

승차감 향상을 위한 자동변속기의 퍼지제어

조병관⁺ · 김신태^{*} · 조현찬^{**}

(2001년 4월 20일 접수, 2002년 2월 18일 심사완료)

Shift Pattern Fuzzy Control of Automatic Transmission for Ride Quality Improvement

Byung Kwan Cho, Shin Taek Kim and Hyun Chan Cho

Key Words: Automatic Transmission(자동변속기), Fuzzy Control(퍼지제어), Powertrain(동력전달계)

Abstract

In general, jerk phenomenon appeared because of gear changing, when a vehicle starts off or climbs an incline. Therefore, it makes ride quality worse. In this paper, an optimal pattern of automatic transmission was designed using fuzzy logic in order to improve ride quality. After developing fuzzy rule for shift pattern control of automatic transmission, dynamic characteristics (i.e. acceleration, velocity, distance and so on) were simulated using dynamic model of a car. To do this the powertrain model of a vehicle with automatic transmission including torque converter, gear box, and final gear drive - from engine to tire - is developed.

1. 서론

자동차 보급의 증가와 함께 자동변속기 장착 차량의 보급 또한 증가하고 있다. 우리나라의 도로는 지형특성상 산악지형이 많아 경사로 주행과 커브 길의 주행빈도가 높다. 이러한 주행조건에서는 가속주행과 감속주행이 반복됨으로 상향 및 하향 변속이 반복적으로 이루어진다. 자주 반복되는 변속의 발생은 승차감을 저하시키는 물론 연료소모도 증가시키는 요인이 된다. 따라서 주행성능의 저하없이 변속의 발생을 억제시키는 자동변속기의 변속제어전략의 추구의 필요성이 증대된다.

일반적인 자동변속기는 차속과 스톱개도에 따라 미리 결정된 정형화된 변속 패턴에 의하여

변속이 이루어진다. 본 논문에서는 퍼지이론을 사용하여 변속시기를 결정하는 가변변속패턴을 연구하였다. 퍼지이론은 불분명한 수량정보를 다루는 수학적 기법으로써, 인간의 주관이나 판단의 모호성을 효과적으로 처리할 수 있는 부접합성의 논리로써,⁽¹⁻³⁾ 구동계를 정확히 모델링하지 않고 경험적 지식을 퍼지 소속함수와 퍼지 규칙 베이스로 구성하여 언어적 제어전략을 효과적으로 구현할 수 있으므로, 자동차의 승차감과 에너지효율을 향상시킬 수 있다.

본 논문에서는 자동변속기 장착 차량의 구동시스템을 모델링하고, 이의 시뮬레이션을 수행하였다. 자동변속차량의 구동시스템은 엔진, 토크컨버터, 기어열, 종감속기어, 구동축 등으로 구성되며 비선형 특성을 가지고 있다.^(4,5) 이러한 특성을 포함한 모델링을 완성하였으며, 이를 수치해석을 통하여 시뮬레이션하였다. 한편, 가감속시 혹은 경사로 주행시에 변속기에서는 변속이 발생한다. 이때 변속으로 인한 저크(jerk)가 발생하는데, 이는 승차감을 저해하는 요인으로 작용한다. 따라서 변속발생을 최소화하고 고단기어의 사용시간을 최대화하여 승차감의 향상을 도모할 수 있다.

⁺ 책임저자, 회원, 한국기술교육대학교 기계공학부

E-mail : chobk@kut.ac.kr

TEL : (041)560-1155 FAX : (041)560-1253

^{*} SNU Precision

^{**} 한국기술교육대학교 정보기술공학부

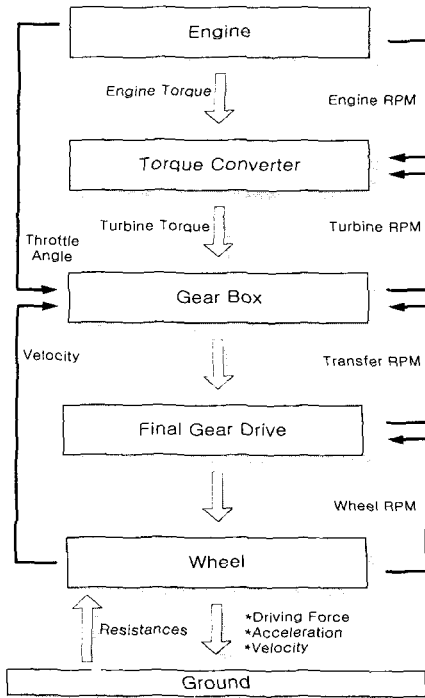


Fig. 1 Block diagram of powertrain

2. 자동변속기 차량의 모델링

자동변속기 장착 차량의 동력전달계를 구성하는 엔진, 토크컨버터, 기어열, 종감속기어 및 바퀴 등을 Fig. 1과 같이 모델링하였다.

동력을 전달하는 전달요소는 강체로 가정하였다. 즉, 엔진과 토크컨버터를 연결하는 크랭크축, 변속기와 종감속 기어를 연결하는 추진축과 추진력을 바퀴에 전달하는 액슬 샤프트의 탄성변형 효과는 무시하고 동력전달 손실은 시스템 전체의 효율에서 고려하였다. 엔진 토크는 엔진의 회전수와 스로틀 개도에 따라 결정된다. 본 논문에서 사용한 엔진의 엔진 회전수와 스로틀 개도의 변화에 따른 토크특성곡선을 Fig. 2에 도시하였다.⁽⁶⁾ 크랭크 축의 탄성변형을 무시하였으므로 엔진의 회전수는 토크컨버터의 펌프회전수(N_p)의 입력값으로 사용된다. 한편, 토크컨버터의 터빈회전수(N_t)는 추진축의 탄성변형을 무시하였으므로 차량의 주행속도로부터 계산할 수 있다. 차속(v), 구동륜의 유효반경(r)과, 변속기어비(i_m) 및 종감속기어비(i_f)로부터 식 (1)과 같이 터빈회전수를 구한다.

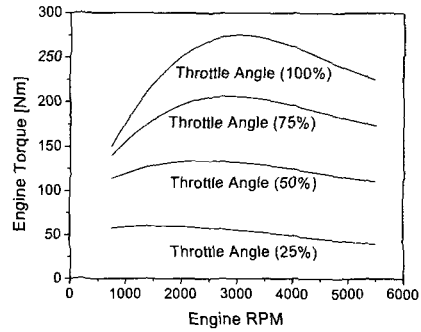


Fig. 2 Engine characteristics

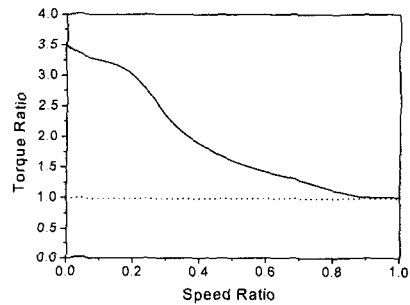


Fig. 3 Torque converter characteristics

$$N_t = 60 \frac{v \cdot i_m \cdot i_f}{2\pi \cdot r} \quad (1)$$

토크컨버터는 엔진토크(T_e)를 토크비 만큼 증대시켜 출력토크(T_o)인 터빈토크를 발생시켜 출발시 혹은 가속시에 여유구동력을 배가 시켜주는 장치이다.⁽⁷⁾ 토크컨버터의 성능은 출력토크와 입력토크의 비인 토크비로 표현할 수 있다. 이 토크비는 식 (2)로 표현되는 펌프와 터빈회전수의 속도비(e)에 의해서 결정된다. Fig. 3에 본 논문에서 사용된 토크컨버터의 토크비와 속도비의 관계를 나타내는 특성곡선을 도시하였다.

$$e = \frac{N_t}{N_p} \quad (2)$$

타이어에 전달되는 구동력(F)은 토크컨버터에서의 출력토크와 변속기어비, 종감속기어, 기어의 효율(η_m, η_f) 및 타이어의 유효반경의 관계로부터 식 (3)과 같이 표현된다.^(7,8)

$$F = \frac{T_o \cdot i_m \cdot i_f \cdot \eta_m \cdot \eta_f}{r} \quad (3)$$

이때, 자동차가 받은 저항력(R)은 식 (4)와 같이 구름저항(R_r), 구배저항(R_g), 공기저항(R_a), 관성저항(R_i)의 합으로 나타나며, 자동차의 가속도는 식 (5)와 같이 구동력과 저항력의 차이로부터 구한다.

$$R = R_r + R_g + R_a \quad (4)$$

$$a = \frac{F - R}{W + \Delta W} \cdot g \quad (5)$$

식 (5)에서 자동차 무게(W)와 자동차의 회전체의 등가무게(ΔW)항이 관성저항의 항목으로 작용된다. 그리고 저항들 중에서 구름저항, 구배저항 및 공기저항은 다음과 같이 식 (6)~(8)과 같이 표현된다.

$$R_r = \mu_r W$$

$$\mu_r = \left\{ \frac{0.0190}{\sqrt[3]{P^2}} + \frac{0.00245}{\sqrt{P}} \cdot \left(\frac{V}{100}\right)^2 + \frac{0.00420}{\sqrt[3]{P^4}} \cdot \left(\frac{V}{100}\right)^3 \right\} \cdot K \quad (6)$$

$$R_g = (\pm) W \cdot \sin \theta \quad (7)$$

$$R_a = \frac{1}{2} C_d \cdot \rho_a \cdot A \cdot V^2 \quad (8)$$

구름저항은 식 (6)과 같으며 구름저항계수(μ_r)는 타이어 내압(P), 자동차 속도(V) 및 타이어 특성(K)의 항으로부터 구해진다. 구배저항은 도로의 경사에 의한 중력의 작용이다. 또 공기저항은 식 (8)과 같이 항력계수(C_d), 공기밀도(ρ_a), 자동차 전방 투영면적(A), 차속(V)으로 표시되고, 특히 고속에서는 차속의 영향을 많이 받는다. 하지만 엔진에서 발생하는 토크에 의해 많은 구동력을 발생시키더라도, 자동차가 지면과 접촉하고 있는 부분에서 접촉마찰계수(μ_d)와 차의 제원으로부터 계산되어지는 한계구동력 이상의 구동력을 발생할 시킬 수는 없다. 그리고 한계가속도는 한계구동력으로부터 구해진다.^(9,10) 가속시나 경사로에서 차의 진행방향 반대방향으로 하중이동현상이 발생하기 때문에 한계가속도는 전륜구동의 경우 식 (9)와 같이, 후륜구동인 경우 식 (10)과 같이 된다. 하중이동으로 인해서 전륜구동보다는 후륜구동에서 더 큰 가속도를 얻을 수 있음을 알 수 있다.

$$a_{ic} = \frac{\mu_{dg}(W_s l \cos \theta + R_a h_a + W h \sin \theta)}{(1 + \mu_{dh_c})(W + \Delta W)} \quad (9)$$

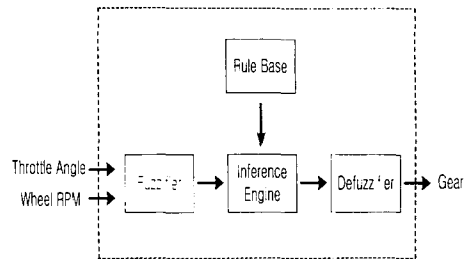


Fig. 4 Diagram of fuzzy logic

$$a_{rc} = \frac{\mu_{dg}(W_s l \cos \theta + R_a h_a + W h \sin \theta)}{(1 - \mu_{dh_c})(W + \Delta W)} \quad (10)$$

3. 퍼지논리에 의한 자동변속패턴 알고리즘의 설계

퍼지논리는 비선형 동특성 시스템을 전문가의 경험적 지식을 바탕으로 언어변수인 퍼지 소속함수와 퍼지규칙베이스의 형태로 구성하여 애매 모호한 정보를 효과적으로 기술하고, 연산하여 체계적으로 결론에 도달할 수 있도록 만들어 주는 언어체계와 유사한 논리이다. 자동변속기에서 변속시점을 결정하는 알고리즘은 스톱틀개도와 출력회전수의 두 개의 입력과, 기어비 하나의 출력으로 이루어지는 비선형·동특성을 갖는 시스템이다.^(2,11,12)

퍼지규칙의 전건부는 Fig. 4와 같이 스톱틀개도와 차속이 입력 변수가 되고, 이 변수들을 퍼지화(Fuzzifier)를 하고, 다음과 같이 스톱틀개도 VS(Very Small), SM(Small), MD(Medium), BG(Big), VB(Very Big)와 차속 VS(Very Slow), SL(Slow), MD(Medium), FS(Fast), VF(Very Fast)에 대해서 각각 5개의 퍼지함수를 만들었다.

퍼지 함수는 가·감속시 각각 삼각형 퍼지변수를 사용하여 Fig. 5와 같이 스톱틀개도와 차속에 대해서 두 개씩 만들어 사용하였다. 한편, 후건부는 싱글턴(Singleton)을 이용하여 기어비를 출력하도록 구성하였다. 퍼지규칙(Rule base)의 출력 테이블은 두 개의 소속함수에 대해서 Table 1과 같이 구성하였다.

퍼지추론(Inference)은 Mamdani의 Max-Min 합성법을 사용하였다. 비퍼지화(Defuzzifier)는 최소값들 중 최대값을 선택하는 방법을 이용하였다.

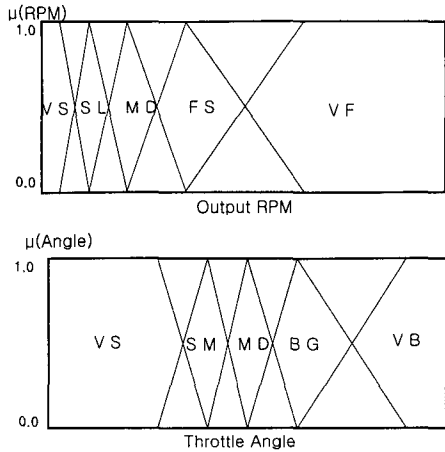


Fig. 5 Membership function of throttle angle and wheel RPM

Table 1 Fuzzy rule table

Angle\RPM	VS	SL	MD	FS	VF
VS	1/1	2/2	4/3	4/4	4/4
SM	1/1	2/2	3/3	4/4	4/4
MD	1/1	2/2	3/2	4/3	4/4
BG	1/1	1/2	3/2	3/3	4/4
VB	1/1	1/2	2/2	3/2	4/4

4. 시뮬레이션 및 결과

리카르도 자동변속기차량을 모델로 구동 시뮬레이션을 수행하여 퍼지변속패턴의 효용성을 확인하였다. 모델 차량의 기본 제원은 Table 2와 같다.

Fig. 6과 Fig. 7과 같이 각각 최대 경사각이 5~6%로 작고 주행거리가 긴 경사로와 경사각이 6~7%로 크고 주행거리가 짧은 경사로를 생성하여 기존의 변속패턴과 퍼지논리를 적용한 가변변속패턴에 대해서 각각 출발 후 0.5초 이내에 가속페달을 50% 밟는 조건으로 주행 시뮬레이션을 수행하였다. Fig. 6과 Fig. 7에서 변속비의 경우 굵은 선은 퍼지 가변변속패턴을, 가는 선은 기존 변속패턴을 적용한 것이다. 이 그림에서 보듯이 가변변속패턴을 사용할 경우 평지에서 먼저 최고단에 도달하였으며, 경사구간에서 기존의 변속패턴보다 변속횟수가 적은 것을 볼 수 있다. 차량

Table 2 Specification of model car

Weight	Wheel Base	C.G Height	Distance between Front & Rear Wheel
1350 kg	2.0 m	0.5 m	1.0 m

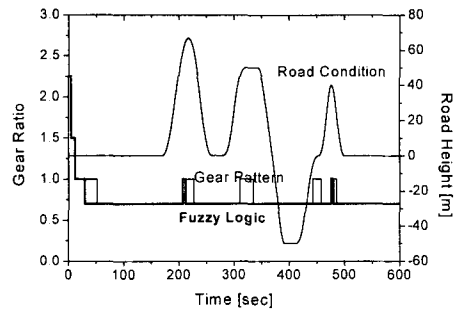


Fig. 6 Gear change and road height of Case 1

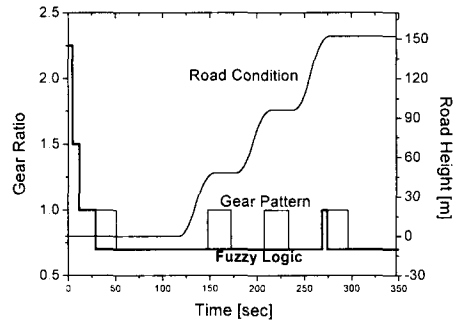


Fig. 7 Gear change and road height of Case 2

의 가속도의 변화로부터, 인체에 미치는 영향을 나타내는 인체반응지수를 구하여 Fig. 8에 도시하였다. 이 값은 가속도의 변화에 대한 사람의 반응을 나타내는 값으로 가속도에 식 (11)로 표현되는 필터를 작용시킴으로써 구한다.⁽¹³⁾ 이 그래프는 Fig. 6의 주행로에 퍼지변속패턴을 적용한 것이다. Fig. 6과 8을 비교하여 보면 변속시에 인체반응지수가 높아짐을 알 수 있으며, 일반 변속패턴을 적용시킨 경우에도 동일하게 변속시에 인체반응지수가 상승하였다. 즉, 변속시에 발생하는 저크로 인하여 승차자가 불쾌감을 느끼는 것을 알 수 있다. 그러므로 변속횟수가 적을수록 저크현상을 최소화 할 수 있고 또 좋은 승차감을 보장할 수 있음을 알 수 있다. 일반적으로 승차감을 향상시키도록 변속패턴을 설계하면 변속시점의 지연으로 인하여 가속도, 속도 및 주행거리

$$F(s) = \frac{15.453s(s+5)(s^2+28.3s+2800)(s^2+105s+7570)}{(s+6)(s^2+29.8s+1000)(s^2+39.1s+3800)(s^2+125s+5180)} \quad (11)$$

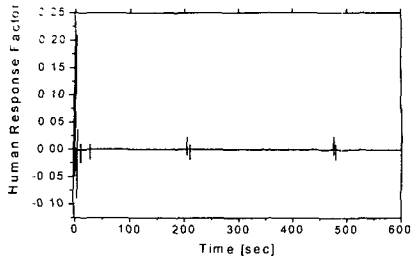


Fig. 8 Human response factor

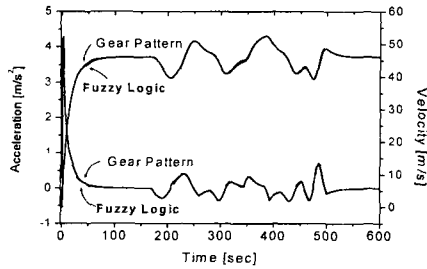


Fig. 9 Dynamic characteristics of Case 1

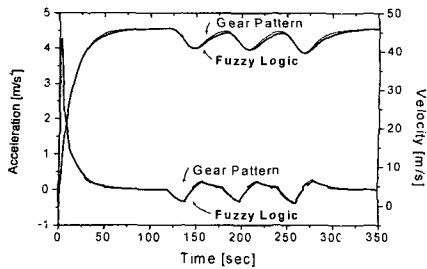


Fig. 10 Dynamic characteristics of Case 2

등의 동특성이 저하된다. 그러나, 퍼지논리를 적용한 가변변속패턴은 Fig. 9와 Fig. 10과 같이 기존의 변속패턴과 거의 유사한 동특성을 유지하면서도 승차감을 향상시킬 수 있었다.

Table 3과 Table 4에 전구간의 기어변속횟수와 경사로에서의 변속횟수 및 주행거리의 결과들을 정리하였다. 퍼지논리를 적용한 가변변속패턴을 자동변속기 장착 차량에 적용함으로써 가속도, 속도, 주행거리 등의 주행동특성에 큰 영향을 미

Table 3 Results of Case 1

Control Method	No. of Shift		Driving Time for Highest Step	Driving Distance (600 sec)
	Overall	Inclined Range		
Fuzzy Logic	7	4	553.1 sec	26833.33 m
Gear Pattern	11	8	479.1 sec	26910.90 m

Table 4 Results of Case 2

Control Method	No. of Shift		Driving Time for Highest Step	Driving Distance (350 sec)
	Overall	Inclined Range		
Fuzzy Logic	5	2	317.5 sec	14869.35 m
Gear Pattern	9	6	220.6 sec	14962.40 m

치지 않으면서, 기어변속횟수를 줄임으로써 운전자에게 안락한 승차감을 보장하고 변속기의 최고단 사용시간을 늘림으로써 에너지 저감효과도 동시에 얻을 수 있었다.

5. 결론

자동변속기의 변속패턴에 퍼지 논리를 적용한 가변변속패턴을 적용하여 주행 시뮬레이션을 수행하였다. 주행조건에 따라 변속횟수를 줄이고 최고단 사용시간을 늘리도록 가변변속패턴을 적용하여 주행특성의 저하없이 승차감향상과 연비향상의 효과를 얻을 수 있음을 확인하였다. 차속의 변화없이 평지에서는 보다 빨리 최고단으로의 변속을 완료하였으며, 경사로에서는 변속빈도를 감소시킬 수 있었다.

참고문헌

(1) Zadeh, L. A., 1965, "Fuzzy Set," *Inf. Control*,

- Vol. 8.
- (2) Klir, G. J. and Folger, T. A., 1988, *Fuzzy Sets Uncertainty and Information*, Prentice Hall.
- (3) 이근진, 1995, "Design of Fuzzy Control System using Micro-Genetic Algorithm," 중앙대학교, 석사학위논문.
- (4) 현대자동차중앙연구소, 1996, Design Theory of Automatic Transmission.
- (5) 서영덕, 여문수, 이승중, 1999, "퍼지논리를 이용한 차량구동력 제어 시스템," 한국자동차공학회논문집 Vol. 6, Number 5.
- (6) Powertrain Library for Easy 5, 1999, User Manual Ricardo Powertrain Library Version.
- (7) 자동차공학회, 1996, 자동차기술핸드북(기초, 이론편).
- (8) Masashi Fujiwara, 1992, Automotive Engineering, Over Vocational Training Association.
- (9) Gillespie, T. D., 1992, Fundamentals of Vehicle Dynamics, SAE.
- (10) Lucau, G. G., 1986, *Road Vehicle Performance*, Gordon and Breach Publishers.
- (11) Witold Pedrycz, 1989, *Fuzzy Control and Fuzzy System*, Research Studies Press LTD.
- (12) M. Sugeno, M. Nishida, 1985, "Fuzzy Control of Model Car," *Fuzzy Sets and Syst*, Vol. 16.
- (13) Scientific Systems Co., 1995, *Active Suspension using Preview Information and Model Predictive Control*, Scientific Systems Company Monthly Report.