

〈논문〉 SAE NO. 2000-03-0049

전자 제어 CVT 차량의 변속제어전략

Shift Control Strategy for Electric Controlled CVT Vehicle

김 동 우*, 김 현 수**
Dongwoo Kim, Hyunsoo Kim

ABSTRACT

In this paper, static and dynamic shift control strategies of CVT speed ratio are suggested. For the static shift control, in order to operate engine on the optimal operating region, a fuzzy control logic is used. In the fuzzy logic, S_factor that is defined as a degree of sportiness is introduced. Simulation results show that the static shift control strategy based on the fuzzy logic selects the optimal operating point automatically between the economy and the sporty mode corresponding to the driver's desire and the driving condition. For the dynamic shift control strategy, a shift speed map is suggested which determines the shift speed as fast or slow based on Δi , the difference between the desired speed ratio i_d and the actual speed ratio i , and throttle opening. It is seen from the simulation results that the CVT shift speed is determined by the dynamic shift control strategy to provide appropriate performance and comfort for the driver's demand and driving condition. Additionally, experiments are performed to investigate the dynamic performance of the shift speed for the lift foot up. From the experimental results, it is found that improved shift feeling can be obtained by the dynamic shift control strategy when lift foot up occurs.

주요기술용어 : CVT(Continuously Variable Transmission: 무단변속기), Static shift control strategy(정적 변속제어전략), Dynamic shift control strategy(동적 변속제어전략), Shift Speed(변속 속도)

1. 서 론

CVT(continuously variable transmission)는 무단변속에 의한 엔진 최적운전과 이에 의한 승차감, 연비개선 및 가속성능 향상 등의 많은 장

* 회원, 성균관대학교 대학원

** 회원, 성균관대학교 기계공학부

점에도 불구하고 기계유압제어 방식에 의한 단순한 제어 알고리즘과 상대적으로 높은 유압시스템 손실, 가격 등의 단점이 있어 AT(automatic transmission)에 비해 열세를 보여왔다. 그러나 최근 2000cc이상의 중형차에 탑재 가능한 벨트 개발에 이어 Honda¹⁾, Fuji중공업²⁾, Nissan³⁾ 등에 의해 전자제어화가 실현됨에 따라 선진자동차 각국은 21C초 양산작용을 목표로 치열한 개발경쟁을 벌이고 있다.

CVT의 전자제어 대상은 크게 변속비(speed ratio), 라인압력(line pressure) 및 발진요소로 생각할 수 있다. 변속비 제어는 운전자의 의지와 주행조건에 대응하여 엔진최적운전을 만족시킴으로써 연비, 가속성능향상과 운전자의 편안함(comfort) 등 CVT 차량제어의 핵심이라고 할 수 있으며, 라인압력제어는 이에 대응하는 최적의 라인압력을 구현함으로써 CVT 유압시스템 손실을 최소화하여 전체적인 차량효율향상의 관건이라고 할 수 있다. 이와 같은 CVT 제어는 상위제어기와 하위제어기로 구분할 수 있다. 상위 제어에서는 운전자의 의지와 주행환경에 대하여 최적의 변속비와 라인압력을 결정하며 이는 CVT ECU의 핵심이다. 한편 하위제어기는 목표 변속비와 라인압력을 구현하기 위한 제어기로서 CVT 변속동특성, 유압제어 밸브특성 등을 고려하여 설계되어야 한다.

CVT 변속비 상위제어기에 대한 연구로서 Boos⁵⁾와 Engelsdorf⁶⁾는 운전자의 요구와 주행조건에 대하여 정적 및 동적 주행 프로그램을 제시하였다. 특히 Engelsdorf는 평가계수(valuation factor)를 도입하여 적절한 운전모드를 선택하는 알고리즘을 제시하였다. 이와 유사하게 Seidel⁴⁾은 차량의 각종 입력신호에 대하여 조절계수(modulation factor)를 계산하여 운전모드의 변화를 구현하였다. Funatsu¹⁾는 선택 스위치를 통하여 변속모드를 변화시키고, 드로틀 개도에 대하여 변속속도를 제어하는 동적 주행 알고리즘을 제안하였다. Kurosawa³⁾는 드로틀 개도의 속도를 감지하여 연비 또는 동력 중심의

운전을 판단하는 제어로직을 사용하였다. 그러나 이와 같은 연구결과들은 자동차 각사의 핵심기술로서 상세한 내용은 알려진 것이 거의 없다. CVT 변속비 상위제어기에 대한 국내 연구로는 최저 연비 또는 최대 동력 운전을 위한 정상상태 변속비 도출 및 이를 이용한 변속비 전자화 연구⁷⁾ 등이 있으나 고정된 변속모드에 기초한 것으로서 변속모드 선택과 변속속도에 대한 연구는 보고된 바가 없다.

본 연구에서는 CVT 변속비의 상위 제어전략에 대하여 이코노미 모드와 스포티 모드 사이의 임의의 모드를 운전자의 특별한 조작 없이 운전자의 의지와 주행환경에 따라 자동적으로 선택할 수 있는 정적 변속제어전략과 보다 나은 승차감과 차량응답성을 얻을 수 있는 동적 변속제어전략을 제시한다. 또한 LFU(lift foot up)시 변속속도와 차량의 승차감에 대한 실험을 수행하여 제시된 동적 변속제어전략을 검증하고자 한다.

2. CVT 차량 동력전달계의 동적 모델링

2.1 엔진

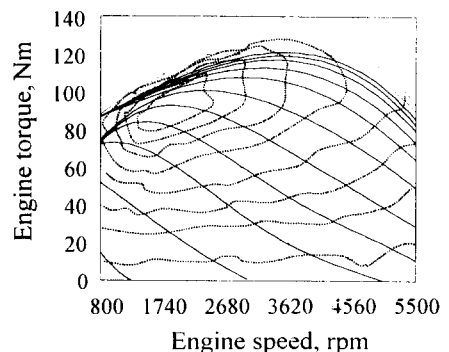


Fig. 1 Engine map

엔진 모델은 드로틀 바디, 흡기관, 연료분사, 연소특성 및 회전부에 대한 동역학 등 복잡한 모델로 이루어진다. 그러나 엔진을 포함한 전체 차량의 모델링 및 제어기 구성시에는 비교적 간단

하면서, 현상을 명확히 표현해주는 모델이 필요하다. 따라서 본 연구에서는 정상상태의 엔진 회전속도에 의한 등 동력 선도, 등 드로틀 개도 선도, 연료 소비율 곡선으로 엔진 특성을 근사화하였다. 본 연구에서 사용한 1500cc급 DOHC 엔진의 등 드로틀 개도와 BSFC(brake specific fuel consumption) 특성곡선이 Fig. 1에 도시되어 있다.

2.2 CVT

유압제어밸브 : 본 연구에서는 고속전자 솔레노이드 밸브와 변속비 제어 밸브로 구성된 변속비 제어 유압계를 채용하였다. 변속비 제어는 비례 제어 밸브에 의한 구동측 풀리의 압력 공급으로 이루어진다. 본 연구에서는 구동측 액츄에이터 압력과 밸브 입력 전압의 관계를 다음과 같은 2차 시스템으로 가정하였다.

$$\frac{P_p}{V_p} = \frac{K_p \cdot \omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (1)$$

여기서 P_p 는 구동측 액츄에이터 압력, K_p 는 전압과 압력사이의 비례상수, V_p 는 밸브 입력 전압으로 정상상태 구동측 압력에 대한 전압 V_{ss} 와 목표 변속비와 실제 변속비의 차에 대한 전압 ΔV 의 합이다.

변속동역학 : 본 연구에서는 Ide⁸⁾ 등에 의한 다음과 같은 CVT 변속 동역학 식을 사용하였다.

$$di/dt = \beta(i) \cdot \omega_{prim} \cdot \Delta P \quad (2)$$

여기서 di/dt 는 변속속도, β 는 비례상수, ω_{prim} 은 구동측 풀리의 속도, ΔP 는 구동측 액츄에이터의 압력차이다.

CVT 유압제어밸브와 변속동역학을 블록선도로 도시하면 Fig. 2와 같다.

최적라인압력 : CVT의 변속은 구동측 액츄에이터에 드러스트(압력)를 공급하여 이동 플랜지를 축방향으로 움직이고 이에 의한 벨트 회전 피치 반경의 연속적인 변화에 의해 이루어진다. 이

때 중동측 액츄에이터에 공급되는 드러스트는 주어진 변속비와 전달 토크에 대하여 적절한 드러스트 즉 라인압력을 유지하는데 필요하다. 필요 이상의 드러스트는 벨트에 과도한 장력을 발생시켜 벨트의 수명을 단축시킬 뿐만 아니라 드러스트 발생에 요구되는 유압동력 손실의 원인이 된다. 또한 미흡한 드러스트는 벨트와 풀리사이 미끄럼을 일으켜 토크 전달기능 상실과 더불어 마찰열에 의한 벨트 손상의 원인이 된다. 따라서 주어진 토크와 변속비에 대한 적절한 압력의 공급은 CVT 유압시스템 효율개선의 핵심이라고 할 수 있다.

이병준⁹⁾등은 금속벨트 CVT의 미끄럼점의 중동측 드러스트(라인압력)에 대하여 개선된 변속비-토크-드러스트 식을 제시하였다. Fig. 3은 이 식을 적용하여 구한 변속비-토크-드러스트 관계를 3차원으로 도시한 것이다. 그림에서 알 수 있듯이 미끄럼점의 중동측 드러스트는 입력토크가 커질수록 증가하고 변속비가 오버드라이브에서 언더드라이브로 갈수록 증가한다.

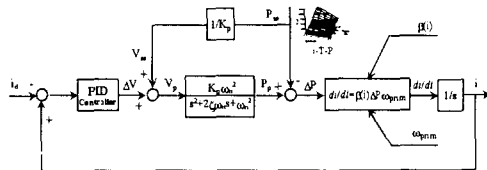


Fig. 2 Block diagram of shift dynamics and hydraulic control valve

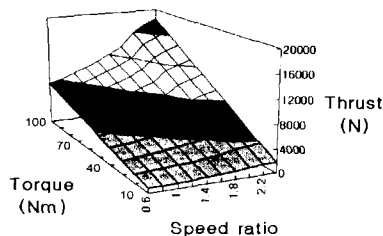


Fig. 3 3-D map of CVT speed ratio - torque - thrust

본 연구에서는 Fig. 3을 이용하여 주어진 변속비와 입력토크에 대한 최적의 라인압력을 계산하였다.

2.3 상태방정식

차량의 상태방정식은 토크 컨버터의 록업클러치 상태에 따라 록업 전, 록업 중 및 록업 후로 나누어 구하였다. 록업 전의 엔진 회전속도 및 차속에 대한 상태 방정식은 다음과 같다.

$$\dot{\omega}_e = \frac{1}{J_e} [T_e - T_{LOSS} - (k_1 \phi_1 + b_1(\omega_e - \omega_p))] \quad (3)$$

$$\dot{V} = \frac{1}{M} \left[\frac{k_2 \phi_2 + b_2 \left(\frac{\omega_t}{n \cdot i} - \frac{V}{r_t} \right)}{r_t} - F_{load} - F_{brake} \right] \quad (4)$$

여기서 ω_e 는 엔진 회전속도, J_e 는 엔진 회전관성, T_e 는 엔진 토크, T_{LOSS} 는 엔진 보조동력에 의한 손실, k 는 축의강성, ϕ 는 축의 비틀림각, b 는 축계의 댐핑계수, ω_p 는 토크 컨버터 펌프축 속도, V 는 차속, M 는 차량질량, ω_t 는 토크 컨버터 터빈축 속도, n 은 중감속기어비, r_t 는 타이어 반경, F_{load} 는 주행 저항력, F_{brake} 는 제동력, 첨자 1은 엔진 출력축, 첨자 2는 차축을 나타낸다. 록업 중 및 록업 후의 차량 상태방정식도 위 식과 유사하게 구할 수 있다.

3. 정적 변속제어전략

3.1 정상주행상태 운전모드

일반적으로 자동변속기 차량의 운전모드로는 다음 2가지가 사용된다.

1) 이코노미 : 저연비에 중점을 두고 적절한

동력성능을 가지며 운전되는 모드.

2) 스포티 : 추월이나 언덕길을 오를 때와 같이 큰 동력을 구현할 수 있는 모드.

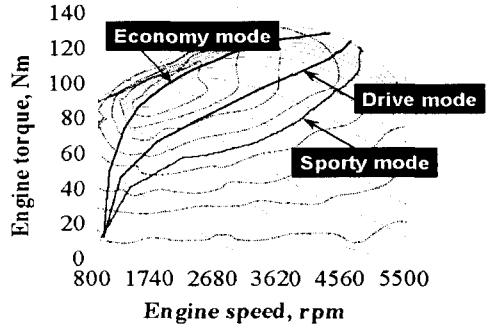


Fig. 4 Optimal operating line

Fig. 4의 엔진 맵 상에 이코노미 및 스포티 모드 구현을 위한 엔진 최적운전곡선을 도시하였다. 이코노미 모드의 최적운전곡선은 BSFC 등고선을 기준으로 하여 등 드로틀 개도에서 최소 연료소비율을 갖는 점을 이어서 선정하였다. 스포티 모드의 최적운전곡선은 등 동력선도를 기준으로 하여 등 드로틀 개도에서 최대 동력지점을 이어 구할 수 있다. 만약 변속제어전략이 없다면 운전시 운전자는 운전상황에 따라 위 2가지 모드를 선택하기 위하여 수동적인 조작이 필요하며, 모드 변화시 엔진 회전속도나 변속비의 급격한 변화로 인하여 불편한 운전이 예상된다. 그리고 엔진은 이 2가지 모드에서만 운전되므로 각 모드사이의 운전이 불가능하여 운전자의 의지를 충분히 만족시키기 어렵다. 따라서 본 연구에서는 운전자의 별도 조작 없이 이코노미와 스포티 모드사이의 다양한 운전모드 구현이 가능하도록 다음과 같은 정적 변속제어전략을 제시한다.

운전모드는 도로환경과 운전자의 의지를 기준으로 선정되어야 한다. 즉, 도로가 오르막길인가 평지인가 또는 내리막길인가에 따라 모드의 선택이 달라져야하며, 똑같은 주행환경에서도 운전자가 연비를 중시하는가 아니면 가속을 중시하는가

에 따라 운전모드는 달라질 수 있다. 운전모드를 선정하기 위해서는 여러 가지 입력 신호가 필요하다. 입력신호로는 주로 엔진 회전속도, 차속, 드로틀 개도, 도로 경사각, 조향각, 종·횡가속도, 브레이크 신호등이 사용될 수 있다. 본 연구에서는 입력신호들 중 드로틀 개도의 평균과 분산을 이용하여 모드를 선택하는 방법을 제시하였다.

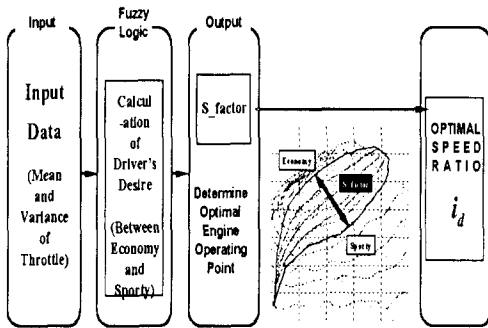


Fig. 5 Block diagram of static shift control strategy

Fig. 5에 정적 변속제어전략의 블록 다이어그램을 도시하였다. 차량의 입력신호 중 드로틀 개도의 평균과 분산에 대하여 운전자가 연비중심 운전을 원하는지 또는 동력중심 운전을 원하는지 퍼지로그직을 이용하여 판별한다. 퍼지로그직의 출력은 스포티한 정도를 나타내는 S_factor를 제안하였다. S_factor는 [0,1]사이의 값을 가지며, 여기서 '0'은 이코노미 모드, '1'은 스포티 모드로서 S_factor의 값이 클수록 운전자가 스포티한 운전을 원하는 것을 의미한다. S_factor의 결정은 운전자의 의지에 대응하여 이코노미와 스포티 모드 사이의 임의의 최적 운전곡선을 구하는 것이다. 최적 운전곡선이 결정되면 드로틀 개도에 대한 목표 엔진회전속도 ω_{ed} 가 정해짐으로 결국 S_factor에 의해서 목표 변속비가 계산된다. 목표 변속비는 목표 엔진 회전속도와 차속에 의해서 다음 식으로 구할 수 있다.

$$i_d = \frac{r_t \cdot \omega_{ed}}{n \cdot V} \quad (5)$$

여기서 r_t 는 타이어 반경, n 은 종감속기어비, V 는 차속이다.

정상주행시 퍼지로그직의 입력변수는 드로틀 개도의 평균과 분산이며, 평균은 0~100, 분산은 0~400의 값을 [0,1] 범위 사이로 정규화(normalization)하여 사용하고, 출력변수로는 스포티한 정도를 나타내는 S_factor를 정의하였다. S_factor를 결정하기 위한 퍼지로그직의 제어규칙은 다음과 같다. 드로틀 개도의 평균이 작고 분산이 작은 경우는 고속도로와 같이 일정한 속도로 주행하는 환경이라고 할 수 있다. 평균이 작고 분산이 큰 경우는 가다서다를 반복하는 도심의 주행환경이라고 할 수 있다. 그리고 분산의 크기에 상관없이 드로틀 개도가 크다는 것은 큰 가속을 원하는 상태라고 볼 수 있다. 이와 같은 제어규칙이 Table 1에 도시되어 있다.

Table 1 Rule base for static shift strategy

		Mean of throttle value		
		Small	Medium	Big
Variance of throttle value	Small	EC	DR	SP
	Medium	EC	DR	SP
	Big	DR	SP	SP

퍼지 제어규칙 설정을 위하여 본 연구에서는 위의 2가지 운전모드 외에 이코노미와 스포티 모드를 절충한 드라이브 모드를 추가하여 Fig. 4와 같이 설정하였다.

3.2 정상주행상태시 시뮬레이션 및 고찰

Fig. 6~Fig. 7은 퍼지로그직에 대한 정적 변속제어전략을 이용한 CVT 차량의 시뮬레이션 결과이다. Fig. 6은 도심 주행모드에 대한 차량 시

물레이션 결과이다. 그림(a)에 도시된 바와 같이 실제 차속은 주행모드를 잘 추종한다. 드로틀 개도(b)는 요구되는 가속도의 크기에 따라 약 0~30% 정도의 값을 갖는다. 목표 엔진 회전속도(c)는 드로틀 개도의 크기에 대응하여 변하며 실제 엔진 회전속도는 엔진 동역학에 의해 이를 추종한다. 목표 변속비(d)는 최저변속비 $i_d=2.455$ 에서 출발 후 약 4초에 업시프트가 일어나기 시작하며 드로틀 개도가 닫히면서 급격하게 업시프트된다. 이에 대하여 실제 변속비는 변속동역학에 의해 목표 변속비를 추종한다. 정지 구간에서 목표 변속비는 최저변속비 $i_d=2.455$ 를 지나 실제 변속비는 $i=2.0$ 과 $i=1.4$ 정도로 차이를 보인다. 이것은 차량 정지시 토크 컨버터의 터빈측 속도가 0이고 따라서 식(2)에서 $\omega_{prim}=0$ 이 되어 변속비가 변하지 않기 때문이다.

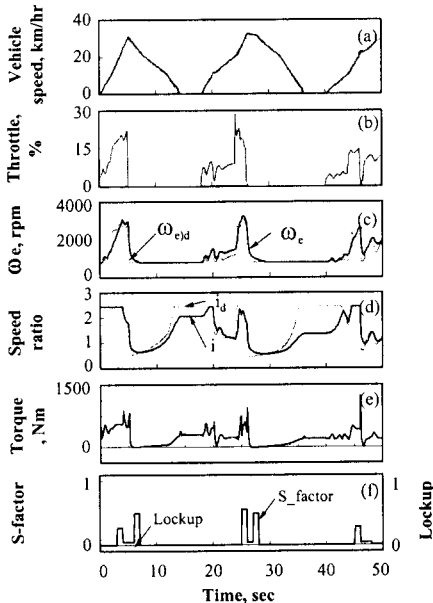


Fig. 6 Simulation results for urban road with static shift strategy

차속의 전달토크(e)는 드로틀 개도에 대응하여 변화하며 드로틀 개도가 갑자기 닫히는 구간에서

토크충격이 발생한다. 이는 이 구간에서 변속비가 빠른 속도로 업시프트되어 CVT 종동측 속도는 갑자기 증가하지만 차속의 변화량은 작기 때문에 축의 비틀림으로 인한 토크 변동에 의한 것이다. 퍼지로직에 의한 S_factor(f)는 가속구간에서 0.3이하의 값을 보이다가 드로틀 개도가 닫히는 순간 드로틀 개도 분산값의 증가로 인해 0.5의 값을 가진다. 그러나 그 외의 감속과 정지구간에서는 0의 값을 보인다. 토크 컨버터의 록업(f)은 시뮬레이션동안 일어나지 않았다. 이는 비교적 낮은 차속과 드로틀 개도 때문이며, 여기서 '0'은 록업해제, '1'은 록업상태를 나타낸다.

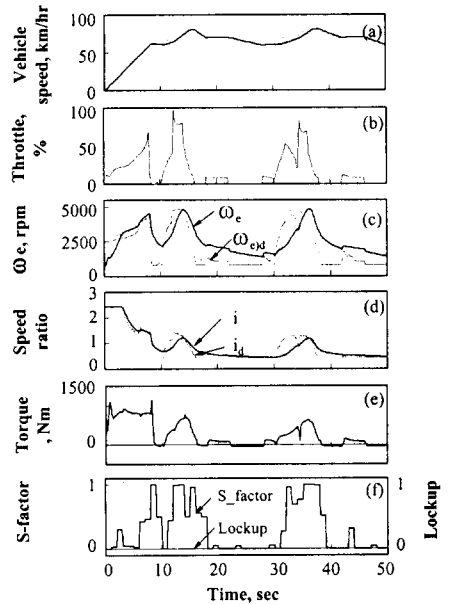


Fig. 7 Simulation results for suburban road with static shift strategy

Fig. 7은 도심을 벗어난 외곽 도로 주행모드(a)에 대한 차량 시뮬레이션 결과이다.

주행모드(a)는 도심 외곽에서 비교적 원만한 소통이 이루어지고 있는 도로를 가정한 것이다. 드로틀 개도(b)는 초기 5초 동안 대략 10~25%의 값을 보이다가 차속이 증가함에 따라 70%까지 증가한다. 목표 엔진 회전속도(c)는 드로틀 개

도의 크기에 따라 변하며, 동일한 드로틀 개도에 대해서도 $S_factor(f)$ 가 급변하면 운전모드의 이동(shift)에 대응하여 600~900 rpm이 변화한다. 실제 엔진 회전속도는 엔진 동역학에 의해 이를 추종한다. 목표 변속비(d)는 $id=2.455$ 에서 출발 후 약 3.1초에 업시프트가 일어나기 시작하고, 최적인전곡선상의 드로틀 개도에 대한 목표 엔진회전속도와 차속에 대응하여 변화한다. $S_factor(f)$ 가 급격히 증가하면, 최적인전곡선의 이동에 의한 목표 엔진회전속도의 변화로 목표 변속비는 다운시프트가 일어나고 S_factor 가 급격히 감소하면 목표 변속비는 업시프트 됨을 알 수 있다. 실제 변속비는 변속동역학에 의해 목표 변속비를 추종한다. 차축의 전달토크(e)는 8초에 LFU시 급격히 증가하다 감소하여, 토크충격이 발생한다. 퍼지로직에 의한 $S_factor(f)$ 는 급한 가속구간에서는 0.7~1.0의 값을 가지면서 보다 스포티한 영역의 운전을 가능하게 하고, 감속 및 등속구간에서는 0~0.1의 값을 가지면서 연비중심으로 운전되는 것을 알 수 있다. Fig. 6(f)의 도심주행과 비교하면 특히 가속구간에서 S_factor 가 더 크고 따라서 스포티한 모드로 더 많이 운전되고 있음을 알 수 있다.

Fig. 6~Fig. 7에서 볼 수 있듯이 본 연구에서 제시된 퍼지제어 정적 변속제어전략에 의해 CVT 차량의 운전모드는 운전자의 의지와 주행환경, 즉 드로틀 개도의 평균 및 분산에 대응하여 이코노미와 스포티 모드 사이에서 적절히 선정됨을 알 수 있다. 따라서 제시된 변속제어전략은 CVT 차량 운전시 별도의 스위치 조작 없이 운전자의 의지와 주행환경에 대응된 적절한 운전모드를 구현함으로써 저연비와 높은 동력성능 효과를 기대할 수 있다.

4. 동적 변속제어전략

이제 정적 변속전략에서 결정된 운전모드를 기반으로 하여 변속속도를 결정하는 동적 변속제어

전략에 대하여 고찰한다. 만약 변속속도가 너무 크면 LFU시에 변속충격이 발생하고, 미세한 드로틀 개도의 변화에 대하여 너무 잦은 변속이 일어난다. 반대로 너무 작으면 가속이나 감속시 응답성이 늦어져 운전자를 만족시키지 못하게 된다.¹⁾

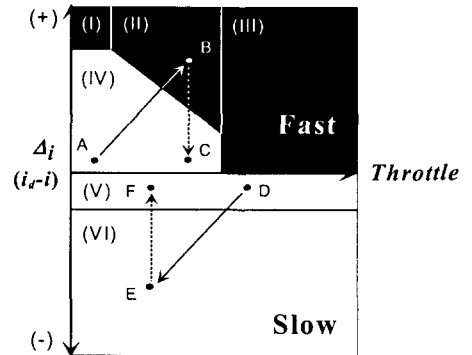


Fig. 8 Dynamic shift control strategy

본 연구에서는 평상시에는 승차감을 기준으로 하여 변속속도를 느리게 설정하고 가속 또는 감속시에는 변속속도를 빠르게 하는 동적 변속제어 전략을 제시한다. Fig. 8에 본 연구에서 제시한 동적 변속제어전략이 도시되어 있다. 동적 변속제어전략은 운전자의 의지를 반영하는 드로틀 개도의 값과 목표 변속비 id 와 실제 변속비 i 의 차 Δi 즉, $\Delta i = id - i$ 를 입력으로 하여 빠른 가속과 급한 감속이 요구될 경우에는 변속속도를 Fast 로, 평상주행시와 LFU시에는 변속속도를 Slow 로 설정하였다. 본 연구에서는 빠르고 느린 변속속도를 구현하기 위하여 Fig. 3에 도시된 PID 제어기의 게인을 조정하여 2가지 경우에 대한 변속비 하위제어기를 설계하였다.

Δi 의 값이 (+)라는 것은 현재의 차속에서 드로틀 개도를 증가시켰을 때 목표변속비 id 가 다운시프트되며, 실제 변속비 i 가 뒤늦게 목표 변속비를 추종하는 경우이다. 이 때 목표 변속비와 실제 변속비의 차 Δi 가 클 때는 실제 변속비가 목표 변속비를 빠르게 추종하기 위하여 빠른 변속속도가 필요하며, 따라서 이러한 영역을 Fast

영역으로 설정하였다. 단 Δi 와 드로틀 개도의 크기가 작은 영역은 잦은 변속을 방지하기 위하여 변속속도가 느린 Slow영역으로 설정하였다. Fig. 8의 (I) 영역은 급감속하는 경우이다. 이 경우 드로틀 개도의 크기는 작고 목표 변속비는 빠르게 다운시프트되나, 실제 변속비 i 는 식(2)의 변속동역학과 유압제어시스템의 응답특성으로 목표 변속비를 빠르게 추종하지 못하게 되므로 목표 변속비를 추종하기 위하여는 빠른 변속이 필요하다. (II) 영역은 Δi 와 드로틀 개도의 크기가 갑자기 증가하는 경우이다. A점에서 드로틀 개도를 증가시키면 먼저 드로틀 개도에 대응하는 목표 엔진회전속도의 증가로 인해 목표 변속비 i_d 가 다운시프트 되어 Δi 값이 증가하므로 드로틀 개도와 Δi 에 대한 동적 변속제어전략의 운전점은 B점으로 이동하게 된다. 이 때 드로틀 개도의 변화가 크면 A와 B사이의 거리가 멀어지고, 이는 운전자가 빠른 가속을 원하는 상태이므로 빠른 가속을 구현할 수 있도록 Fast영역으로 설정하였다. 이후 실제 변속비가 목표 변속비를 추종하면서 Δi 의 값은 감소하고 C점으로 이동하게 된다. C점은 드로틀 개도의 변화없이 거의 일정한 변속비에서 정상상태운전이 이루어지는 상태이므로 Slow영역으로 설정하였다. (III) 영역은 드로틀 개도의 크기가 일정치 이상인 경우로서 운전자는 스포티한 운전, 즉 승차감보다 응답성을 원하는 것이므로 Δi 값 (+)영역 모두를 Fast영역으로 설정하였다. (IV) 영역은 드로틀 개도의 크기가 작고 Δi 의 크기가 작은 경우로서 드로틀 개도와 차속의 변화가 적은 운전상태이므로 승차감 위주의 Slow 영역으로 설계하였다.

Δi 의 값이 (-)인 것은 목표 변속비 i_d 는 업시프트 되나, 실제 변속비 i 는 뒤늦게 목표 변속비를 추종하는 상태이다. (V) 영역은 일정한 드로틀 개도로 가속되는 상태이다. 목표 변속비는 일정 드로틀 개도로 가속할 때 차속의 증가에 대응하여 업시프트되고, 이 때의 업시프트 속도는 상대적으로 느리다. 따라서 실제 변속비는 느린 변

속속도만으로 추종이 가능하므로 Slow영역으로 설정하였다. (VI) 영역은 LFU이 일어나는 경우이다. D점에서 드로틀 개도를 감소시키면 먼저 드로틀 개도에 대응하는 목표 엔진회전속도의 감소로 인해 목표 변속비가 업시프트 되어 Δi 값이 감소하므로 E점으로 이동하게 된다. 이 때 빠른 변속속도는 차량 승차감에 좋지 않은 영향을 주게 되므로 Slow영역으로 설정하였다. 이후 실제 변속비가 목표 변속비를 추종하면서 Δi 의 값은 감소하게 되어 F점으로 이동하게 된다.

본 장에서는 Fig. 8의 동적 변속제어전략을 사용하여 킥다운, LFU, 주행모드에 대한 시뮬레이션을 수행하고, CVT 차량의 응답성능과 승차감을 비교함으로써 제시된 동적 변속제어전략의 타당성을 검증한다.

4.1 킥다운(kickdown)시

Fig. 9는 WOT 킥다운시 동적 변속제어전략을 적용한 경우와 느린 변속속도의 경우에 대한 차량 응답성능 시뮬레이션 결과이다. 여기서 동적 변속제어전략에 대한 시뮬레이션 결과는 DS(dynamic strategy)로 표시하였다. 드로틀 개도(a)는 30KPH 정속주행에서 0.5초 동안 4%에서 WOT로 선형적으로 증가시켰다. 엔진 회전속도(b)는 DS의 경우 킥다운 개시 후 1.8초 경 5200 rpm 정도로 증가하는 반면 Slow의 경우 완만하게 증가하여 킥다운 개시 후 3.6초에 5200rpm에 도달한다. 실제 변속비(c)는 DS의 경우 1.3초 동안 $i = 0.66$ 에서 최저변속비 $i = 2.45$ 로 다운시프트되는데 반해 Slow의 경우는 느린 변속속도로 인하여 최저변속비까지 변속되지 못하고 3초 동안 $i = 1.9$ 까지 변화였다가 목표 변속비가 감소함으로 인해 다시 업시프트가 이루어진다. 변속속도(d)는 DS의 경우 최대 3.5의 값을 가지나, Slow의 경우 0.8의 값을 가진다. 킥다운 개시 후 80 KPH 도달시간(e)은 Slow인 경우 8.4초인데 반해 DS의 경우 0.8초 빠른 7.4초에 도달한다.

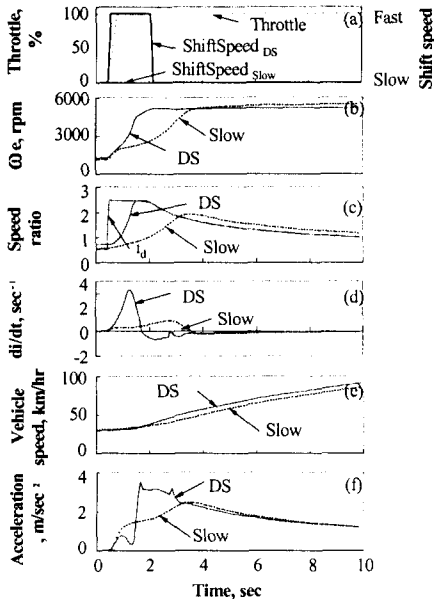


Fig. 9 Simulation results for kickdown with dynamic shift strategy

차량 가속도(f)는 DS인 경우 킥다운 개시 후 0.5~0.9초 사이에 감소한 후 급격히 증가한다. 이는 이 구간에서 변속비가 빠른 속도로 다운시프트되어 CVT 중동축 속도는 갑자기 감소하지만 차속의 변화량은 작기 때문에 축의 반대방향 비틀림으로 인한 토크 변동에 의한 것이다. Slow 경우는 킥다운 초기를 제외하고는 가속도가 DS에 비해 훨씬 작음을 알 수 있다. DS인 경우 동적 변속제어전략(a)은 킥다운 개시 후 0.5초에 Slow에서 Fast로 신호가 바뀐 후 2초에 변속비가 업시프트 되면서 다시 Fast에서 Slow로 변한다. 이는 Fig. 8의 동적 변속제어전략에 따라 변속속도점이 Δi 와 드로틀 개도의 크기 증가에 따라 (IV)영역에서 (III)영역으로 이동하여 Fast신호를 출력하고, 업시프트가 되면서 (III)영역에서 (V)영역으로 이동하여 Slow신호가 되기 때문이다.

이와 같은 시뮬레이션 결과를 통하여 제시된 동적 변속제어전략에 의해 킥다운 운전시 운전자

의 의지에 대응하여 향상된 가속성능을 구현할 수 있음을 확인하였다.

4.2 LFU 시

Fig. 10은 LFU시 동적 변속제어전략을 적용한 경우와 빠른 변속속도의 경우에 대한 차량 승차감 시뮬레이션 결과이다. 드로틀 개도(a)는 LFU 구현을 위하여 15%에서 0%까지 0.5초 동안 선형적으로 감소시켰다. 이때 목표 변속비(b)는 LFU에 대하여 $i_d=1.0$ 에서 최고변속비인 $i_d=0.442$ 로 업시프트가 발생한다. 이에 대하여 실제 변속비는 Fast인 경우 LFU개시 후 5.2초에 최고변속비 $i=0.442$ 에 도달하였고, DS인 경우 LFU개시 후 이보다 늦게 최고변속비에 도달한다.

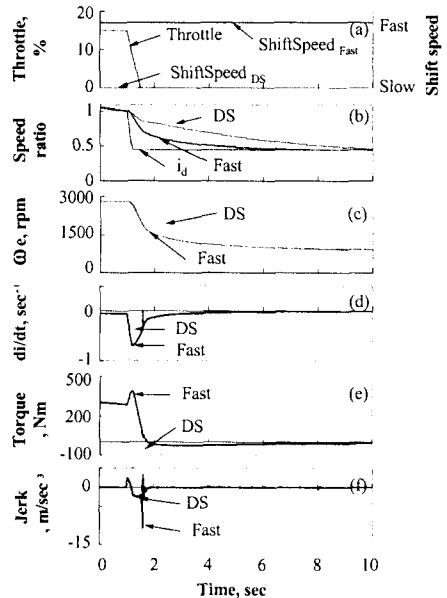


Fig. 10 Simulation results for LFU with dynamic shift strategy

엔진 회전속도(c)는 Fast인 경우가 DS인 경우에 비해 빠르게 감소한다. 변속속도(d)는 Fast인 경우 최소 -0.7의 값을 가지며, DS인 경우 최소

-0.37의 값을 나타내었다. 이 때 차축의 토크(e)는 LFU 구간에서 DS인 경우 토크 변화가 40 Nm로서 Fast인 경우 100 Nm에 비해 낮은 값을 보인다. 이에 따라 저크(f) 또한 DS인 경우 LFU 구간에서 최소 -6.5, 최대 1.7의 변동을 보이며, Fast인 경우의 최소 -10.7, 최대 3의 변동에 비해 훨씬 감소된 값을 보인다. 따라서 LFU시 제시된 동적 변속제어전략에 의해 변속속도를 느리게 함으로써, 토크 충격과 저크를 감소시켜서 보다 나은 승차감을 얻을 수 있다.

4.3 주행모드

Fig. 11은 임의의 주행모드에 대하여 동적 변속제어전략을 적용한 경우와 변속속도를 Slow로만 주행했을 경우에 대한 시뮬레이션 결과를 비교도시한 것이다. 주행모드(a)는 0~30, 30~60, 30~100 KPH의 가속구간과 LFU이 발생하는 감속구간을 혼합하였다. 시뮬레이션 결과에서 볼 수 있듯이 DS인 경우 Slow인 경우에 비해 주행모드를 잘 추종한다. 특히 30~100 KPH 가속구간에서 Slow의 경우 주행모드와 실제 차속은 큰 차이를 보이나, DS인 경우 주행모드에 근접한 가속성능을 보인다. 그럼에도 불구하고 드로틀 개도(b)는 가속구간에서 DS인 경우가 Slow에 비해 전체적으로 작은 드로틀 개도값을 가진다. 엔진 회전속도(c)는 DS인 경우가 Slow에 비해 특히 가속구간에서 목표 엔진회전속도를 잘 추종함을 알 수 있다. 실제 변속비(d)는 DS인 경우 가속구간에서 Slow에 비해 빠르게 목표 변속비를 추종한다. 앞서 킷다운시의 시뮬레이션에서 알 수 있듯이 가속구간에서 실제 변속비의 빠른 추종은 차량의 가속성능을 향상시킨다. 변속속도(e)는 Slow의 경우 -0.5~0.3의 값을 가지나, DS인 경우 -0.5~2.8의 값을 가진다. 변속속도 신호(e)는 제시한 동적 변속제어전략에 의해 가속을 원하는 구간에서 Fast신호를 출력하고, 그 외의 정상주행과 LFU시에는 Slow신호를 출력한다.

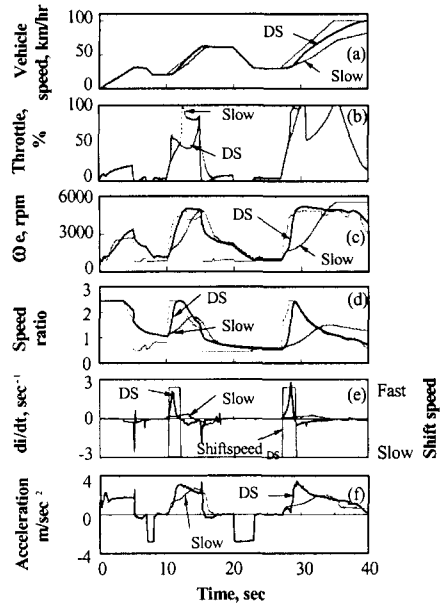


Fig. 11 Simulation results for dynamic shift strategy

차량 가속도(f)는 가속구간에서 DS인 경우가 Slow인 경우에 비해 큰 값을 가진다. 따라서 DS인 경우 가속시 차량의 가속성능을 확보하고, 운전자에게 보다 스포티한 운전을 할 수 있게 한다. 이와 같은 결과를 통하여 제시된 동적 변속제어전략을 적용한 경우 운전상황을 인식하여 운전자가 가속을 원하는 구간에서는 빠른 변속속도를 구현하여 차량의 가속성능을 확보하고, 정상주행과 LFU시에는 느린 변속속도를 구현하여 차량의 승차감을 향상시킬 수 있다.

5. 동적 변속제어전략에 대한 실험 및 고찰

5.1 실험장치

Fig. 12는 Proto type CVT Bench Tester 사진이다. 구동원으로는 800cc급 3기통 가솔린 엔진①을 사용하였으며 CVT②는 VCST사의 기계유압제어식 VT-1을 개조하여 변속비 전자제어가 가능하도록 하였다.

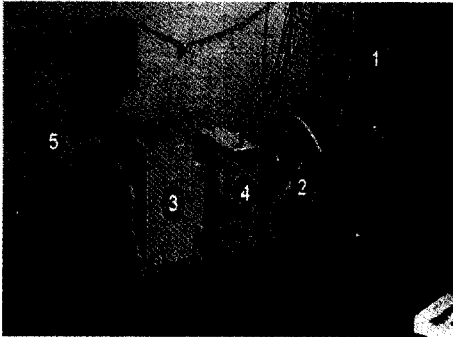


Fig. 12 Test rig with proto type CVT and flywheel

차량관성은 5.25 kgm² 플라이휠③과 3.6 : 1의 기어비를 가지는 증속기④를 사용하여 1000 kg에 해당하는 차량관성을 모사하였다. 차량주행 저항은 최대흡수동력 180 HP, 최대흡수토크 350 Nm의 와전류식 동력계(eddy current type dynamometer)⑤를 이용하여 모사하였다.

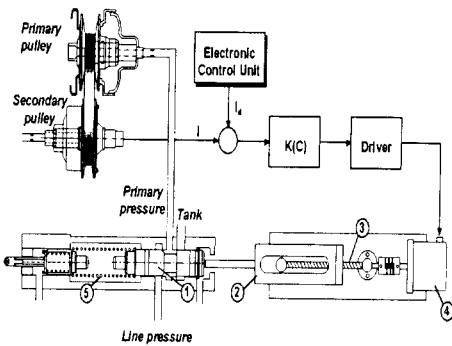


Fig. 13 Schematic diagram of electronic controlled speed ratio system

Fig. 13은 실험에 사용된 CVT의 변속비 전자 제어 시스템을 도시한 것이다. 변속비 제어밸브의 스펴①은 연결봉②과 볼스크류③에 의하여 스테핑 모터④와 연결되어 있다. 스테핑 모터의 회전은 볼스크류에 의해 봉의 직선운동으로 바뀌며 스펴의 운동으로 직접 변환된다. 이 때 스테핑 모터의 입력신호는 측정된 실제 변속비와 계산된 목표 변속비와의 차에 의한 값이 제어기를 통해

구동 드라이브로 전달된 것이다. 따라서 CVT의 실제 변속비는 스테핑 모터 제어에 의해 결정된다.

5.2 실험결과 및 고찰

Fig. 14는 LFU시 동적 변속제어전략을 사용한 경우와 Fast인 경우에 대한 CVT 차량의 응답실험결과를 비교도시한 것이다. 본 실험에서는 빠르고 느린 변속속도를 구현하기 위하여 Fig. 13의 변속비 제어기 K(C)를 2가지 경우에 대하여 설계하였다. 드로틀 개도(a)는 33%에서 25%로 계단입력하여 LFU신호를 모사하였다. 실험결과에서 볼 수 있듯이 실제 드로틀 개도는 드로틀 개도 제어시스템의 동특성으로 인하여 LFU신호 입력 후 0.1초에 변화하기 시작하여 0.4초에 완료된다. 변속속도(a)는 제시된 동적 변속제어전략에 의하여 실험 전 구간에서 드로틀 개도와 Δi 에 대하여 Slow신호가 출력된다.

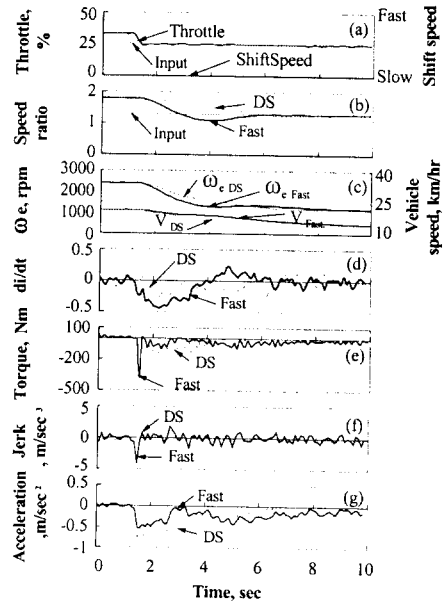


Fig. 14 Experimental results for LFU

CVT 변속비(b)는 DS에 의한 느린 변속의 경

우 $i=1.8$ 에서 $i=1.3$ 까지 목표 변속비를 느리게 추종한다. Fast인 경우 실제 변속비는 언더 슈트를 보이며 목표 변속비를 추종한다. 엔진 회전속도(c)는 DS인 경우가 Fast인 경우보다 느리게 감소하였다. 반면 차속(c)은 DS인 경우가 Fast인 경우보다 더 빨리 감속하는데, 이는 DS인 경우가 Fast인 경우보다 높은 엔진 회전속도가 유지되므로 엔진 브레이크 효과가 더 크게 작용하였기 때문이다. 변속속도(d)는 DS인 경우가 Fast인 경우보다 큰 값을 가진다. CVT 출력축에서 측정된 전달토크(e)는 LFU시 DS인 경우 -170 Nm의 토크 충격이 발생하여 Fast인 경우의 -380 Nm 토크 충격보다 작은 값을 보인다. 이에 따라 저크(f)는 LFU시 DS인 경우 최소 -3.6 m/sec²로서 Fast인 경우 최소 -4.1 m/sec²에 비해 낮은 값을 보인다. 차량 가속도(g)는 엔진 브레이크 효과로 인하여 DS인 경우가 Fast인 경우보다 더 큰 값을 가지나 LFU시 초기 기울기는 DS인 경우가 Fast인 경우에 비해 작고 따라서 작은 저크값을 보인다.

6. 결 론

전자제어 CVT 차량의 정적 및 동적 변속제어 전략에 대한 연구를 수행하였다. 정적 변속제어를 위하여 드로틀 개도의 평균 및 분산을 입력신호로 하고, 스포티한 정도를 나타내는 S_factor를 출력으로 하는 정적 변속제어 퍼지로그직을 제안하였다. CVT 차량 시뮬레이션 결과, 본 연구에서 제시된 퍼지로그직은 운전자의 의지와 주행 환경에 대하여 운전자의 별도 조작없이 이코노미 모드와 스포티 모드 사이에서 적절한 운전모드를 구현할 수 있음을 확인하였다. 또한 변속속도 제어를 위한 동적 변속제어전략을 제시하였다. 동적 변속제어전략은 목표 변속비 i_d 와 실제 변속비 i 와의 차이 Δi 와 드로틀 개도 크기의 입력에 대하여 운전상황을 인식하고, 정상주행시 및

LFU시에는 승차감을 기준으로 하여 변속속도가 느린 Slow영역, 급감속 또는 급가속시에는 변속속도가 빠른 Fast영역으로 구성하였다. 제시된 동적 변속제어전략을 적용하여 CVT 차량의 킥다운시와 LFU시에 대한 시뮬레이션을 수행하여 운전자의 별도 조작없이 운전상황에 따라 향상된 가속성과 차량 승차감을 구현할 수 있음을 보였다. 또한 LFU 실험을 수행하여 제시된 동적 변속제어전략에 의하여 느린 변속속도를 구현함으로써 차량의 승차감을 향상시킬 수 있음을 검증하였다.

참 고 문 헌

- 1) K. Funatsu, H. Koyama, T. Aoki, "Electronic Control System of Honda for CVT", Proc. of Int. Conf. on Continuously Variable Power Transmissions, pp. 43~51, 1996.
- 2) K. Sato, R. Sakakiyama, H. Nakamura, "Development of Electronically Controlled CVT System Equipped with CVTip", Proc. of Int. Conf. on Continuously Variable Power Transmissions, pp. 53~58, 1996.
- 3) M. Kurosawa, T. Fusikawa, K. Yoshida, M. Kobayashi "Development of High Torque Belt CVT with Torque Converter.", 日本自動車技術, 9738085, 1997.
- 4) W. Seidel, J. Petersmann, U. Möllers, "Adaptive Control System for Continuously Variable Transmission," IMechE C389/328, Paper Series 925062, 1992.
- 5) M. Boos, R. Vorndran, "The ZF CFT 20 E Continuously Variable Transmission for Mid-Range Automobiles," SAE 945028, 1994.
- 6) K. Engelsdorf, K. H. Senger, M. P. Bolz, "Electronic CVT Control for Power Train

- Optimization", Proc. of Int. Conf. on Continuously Variable Power Transmissions, pp. 71~76, 1996.
- 7) 송한림, 김정철, 김현수, "금속 벨트 CVT 차량의 동적응답특성과 변속비 제어 전자화", 대한기계학회논문집 A권 제22권 제5호, pp. 738~747, 1998.
- 8) T. Ide, H. Uchiyama, R. Kataoka, "Experimental Investigation on Shift Speed Characteristics of a Metal V-Belt CVT", Proc. Int. Conf. on Continuously Variable Power Transmissions, pp. 59~64, 1996.
- 9) 이병준, 김현수, "금속벨트 CVT의 유효 마찰계수와 변속비-토크-드러스트 관계식", 자동차공학회 논문집, Vol. 6, pp. 226~233, 1998.