 없는 문제점을 가지고 있다. 이러한 문제를 해결하기 위하여 다중 구조, 혹은 직렬 접속 구조를 갖는 제어기[6][7]가 소개되었고, 동시에 강인성 및 적응성이 뛰어난 퍼지 제어를 이용한 알고리즘[5][7][8]에 많은 관심이 쏠리고 있다. 본 논문에서는 이러한 퍼지 알고리즘에 자기조절 기능을 추가하여 차량의 비선형성 및 시변성, 그리고 환경 변화에 대한 강인성 및 적응성을 증대시킨 ICC를 제시한다.

일반적으로 퍼지 제어기는 소속도 함수와 퍼지 룰이 제

어 대상을 얼마나 잘 묘사하느냐에 따라 성능이 크게 좌우된다. 그러나 최적의 소속도 함수와 퍼지 룰을 찾는 것은 불가능하다. 특히, 주행 중인 차량과 같이 주위의 환경 변화가 심하고 제어 대상이 시간에 따라 많은 변화를 보이는 경우는 고정된 소속도 함수와 퍼지 룰로는 시스템의 안정된 성능을 보장할 수 없다. 이와 같은 결점을 보완하기 위하여 본 논문에서는 주위의 환경 변화나 차량 상태에 따라서 소속도 함수와 퍼지 룰을 최적의 상태로 조절할 수 있는 자기조절 기능을 구현하였다. 자기조절은 일반적으로 최하강하법(gradient method)을 이용하여 수행되는데 이 경우 퍼지 집합간의 고유질서가 어긋날 수 있다. 이러한 문제를 해결하기 위하여 내부 벌칙 방법(Interior Penalty Method)이 제시되었다[9]. 그러나 이 방법은 오프-라인 알고리즘으로 실시간 제어에 적용할 수가 없다.

본 논문에서는 정상상태에서 차량 입력과 출력 관계가 선형이라는 가정하에 온-라인 알고리즘으로 개발하여 실시간 제어에 적용하였다. 모의실험(simulation)을 통하여 본 논문에서 제시한 ICC와 기존의 PID 제어를 이용한 ICC, 그리고 자기조절 기능이 없는 퍼지 제어를 이용한 ICC의 성능을 비교한 결과 본 논문에서 제시한 ICC가 가장 우수한 성능을 보임을 확인하였다. 또한 시험차량을 이용하여 실제 도로주행시험을 수행한 결과 제시된 알고리즘이 도로 조건의 변화에도 매우 강인함을 보였다.

본 논문의 구성은 II장에서 모의실험 및 퍼지 제어기의 오프-라인 조절을 위한 차량모델을 설명하고, III장에서는 ICC의 구조 및 전방제어기와 속도제어기의 원리를 설명한다. IV장에서는 자기조절 퍼지제어 알고리즘을 설명하고, V장에서는 모의실험 및 실제 도로주행시험을 통하여 제안된 알고리즘의 성능을 검증하고, VI장에서 결론을 맺는다.

II. 차량 모델

퍼지 알고리즘을 이용하여 설계된 속도제어기의 성능을 판단하고, 실제 차량제어에서 퍼지 제어기 변수의 초기치 설정을 위해 본 논문에서는 실차 실험에 앞서 모의실험을 거쳤다. 이 모의실험에 사용한 차량의 모델은 D. Cho와 J. K. Hedricks가 제시한 방법[1]을 기초로 이루어졌다.

차량의 모델은 “엔진 시스템”, “자동 변속 시스템”, “동력

전달 시스템”과 “브레이크 시스템”으로 구성되었다. 차량 모델의 전체 구조는 그림 1과 같다[2].

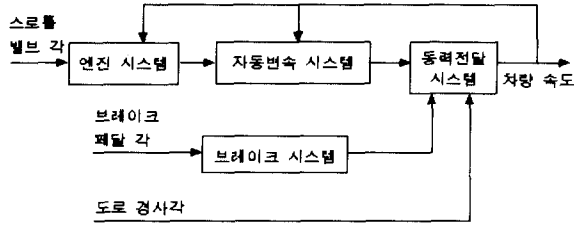


그림 1. 차량의 전체 모델.
Fig. 1. Longitudinal vehicle model.

1. 엔진 시스템

엔진은 2개의 상태 변수를 사용하여 모델링하였다[1]. 상태 변수는 흡기 다기관(intake manifold)내의 공기 질량 값과 엔진의 회전 속도이다. 먼저, 다기관 내의 공기 질량의 상태 방정식을 살펴보면 (1)-(3)과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{m}_a &= \dot{m}_{ai} - \dot{m}_{ao} & (1) \\ \dot{m}_{ai} &= MAX \cdot TC \cdot PRI & (2) \\ \dot{m}_{ao} &= c_1 \cdot \eta_{vol} \cdot m_a \cdot \omega_e & (3) \end{aligned}$$

- m_a : 다기관 내의 공기 질량
- m_{ai} : 다기관으로 흡입되는 공기 질량
- m_{ao} : 다기관에서 배출되는 공기 질량
- ω_e : 엔진의 회전 속도

위에서 MAX는 다기관으로 주입되는 공기의 최대 변화율을 나타낸다. TC는 스로틀 밸브의 각을 [0,1]의 범위로 정상화(normalization)시키는 함수이며, PRI는 정상화된 스로틀 밸브 각에 대한 공기 압력의 영향을 수식화한 함수며 각각 (4), (5)로 주어진다.

$$TC = \begin{cases} 1 - \cos(1.14459 \cdot \alpha - 1.06) & , \alpha \leq 79.64^\circ \\ 1 & , \alpha > 79.64^\circ \end{cases} \quad (4)$$

$$PRI = 1 - \exp(9 \cdot (\frac{P_m}{P_{atm}} - 1)) \quad (5)$$

- α : 스로틀 밸브의 각
- P_{atm} : 대기압
- P_m : 다기관 내의 공기압

(3)에서 c_1 은 물리적 상수로 (6)과 같이 주어지고 η_{vol} 는 엔진의 에너지 효율을 나타내는 체적효율(volumetric efficiency)로서 (7)로 나타난다.

$$c_1 = \frac{V_e}{4\pi \cdot V_m} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \eta_{vol} &= (24.5 \omega_e - 3.10 \times 10^4) m_a^2 \\ &+ (-0.167 \omega_e + 222) m_a \\ &+ (8.10 \times 10^{-4} \omega_e + 0.352) \end{aligned} \quad (7)$$

또한 엔진의 회전 속도인 ω_e 에 대한 상태 방정식을 알아보면 다음과 같다.

$$I_e \cdot \dot{\omega}_e = T_i - T_f - T_a - T_b \quad (8)$$

$$T_i = C_t \cdot \frac{\dot{m}_{ao}(t - \Delta t_{it})}{\omega_e(t - \Delta t_{it})} \quad (9)$$

- T_i : 엔진 지시 토크
- T_f : 엔진 마찰 토크
- T_a : 엔진 엑세서리 토크
- T_b : 토크 변환기 펌프 토크
- Δt_{it} : 다기관 주입 시간과 토크 생성 간의 시간 지연

2. 자동 변속 장치

자동 변속 장치 토크 변환기의 토크 변환식은 (10)과 같다[1].

$$\begin{aligned} i) \frac{\omega_t}{\omega_p} \leq 0.9 : \\ T_p &= 3.4325 \times 10^{-3} \omega_p^2 + 2.2210 \times 10^{-3} \omega_p \omega_t \\ &\quad - 4.6041 \times 10^{-3} \omega_t^2 \\ T_t &= 5.7656 \times 10^{-3} \omega_p^2 + 0.3107 \times 10^{-3} \omega_p \omega_t \\ &\quad - 5.4323 \times 10^{-3} \omega_t^2 \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} ii) \frac{\omega_t}{\omega_p} > 0.9 : \\ T_p = T_t &= -6.7644 \times 10^{-3} \omega_p^2 + 32.0084 \times 10^{-3} \omega_p \omega_t \\ &\quad - 25.2441 \times 10^{-3} \omega_t^2 \end{aligned}$$

- ω_p : 토크 변환기 펌프 회전 속도
- ω_t : 토크 변환기 터빈 회전 속도
- T_p : 토크 변환기 펌프 토크
- T_t : 토크 변환기 터빈 토크

자동 변속 장치의 기어 변속 모델은 수식적인 복잡성을 피하기 위해 기어 변속이 현재 차량의 속도에 의해서만 결정된다는 이상적인 환경을 가정하고 (11)로 나타내었다.

$$N_t = \frac{\omega_t}{\omega_e} = \begin{cases} 3.967 & , v < 10 \\ 2.137 & , 10 \leq v < 30 \\ 1.360 & , 30 \leq v < 50 \\ 1.0 & , 50 \leq v < 70 \\ 0.850 & , v \geq 70 \end{cases} \quad (11)$$

- N_t : 토크 변환기 기어비
- v : 차량 속도

3. 동력 구동부(Drivetrain model)

자동 변속 장치를 거친 엔진 동력을 차량의 바퀴로 전달하는 동력 구동부의 모델은 그림 2와 같은 상황에서 유도된다[10].

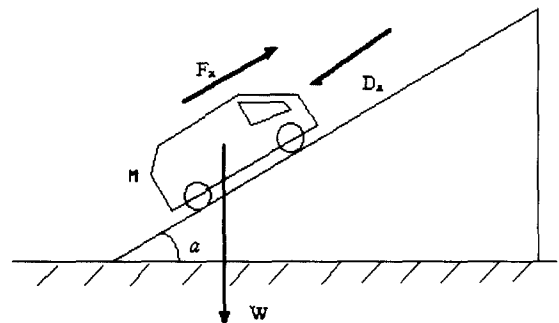


그림 2. 차량의 자유 물체도.
Fig. 2. Free body diagram of vehicle.

차량의 가속도 a_x 는 (12)에서와 같이 차량에 작용하는 각종 힘들의 벡터 합에 의해 결정된다.

$$\begin{aligned}
 M \cdot a_x &= F_x - F_R - D_a \\
 D_a &= \eta_a \cdot v^2 \\
 F_R &= W \cdot \sin(a) \\
 F_x &= \frac{T_e \cdot N_t \cdot N_f}{h_r} - (I_e \cdot N_t^2 + T_{wr}) \cdot \frac{a_x}{h_r}
 \end{aligned} \tag{12}$$

- D_a : 공기 저항
- η_a : 공기 저항 계수
- F_R : 주행 항력
- W : 차량 중량
- a : 도로 경사각
- F_x : 차량 구동력
- T_e : 엔진 출력
- h_r : 후륜의 반경
- I_e : 엔진의 관성 모멘트
- a_x : 차량 가속도
- M : 차량 질량
- N_t : 자동 변속 장치 기어비
- N_f : 종감속비

차량의 속도는 구해진 차량의 가속도를 이용하여 (13)에 의해 계산한다.

$$v(t) = \int_0^t a_x(\tau) d\tau + v(0) \tag{13}$$

이렇게 유도된 모델은 속도제어기의 모의실험과 설계될 퍼지 제어기의 오프-라인 조절에 사용된다. 오프-라인으로 조절된 퍼지 제어기의 값은 차량 실험에서 온-라인 자기조절의 초기값으로 사용된다.

III. 지능순항제어시스템(Intelligent cruise control system)

본 논문에서 제시한 지능순항제어시스템의 구조는 그림 3과 같다. 그림에서 보듯이 지능순항제어시스템은 크게 “전방제어기(headway controller)”와 “속도제어기(speed controller)”로 구성되어 있다.

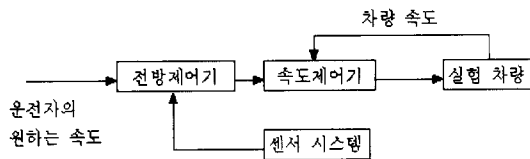


그림 3. ICC의 구조.
Fig. 3. Structure of ICC.

전방제어기란 실험 차량의 전방에 관한 정보(예: 앞 차량과의 거리 및 상대 속도)를 이용하여 속도제어기에 최적의 속도 명령을 전달하게 된다. 그리고 속도제어기는 주어진 속도에 따라 실험 차량의 속도를 제어한다. 이런 구조에서 지능순항제어시스템의 성능에 영향을 미치는 것은 전방에 관한 정보 수집 능력과 속도제어기의 속도 추종 성능이다. 본 논문은 비선형 제어에 뛰어난 퍼지 제어 알고리즘을 속도제어기에 사용하였고, 전방에 관한 정보는 실험 차량에 부착된 레이저 센서를 이용하여 수집한다.

1. 전방제어기(Headway controller)

전방제어기의 입력은 운전자의 원하는 속도와 센서 시스템으로부터의 전방 정보이다. 전방 정보는 앞 차량이 존재할 때 앞 차량과의 거리와 상대 속도이다. 전방제어기는 두 입력을 이용하여 최적의 속도와 가속도를 속도제어기에 전달하여, 앞 차량의 속도로 실험 차량의 속도를 동기시키거나, 전방에 장애물이 없을 시 차량의 속도 명령을 운전자의 원하는 속도로 한다. 여기서, 가속도는 승차감을 고려하여 실험을 통해 구해진다. 전방제어기는 “속도제어 모드”, “전방제어 모드”와 “경보 모드”로 모두 3개의 모드를 가진다. 이들 모드간의 선택은 그림 4에 나타난 선도에 의해 이루어진다[11].

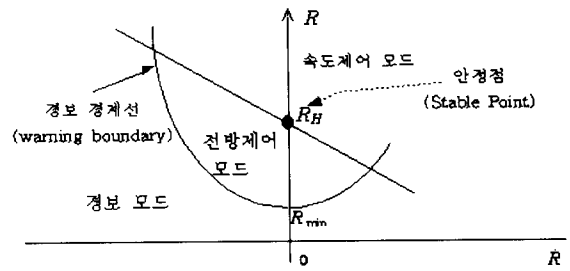


그림 4. 전방제어기 모드 선택.
Fig. 4. Mode selection of headway controller.

그림 4의 직선의 방정식은 (14)와 같다.

$$\begin{aligned}
 R_H &= T \cdot \dot{R} + R \\
 R_H &: \text{최적 상대 거리} \quad R : \text{상대 거리} \\
 \dot{R} &: \text{상대 속도} \quad T : \text{전방제어 시정수}
 \end{aligned} \tag{14}$$

(14)에서 T 가 크면 안정점(상대 속도가 0이고, 상대 거리가 R_H 인 점)으로 수렴하는 시간이 길어지고, 작으면 짧아진다. 그림 4의 포물선의 방정식은 (15)와 같다.

$$R = \frac{1}{2 \cdot a_{\min}} \cdot \dot{R}^2 + R_{\min} \tag{15}$$

R_{\min} 은 앞차량과의 최소 상대 거리를, a_{\min} 은 승차감을 고려한 차량의 최대 감속 능력을 나타낸다. 그림 4의 선도에서 전방 정보 (R, \dot{R})의 위치에 따라서 전방제어기의 모드가 결정된다. 전방제어 모드에서는 1차 전방제어 알고리즘을 이용하고 있다. 이 알고리즘의 입력은 앞 차량과의 거리와 상대 속도 정보이다. 1차 전방제어 알고리즘은 (16)처럼 표현된다.

$$\begin{aligned}
 V_c &= V_p + \frac{R - R_H}{T} \\
 V_p &= V_a + \dot{R} \\
 R_H &= V_a \cdot T_H + R_{\min}
 \end{aligned} \tag{16}$$

- V_c : 속도 명령
- V_p : 앞 차량 속도
- V_a : 실험 차량 속도
- T_H : 전방 거리 상수

(16)을 정리하면 (17)과 같이 표현되며, 시간의 흐름에 따라 R 은 R_H 로, V_c 는 V_p 로 수렴함을 알 수 있다. (17)에서 R_0 는 상대 거리의 초기치를 나타낸다.

$$\begin{aligned}
 R &= R_0 \cdot e^{-\frac{t}{T}} + R_H \\
 V_c &= V_p + \frac{1}{T} \cdot R_0 \cdot e^{-\frac{t}{T}}
 \end{aligned} \tag{17}$$

표 1은 실제 차량의 실험에 사용된 전방제어기 각 변수의 값을 나타내고 있다.

표 1. 전방제어기의 변수값.
Table 1. Parameter values of headway controller.

변수명	T	T_H	R_{\min}	a_{\min}
변수값	10.0(sec)	3.4(sec)	3.0(m)	-0.882(m/s ²)

2. 속도제어기

속도제어기의 입력은 속도 명령과 가속도 명령이다. 즉, 주어진 속도 명령과 가속도 명령에 따라 실험 차량의 속도를 제어하게 된다. 속도제어기는 크게 가속도 제어기와 속도 조절기로 구성되며, 이들간의 선택은 속도 명령과 실험

차량의 현재 속도와 의 차이에 의해 결정된다. 이를 도식화한 것이 그림 5이다.

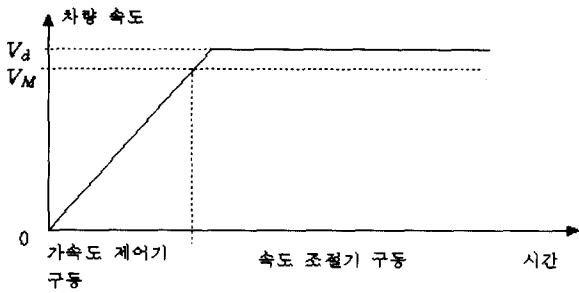


그림 5. 속도제어기의 구동 방법.
Fig. 5. Operation of speed controller.

그림 5에서 V_d 는 속도 명령이고, V_M 는 (18)에 의해 정의된다.

$$M_d = V_d \cdot \frac{5}{100} \quad (18)$$

$$V_M = V_d - M_d$$

즉, 가속도 제어기와 속도 조절기 간의 선택은 속도 명령과 현재 속도와의 차이를 e 라고 하면, $\|e\| \geq M_d$ 이면 가속도 제어기가 작동하며, $\|e\| < M_d$ 이면 속도 조절기가 작동한다. 이런 구조를 사용함으로써 실험 차량의 속도뿐 아니라 가속도 또한 제어할 수 있다. (18)에서 $\frac{5}{100}$ 값은 모의실험을 통해 얻어진 실험값이며, 이 값을 이용할 때 속도 응답에 과도현상(overshoot)이 최소화되었다. 속도제어기의 전체 구조는 그림 6에 나타나 있다. 제어기 선택자에 의해 가속도 제어기와 속도 조절기 중 하나의 제어기를 선택하고, 선택 정보는 출력 선택자로 전달된다. 출력 선택자에서는 현재 작동 중인 제어기의 출력을 실험 차량으로 전달하게 된다. 여기서, 출력은 스톱클 밸브의 위치 값이나, 브레이크 페달의 위치값이다.

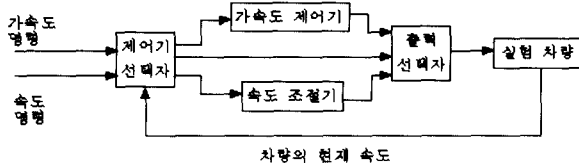


그림 6. 속도제어기의 구조.
Fig. 6. Structure of speed controller.

본 논문은 가속도 제어기와 속도 조절기의 설계에 있어 퍼지 제어 알고리즘을 사용하였고, 도로 환경이나 차량의 상태 변화에 적용할 수 있도록 자기조정 기능을 첨가하였다. 자세한 퍼지 제어 알고리즘은 다음 장에서 다루고 있다.

IV. 퍼지 제어 알고리즘

III장에서 보이고 있는 퍼지 제어 알고리즘은 속도제어기에 사용되는 가속도 제어기와 속도 조절기에 사용되며, 각각의 제어기에 대해 다른 퍼지 집합 소속도 함수와 퍼지 룰을 적용하였다. 퍼지 제어기의 전체 구조는 그림 7에 보이고 있다.

퍼지 제어기의 입력인 오차값(e)과 오차 변화율(\dot{e})은 입력 이득 P_e 와 P_{de} 에 의해 $[-1,1]$ 로 변환된다. 그리고, 퍼지 제어기의 출력값의 범위는 $[-1,1]$ 이며, 이 값은 출력 이득 K_a 와 K_b 에 의해 물리적 범위로 변화된다. 이 퍼지 제어

기의 자세한 구조는 그림 8에서 보이고 있다.

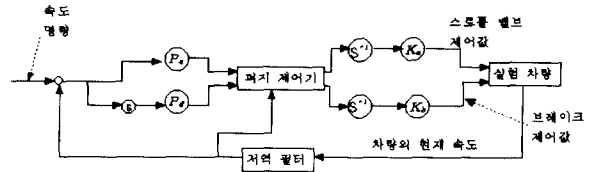


그림 7. 퍼지 제어기의 전체 구조.
Fig. 7. Overall structure of fuzzy controller.

1. 퍼지 제어 알고리즘

퍼지 제어 알고리즘은 크게 퍼지화 모듈, 퍼지 추론 모듈, 퍼지 룰, 비퍼지화 모듈로 구성되어 있다. 퍼지화 모듈은 $[-1,1]$ 의 값을 가지는 두 입력을 퍼지화하는 블록이다. 퍼지화를 위한 퍼지 집합의 소속도 함수는 그림 9와 같이 삼각형 구조를 가지며 ($a_0, a_1, a_2, a_3, a_4, a_5, a_6$)에 의해 그 특성이 결정된다.

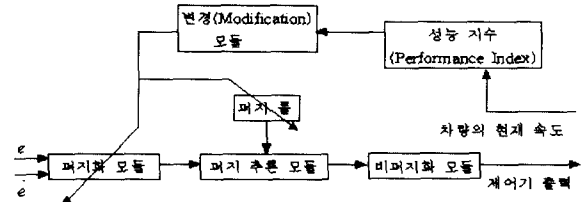


그림 8. 퍼지 제어기 구조.
Fig. 8. Structure of fuzzy controller.

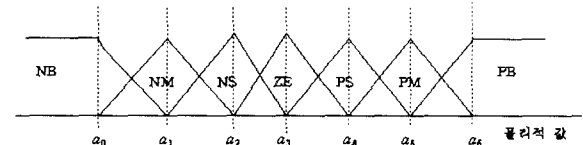


그림 9. 퍼지 집합의 소속도 함수.
Fig. 9. Membership function of fuzzy set.

본 논문에서는 자기조정 기능을 첨가하기 위해, a_0 는 -1 , a_6 은 1 로 고정시켰다. 퍼지 룰은 다음과 같은 일반적인 구조를 취하고 있다.

Rule #(l,m) : IF e is NB and \dot{e} is PS
THEN (스톱클 밸브 출력 변화값) is W_{lm}^a
and (브레이크 출력 변화값) is W_{lm}^b

여기서 W_{lm}^a 는 스톱클 밸브에 대한 퍼지 룰의 출력부이며, W_{lm}^b 는 브레이크 페달에 대한 퍼지 룰의 출력부이다. 퍼지화 결과와 퍼지 룰을 이용하여 퍼지 추론을 실행하게 되며 비퍼지화 모듈에서 비퍼지화를 통하여 제어기의 출력값을 결정한다. 비퍼지화 방식은 무게 중심법을 사용하였고, 그 결과는 (19)와 같다.

$$\Delta Y_a = \sum_{l=0}^6 \sum_{m=0}^6 (A_e^l(e) \cdot A_{de}^m(\frac{de}{dt})) \cdot W_{lm}^a \quad (19)$$

$$\Delta Y_b = \sum_{l=0}^6 \sum_{m=0}^6 (A_e^l(e) \cdot A_{de}^m(\frac{de}{dt})) \cdot W_{lm}^b$$

(19)에서 A_e^l 은 오차값 (e)에 대한 퍼지 집합(NB, NM,

NS, ZE, PS, PM, PB)이고, $A_{\xi k}^m$ 은 오차 변화율 (\dot{e})에 대한 퍼지 집합이다. 스로틀 밸브와 브레이크간의 선택은 (20)에 의해 이루어진다.

$$\begin{aligned}
 Y_a(n+1) &= \frac{1+SEL}{2} \cdot (Y_a(n) + \Delta Y_a(n)) \\
 Y_b(n+1) &= \frac{1-SEL}{2} \cdot (Y_b(n) + \Delta Y_b(n)) \quad (20) \\
 SEL &= \begin{cases} 1 & , Y_b(n) + \Delta Y_b(n) < 0 \\ -1 & , Y_a(n) + \Delta Y_a(n) < 0 \end{cases}
 \end{aligned}$$

위에서 변수 SEL 의 변화는 현재 선택 중인 제어 대상의 제어 입력이 음수가 되었을 때 발생한다. 이는 스로틀 밸브, 혹은 브레이크의 위치가 음수가 되어 구동기가 포화된 상태를 나타내는 것이다. 그리고 현재 선택된 제어 대상의 제어 값이 양수이면 SEL 은 직전 값을 유지하게 된다.

2. 자기조절

본 논문에서 사용한 자기조절 방법은 Ryu Katayama가 제시한 내부 벌칙 방법(Interior Penalty Method)[9]을 사용하였다. [9]에서 제시한 방법은 오프-라인 자기조절 방법으로 실시간 제어에 적용할 수 없으나, 본 논문에서는 정상상태에서 차량 입력과 출력 관계가 선형이라는 가정하에 온라인 알고리즘으로 개발하여 실시간 제어에 적용하였다. 먼저, 기존의 최하강하법(gradient method)만 사용하였을 때의 문제점을 알아보면, 그림 10에서와 같이 자기조절의 결과로 각 퍼지 집합간의 고유 질서가 어긋나는 경우가 있다. 그림 10에서는 소속도 함수 NS(negative small)와 Z(zero)의 위치가 바뀌어 있음을 알 수 있다.

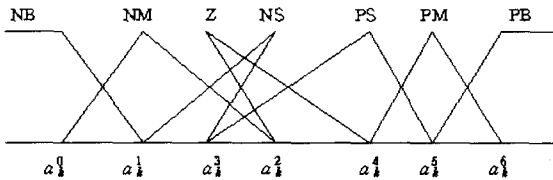


그림 10. 기존 자기조절의 문제점.
Fig. 10. Problem of a conventional self-tuning.

이를 방지하기 위해 비용 함수(cost function)에 오차값과 함께 소속도 함수간의 고유 질서를 수식화한 벌칙 함수(penalty function)를 첨가하게 된다. 이를 수식적으로 알아보면 (21)과 같이 k 번째 입력에 대한 소속도 함수들의 각 꼭지점의 순서를 나타내는 벡터 \vec{g}_k 를 정의한다. 그러면 자기조절에서 만족해야할 조건은 $\vec{g}_k < \vec{0}$ 로 나타낼 수 있다.

$$\vec{g}_k = (a_k^0 - a_k^1, a_k^1 - a_k^2, \dots, a_k^5 - a_k^6) \quad (21)$$

이러한 제한 조건을 수식적으로 표현한 벌칙 함수(penalty function)가 만족해야 할 성질은 (22)와 같다.

$$\begin{aligned}
 \Phi(\vec{g}_k) &> 0 & \vec{g}_k &\in Z \\
 \Phi(\vec{g}_k) &\rightarrow \infty & \vec{g}_k &\rightarrow \partial Z \\
 Z &= \{ \vec{g}_k \mid \vec{g}_k < \vec{0} \} \\
 \partial Z &: \text{집합 } Z \text{의 경계}
 \end{aligned} \quad (22)$$

먼저 조건 $\vec{g}_k < \vec{0}$ 을 만족하는 벡터들로 구성된 집합을 Z 라고 하자. 그러면 \vec{g}_k 가 집합 Z 에 속할 때는 벌칙 함수는 양의 실수값을 가지고 \vec{g}_k 가 집합 Z 의 경계로 접근할수록 벌칙 함수의 값은 무한대에 접근하게 된다. 이러한 성질을 만족하기 위해서 본 논문에서 설정한 벌칙 함수와 이를 이용한 비용 함수를 (23)과 같이 정의하였다.

$$\begin{aligned}
 \Phi(\vec{g}_k) &= \sum_{i=0}^5 \frac{-1}{a_k^i - a_k^{i+1}} \\
 P &= \frac{1}{2} e_r^2 + \gamma \cdot \Phi(\vec{g}_k) \quad (23)
 \end{aligned}$$

$\Phi(\vec{g}_k)$: 벌칙 함수
 P : 비용 함수
 γ : 벌칙 함수의 가중치($\gamma > 0$)
 e_r : 제어기 출력의 오차값

위의 비용함수를 이용하여 임의의 제어기 파라미터 ξ 에 대해 최하강하법을 적용하면 다음과 같은 결과를 얻는다.

$$\begin{aligned}
 \frac{\partial P}{\partial \xi} &= 2e_r \frac{\partial e_r}{\partial \xi} + \gamma \frac{\partial \Phi}{\partial \xi} \\
 \xi(n+1) &= \xi(n) - \nu_0 \cdot \left[2e_r \frac{\partial e_r}{\partial \xi} + \gamma \frac{\partial \Phi}{\partial \xi} \right] \quad (24)
 \end{aligned}$$

위의 식에서 ν_0 는 자기조절의 정도를 나타내는 자기조절 변수이다. 위에서 $\partial e_r / \partial \xi$, $\partial \Phi / \partial \xi$ 는 퍼지 제어기의 출력 생성과정을 이용하여 구할 수 있다. 그러나 e_r 은 제어기의 출력값에 대한 오차값이나 실험 차량의 정확한 모델을 통한 비교값(desired output of controller)을 구할 수 없어 실제로 이용하기 어렵다. 따라서 본 논문에서는 정상상태에서의 제어기 출력의 오차와 차량의 속도 오차는 부호가 같다는 정성적인 가정을 세웠다. 이는 정상상태에서 차량의 속도 오차가 양이면, 즉 현재 속력이 원하는 속력에 미치지 못하면 스로틀 밸브의 개도를 증가시키고, 속도 오차가 음이면 스로틀 밸브의 개도를 감소시키는 방향으로의 제어가 필요하다는 가정이다. 차량의 속도 오차를 $e_{vehicle}$ 이라고 하고 이를 수식으로 표현하면 아래의 (25)와 같다.

$$e_r = K_f(t) e_{vehicle}, \quad K_f(t) > 0 \quad (25)$$

이때 모르는 값인 $K_f(t)$ 대신에 임의의 상수 K_f 를 사용한 $\hat{e}_r = K_f e_{vehicle}$ 를 이용하면 아래의 (26)과 같은 결과를 얻는다.

$$\begin{aligned}
 \xi(n+1) &= \xi(n) - 2\nu_0 \cdot \hat{e}_r \cdot \frac{\partial e_r}{\partial \xi} - \nu_0 \gamma \frac{\partial \Phi}{\partial \xi} \\
 &= \xi(n) - 2\nu_0 \cdot K_f e_{vehicle} \cdot \frac{\partial e_r}{\partial \xi} - \nu_0 \gamma \frac{\partial \Phi}{\partial \xi} \\
 &= \xi(n) - 2\nu_0 \cdot \frac{K_f}{K_f(t)} \cdot K_f(t) e_{vehicle} \cdot \frac{\partial e_r}{\partial \xi} - \nu_0 \gamma \frac{\partial \Phi}{\partial \xi} \\
 &= \xi(n) - 2 \left(\nu_0 \cdot \frac{K_f}{K_f(t)} \right) \cdot e_r \frac{\partial e_r}{\partial \xi} - \nu_0 \gamma \frac{\partial \Phi}{\partial \xi} \\
 &= \xi(n) - \nu_1 \cdot 2e_r \frac{\partial e_r}{\partial \xi} - \nu_2 \frac{\partial \Phi}{\partial \xi} \\
 \nu_1 &= \nu_0 \cdot \frac{K_f}{K_f(t)}, \quad \nu_2 = \nu_0 \gamma
 \end{aligned} \quad (26)$$

즉, 값을 모르는 제어기 출력 오차를 사용하는 대신 차량 출력 오차를 이용한 \hat{e}_r 을 사용함으로써 오차 및 벌칙 함수에 대한 자기조절 변수를 ν_1, ν_2 로 설정하는 것과 같은 결과를 얻는다. 이때 ν_1, ν_2 의 값은 초기의 자기조절 변수인 ν_0 와 벌칙함수의 가중치 γ 를 이용하여 조절할 수 있다. 이때 자기조절은 (23)의 비용 함수 P 를 이용하여 (27)과 같이 나타낸다.

$$\begin{aligned}
 a_k^i(n+1) &= a_k^i(n) - \nu_0 \cdot \frac{\partial P(\vec{g}_k, n)}{\partial a_k^i(n)} \\
 W_{im}^a(n+1) &= W_{im}^a(n) - \nu_0 \cdot \frac{\partial P(\vec{g}_k, n)}{\partial W_{im}^a(n)} \\
 W_{im}^b(n+1) &= W_{im}^b(n) - \nu_0 \cdot \frac{\partial P(\vec{g}_k, n)}{\partial W_{im}^b(n)}
 \end{aligned} \quad (27)$$

a_k^i : k 번째 입력 변수에 대한 소속도 함수의 i 번째 꼭지점
 W_{lm}^a : 스로틀 밸브에 대한 퍼지 룰
 W_{lm}^b : 브레이크 페달에 대한 퍼지 룰
 v_0 : 자기조절 변수

V. 모의실험 및 도로주행시험 결과

속도제어기는 컴퓨터상에서 차량의 모델을 이용하여 기본적인 조절을 수행하였다. 그리고, 이를 실차에 적용시켜 속도제어기의 입력 이득 K_e 와 K_d 와 출력 이득 P_a 와 P_b 들을 실험 차량에 적합하도록 재조정하였다. 그림 11과 그림 12는 컴퓨터 상에서의 모의실험 결과를 나타내고 있다.

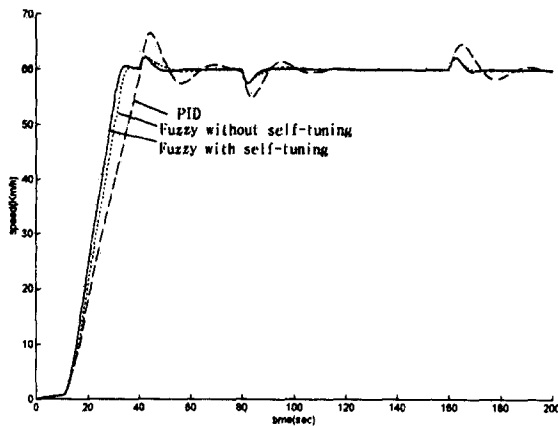


그림 11. 모의실험 결과 - 속도.
 Fig. 11. Simulation results - speed.

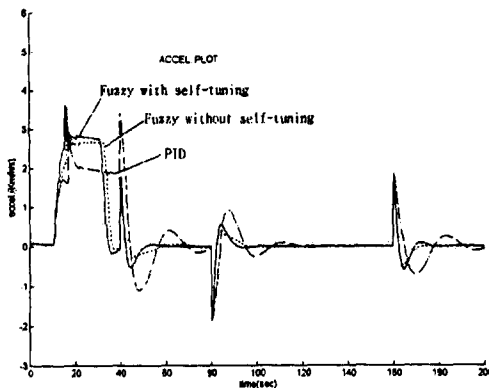


그림 12. 모의실험 결과 - 가속도.
 Fig. 12. Simulation results - acceleration.

모의실험은 환경변화에 대한 제어기의 강인성을 확인하기 위하여 도로의 경사를 변화시키면서 실시하였다. 그림 11은 속도 변화를 나타내고 있으며, 원하는 속도는 60Km/h이며, 원하는 가속도는 3Km/h/sec이다. 그림에서 원호로 표시된 부분에서의 속도의 변화는 도로의 경사각을 초기의 0에서 -8, 0, 다시 -8도로 변화시킨 결과이다. 그림 12는 같은 상황에서 가속도 변화를 나타내고 있다. 본 논문에서 제시한 속도제어기의 성능을 평가하기 위하여 자기조절 기능이 없는 퍼지 제어기와 일반 PID 제어기의 결과도 덧붙였다. 그리고, 자기조절 기능이 없는 퍼지 제어기의 퍼지 변수는 자기조절 기능이 있는 퍼지 제어기의 초기 퍼지 변수와 동일하다. 결과에서 볼 수 있듯이 자기조절 기능을 가진

퍼지 제어기 성능이 가장 우수하다.

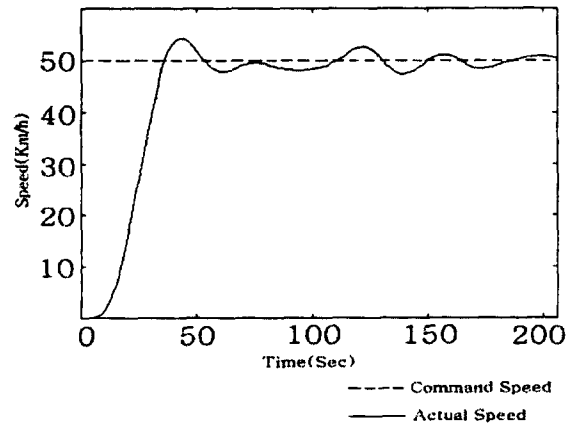


그림 13. 도로주행시험 1.
 Fig. 13. Road test 1.

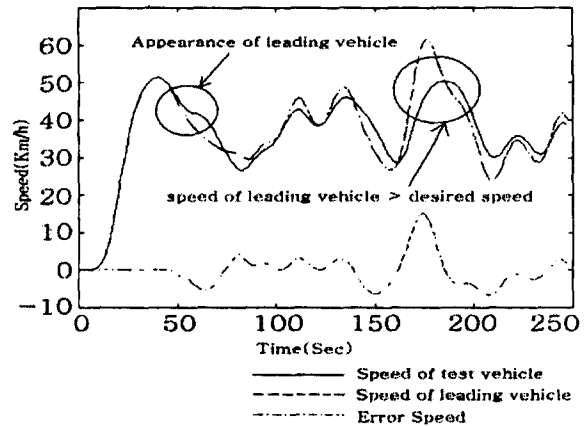


그림 14. 도로주행시험 2.
 Fig. 14. Road test 2.

그림 13과 그림 14는 전체 지능순항제어시스템의 실차 적용 결과를 나타내고 있다. 그림 13은 전방 차량이 없을 때 차량의 속도 변화를 나타내고 있으며, 원하는 속도는 50Km/h이다. 그림에서 차량 속도의 진동현상은 도로 경사각 및 곡률 변화가 심한 국소에서 실험이 행해진 결과이다. 그림 14는 실험 차량 전방에 차량이 출현하였을 때의 실험 결과이며 전방차량과의 동기가 잘 이루어짐을 알 수 있다. 그림 14에서 보듯이(원호가 표시된 지점) 전방 차량의 속도가 운전자의 원하는 속도(50 Km/h)보다 클 때는 차량 속도를 운전자의 원하는 속도로 동기시키다가 전방 차량의 속도가 원하는 속도 이하가 되면 다시 전방 차량에 동기시키는 것을 볼 수 있다.

그림 15는 실제 차량제어에 사용된 하위제어 시스템의 구조를 보이고 있다. 지능순항제어시스템으로부터 전달된 제어 출력은 V55 프로세서를 거쳐서 스로틀 밸브 및 브레이크 제어기로 전달된다. 스로틀 밸브의 구동은 DC 모터를 이용하고 브레이크 페달의 구동은 공압 시스템을 이용하여 이루어진다. 전방 정보의 획득은 차량 전방에 설치된 레이저 센서를 이용하며 레이저 센서는 펄스방식의 단일-빔 센서로 최대 감지거리는 130m, 빔의 퍼짐은 50m 거리에서 약 2m이고 선형성은 빔 중심에서 ±1m 이다.

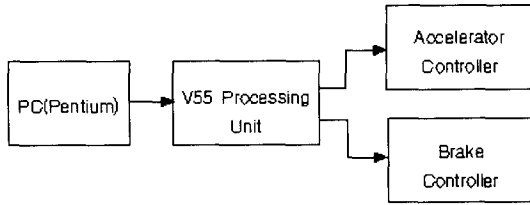


그림 15. 하위제어 시스템의 구조.
Fig. 15. Structure of low-level control system.

VI. 결론

본 논문에서는 실시간 자기조절 기능을 갖는 퍼지 알고리즘을 이용한 지능순항제어시스템을 제안하였다. 지능순항 제어시스템은 차량 변수나 도로 환경의 변화에 대한 강인성과 적응성에 의해 그 성능이 크게 좌우된다. 본 논문에서 제안한 알고리즘은 일반 퍼지 제어기에서 나타날 수 있는 정상상태 오차를 줄여주고, 차량 운행 환경의 여러 가지 변화에 따라 제어기의 제어 변수들을 조절하여 제어기의 적응성을 높였다.

모의실험을 통해 제안된 제어기가 응답 속도와 외란에 대한 강인성이 다른 제어기보다 뛰어남을 알 수 있고, 실제 차량 실험을 통해 이를 검증하였다.

앞으로의 연구 과제로는 급격한 도로 경사각의 변화와 같은 외부 환경의 빠른 변화에 대응하기 위한 연구와 곡선로, 경사로 등에서 전방 감지의 오류를 없애기 위한 센서 병합에 대한 연구가 필요하다.

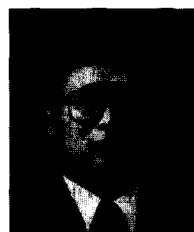
참고문헌

[1] D. Cho and J. K. Hedrick, "Automotive powertrain modeling for control," *Journal of Dyn. Sys. Meas. and Control*, pp. 568-576, vol. 111, 1989.
 [2] P. Ioannou and Z. Xu, "Throttle and brake control systems for automatic vehicle following," *IVHS Journal*, vol. 1(4), pp. 345-377, 1994.
 [3] R. J. Caudill, P. Di Malteo and S. P. Thomas, "Longitudinal control for automated highway vehicles," *Journal of Dyn. Sys. Meas. and Control*, pp. 180-187, vol. 104, 1982.

[4] P. Ioannou and C. Chien, "Autonomous intelligent cruise control," *Trans. on Vehicular Tech.*, pp. 657-672, vol. 42, no. 24, 1993.
 [5] 최재성, 장광수, "차량 간격 자동 제어 장치를 위한 퍼지 적응 제어 알고리즘 개발," 한국 자동차 공학회 춘계 학술 대회, pp. 306-312, 1995.
 [6] S. Germann and R. Ishermann, "Nonlinear distance and cruise control for passenger cars," *Proc. of ACC*, pp. 3081-3085, June, 1995.
 [7] R. Müller and G. Nöcker, "Intelligent cruise control with fuzzy logic," *Fuzzy Logic Technology and Applications*, pp. 74-80, 1994.
 [8] T. P. Leung, Q.-J. Z., Z.-Y. Mao and Yu De-Jiang, "A design method for vehicle dynamic systems based on fuzzy logic control," *Proc. of ACC*, pp. 3239-3243, June, 1995.
 [9] R. Katayama, Y. Kajitami and Y. Nishida, "A self generating and tuning method for fuzzy modeling using interior penalty method," *Proc. of the 2nd Int. Confer. on Fuzzy Logic and Neural Net.* (IIZUKA '92, Iizuka, Japan), pp. 357-360, July 17-22, 1995.
 [10] D. T. Gillespie, "Fundamentals of vehicle dynamics," SAE, 1992.
 [11] P. S. Fancher and R. D. Ervin, "Implications of intelligent cruise control (ICC) systems for the driver's supervisory role," *Proc. of the First World Congress on Application of Transport Telematics and Intelligent Vehicle-Highway Systems*, pp. 2071-2078, Paris, France.
 [12] N. K. Rutland, "Illustration of a new principle of design: vehicle speed control," *Int. J. Control*, pp. 1319-1334, vol. 55, no. 6, 1992.
 [13] S. Sheno, K. Ashenayi and M. Timmerman, "Implementation of a learning fuzzy controller," *IEEE Control System*, pp. 73-80, June, 1995.



정 승 현
 1995년 포항공대 전자전기공학과 졸업. 동대학원 석사(1997). 1997년~현재 (주) 건인 근무. 관심분야는 지능제어, 무인화운행기법 등임.

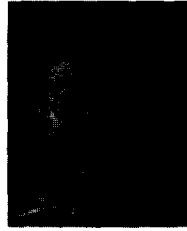


김 상 우
 1983년, 1985년, 1990년 서울대학교 공과대학 제어계측공학과에서 학사, 석사, 박사학위를 받음. 1991년 제어계측 신기술 연구센터 연구원. 1993년 호주 국립대학교 방문교수. 1992년~현재 포항공과대학교 전자전기공학과 조교수. 주요 관심분야는 강인제어, 축차모델링, 공정자동화, 무인화운행기법 등임.



이 구 도

1996년 포항공대 전자전기공학과 졸업.
1996년~현재 동대학원 석사과정 재학
중. 관심분야는 지능제어, 무인화운행
기법 등임.



박 부 권

1983년, 1990년 서울대학교 공과대학
제어계측공학과에서 공학사와 공학석사
학위수여. 1995년 미국 스탠포드 대학
교 전기공학과에서 공학박사 학위수여.
1993년 인도 I.I.S.C. 방문 학자. 1995년
과 1996년 스탠포드 대학 연구원 역임.
1996년 8월 이후 현재까지 포항공과대학교 전자전기공학과
조교수. IEEE Control Society와 시스템 공학회 회원. 현 관
심 분야는 비선형 또는 퍼지 시스템에서의 강인 선형 제어
이론 전개, 그리고 고속 신호 처리 알고리즘 개발 등임.