

〈논 문〉 SAE NO. 953791

자동차 지능주행 제어시스템에 관한 연구

A Study on the Development of Intelligent Cruise Control System

정 용 복,* 송 용 규**
Y. B. Chung, Y. K. Song

ABSTRACT

The problem of designing intelligent cruise control system for a longitudinal motion of an automobile, which is powered by internal combustion engines coupled to an automatic multispeed transmission, is considered. The basic concept is a vehicle-following system which maintains desired spacing between vehicles. This system actuates throttle with the information of the spacing error so as to maintain proper spacing and improve passenger ride comfort. In designing the controller, a modified controller, i.e, PID gain scheduling and fuzzy controller with fuzzy compensator was developed in order to overcome the nonlinearities of the automobile and obtain better performance. The computer simulation results illustrate that the better vehicle responses were obtained with the modified fuzzy controller and, under this controller, the vehicle responses were found to be relatively insensitive to parameter variations

주요기술용어 : Intelligent cruise control(지능주행제어), Vehicle-following system(차량추종시스템), Spacing(간격), Passenger ride comfort(승차감), Parameter variations(변수변화)

1. 서 론

교통사고가 증가함에 따라 자동차의 안정성 추구하고 정체해소를 위한 지적능력을 갖춘 안전 운전 시스템인 지능차량/도로시스템(IVHS : Intelligent Vehicle/Highway System)에 관한 연구

가 활발히 진행되고 있다. 이 시스템중에서 가장 쉽고 안전하며 저렴하게 접근할 수 있는 방법으로 주행중에 운전자가 원하는 앞차와의 거리(Desired Spacing)를 일정하게 유지시켜주는 지능주행제어시스템(ICCS : Intelligent Cruise Control System)을 설계하는 것이 본 연구의 목적이다. 이 시스템은 주행중에 센서를 이용하여 앞차와의 거리를 측정하여 원하는 차간거리와의 오차에 따라 쓰로틀각과 제동력을 조절함으로써

* 정회원, 쌍용자동차(주)

** 한국항공대학교 항공기계공학과

적당량의 가속 및 감속을 하여 앞차와의 거리를 일정하게 유지하고 동시에 운전자의 승차감을 개선시키는 제어시스템이다. 또한 이 시스템은 시계가 양호하지 못한 악천후시와 가속페달과 브레이크페달을 번갈아 밟아야하는 장기 주행시에 운전자들의 피로를 경감시켜 사고를 예방하여 안전하고 쾌적한 운전을 할 수 있도록 도와준다.

종적제어에 관한 연구는 초기에 Levine과 Athans¹⁾가 최적제어이론을 이용하여 차량사이의 위치와 속도를 일정하게 하는 최적 선형 피드백시스템을 설계하였고, Bender와 Fenton²⁾은 상대속도와 차간거리의 피드백에 기초한 자동주행시스템을 설계하고 실험하는 방법을 제시하였다. 그후 Caudill과 Matteo³⁾ 등은 내연기관으로 구동되는 차량에 대해 변환되는 경계를 가진 수정된 비례제어기를 이용하여 종운동제어시스템을 설계하는 방법을 제시하였다.

본 연구에서는 먼저 자동차의 종운동시스템의 수학적 모델을 구하고, PID제어와 퍼지제어이론을 적용하여 지능주행 제어시스템을 설계하였다. 본 차량시스템은 엔진 및 자동변속기가 강한 비선형성을 지니고 있기 때문에 위에 제시된 제어이론을 응용하여 PID제어의 경우 이득스케줄링(Gain Scheduling)을 통하여 시스템에 적용하도록 했고, 퍼지제어의 경우 퍼지보상기(Fuzzy Compensator)를 사용하여 응답특성을 개선하였다. 이 제어시스템을 차량시스템에 적용하여 일정시간간격모드(Constant Time-Headway Spacing)³⁾에 대하여 시뮬레이션한 결과 우수한 성능을 보임을 알 수 있었다.

2. 시스템 모델

차량의 수학적 모델을 구하는 방법에는 크게 직접 실험시험을 통해서 차량의 모델을 구하는 Fenton²⁾의 방법과 각각의 요소들을 이론적 해석을 통해 직접 모델링한 후 조합하여 차량의 모델을 구하는 Beachley와 Frank³⁾의 방법이 있다. 본 연구에서는 후자의 방법을 사용하여 모델링한 후, 실험치와 비교하여 모델의 정확도를 검증하였다.

2.1 차량의 종운동(Longitudinal Dynamics of the Vehicle) 모델

종운동 방정식에는 공기역학적 항력(F_D), 기계적인 마찰력(F_M), 노면경사(F_G), 구동력과 타이어에 작용하는 제동력 등이 포함된다³⁾.

차량의 종운동 방정식은 다음과 같다.

$$M_e \frac{dV}{dt} = F - F_D - F_M - F_G$$

$F = \text{구동력 또는 제동력}$ (1)

각각의 힘들을 고려해 보면 차량의 종운동 방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$M_e \frac{dV}{dt} = F - C_D (V + V_w)^2 \text{sgn}(V + V_w) - C_S - C_R V - M_e g \sin \theta$$

(2)

이 식에서

$$M_e = M + \frac{I}{r_w^2}, \text{sgn}(V + V_w) = \begin{cases} +1: V + V_w > 0 \\ -1: V + V_w < 0 \end{cases}$$

$$I = J_w + n^2 J_E, C_D = \frac{1}{2} \rho C_d A$$

식 (2)에서 풍속(V_w)과 노면경사각(θ)을 무시하면 종운동 방정식은 다음과 같다.

$$M_e \frac{dV}{dt} = F - C_D V^2 - C_S - C_R V$$

(3)

본 연구에서 사용한 차량의 제원은 Table 1과 같다.

2.2 내연기관/동력장치와 자동변속기의 모델

동력장치는 세가지 기본요소인 엔진, 플라이휠, 토크컨버터로 구성된다³⁾.

엔진의 운동방정식은

$$J_E \frac{d\Omega_E}{dt} = T_{ss} - T_E - T_L - T_F$$

$T_{ss} = \text{엔진의 정상상태 토크}$ (4)

식 (4)에서 마찰손실을 무시하고 나머지 부하 토크를 간단하게 저항부하로 두면 다음과 같다.

$$T_F=0, T_L=B_o\Omega_E, T_E=\text{플라이 휠 토크} \quad (5)$$

식 (5)를 이용하면 식 (4)는 다음과 같이 된다.

$$J_E \frac{d\Omega_E}{dt} = T_{ss} - T_E - B_o\Omega_E \quad (6)$$

엔진의 정상상태토크(T_{ss})는 엔진속도(Ω_E)와 쓰로틀각(T_s)의 비선형함수이다. 쓰로틀각은 $0 \leq T_s \leq 1$ 로 정규화시켜 $T_s=0$ 일 때 최소 쓰로틀(즉, 공회전상태)이 되고 $T_s=1$ 일 때 최대 쓰로틀이 된다. T_{ss} 를 구하기 위해 Fig.1(b)의 특성곡선을 근사화하면 다음과 같다.

$$T_{ss} = G_0 + G_1\Omega_E + G_2\Omega_E^2$$

$$\text{여기서 } G_i = G_{i0} + G_{i1}\sqrt{T_s}, i=0, 1, 2 \quad (7)$$

토크컨버터의 작동은 용량인자(K_I)와 토크비(T_R)에 의해 결정된다. 또, 이들 두 변수는 모두 속도비(σ)이 함수이다.

$$\sigma = \frac{\text{컨버터 출력속도}}{\text{컨버터 입력속도}} = \frac{\Omega_{co}}{\Omega_E} = \frac{n\omega_w}{\Omega_E} = \frac{nV}{\gamma_w\Omega_E}$$

$$\text{여기서 } V = \gamma_w \omega_w \quad (8)$$

플라이 휠 토크(T_E)와 토크비(T_R)는 다음과 같이 정의된다.

$$T_E = \frac{\Omega_E^2}{K_I^2} \quad (9a)$$

$$T_R = \frac{\text{컨버터 출력토크}}{\text{컨버터 입력토크}} = \frac{T_{co}}{T_E} \quad (9b)$$

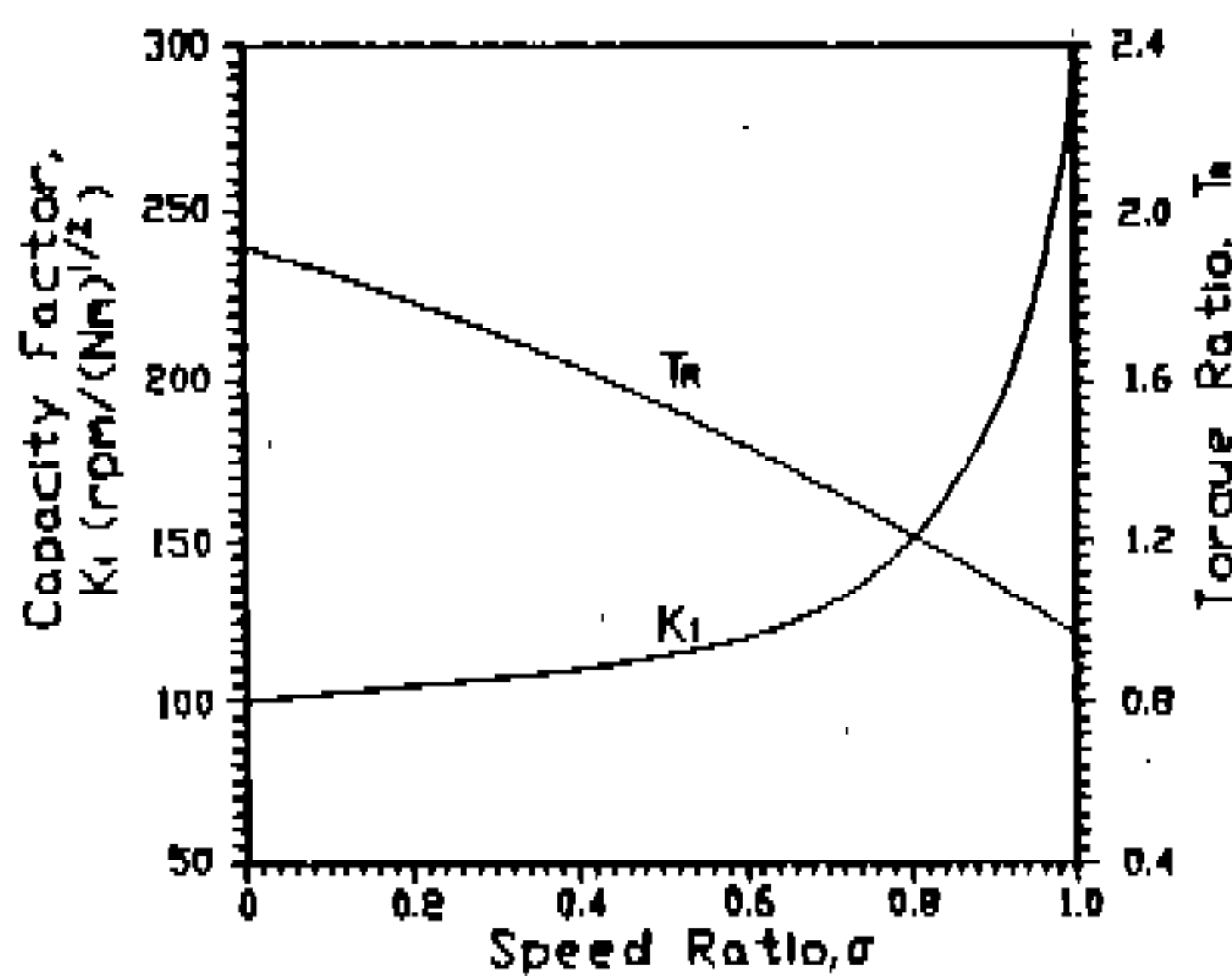
위 식에서 K_I 와 T_R 을 구하기 위해 Fig.1(a)의 두 곡선을 각각 2차 다항식과 부분선형식으로 근사화하면 다음과 같다.

$$\frac{1}{K_I^2} = S_0 + S_1\sigma + S_2\sigma^2 \quad (10a)$$

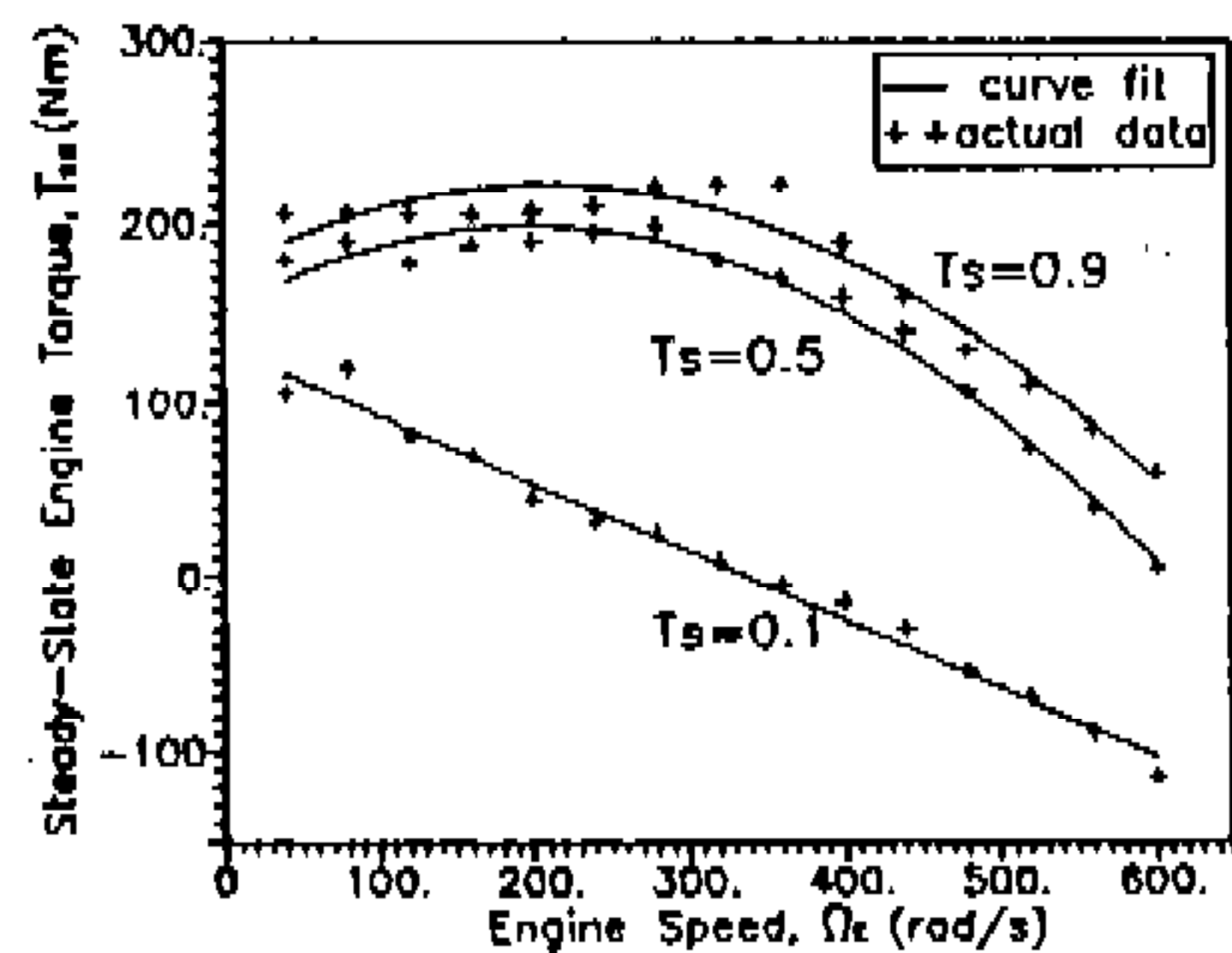
$$T_R = \begin{cases} R_0 + R_1 & 0 \leq \sigma \leq 1 \\ 1 & \sigma > 1 \end{cases} \quad (10b)$$

식 (9b)에 식 (8), (9a), (10)을 대입하면, 컨버터 출력토크(T_{co})는 다음과 같다.

$$T_{co} = R_0 S_0 \Omega_E^2 + \frac{n}{\gamma_w} (R_0 S_1 + S_0 R_1) V \Omega_E + \left(\frac{n}{\gamma_w}\right)^2 (R_0 S_2 + R_1 S_1) V^2 + \left(\frac{n}{\gamma_w}\right)^3 R_1 S_2 \frac{V^3}{\Omega_E} \quad (11)$$



(a)



(b)

Fig.1 Torque converter characteristics and Steady-state engine torque curves³⁾

그러므로, 휠에서의 구동력은 다음과 같다.

$$F = \frac{n}{\gamma_w} T_{co} \quad (12)$$

엔진의 상태방정식은 식 (6)에 식 (7), (8), (9a), (10a)을 대입하면 다음과 같이 구할 수 있다.

$$J_E \frac{d\Omega_E}{dt} = G_0 + (G_1 - B_0)\Omega_E + (G_2 - S_0)\Omega_E^2 - S_1 \frac{n}{\gamma_w} V\Omega_E - S_A \left(\frac{n}{\gamma_w} \right)^2 V^2 \quad (13)$$

고려된 차량은 자동변속기를 장착한 것으로 가정한다. 따라서 토크컨버터에 다속도기어박스(Multi-speed Gear Box)가 결합되어 있으며, 현재 설정된 기어는 단지 현재의 차량속도에만 의존하는 것으로 가정하였다. 위 식의 근사화에 사용된 변수는 Table 1에 나타나 있다.

3. 제어시스템 설계

본 연구의 제어대상은 자동차의 종운동이며, 앞차와의 간격을 제어기 입력으로 하여 쓰로틀각(Throttle Angle)을 조절하여 앞차와의 거리를 원하는 간격(여기서는 속도에 비례하는 거리로서 일정시간간격을 의미함)으로 일정하게 유지

하는 것이 제어기의 목적이다.

제어기 설계시 제한조건(Constraint)은 승객의 승차감이다. 승차감을 해치지 않기 위해서 차량의 가속도(|A|)는 1.95m/s² 보다는 작아야 하며, 저크(|J|)는 2.96m/s² 보다 작아야 한다는 제한조건하에서 제어기를 설계하여야 한다²⁾.

3.1 PID 이득 스케줄링(Gain Scheduling)

먼저 선형성을 갖는 좁은 속도영역에서 PID 제어이론을 적용하여 적절한 제어이득을 구하였다. 본 차량시스템은 비선형성이 강한 엔진과 속도에 따라 계단형태로 변하는 자동변속기를 갖기 때문에 넓은 속도범위에서 시스템의 동특성에 따라 좋은 성능을 갖도록 하기위해 속도에 따라 선형적으로 변하는 제어이득 스케줄을 하여 제어기를 설계하였다⁴⁾. 그래서 각각의 속도에서 제어이득은 선형보간법(Linear Interpolation)을 통해서 얻게 된다. 제어이득 스케줄은 Table 2와 같다.

위 PID제어이득 중 K_p와 K_d는 속도에 따라 고정된 값을 가져도 시스템의 성능에 큰 영향을 끼치지 않으나, K_i는 속도에 비례하는 제어이득을 갖게 함으로써 원하는 성능을 얻을 수 있었다.

3.2 퍼지제어기와 퍼지보상기

3.2.1 퍼지제어기

Table 1 Vehicle, engine, torque converter, transmission characteristics³⁾

질량	M	1,200kg	엔진의 설계속도 범위	Ω_{min}	65rad/s	컨버터 규격계수	S_0	0.0150
정마찰계수	C_s	92.1N		Ω_{max}	400rad/s		S_1	-0.0053
구름마찰계수	C_R	5.2Ns/m	엔진거버너 상수	G_L	5		S_2	-0.0067
휠 반경	γ_w	0.34m		G_U	50	토크비 계수	R_0	2.06
휠 관성	J_w	2Nms ²	엔진 토크계수	G_{00}	81.5		R_1	-1.06
항력계수	C_d	0.5		G_{01}	122	변속속도 전기어	1st↔2nd	6.22m/s
차량 전면적	A	2.6m ²		G_{10}	-0.579		2nd↔3rd	14.3m/s
엔진의 관성	J_E	0.5Nms ²		G_{11}	1.12	감속비, n	1st	6.8
부하토크 상수	B_0	0.6		G_{20}	0		2nd	4.0
공기밀도	ρ	1.29kg/m ³		G_{21}	-0.0018		3rd	2.8

제어규칙의 기본구조는 PI형태로 하며, 입력 변수는 정해진 차간거리와 현재의 차간거리와의 차(e)와 접근속도(de/dt)로 하고 출력변수로는 쓰로틀각의 변화량(du)로 한다. 입력값의 퍼지화 방식은 구현하기 쉽고 타 퍼지집합과 연산이 간단하게 처리되는 퍼지단일값(Singleton) 방법⁹⁾을 사용하였고, 추론방식은 가장 많이 사용되는 Mamdani의 Max-Min합성법^{5,7,9)}을 사용하였다. 또한 퍼지제어기의 입력값(E, dE)과 출력값(dU)은 각각 NB, NM, NS, ZO, PS, PM, PB의 7개의 언어적 변수로 구분되어지고, 그들의 소속함수는 Fig.2에 보인 바와 같다⁵⁾. 전체 49

개의 규칙중 현실적으로 있을 수 없는 것과 dU와 같이 속도형 구조를 가지기 때문에 하나의 규칙이 넓은 영역을 포함하므로 제어규칙은 Table 3과 같이 19개를 사용하였다. 비퍼지화방법은 합중심법을 사용하였고, 퍼지제어기의 입력과 출력단계에서는 각각 K_e , K_{de} , K_{du} 를 사용하여 각각의 전체집합에 적절히 크기변환(Scale Mapping) 시켰다.

3.2.2 퍼지보상기

제안된 PI형 퍼지제어기는 플랜트의 파라미터가 변하거나 외란이 투입될 경우에는 원하는 출력 응답을 실현할 수 있으나 감쇠가 적어 정상상태에 도달하는 정착시간(Settling Time)이 길고 진동이 많음을 알 수 있었다.

이러한 문제를 해결하기 위하여 PD형 퍼지보상기(Fuzzy Compensator)⁶⁾를 사용하였다. 입력변수는 퍼지제어기와 같으며 단지 출력변수를 U로 사용하였다. 그리고 퍼지화방법은 퍼지단일값을 사용하였고, 비퍼지화방법은 합중심법을 사용하였다. 퍼지보상기의 입력값 E, dE는 각각 NB, NS, ZO, PS, PB의 5개의 언어적 변수로 구분되어지고 그들의 소속함수는 Fig.3과 같으며, 출력변수에 대해서는 소속함수는 Fig.2와 동일하다. 보상기에 사용한 제어규칙은 Table 4와 같이 25개의 규칙을 사용하였다. 전체 시스템의 블록선도는 Fig.4와 같다.

Table 2 Gain Schedule

속도(V)	K_P	K_I	K_D
30 kph	0.18	0.0020	0.61
80 kph	0.18	0.00035	0.61

Table 3 Fuzzy control law of Fuzzy controller(19 Rule)

E \ dE	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
NB				NB	NM		
NM				NM			
NS				NS	ZO		PM
ZO	NB	NM	NS	ZO	PS	PM	PB
PS	NM		ZO	PS			
PM				PM			
PB			PM	PB			

4. 시뮬레이션 및 결과

간격제어모드에는 원하는 차간거리가 속도에

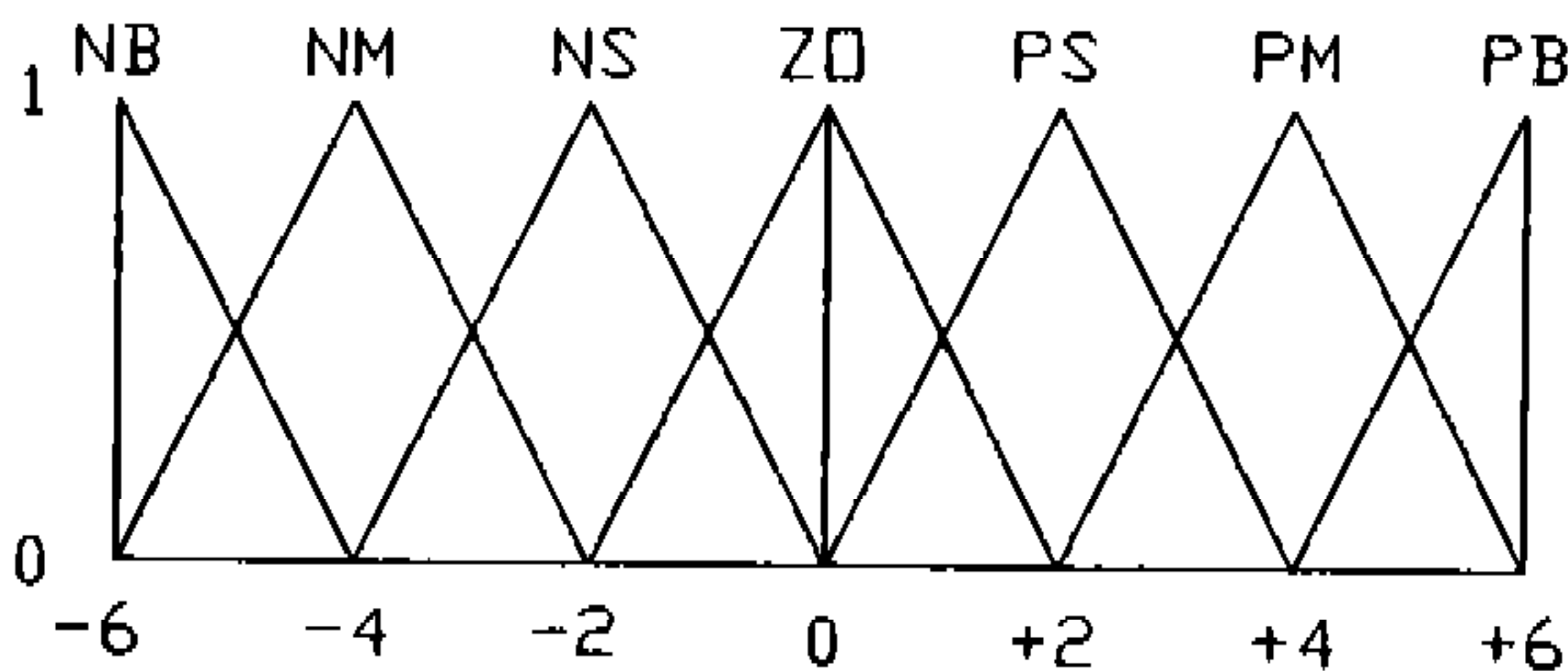


Fig.2 Membership function of E, dE, dU in Fuzzy controller

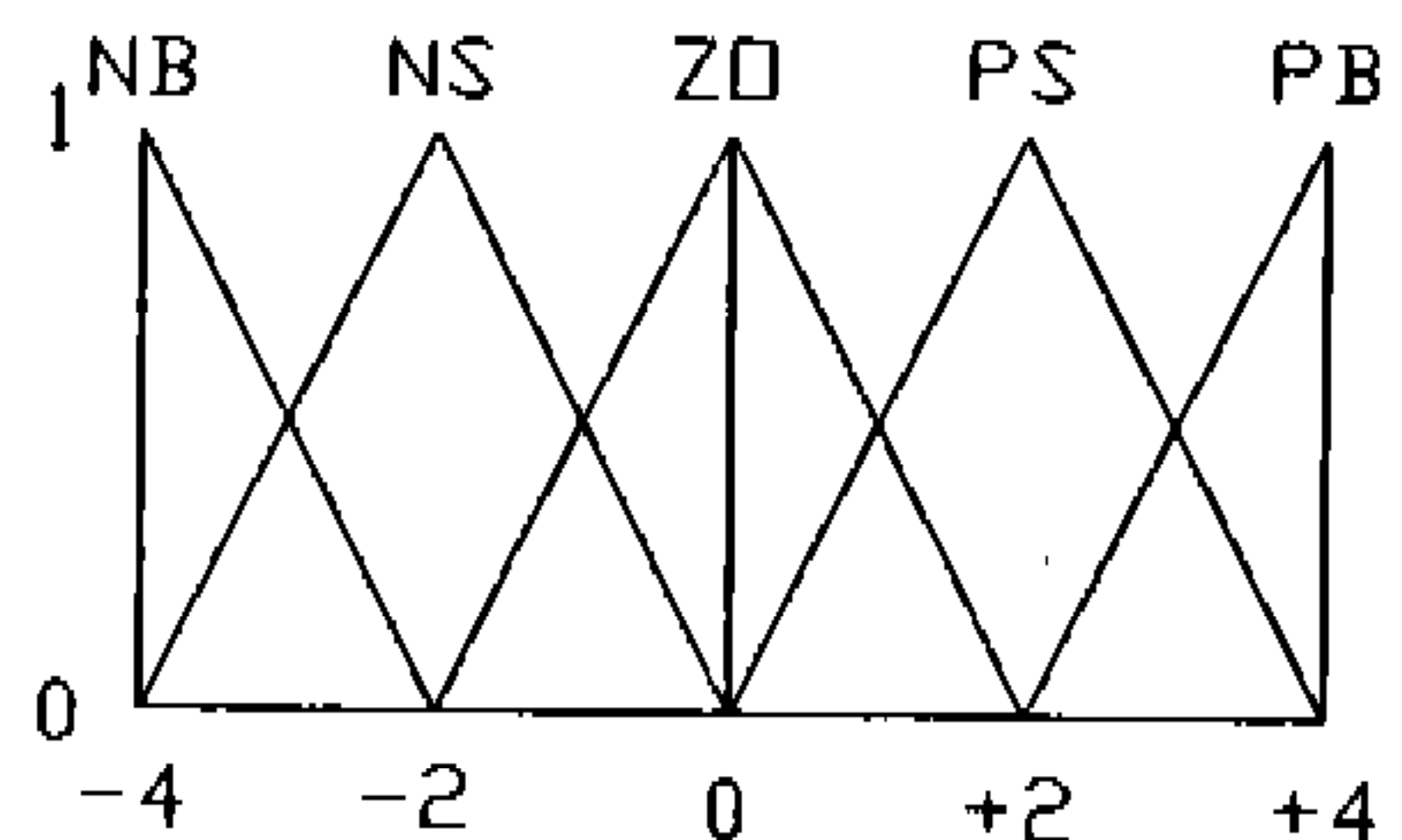


Fig.3 Membership function of E, dE in Fuzzy compensator

관계없이 일정한 일정거리간격모드(Constant-separation spacing mode), 속도에 따라 선형적으로 변하는 일정시간간격모드(Constant time-headway spacing mode), 최소보상 위험 감속도에 근거하여 원하는 차간거리가 속도의 제곱으로 변하는 일정안전계수모드(Constant-safety spacing mode)가 있다.

본 연구에서는 세가지 간격제어모드중에서 일정시간간격모드의 개념으로 시간간격을 3초로 하여 원하는 차간거리를 결정하였다. 즉, 현재의 속도가 $V(m/s)$ 라면 현재의 원하는 차간거리는 $3V(m)$ 가 된다.

본 차량시스템은 속도의 변화에 따라 비선형성이 아주 강하게 나타나는데, 이 비선형성은 기어 변속과 엔진의 특성에 따른 것이다. 다음 두가지 경우에 대한 시뮬레이션 결과를 통하여 설계된

제어시스템의 성능을 검토해 보았다.

4.1 앞차속도가 급격하게 변할 때

1) 앞차의 속도가 저속영역(약 30kph 근처)이나 고속영역(약 80kph 근처)에서 작은 폭으로 변할 때와 두영역에 걸쳐 큰 폭으로 변할 때에 대하여 시뮬레이션을 수행하였다.

저속영역에서는 Fig.5, 6에서 보는 바와 같이 초기 정상상태에서 2초간에 앞차의 속도가 25kph에서 35kph로 가속될 때와 2초간에 앞차의 속도가 35kph에서 25kph로 감속될 경우를 고려하였다. 고속영역에서는 Fig.7, 8에서 보는 바와 같이 초기정상상태에서 5초간에 앞차의 속도가 70kph에서 90kph로 가속될 때와 1초간에 90kph에서 70kph로 감속될 경우를 고려하였다.

앞차의 속도가 각각의 영역내에서 작은 폭으로 변하는 경우에는 PID제어와 Fuzzy제어를 적용하여 시스템의 시간응답을 비교하였다. 시뮬레이션 결과는 다음 네가지의 시간응답곡선으로 구성 되어 있다.

- ① 일정시간 간격에 근거하여 계산된 기준간격(Desired spacing)과 현재의 차간거리(Spacing)
- ② 앞차와 뒤차의 속도(Velocity)
- ③ 차간거리의 오차(Spacing error)
- ④ 승차감을 나타내는 가속도(Acceleration)

Table 4 Fuzzy control law of Fuzzy compensator (25 Rule)

$E \backslash dE$	NB	NS	ZO	PS	PB
NB	NB	NB	NB	NS	ZO
NS	NB	NM	NS	ZO	PS
ZO	NM	NS	ZO	PS	PM
PS	NS	ZO	PS	PM	PB
PB	ZO	PS	PM	PB	PB

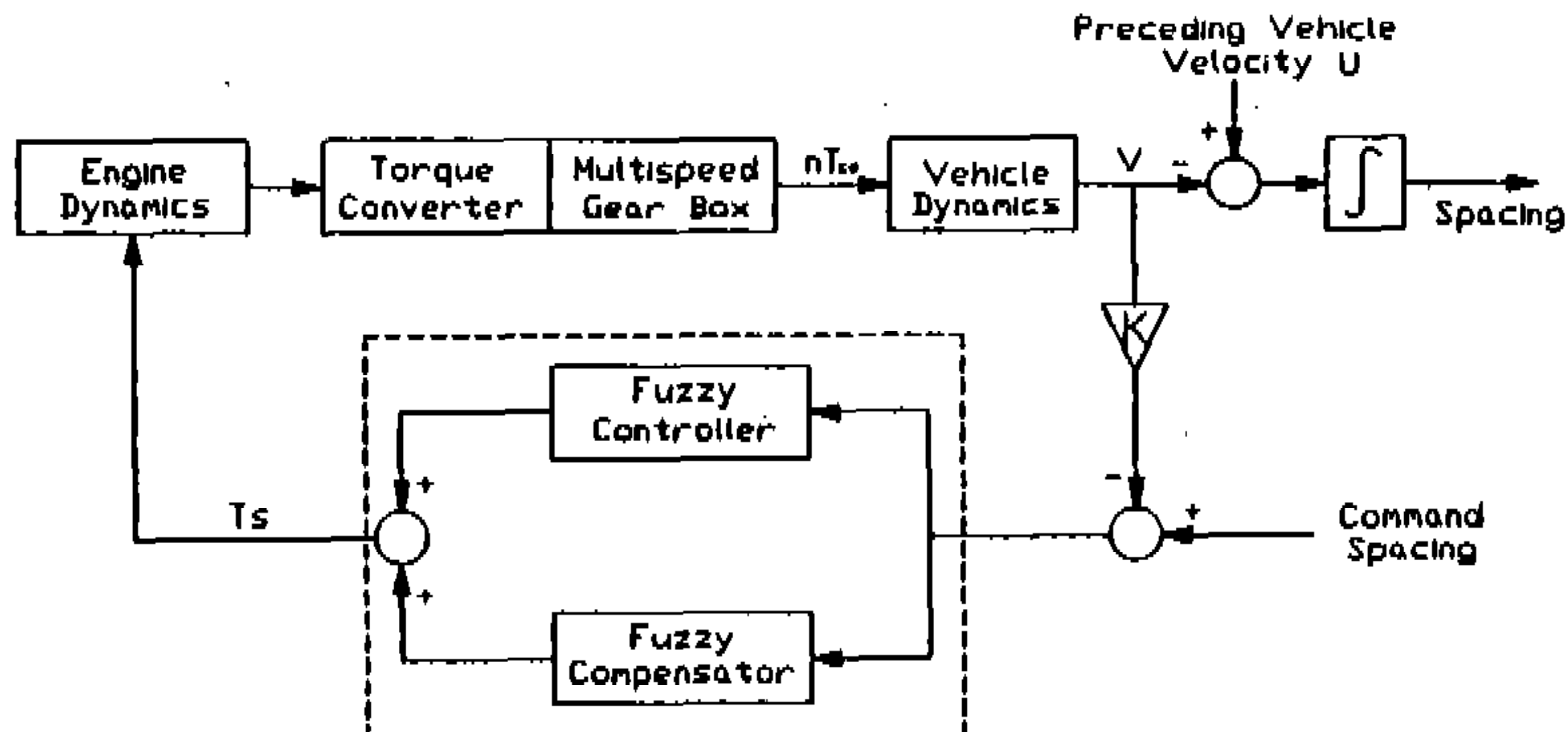


Fig.4 Block diagram of Intelligent Cruise Control System with Fuzzy controller

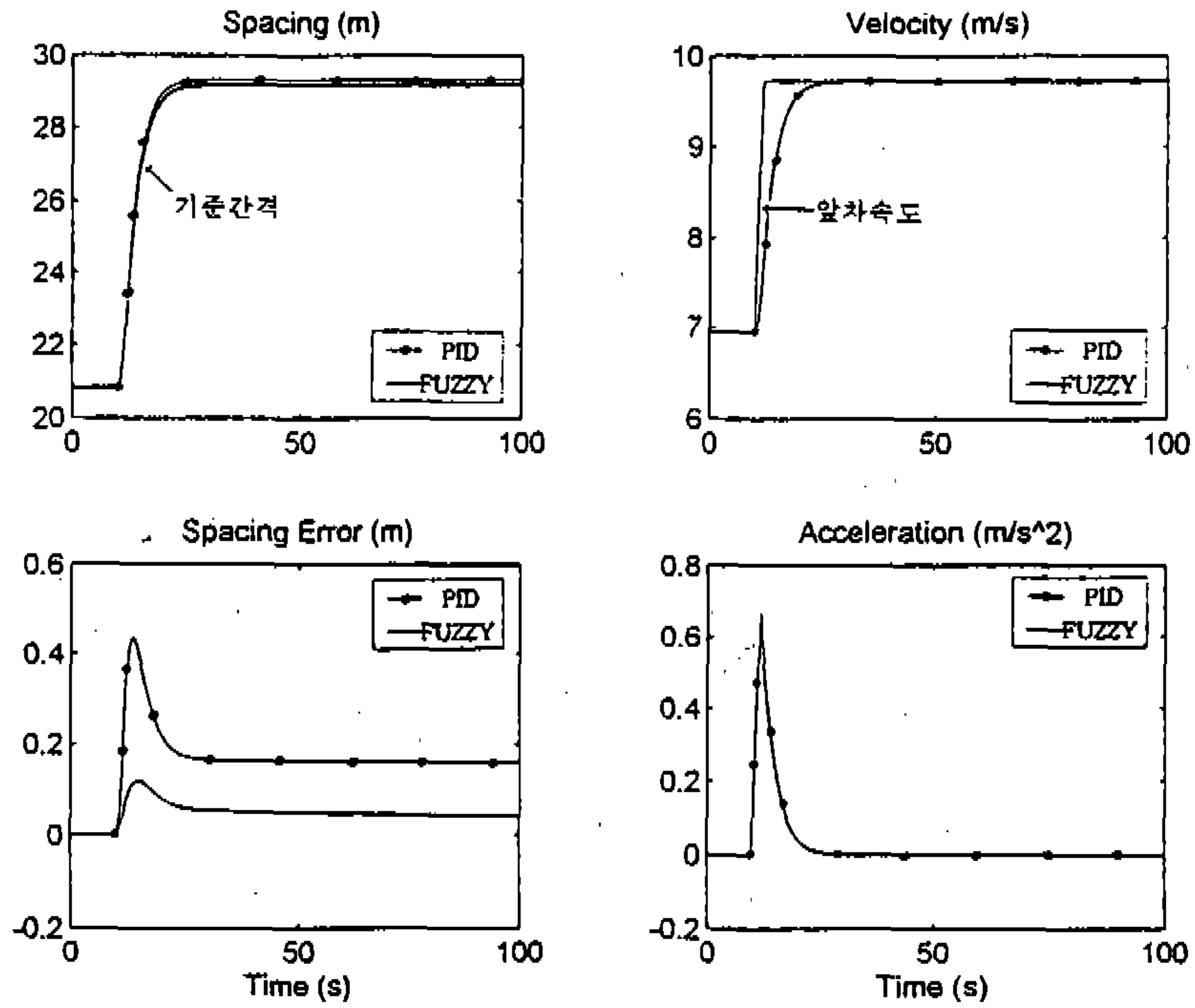


Fig.5 Time Responses of the fuzzy and PID control systems in Low Speed $U=25\text{kph} \rightarrow 35\text{kph}$

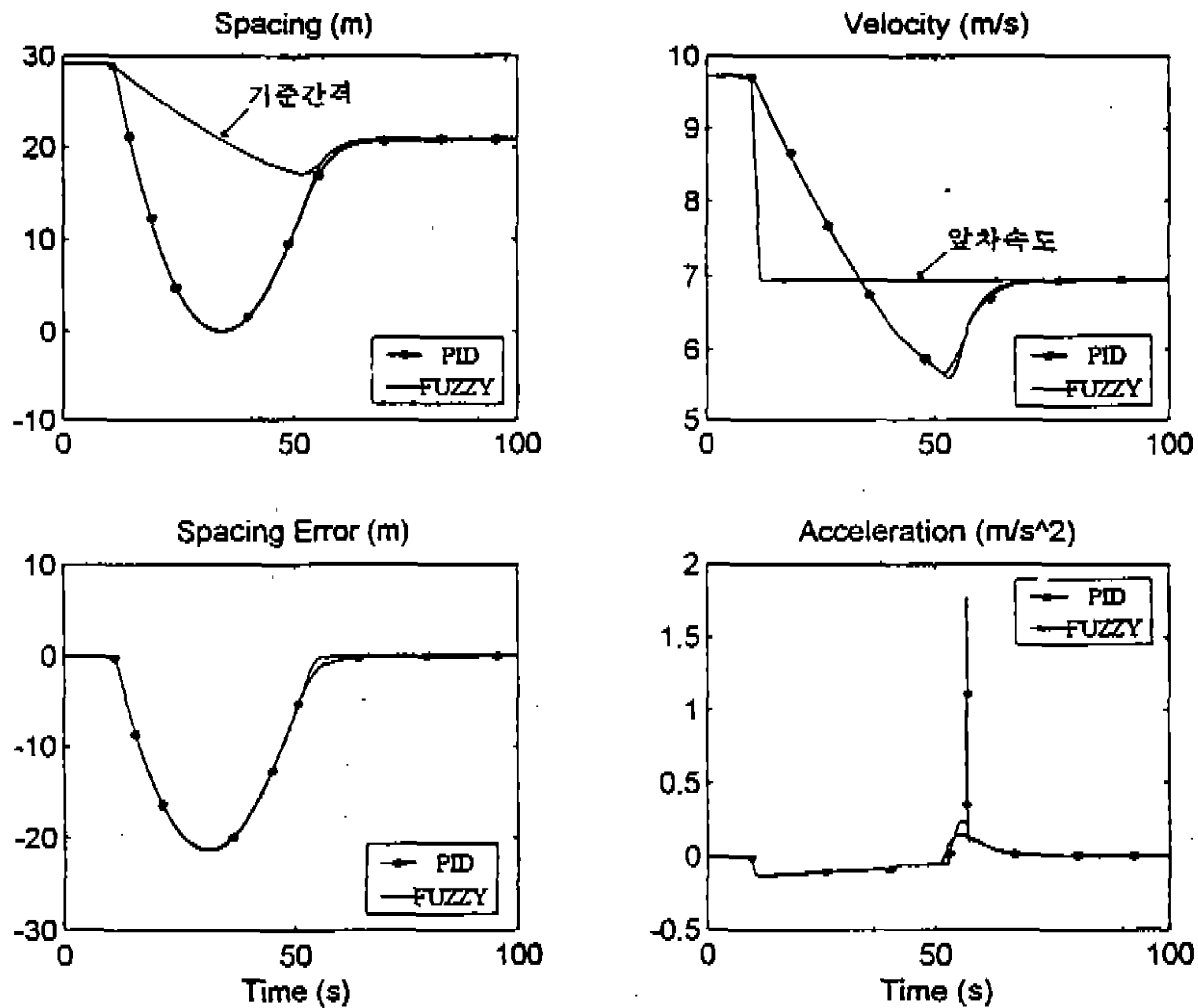


Fig.6 Time Responses of the fuzzy and PID control systems in Low Speed $U=35\text{kph} \rightarrow 25\text{kph}$

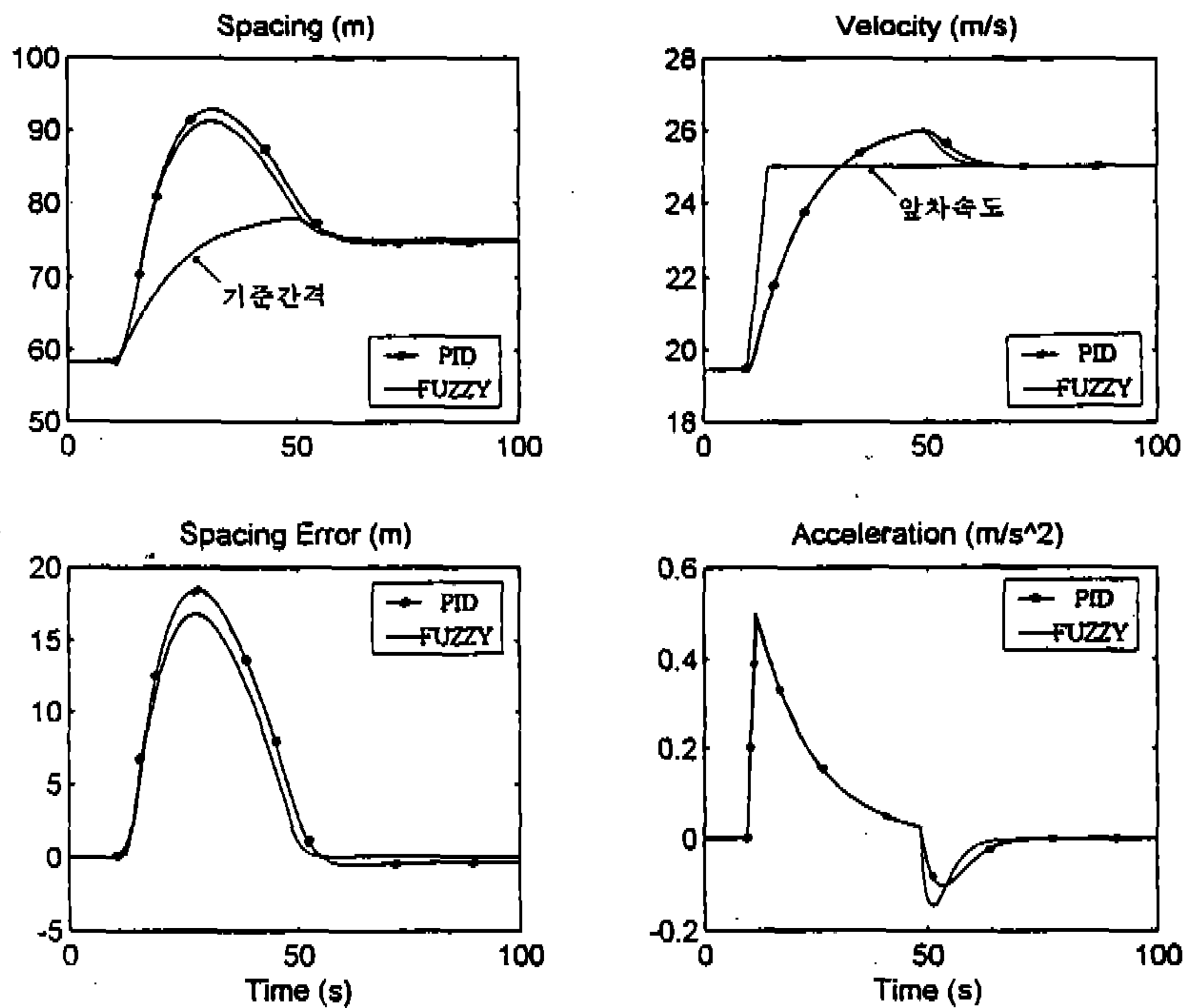


Fig.7 Time Responses of the fuzzy and PID control systems in High Speed $U=70\text{kph}\rightarrow 90\text{kph}$

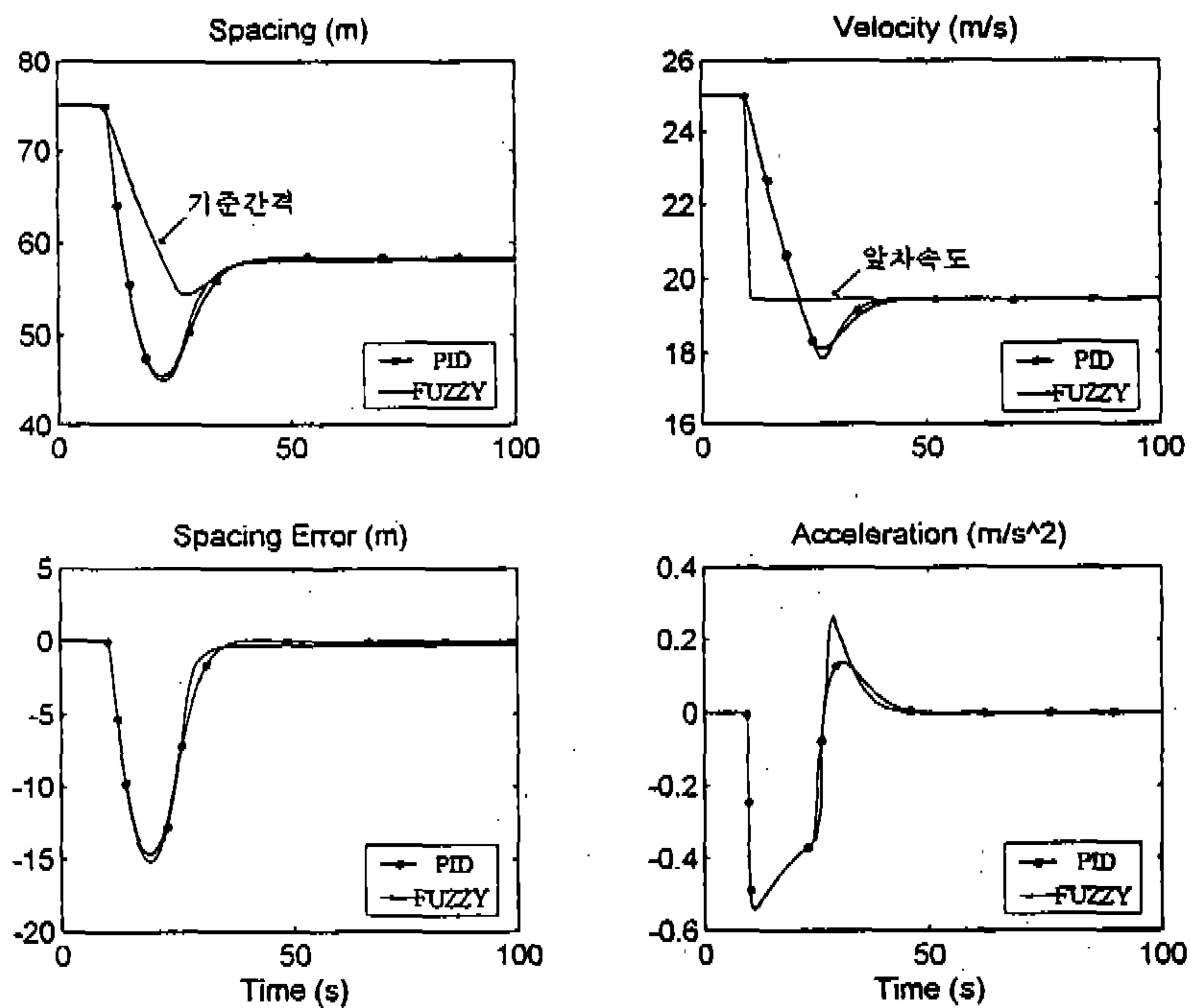


Fig.8 Time Responses of the fuzzy and PID control systems in High Speed $U=90\text{kph}\rightarrow 70\text{kph}$

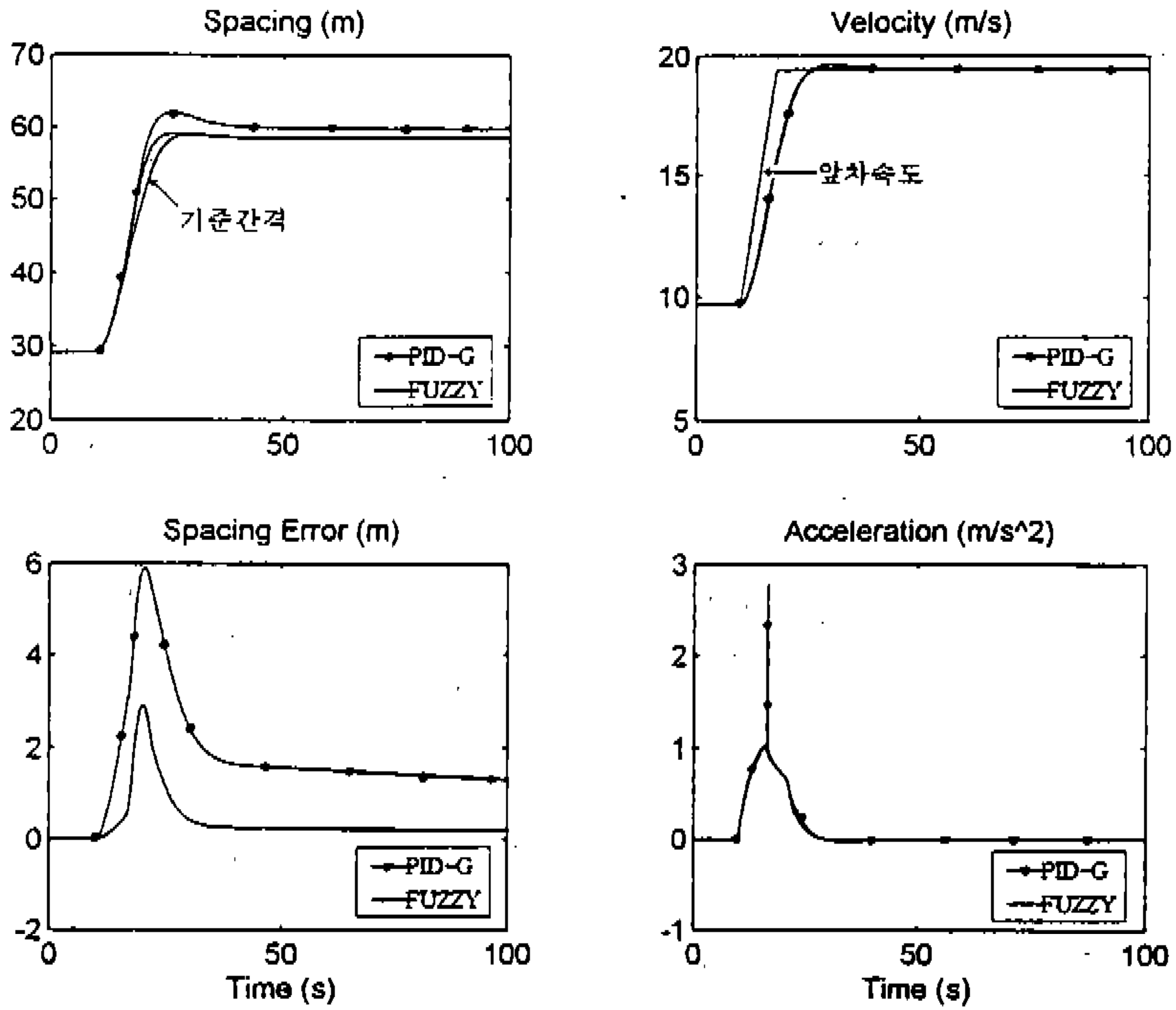


Fig.9 Time Responses of the fuzzy and PID gain-scheduling control systems U=35kph→70kph

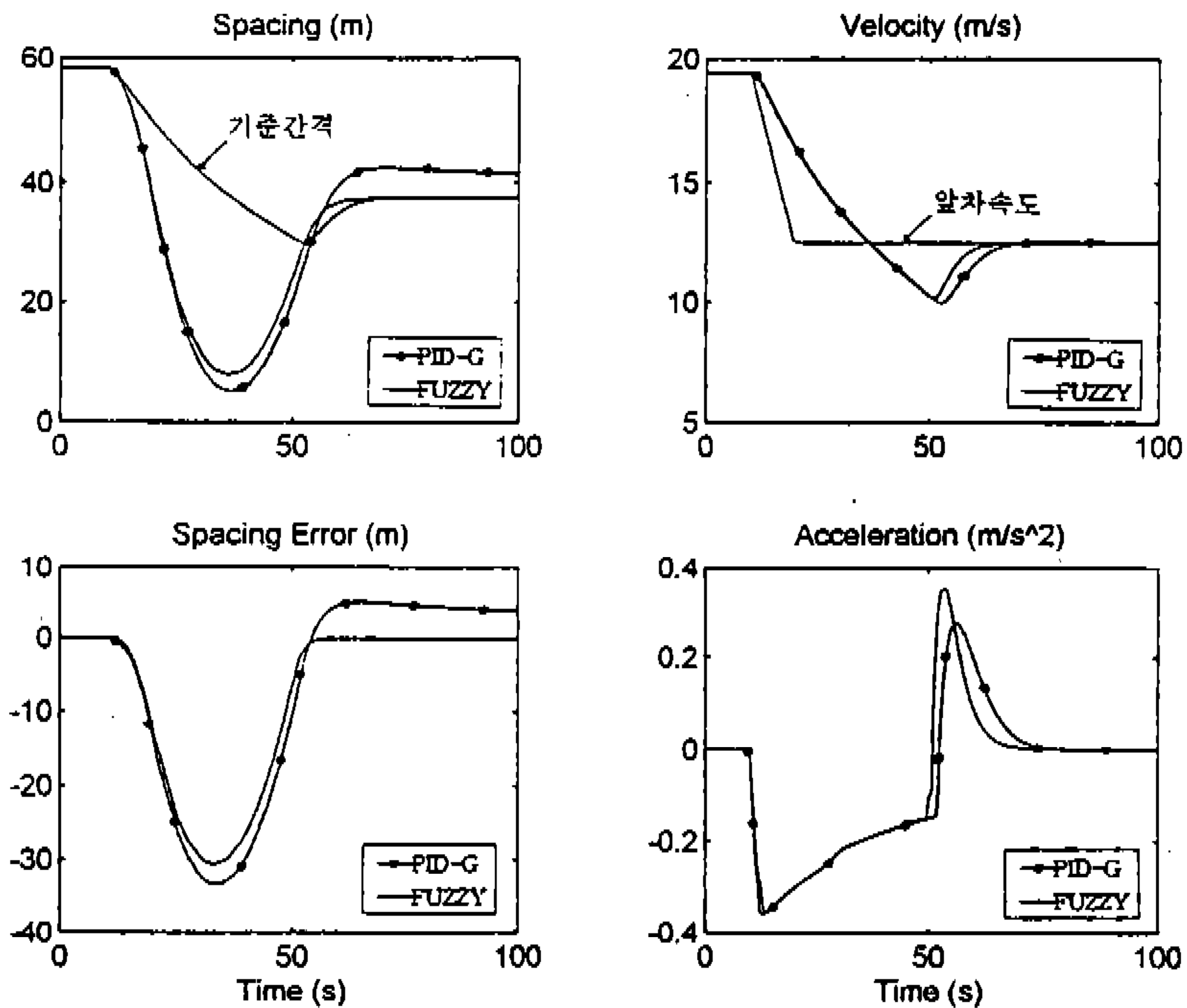


Fig.10 Time Responses of the fuzzy and PID gain-scheduling control systems U=70kph→45kph

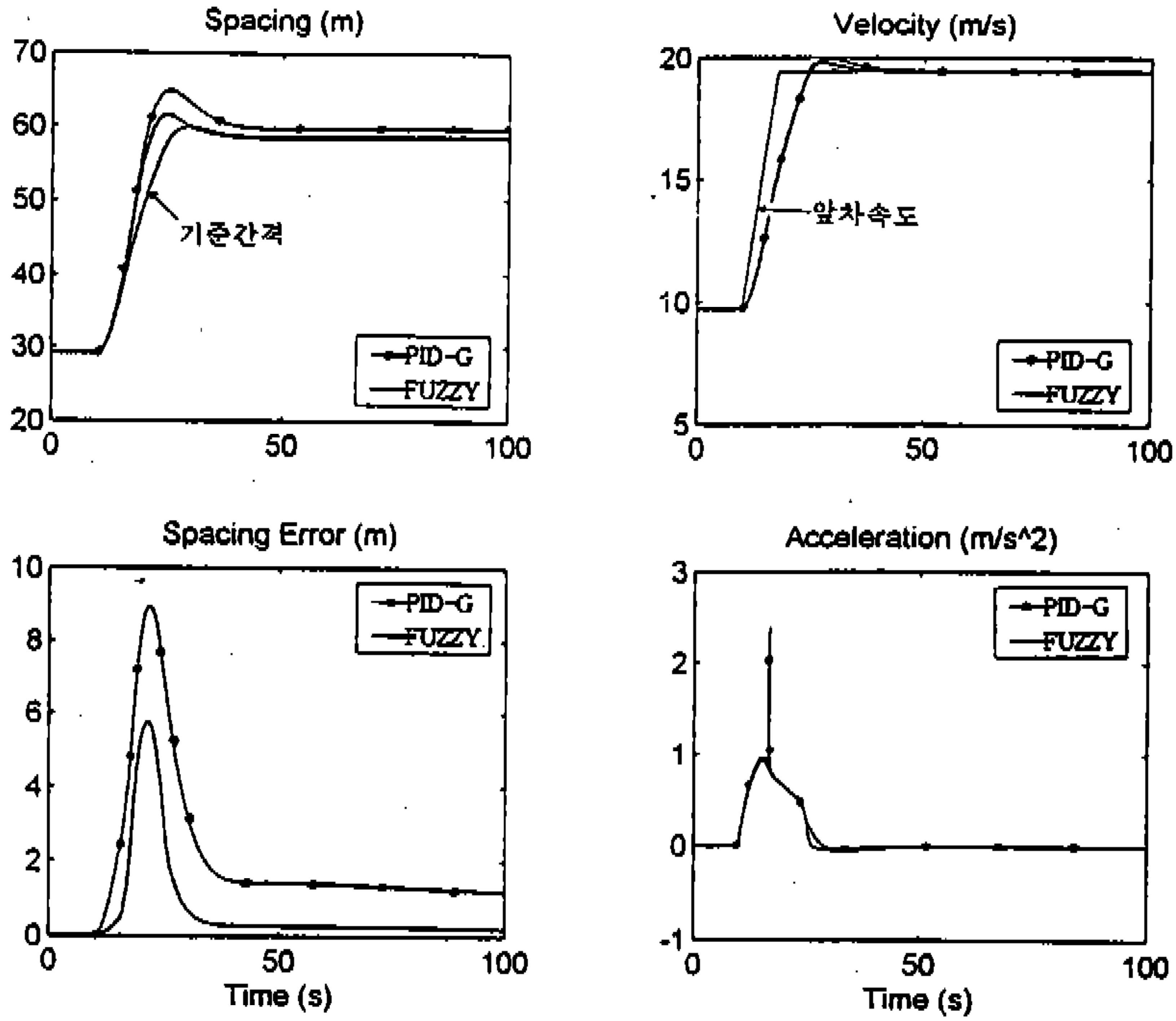


Fig.11 Time Responses of the fuzzy and PID gain-scheduling control systems
 $M=1,400\text{kg}$, $U=35\text{kph}\rightarrow 70\text{kph}$

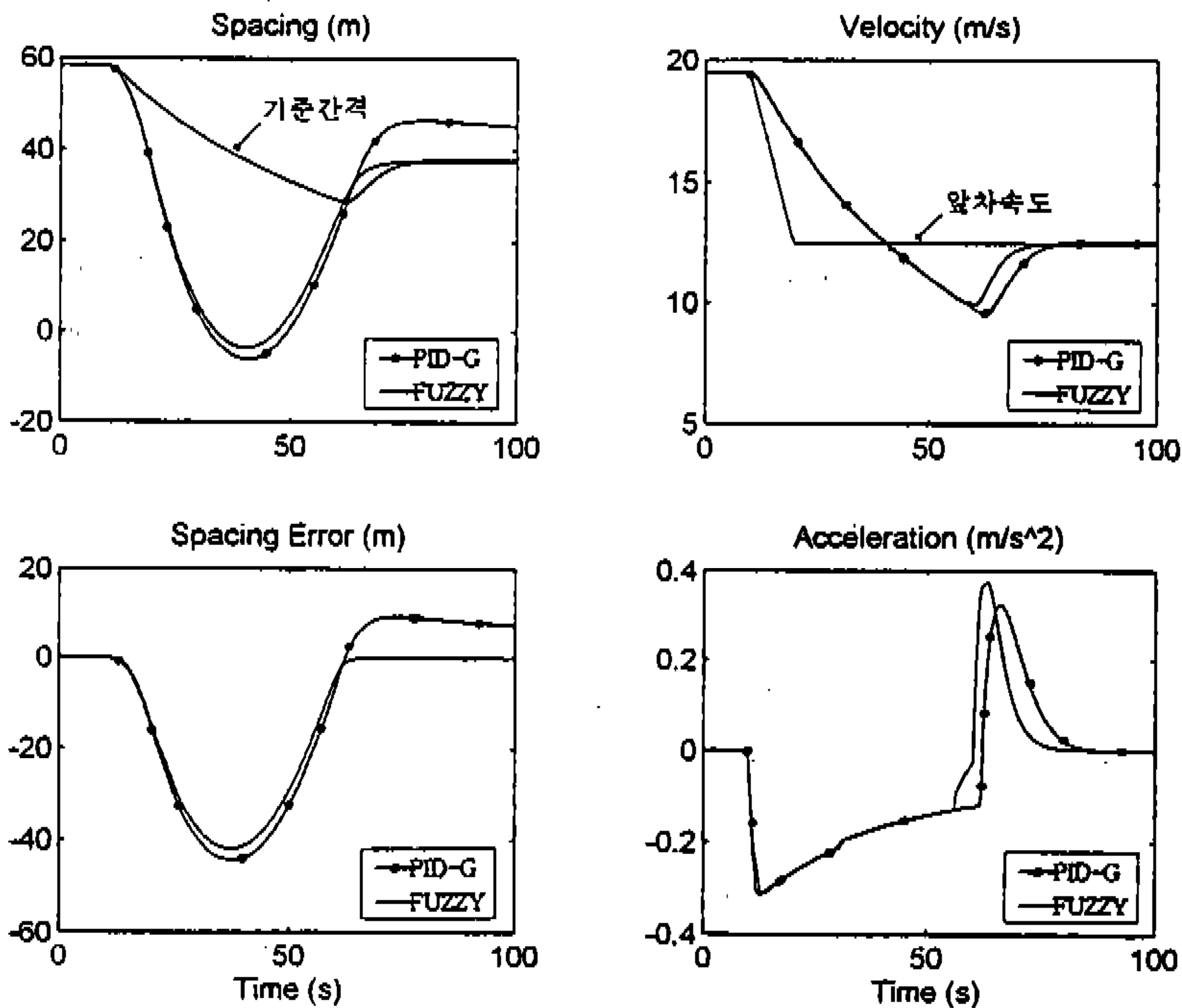


Fig.12 Time Responses of the fuzzy and PID gain-scheduling control systems
 $M=1,400\text{kg}$, $U=70\text{kph}\rightarrow 45\text{kph}$

Fig.5는 저속시 앞차가 가속하는 경우인데 두 시스템 모두 기준간격과 앞차의 속도를 잘 추종함을 알 수 있다. Fig.6은 저속시 앞차가 감속하는 경우인데 두 제어기 모두 실제 값이 기준값과 큰 차이를 보임을 알 수 있다. 앞차가 가속할 때와 완만하게 감속할 때에는 스로틀을 제어하여 원하는 간격을 유지할 수 있는 것에 비해, 급격하게 감속할 때에는 스로틀만의 제어로서는 한계가 있으며, 브레이크를 꼭 사용해야 함을 알 수 있다. Fig.7, 8은 고속시 앞차가 가감속할 경우인데 두 시스템 모두 비슷한 특성을 보임을 알 수 있다.

앞차의 속도가 적은 쪽으로 변할 경우, 각각의 모드에 대해 항상 일정한 제어이득을 가지는 Fuzzy제어기는 PI형과 PD형의 조합이기 때문에 선형구간별로 또한 가감속시에 제어이득을 튜닝해 준 PID제어기와 거의 비슷한 특성을 가지거나 우수함을 알 수 있었다. 그리고 승차감도 해치지 않음을 알 수 있었다.

2) 앞차의 속도가 두영역에 걸쳐 큰 폭으로 변할 경우에는 Fig.9, 10에서 보는 바와 같이 8초간에 앞차의 속도가 35kph에서 70kph로 가속할 때와 10초간에 앞차의 속도가 70kph에서 45kph로 감속할 때에 대해 시뮬레이션을 수행하였다.

이 경우에는 대상시스템에서 심한 비선형특성과 급격한 파라미터변화가 나타나는데 PID 이득스케줄링과 퍼지보상기를 가진 Fuzzy제어기의 시간응답을 비교하였다. Fig.9에서는 두 시스템 모두 가속도값이 10초에서 큰값으로 튀는 것을 볼 수 있는데 이것은 앞차의 속도곡선이 급격하게 꺾이기 때문이다. Fig.10에서는 Fig.6과 마찬가지로 급격한 감속시에는 스로틀만의 제어로는 간격오차가 아주 크게 나타남을 알 수 있다.

앞차의 속도가 두영역에서 걸쳐 큰 폭으로 변할 때에는 자동변속기가 51.5kph에서 변속되어 전기어감속비와 같은 시스템의 파라미터가 크게 변한다. Fuzzy제어의 경우, 이런 변화에 관계없이 앞차의 속도변화에 따라 정해진 시간간격을 일정하게 유지시켜주며, 과도응답특성이 양호하고 정상상태 오차가 거의 없음을 알 수 있다. 그

러나, PID제어기의 경우 파라미터변화시에 오차가 증폭되어 큰폭으로 진동하면서 정상상태에 도달하는 데 많은 시간이 소요되는 것을 알 수 있으며, PID 이득스케줄링으로 과도응답은 개선시킬 수 있지만 정상상태 오차가 큼을 알 수 있다.

4.2 차의 질량이 변할 때

4.1의 두번째 경우에 대하여 승차인원에 따른 차량의 질량의 변화에 의한 영향을 고려하기 위해 차량의 질량을 200kg을 증가시켜 1,400kg로 변화시켰다. 질량이 변하는 경우에 있어서 PID의 이득스케줄링과 Fuzzy제어를 비교하기 위해 Fig. 11, 12에서 보는 바와 같이 8초간에 앞차의 속도가 35kph에서 70kph로 가속할 때와 10초간에 앞차의 속도가 70kph에서 45kph로 감속할 때에 대해 시뮬레이션을 수행하였다. Fig.11에서는 Fig.9와 같이 10초에서 가속도의 값이 튀는 것을 알 수 있다. Fig.12에서는 Fig.6, 10과 같은 비슷한 응답특성을 보여주고 있다.

이 경우에도 앞에서와 마찬가지로 PID이득스케줄링의 경우에는 질량증가로 인해 오버슈트가 더 크게 나타나고 더 큰 정상상태오차를 보임을 알 수 있었다. 그러나 퍼지보상기를 가진 퍼지제어기의 경우에는 질량의 증가에 대해서 덜 민감함을 알 수 있었다.

5. 결 론

본 연구에서는 자동차와 같이 비선형성이 강한 시스템에 대하여 정해진 시간간격을 유지하기 위한 지능주행 제어시스템에 PID이득스케줄링과 퍼지제어를 적용하여 승차감을 해치지 않고 양호한 응답특성을 보임을 알 수 있었다. PID제어는 이득스케줄링을 하는 경우 속도에 비례하는 제어이득을 갖도록 하여야 하고, PI형 퍼지제어기의 경우 PD형 퍼지보상기를 첨가함으로써 비선형 시스템에 대하여 좋은 응답특성을 보임을 알 수 있었다.

지능주행제어시스템에 적용한 퍼지제어기는 자동차의 파라미터의 변화에도 잘 적응함을 알 수 있었고 특히 강인성이 우수한 것으로 나타났

다. 그러나, Fig.6, 10, 12의 결과를 통해서 앞차의 속도가 급격히 감속할 경우에는 쓰로틀만으로는 앞차와의 간격을 유지하는데 한계가 있음을 알 수 있었으며, 브레이크도 제어입력으로 사용해야만 만족할 만한 성능을 얻을 수 있음을 알 수 있었다. 브레이크의 모델을 첨가하여 시스템의 특성을 개선하고, 이를 실제 구현하여 실차시험을 통해서 검증하는 것과 항상 퍼지제어기의 문제점으로 지적되는 안정성과 강인성에 대하여 해석하는 것은 차후의 연구과제가 될 것이다.

참 고 문 헌

1. W.S.Levine, M.Athans, "On the Optimal Error Regulation of a String of Moving Vehicles", IEEE Trans. on Automatic Control, Vol.AC-11, No.3, July 1966.
2. J.G.Bender and R.E.Fention, "A Study of Automatic Car Following", IEEE Trans. on Veh. Tech., Vol.vt-18, Nov 1969, pp. 556-566.
3. R.J.Caudill and P.Di Matteo, "Longitudinal Control for Automated Highway Vehicles" ASME J. of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol.104, June 1982, pp.180-187.
4. K.J.Astrom, T.Hagglund, Automatic Tuning of PID Controllers, ISA, 1988.
5. C.C.Lee, "Fuzzy Logic in Control Systems : Fuzzy Logic Controller-Part I, II", IEEE Trans. on Systems, Man, and Cybernetics, Vol.20, No.2, 1991.
6. 최종수, 김성종, 최한수, "DC모터 속도제어를 위한 퍼지제어 알고리즘 설계", 91 한국 자동제어학술회의논문집, 1991.
7. M.Sugeno, Industrial Applications of Fuzzy Control, North-Holland, 1992.
8. 유송민, "차량 종적 제어시스템 소개", 대한 기계학회지, 제32권 제10호 1992, pp.867-875
9. W.Pedrycz, Fuzzy Control and Fuzzy Systems, RSP, 1993.
10. 변중남, 이광형, 퍼지(Fuzzy)이론을 이용한 자동제어기술 및 전문가시스템, 한국과학기술원 강좌교재, 1991
11. M.Jamshidi, N.Vadiee, T.Ross, Fuzzy Logic and Control software and hardware applications Vol.2, Prentice-Hall, 1993.
12. C.O.Nwagboso, Automotive Sensory Systems, Champman & Hall, 1993.
13. A.S.Hauksdottir and R.E.Fenton, "On the Design of a Vehicle Longitudinal Controller", IEEE Trans. on Veh. Tech., Vol. vt-34, No.4, Feb 1985, pp.182-187.
14. T.D.Gillespie, Fundamentals of Vehicle Dynamics, SAE, 1992.