

<논 문> SAE NO. 933765

전자 유압식 리그형 CVT의 변속비 퍼지제어

Fuzzy Control of Speed Ratio for Electro-Hydraulic Rig Type CVT

김 성 호*, 김 광 원*, 김 현 수**, 은 탁***
S. H. Kim, K. W. Kim, H. S. Kim, T. Eun

ABSTRACT

In this paper, fuzzy control algorithm for the speed ratio control of the electro-hydraulic rig type continuously variable transmission(CVT) was proposed and the CVT performance tests were carried out for the optimal operation of the engine simulator. The experimental results for the constant throttle and the acceleration modes showed that the engine can be run on the optimum operating line, representing the power and economy mode, by the fuzzy control of the CVT speed ratio. Comparing the PID control with the fuzzy control, it was found that the fuzzy control showed better performance with the faster rising time and smaller steady state error. The result of this study can be used as basic design materials for developing the transmission control unit of the CVT.

주요기술용어 : Fuzzy Control(퍼지 제어), CVT(무단 변속기), Optimal Operation Line(최적운전곡선), Speed Ratio(변속비)

1. 서 론

차세대 승용차는 동력성능 및 연비향상과 더불어 배기가스의 감소화 등 환경규제에 대한 대응이 요구되고 있다. CVT(Continuously Variable Transmission)는 기존의 3~5단의 제한된 변속비만을 갖고 있는 수동변속기나 자동변속기와는 달리 무한대의 변속비를 가지고 연속적인 변속이 가능하기 때문에 주어진 변속범위내에서 엔진속도를 독립적으로 제어할 수 있고 따라서 엔진의

운전 상태를 최대 동력성능 또는 최대 연비 및 최저 배기가스 상태로 유지할 수 있다.¹⁻⁴⁾ 이와 같은 CVT의 장점은 엔진이 운전자의 의도에 따라 최대 동력성능(Maximum power mode) 또는 최고 연비성능(Economy mode) 등의 운전모드에서 각 모드에 대한 최적운전곡선(Optimal Operating Line : OOL)상에서 운전될 수 있도록 CVT의 변속비 제어를 할 때 얻을 수 있다. 현재까지 실용화된 CVT는 비교적 단순한 제어 알고리즘을 채택하고 있기 때문에 소비자의 요구를 충분히

* 성균관대학교 대학원

** 정회원, 성균관대학교 기계공학과

*** 생산기술연구원

만족시키지 못하고 있는 실정이다. 따라서 최근에는 운전자의 의도를 충분히 반영할 수 있는 보다 복잡한 제어 알고리즘과 제어 시스템이 연구되고 있으며^{5,6)} 이를 위해서는 CVT 시스템의 보다 정확한 수학적 모델이 요구되고 있다.

현재까지 개발된 CVT 변속제어 시스템은 대부분 기계-유압식 또는 전자 유압식 제어 방식을 채택하고 있다.^{3,4)} 이러한 유압제어식 CVT 시스템은 비선형 특성을 가지고 있으며 보통은 작동 구간에서 선형화시킨 모델을 기준으로 제어를 설계하고 있으나 만일 이 작동구간이 변경되면 유압시스템의 성능과 안정성은 매우 불확실하게 된다.⁷⁾ 뿐만 아니라 CVT의 변속메카니즘 또한 비선형성이 있어 쉽게 수학적 모델을 구하기가 어렵다.⁸⁾

본 연구에서는 이와같은 CVT 변속메카니즘 및 유압시스템의 비선형성과 수학적 모델의 불확실성을 극복할 수 있는 제어기법으로서 최근 활발한 연구가 진행되고 있고 특히 비선형성을 지닌 시스템 제어에 비교적 좋은 성능을 보이고 있는 것으로 알려진 퍼지 제어이론을 적용하고자 한다. 퍼지제어는 인간의 언어적인 사고과정의 애매성(fuzziness)을 이용한 제어방식으로 전문가의 지식이나 경험을 퍼지집합으로 표현하고 언어적으로 규칙화시켜 직접 제어기에 부여할 수 있다. 그래서 시스템이 매우 복잡하여 수학적 모델링이 어려운 시스템일지라도 전문가의 지식과 적당한 튜닝으로 제어가 가능하다는 장점이 있어 각종 시스템의 제어에 그 적용이 확대되고 있다.

본 연구에서는 퍼지 제어이론을 이용하여 엔진의 최적운전을 위한 전자 유압식 CVT의 변속비 제어를 수행하고 아래의 2가지 운전모드에 대하여 CVT 제어성능을 시험하였다.

- (1) 주행부하가 들어올 때 일정한 드로틀 개도 운전
- (2) 드로틀 개도의 증가에 따른 가속주행 운전

2. 제어 알고리즘

본 연구에서는 1300cc급 금속벨트 CVT 시스

템을 실험목적에 맞도록 개조하고 구동원으로 엔진대신 15Kw급 스피들모터 시스템을, 주행부하 공급원으로는 유압시스템을 이용하여 각각 엔진 모사장치(Engine simulator)와 부하 모사장치(Load simulator)로 사용하였다.

전자유압식 CVT의 변속비 제어실험을 위하여 엔진모사장치에 Fig.1과 같은 임의의 최적운전곡선 OOL을 설정하였다. 일정 드로틀운전에서는 임의의 드로틀 개도 θ_0 와 OOL은 고유한 한점에서 만나고 드로틀 개도 변화가 없다면 어떤 주행조

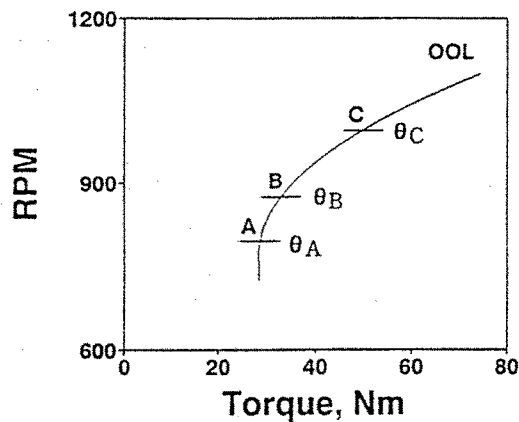


Fig.1 Optimal operation line of engine simulator

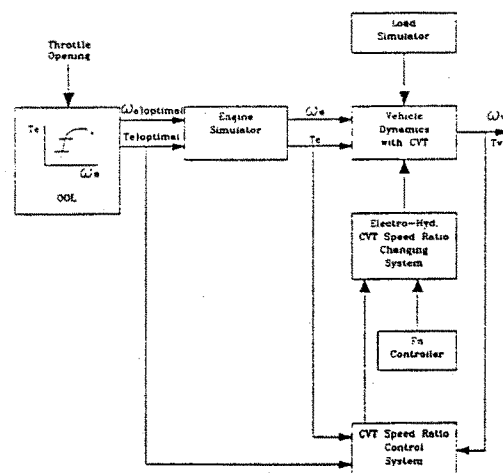


Fig.2 Overall control block diagram of CVT system

건하에서도 엔진은 이 점에서 운전되어야 한다. 가속 주행운전시 드로틀 개도를 θ_A 에서 θ_C 로 변하고 엔진은 드로틀 개도 θ_A 와 θ_C 사이에서 OOL을 따라 운전되어야 한다.

Fig2는 CVT 시스템의 제어 블록선도이다.^{9, 10)} 최적운전곡선인 OOL로부터 신호를 받아 엔진 모사장치(Engine Simulator)가 구동된다. CVT 변속비 제어 시스템(CVT Speed Ratio Control System)은 최적운전곡선으로부터 현재의 드로틀 개도(모터속도)에 따른 최적의 엔진(모터)토크와 부하 모사장치(Load Simulator)로부터 주어지는 부하토크를 전달받아 최적변속비를 계산하고 엔진 모사장치로부터 실제 엔진토크와 부하토크를 검출하여 실제변속비를 구한다. 전자유압식 CVT 변속비 변환시스템(Electro-Hydraulic CVT Speed Ratio Changing System)은 최적변속비와 실제변속비의 차이에 해당하는 신호를 축력공급장치에 주어 구동축 축력 F_R 을 변화시키고 실제변속비가 최적변속비로 제어될 때 엔진은 OOL상에서 운전하게 된다. CVT의 변속비는 구동 및 종동축력을 동시에 변화시켜 얻을 수도 있지만 이 경우 MISO(Multi Input Single Output)계가 됨으로 실제 시스템에서는 대부분 종동축력을 일정하게 유지하고 구동축력만을 변화시켜 변속비를 얻는 방식을 채택하고 있다. 따라서 본 연구에서는 F_N 제어기(F_N controller)를 사용하여 종동축 축력을 11000N으로 일정하게 유지하고 구동축력의 변화만으로 변속비를 제어한다. 부하 모사장치는 CVT 변속비 제어가 수행되는 동안 CVT 시스템에 주행부하를 공급한다.

3. 제어기 설계

Fig3은 CVT 변속비 퍼지제어를 위한 블록선도를 나타내고 있다. Fig3에서 퍼지제어기(Fuzzy controller)의 입력변수는 최적변속비 i_d 와 실제변속비 i_s 의 차인 오차 E와 오차의 변화량 CE(Change of Error)이고 출력변수는 전자 유압 서보의 입력전압 U이다. CVT 시스템은 입력전압 U에 해당하는 구동축력에 의해서 새로운 변속비를 형성하여 변속비 제어가 연속적으로 수행된다.

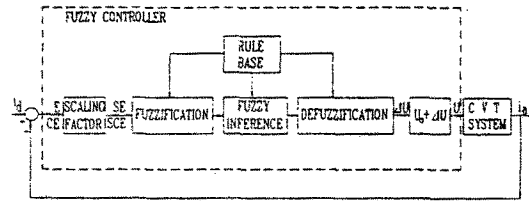


Fig.3 Block diagram of Fuzzy speed ratio controller

퍼지제어기의 주요 구성은 다음의 4부분으로 구분할 수 있다: (1) 시스템에서 검출해 온 실수값(E, CE)을 언어적인 값으로 변환시켜주는 퍼지화(Fuzzification)과정, (2) CVT 시스템에 대한 전문가의 지식과 시스템의 성질을 규칙화시켜 저장하는 규칙베이스(Rule base), (3) 조작량 ΔU 의 출력 퍼지집합을 얻는 퍼지추론부(Fuzzy inference), (4) 추론된 퍼지집합을 제어입력(Control input)의 증가량 ΔU 로 변환시키는 비퍼지화(Defuzzification)과정.

Fig3에서 입력변수값 E와 CE은 식(1)과 같이 scale factor GE와 GCE값의 곱에 의해서 SE와 SCE로 정규화 된다.¹¹⁾

$$SE = GE \times E$$

$$SCE = GCE \times CE \tag{1}$$

퍼지제어기 안에서 연산의 편의를 도모하기 위해 Fig4와 같이 -1에서 1까지의 입력공간을 설정하고 동간격으로 7개의 언어적인 변수 PB (positive big), ZE(zero), NB(negative big) 등을 사용하여 삼각형 소속함수(membership function)을 갖는 퍼지집합(fuzzy set)을 구성하였다. 정규화된 SE와 SCE는 Fig4의 입력공간상의 한점을 통과하면서 퍼지화가 이루어진다.

출력변수의 범위는 Fig5와 같이 좀더 조밀한 조작량 ΔU 을 산출하기 위해 9개의 언어적 변수의 삼각형 소속함수를 갖는 퍼지집합을 사용하였다. 변속비 제어기의 설정된 입력과 출력 퍼지변수 사이의 관계는 제어규칙에 의해서 형성되고 규칙의 형태는 다음과 같은 언어적 표현으로 나타낼

수 있다.

“IF(오차) is positive small and(오차의 변화량) is negative small
Then(조작량) is negative small.” (2)

이 표현은 오차와 오차의 변화량 그리고 조작량의 관계를 나타내며 실제 변속비 제어에 사용된 규칙은 Fig.6과 같이 총 49개(7×7)의 제어규칙으로 표시된다.

제어규칙과 퍼지화된 입력값은 퍼지 추론부에서 합성되어 식(3)과 같이 새로운 출력 퍼지집합

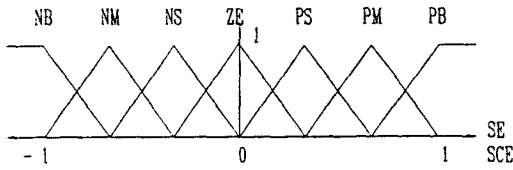


Fig.4 Membership function of input linguistic variables

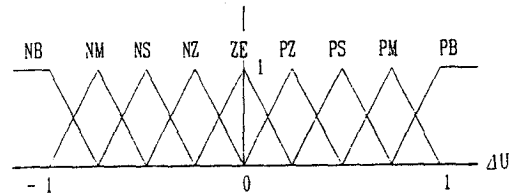


Fig.5 Membership function of output linguistic variables

SCE

	PB	PM	PS	ZE	NS	NM	NB
PB	NB	NB	NB	NM	NS	NZ	ZO
PM	NB	NB	NM	NS	NZ	ZO	PZ
PS	NB	NS	NS	NZ	ZO	PZ	PS
ZE	NM	NS	NZ	ZO	PZ	PS	PM
NS	NS	NZ	ZO	PZ	PM	PM	PM
NM	NZ	ZO	ZO	PZ	PM	PM	PB
NB	ZO	PZ	PS	PM	PM	PB	PB

Fig.6 Rule base of fuzzy controller

(조작량)_{U'}을 얻게 된다. 변속비 제어기의 추론 방법은 최대-내적방법을 사용하였다.¹²⁻¹⁴⁾

$$\text{규칙 } R_i : (\text{오차})_{A_i} \text{ and } (\text{오차의 변화량})_{B_i} \rightarrow (\text{조작량})_{U_i}$$

$$\text{퍼지입력값} : (\text{오차})_{A_i'} \text{ and } (\text{오차의 변화량})_{B_i'} \quad (3)$$

$$\text{출력결과} : (\text{조작량})_{U_i'}$$

여기에서 R_i 는 i 번째 제어규칙이고 A_i, B_i 와 U_i 는 각각 입력, 출력공간에서 정의한 퍼지변수, A_i 와 B_i 는 퍼지화된 입력변수, U_i 는 퍼지추론된 출력 변수이다. 퍼지추론된 출력(조작량)_{U'}의 소속함수는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$m_{U'}(\text{조작량}) = \text{Min}[m_{A_i}(\text{오차}), m_{B_i}(\text{오차의 변화량})] \cdot m_{U_i}(\text{조작량}) = \omega_i \cdot m_{U_i}(\text{조작량}) \quad (4)$$

여기에서 $m()$ 는 소속함수를 나타내고 ω_i 는 퍼지화된 입력값들이 (조작량)_{U'}에 미치는 영향도(적합도)를 나타낸다. 최종적인 출력결과(조작량)_{U'}의 합연산으로 다음과 같이 표시된다.

$$(\text{조작량})_{U'} = (\text{조작량})_{U_1'} \cup (\text{조작량})_{U_2'} \cup \dots \cup (\text{조작량})_{U_n'} \quad (5)$$

소속함수는 식(6)과 같이 나타낼 수 있다.

$$m_{U'}(\text{조작량}) = \omega_1 \cdot m_{U_1'}(\text{조작량}) \cup \omega_2 \cdot m_{U_2'}(\text{조작량}) \cup \dots \cup \omega_n \cdot m_{U_n'}(\text{조작량}) \quad (6)$$

Fig.7은 실제 변속비 제어기에서의 추론과정을 나타내고 있으며 퍼지 입력값이 4개의 규칙과 합성되고 합연산을 통하여 최종적인 출력결과가 얻어짐을 볼 수 있다. 비퍼지화 과정은 무게중심법을 사용하여 ΔU 의 명확한(crisp) 값을 구하였다.¹³⁻¹⁶⁾

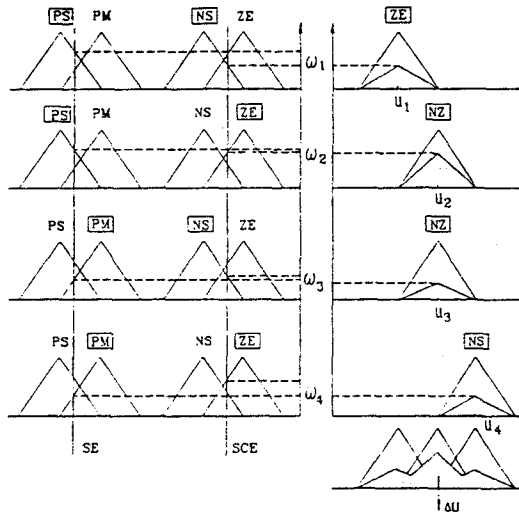


Fig. 7 Illustration of fuzzy inference by max-product method

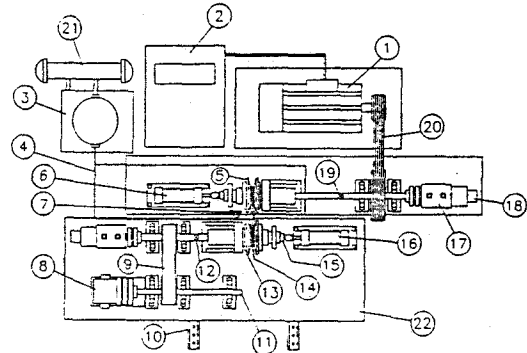
$$\Delta U = \frac{\sum_{i=1}^n \omega_i \cdot U_i}{\sum_{i=1}^n \omega_i} \quad (7)$$

여기서 ω_i = i번째 추론결과의 적합도, U_i = 출력 변수의 최대소속 정도를 갖는 제어입력

4. 실험장치

본 연구에서 사용된 실험장치가 Fig. 8에 도시되어 있다.^{9, 10)} CVT 시스템의 동력원은 인버터(2)로 속도 제어되는 15Kw급 스피들 모터(1)이다. 스피들 모터의 동력은 V-벨트(20)를 통하여 구동풀리(5), 금속 벨트(14), 종동풀리(13)에 전달되며 부하공급 유압시스템에서 가해지는 부하와 균형을 이룬다. 구동 및 종동풀리는 각각 고정플랜지와 이동플랜지로 구성되어 있고 이동플랜지는 축방향 이동이 가능하고 스프라인 축으로 되어있어 토크를 전달할 수 있다.

무단변속은 금속벨트의 회전 피치직경을 연속적으로 변화시킴으로써 이루어진다. 변속비 제어는 유압실린더(6, 16)에 의해 이동플랜지의 축력을 조정함으로써 얻어진다. CVT 시스템에 가해지는 부하는 종동축과 타이밍벨트(9)로 얻



- ① 15KW spindle motor
- ② inverter
- ③ Lubrication pump
- ④ Lubrication line
- ⑤ CVT driver pulley
- ⑥ Hydraulic cylinder
- ⑦ Tension load cell
- ⑧ Hydraulic gear pump
- ⑨ Timing belt
- ⑩ Linear bearing rail
- ⑪ Hydraulic gear pump shaft
- ⑫ Driven side torque sensor
- ⑬ Driven pulley
- ⑭ Metal belt
- ⑮ Axial force load cell
- ⑯ Slip ring
- ⑰ Encoder
- ⑱ Driver side torque sensor
- ⑲ Multi-wedge V-belt
- ⑳ Heat exchanger
- ㉑ Moving support

Fig. 8 Schematic diagram of a CVT test rig

결된 축(11)에 부착된 기어펌프(8)를 회전시킴으로써 얻어진다. 부하의 조절은 유압시스템에서 제어된다.

구동 및 종동축의 축간거리를 조정하고 금속벨트의 장력을 측정하기 위하여 종동축과 기어펌프축을 평판(22)에 설치하고 평판 밑에 선형베어링(10)을 장착하여 평판이 베어링 축을 따라 축직각 방향으로 이동이 가능하도록 하였다.

5. CVT의 운용 및 제어 소프트웨어

Fig. 9는 Fig. 8의 CVT 시스템을 기능별로 구분하여 도시한 것이다. CVT 시스템은 기능별로 다음과 같이 구분할 수 있다: (1) CVT 시스템, (2) 전자-유압 시스템, (3) 센서 시스템, (4) 컨트롤 박스(Control Box), (5) 컴퓨터 시스템 (IBM 386과 A/D & D/A 변환기). CVT 시스템의 모든 조작명령을 컨트롤 박스와 컴퓨터 시스템에 의해 이루어진다. 전체 시스템의 각 기능은 참고문헌⁹⁾에 자세히 언급되어 있다.

Fig. 9의 CVT 시스템을 운영 및 제어하기 위하여 전 연구¹⁰⁾에서 CVTCON이라는 소프트웨어를 개발하였다. CVTCON은 Fig. 10과 같이 크게 4가지 기능을 갖도록 설계되었다. CVTCON의 상세한

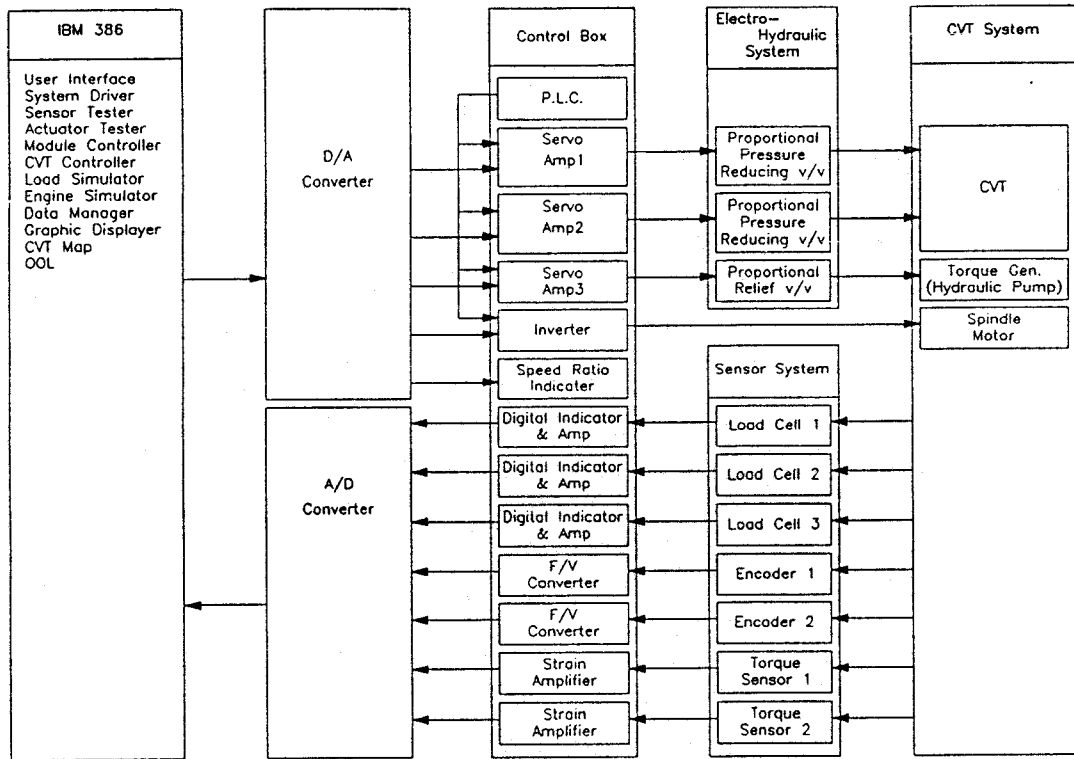


Fig.9 CVT test rig system

내용은 참고문헌¹⁰⁾에 나와있다. 본 연구에서는 CVTCON의 시스템 제어모듈을(System Control Module)의 변속비 제어부를 퍼지 제어기로 설계하였다.

6. 실험결과

6.1 제어기 튜닝

CVT 변속비 퍼지 제어기 설계시 가장 중요한 인자는 제어대상인 CVT 시스템의 특성에 맞는 퍼지 제어기를 적절히 튜닝하는 것이다. 퍼지 제어기에서 튜닝할 수 있는 변수는 다음과 같다.¹⁷⁾ (1) 입력변수(E, CE)의 scale factor, (2) 출력변수(ΔU)의 scale factor, (3) 제어규칙, (4) 퍼지변수의 소속함수.

본 제어기에서는 출력변수의 scale factor를 1로 고정하고 입력변수의 scale factor인 GE, GCE와

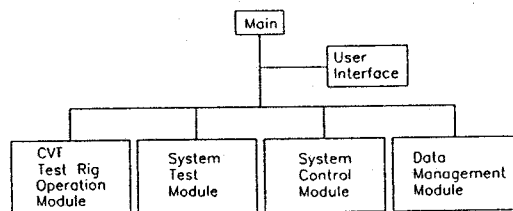


Fig.10 Module diagram of overall software

제어규칙을 튜닝하여 변속비 제어기를 설계하였다. 튜닝결과는 다음과 같다. GE와 GCE가 크면 제어기는 변속비의 오차와 오차의 변화량을 크게 인식하고 큰 제어입력을 시스템에 가하게 된다. 시스템의 안정성을 고려하여 처음에는 GE와 GCE를 작은 값으로 설정하고 점차 크기를 증가시켜 최적의 GE와 GCE를 찾는 방법을 사용하였다. GE가 증가할수록 실제변속비는 요구되는 최적변속비에 빠른 속도로 접근하나 큰 오버슈트

(overshoot)가 발생하고 정상상태오차나 진동 (oscillation)이 발생하는 경향을 보였다. Fig.11은 GE를 1로 고정하고 GCE의 변화를 도시한 그림으로 GCE가 증가할수록 오버슈트가 줄어드는 경향을 볼 수 있었다. 최종적으로 얻은 GE와 GCE의 값은 GE=1, GCE=30이다.

제어규칙의 튜닝은 E(SE)와 CE(SCE)의 부호에 의해 각각의 규칙을 수정할 수 있다. E와 CE는 식(8), (9)와 같다.

$$E = i_d - i_a \quad (8)$$

$$CE = E_k - E_{k-1} \\ = (i_{dk} - i_{ak}) - (i_{d(k-1)} - i_{a(k-1)}) \\ = \Delta i_d - \Delta i_a \quad (9)$$

여기서 i_d 는 최적변속비, i_a 는 실제변속비이다.

Fig.12는 시스템 응답의 SE와 SCE의 부호를 조사하여 수정해야할 규칙의 영역을 도시한 것이다. 즉 SE가 양이고 SCE가 음이면 B영역의 규칙을 수정하면 된다. 여기에서 SE와 SCE는 각각 E와 CE에 scale factor GE, GCE를 곱한 값으로 크기는 다르나 부호는 같다. 세부적인 제어규칙의 튜닝은 크기 변환된 SE와 SCE의 부호와 크기로부터 Fig.4에서 입력 퍼지변수를 구하고 그에 상응하는 Fig.6의 제어규칙들을 재조정하면 된다. Fig.6은 이와같은 튜닝을 거쳐 최종적으로 구한 제어규칙이다. 제어규칙 베이스는 SE와 SCE 값에 대한 각각 7개의 퍼지변수의 조합으로 구성되어 있다. 실제 CVT의 성능시험에서는 SE와 SCE값이 비교적 작은 퍼지변수 PS, ZE, NS 사이에 존재하는 제어규칙들이 사용되고 나머지 대부분의 규칙들은 초기치 제어시에 사용됨을 알 수 있었다. 변속비 변화와 제어규칙 베이스의 관계를 보면 변속비 변화는 변속비 i 가 증가할 때 주로 Fig.12의 A영역에 해당하는 Fig.6의 제어규칙들이 이용되어 변속비가 증가하고 변속비 i 가 감소할 경우에는 Fig.12의 D영역의 제어규칙들이 사용되어 변속비가 감소하였다.

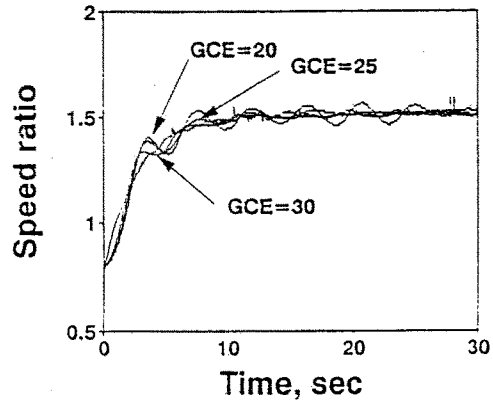


Fig.11 Speed ratio response for various scale factor GCE

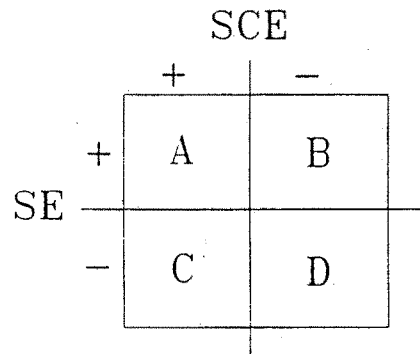


Fig.12 Relationship for Fuzzy rule tuning

6.2 전자 유압식 CVT의 성능 시험

본 실험에서는 퍼지제어기를 이용하여 전자 유압식 CVT의 성능시험을 수행하였다.

Fig.13은 일정한 드로틀 개도에서 주행부하가 증가했을 때 변속비 제어 결과를 도시한 것이다. 최적변속비 i_d 는 주행부하 토크와 최적 엔진토크의 비 $(T_i/T_e)_{optimal}$ 로 계산되므로 주행부하의 증가에 따라 점차 증가하며 퍼지제어에 의한 실제 변속비 i 가 최적변속비를 잘 따라가고 있음을 알 수 있다. 이때의 엔진 상태는 Fig.14에 나타나 있다. 부하의 증가로 OOL상의 최적운전점 B점을 약간 벗어났다가 CVT의 변속비 제어로써 다시 복귀되어 최적운전점에서 운전되고 있다.

Fig.15는 드로틀 개도 증가에 따른 가속주행시

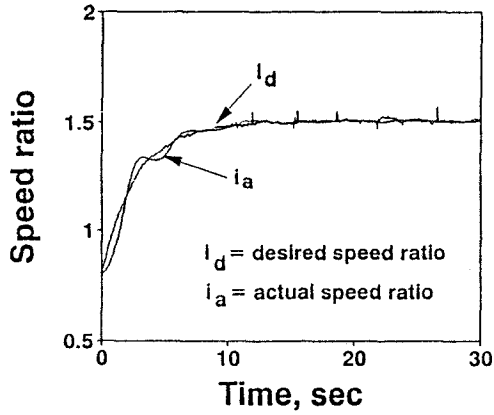


Fig.13 Desired speed ratio and actual speed ratio for load input by Fuzzy control

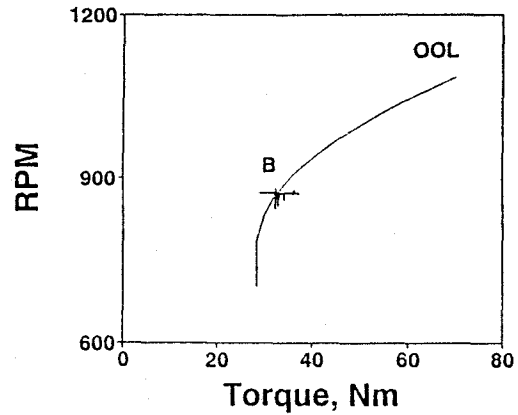


Fig.14 Comparison of experimental results with OOL for load input by Fuzzy control

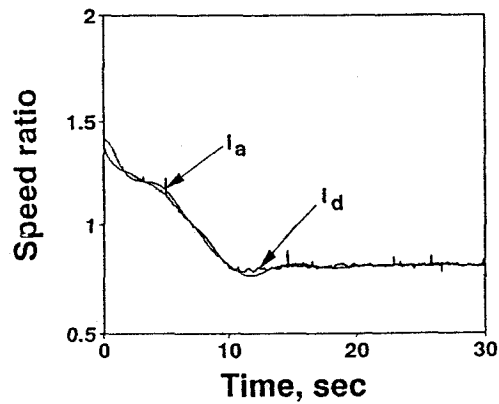


Fig.15 Desired speed ratio and actual speed ratio for acceleration input by Fuzzy control

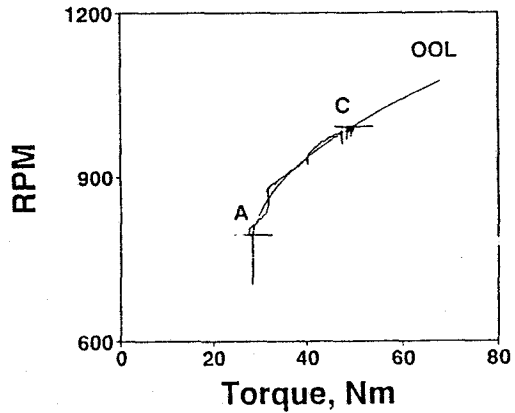


Fig.16 Comparison of experimental results with OOL for acceleration input by Fuzzy control

의 변속비 제어결과를 보여주고 있다. 최적변속비 i_d 는 드로틀 개도 증가에 따라 감소하며 실제변속비 i_a 는 최적변속비를 따라 잘 제어되고 있다. 엔진운전 상태는 Fig.16에 도시되어 있으며 드로틀 개도가 θ_a 에서 θ_c 로 증가할 때 엔진의 상태는 A와 C점을 잇는 최적운전곡선 상을 따라 운전되고 있다.

6.3 PID제어와 FUZZY제어의 비교

Fig.17과 Fig.18은 PID 제어에 의한 일정 드로틀 운전과 가속운전에 대한 변속비 제어결과이다.⁹⁾
¹⁰⁾ OOL상의 엔진운전 상태는 Fig.19와 Fig.20에

도시되어 있다.

일정 드로틀 운전시 PID제어(Fig.17)와 퍼지 제어 결과(Fig.13)를 비교해 보면 PID 제어는 응답이 느리고 정상 상태 오차를 가지고 있는 반면에 퍼지제어는 비교적 응답이 빠르고 정상 상태의 오차가 거의 없다. 엔진 상태도 퍼지제어가 최적운전점을 벗어난 정도가 적었고 최적운전점으로 복귀하는 속도도 빠르게 나타났다. 가속운전시 PID제어 결과(Fig.18)는 최적변속비가 감소하는 도중 항상 오차를 가지고 있으나 퍼지제어일 경우(Fig.15)는 빠른 응답 특성을 보이면서 잘 제어되고 있다. Fig.13과 Fig.15을 보면

퍼지제어는 PID 제어보다 응답속도는 빠르나 약간의 진동이 발생한다.

PID 제어와 퍼지제어시 기준곡선인 최적변속비 i_d 곡선이 서로 약간의 차이를 보이는 것은 다음과 같은 원인에 기인한다. PID와 퍼지제어는 모두 Fig.1의 OOL을 최적운전곡선으로 사용하고 같은 크기의 주행부하를 사용하지만 전자유압식 로드시뮬레이터에서 공급되는 주행부하는 실험마다 시간역 응답이 다소 차이가 있다. 따라서 주행부하와 최적엔진토크의 비로 계산되는 최적변속비 i_d 곡선의 차이가 발생한다.

PID와 퍼지 제어의 정량적인 비교를 위하여 다음과 같은 성능평가 기준을 사용하였다: 제어 시간 30초에 대하여 오차의 제곱항을 적분한 ISE (Integral of the Square Error), 오차의 절대값의 적분인 IAE(Integral of Absolute value of the Error), 오차와 오차발생시의 시간의 곱을 적분한 ITAE(Integral of the Time multiplied by the Absolute value of the Error).

Table 1과 Table 2는 각각 일정한 드로틀 운전과 가속운전시 PID와 퍼지제어기의 정량적인 성능평가를 나타내고 있다. ISE와 IAE값에서 퍼지제

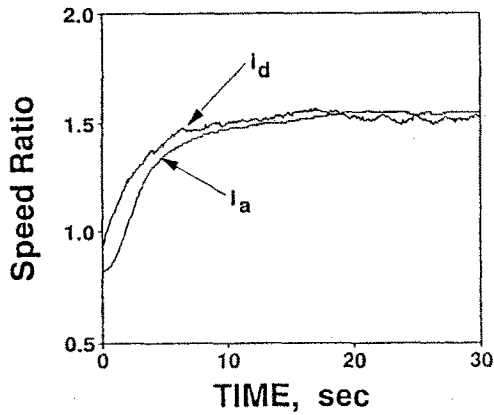


Fig.17 Desired speed ratio and actual speed ratio for load input by PID control

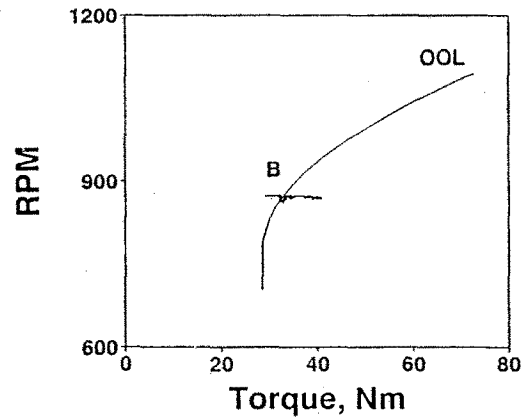


Fig.19 Comparison of experimental results with OOL for load input by PID control

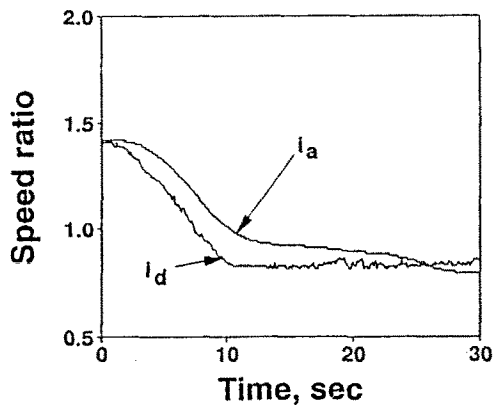


Fig.18 Desired speed ratio and actual speed ratio for acceleration input by PID control

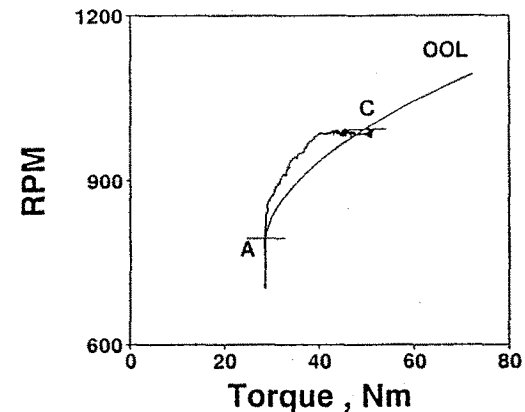


Fig.20 Comparison of experimental results with OOL for acceleration input by PID control

여기가 두 운전모드에서 PID 제어기보다 오차의 발생량이 작음을 알 수 있다. 또한 ITAE의 크기를 보면 퍼지제어를 했을 경우가 PID보다 확연히 작는데 이것은 퍼지제어가 PID 제어보다 정착 시간(settling time)이 훨씬 짧고 정상상태오차가 작음을 나타낸 것이다. 따라서 두 운전모드에서 모두 퍼지제어기가 우수한 성능을 보임을 알 수 있다.

Table 1, 2와 Fig.17과 Fig.18에서 볼 수 있듯이 PID제어에서 정상상태 오차가 큰 것은 다음과 같은 원인으로 생각된다. PID 제어기의 제어게인은 $i>1$ 범위에서 많은 실험을 통하여 가장 적합하다고 판단되는 게인 값 비례게인 5.0, 적분게인 0.5, 미분게인 0을 사용하였으나 실제 변속비 제어 실험결과 변속비 제어특성은 변속비가 $i>1$, $i<1$ 경우와 부하의 유무에 따라 다르게 나타났다. 이것은 금속벨트 CVT 변속메카니즘의 비선형 특성 때문으로 판단된다. 따라서 PID 제어기로 보다 좋은 성능을 얻기 위해서는 운전중 변속비 범위, 부하에 따라 제어게인의 적절한 조정이 필요하다. 퍼지제어는 위와 같은 PID 제어 응답특성과 달리 변속비 범위에 상관없이 우수한 제어 결과를 보인다(Fig.13, Fig.15). 실제 차량의 CVT 변속 시스템은 변속메카니즘 등 불확실한 설계변수가 많기 때문에 이와같은 불확실성을

극복할 수 있는 퍼지제어가 큰 장점이 있다고 생각된다.

7. 결 론

전자 유압식 리그형 CVT의 변속비 제어를 위한 퍼지제어 알고리즘을 제안하고 엔진 시뮬레이터의 최적운전을 위한 성능실험을 수행하였다. 일정 드로틀운전과 가속 주행운전에 대한 성능실험 결과 퍼지제어로 엔진이 설정된 최적운전곡선상에서 운전되도록 변속비 제어가 가능함을 보였다. PID 제어와 퍼지제어의 비교 평가 결과 퍼지제어가 응답속도, 정상상태 오차 등에서 CVT 변속비 제어에 더 좋은 성능을 나타냈다. 실제 차량 CVT 변속 시스템의 불확실한 설계변수를 고려할 때 퍼지제어는 이와 같은 불확실성을 극복할 수 있는 큰 장점이 있으며 본 연구결과는 향후 CVT시스템 TCU(transmission control unit)설계의 기초자료로 사용될 수 있다.

후 기

이 연구는 한국과학재단 지원 터보·동력기계 연구센터(TPMRC)와 현대 자동차(주)의 지원에 의해 이루어진 것으로 이에 감사 드립니다.

참 고 문 헌

1. B. C. Christenson, "The Fuel-Saving Potential of Cars with Continuously Variable Transmissions and an Optimal Control Algorithm", ASME, 75-WA/Aut-20, 1976.
2. G. Schönnenbeck, "A few aspects on lubricant selection for stepless chain converters : efficiency and service life", 6th ASME, International Power Transmission and Gearing Conference, Vol. 2, pp. 621-628, 1992.
3. Yasuhito Sakai, "The ECVT electro continuously variable transmission", SAE 880481, 1988.
4. H. Staffel, "Digital simulation of a hydraulic control system", Ford-Werke AG, Federal Republic

Table 1 Performance comparison of PID control and Fuzzy control for load input

	PID Control	FUZZY Control
ISE	2.54	0.54
IAE	21.86	8.83
ITAE	125.78	58.36

Table 2 Performance comparison of PID control and Fuzzy control for acceleration input

	PID Control	FUZZY Control
ISE	4.85	0.16
IAE	38.63	6.88
ITAE	389.43	71.45

- of Germany, ISATA 84004, 1984.
5. S. Hirano, "SCVT-A State of the Art Electronically Controlled Continuously Variable Transmission", SAE 910410, 1991.
 6. W. Seidel, J. Petersmann, U. Hickmann and W. Möller, "Adaptive control system for continuously variable transmission", SAE 925062, 1992.
 7. 김천호, 조형석, "유압서보 시스템을 위한 뉴로-퍼지 제어기 설계", 대한기계학회논문집, Vol. 17, pp.101-111, 1993.
 8. Memorandum between Sung Kyun Kwan University and P.I.V. Antrieb Werner Reimers, 1992.
 9. 김광원, 권혁빈, 김현수, 은 탁, 박찬일, "전자 유압식 리그형 CVT 개발과 최적운전", 대한기계학회 추계학술대회 논문집, 1992.
 10. 권혁빈, 김광원, 김현수, 은 탁, 박찬일, "전자유압식 CVT의 운용 및 제어 소프트웨어 개발과 실시간 제어", 한국자동차공학회지, Vol. 15, pp.36-46, SAE 933720, 1993.
 11. T. J. Procyk, E. H. Mamdani, "A Linguistic Self-Organizing Process Controller", Automatica, Vol. 15, pp.15-30, 1979.
 12. 김재원, 박영필, "퍼지로직에 의한 유연한 단일 링크 로봇의 진동제어", 연세대학교 석사학위 논문, 1991.
 13. M. Sugeno(박민용 등 역), "퍼지 제어 시스템", 대영사, 1990.
 14. 이광형, 오길록, "퍼지 이론 및 응용", 홍릉과학출판사, 1991.
 15. B. Kosko, "Neural Networks and Fuzzy System, A Dynamic System Approach to Machine Intelligence", Prentice-hall Inc., 1992.
 16. 남세균, 김종식, 유완석, "퍼지제어 셀을 이용한 퍼지논리제어기의 조직적인 설계방법", 대한기계학회논문집, Vol. 16, pp.1234-1243, 1992.
 17. W. Pedrycz, "Fuzzy Control and Fuzzy System", Research Studies Press LTD., 1989.
 18. Kuojung Wu, "Self organizing strategies for fuzzy control", Department of Mechanical and Aerospace Engineering, University of Missouri-Columbia, MO 65211, 1991.