

# 노면 경사부하를 고려한 승용차용 토크컨버터 클러치 시스템의 퍼지 슬립 제어

한진오\* · 신병관\* · 조한상\*\* · 이교일\*\*\*  
(1999년 4월 9일 접수)

## Fuzzy Logic Slip Control of Torque Converter Clutch System for Passenger Car Considering Road Grade Resistance

Jin-Oh Hahn, Byung-Kwan Shin, Han-Sang Jo and Kyo-Il Lee

**Key Words:** Torque Converter Clutch System(토크컨버터 클러치 시스템), Fuzzy Logic Control(퍼지 논리 제어), Hydraulic Control System(유압제어 시스템), Steady-State Analysis(정상상태 성능 해석), Grade Resistance Estimation(경사부하 추정), Slip Control(슬립 제어), Driving Cycle Simulation(주행 사이클 시뮬레이션)

### Abstract

Nowadays, most passenger cars equipped with automatic transmissions use torque converter clutches to reduce fuel consumption, and recently the slip control scheme of torque converter clutches is widely studied for the expansion of the operating region of torque converter clutches and thus for the further improvement of the fuel economy of vehicles. In this study, the analysis of the torque converter clutch system including the line pressure control unit of the automatic transmission and the actuating hydraulic control unit of the torque converter clutch is performed, and a feedforward controller and a fuzzy logic controller for its slip control are proposed. Also, for the slip controller to use the grade resistance information during control, an observer-based grade resistance estimator is designed. The performance of the designed grade resistance estimator and the slip controller is verified by dynamic simulations, and the effect of the torque converter clutch slip control on the fuel economy is examined using a driving cycle simulation.

### 1. 서론

최근들어 승용차에 자동변속기의 장착율이 증가하면서 자동변속기 장착 차량의 연료 소비율 저감에 대한 관심이 증대되고 있으며, 이러한 경향에 따라 토크컨버터 클러치의 제어 기법에 대한 연구가 활발하게 이루어지고 있다.

기존에는 특정 주행 조건에서 토크컨버터 클러치를 엔진측과 직결시켜 동력 전달시의 손실을 억제해 왔으나, 토크컨버터 클러치를 엔진측과 직결할 수 있는 영역은 고속 주행 영역에 제한되기 때문에 이러한 방법에 의한 차량 연비의 저감에는 한계가 있다. 1995년에 Toyota사에서 선형건실 제어를 적용한 토크컨버터 클러치의 슬립 제어에 의하여 토크컨버터 클러치의 작동 영역을 확장시킴으로써 차량의 연료 소비율을 저감시킨 연구<sup>(1)</sup>가 발표되었으나, 현재까지 토크컨버터 클러치의 슬립 제어에 관한 연구는 그리 큰 진전이 없는 상태이다. 본 논문에서는 대상 자동변속기의 토크컨버터 클러치 시스템에 대한 수학적 모델을 수립하고, 토크컨버터 클러치 제어의 액추

\* 회원, 서울대학교 대학원 기계설계학과

E-mail : hahn0086@tc.unn.edu

TEL : (02)880-7143 FAX : (02)884-1513

\*\* 회원, 서울대학교 정밀기계설계 공동연구소

\*\*\* 회원, 서울대학교 기계항공공학부

에이터 역할을 하는 유압제어 시스템에 대한 정상상태 분석을 통하여 유압제어 시스템의 성능을 해석하였다. 또한 많은 불확실성을 내포한 대상 토크컨버터 클러치 시스템을 제어하기 위하여 퍼지 논리(fuzzy logic)를 적용한 슬립 제어를 설계하고, 슬립 제어시에 외란으로 작용할 수 있는 노면 경사의 변화를 고려하기 위하여 경사부하 추정기(grade resistance estimator)를 설계하였다.

동적 시뮬레이션을 통하여 제안된 경사부하 추정기와 퍼지 슬립 제어기의 성능을 검증하였으며, 슬립 제어를 고려한 주행 사이클 시뮬레이션(driving cycle simulation)을 통하여 토크컨버터 클러치의 슬립 제어에 의한 차량 연료 소비율의 저감 효과를 확인하였다.

## 2. 시스템 모델링 및 해석

### 2.1 토크컨버터 클러치 시스템

대상 토크컨버터 클러치 시스템은 Fig. 1과 같이, 엔진과 토크컨버터, 그리고 동력 전달계(power transmission system), 구동계(driveline) 및 토크컨버터 클러치를 제어하는 유압제어 시스템(hydraulic control system)으로 구성되어 있다. 엔진은 전체 시스템의 동력원이며, 운전자의 드로틀 입력과 주행상황에 따라 속도와 토크를 동력 전달계로 전달한다. 토크컨버터는 임펠러, 터빈, 스테이터, 그리고 토크컨버터 클러치로 구성되며, 저속에서는 엔진에서 입력된 토크를 증배시켜 발진시의 가속 성능을 향상시켜 주고, 엔진 토크의 변동을 흡수하여 차량의 진동을 감소시키는 역할도 한다. 유압제어 시스템은 변속 또는 록업시에 클러치와 브레이크 요소에 공급되는 압력을 제어한다. 유압제어 시스템을 제외한 기계적 동력 전달 요소에 대한 수학적 모델은 참고문헌 (2)에 수록되어 있다.

### 2.2 라인 압력제어 시스템의 해석<sup>(3)</sup>

대상 라인 압력제어 시스템은 Fig. 2와 같이 라인 압력을 조절하는 1차 압력제어 밸브(1st pressure regulating valve)와 록업 컨트롤 밸브로 공급되는 압력을 평활시키는 2차 압력제어 밸브(2nd pressure regulating valve)로 구성된다. 1차 압력제어 밸브는 압력제어 솔레노이드 밸브에서 설정된 제어압력에 따라 라인 압력을 조절하는 역

할을 하며, 2차 압력제어 밸브는 1차 압력제어 밸브로부터 유량을 공급받아 록업 컨트롤 밸브로 공급되는 압력을 조절하고 일부는 윤활측으로 방출시킨다. 라인 압력제어 시스템에 대한 상세한 내용은 참고문헌 (13)에 수록되어 있다.

유압제어 시스템의 라인 압력은 엔진의 드로틀 개도 및 엔진 회전수에 따라 변화하며, 엔진의 드로틀 개도 및 회전수와 라인 압력과의 관계는 Fig. 3과 같이 기술될 수 있다. 엔진 드로틀 개도와 압력제어 솔레노이드 밸브의 인가 듀티율의 관계는 전자제어장치(TCU)에 입력이 되어 있으나, 일반적으로 이를 TCU로부터 역분석하기는 매우 까다롭고, 또한 토크컨버터 클러치의 슬립

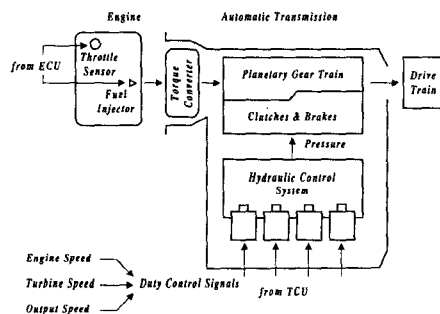


Fig. 1 Scheme of torque converter clutch control system

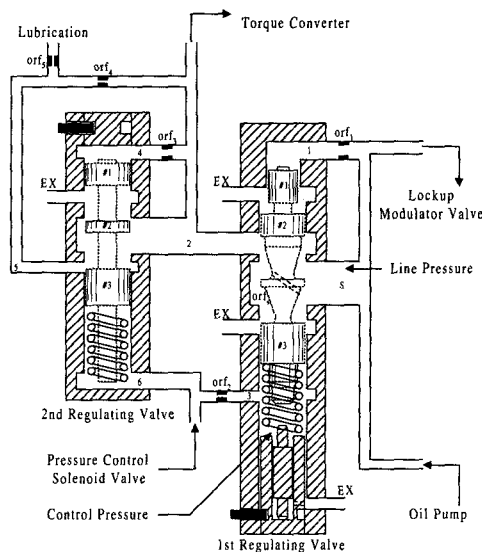


Fig. 2 Line pressure control system

제어는 많은 경우에 엔진의 드로틀 개도가 낮은 영역에서 이루어지므로, 엔진 운전상황에 따른 라인 압력 변화를 무시하고 슬립제어시에 라인 압력이 전개도 드로틀에 해당하는 최대값을 갖는다고 가정하는 것은 현실적으로 타당하지 않다고 판단되므로, 본 연구에서는 엔진의 드로틀 개도 및 회전수에 대한 라인 압력 변화를 실험적으로 규명하고자 하였다.

Fig. 4에는 엔진의 회전수가 2000rpm인 경우의 드로틀 개도와 라인 압력과의 관계에 대한 실험 결과를 도시하였으며, Fig. 5에는 압력제어 솔레노이드 밸브의 인가 듀티율에 따른 압력에 대한 실험 결과를 도시하였다.

Fig. 6에 엔진의 회전수가 1700rpm인 경우의 정상상태 분석 및 실험에 의한 압력제어 솔레노이드 밸브의 제어 압력과 라인 압력 및 정상상태 분석에 의한 2차 압력제어 밸브 출력 압력과의 관계를 도시하였으며, 모든 영역에 걸쳐서 해석 결과와 실험 결과가 잘 일치함을 알 수 있다.

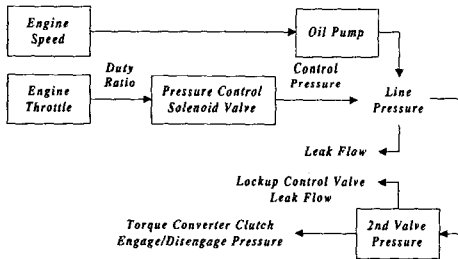


Fig. 3 Relation between line pressure and engine throttle opening/speed

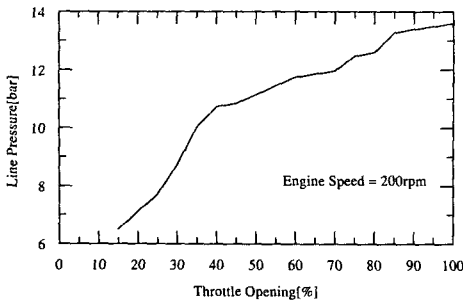


Fig. 4 Relation of throttle opening and line pressure (experiment)

엔진 회전수의 변화에 따른 라인 압력과 2차 압력제어 밸브의 출력 압력의 변화에 대한 해석 결과는 Fig. 7과 같으며, Fig. 6과 Fig. 7에 의하여 라인 압력 및 2차 압력제어 밸브의 출력 압력은 엔진의 드로틀 개도 변화에 의한 압력제어 솔레

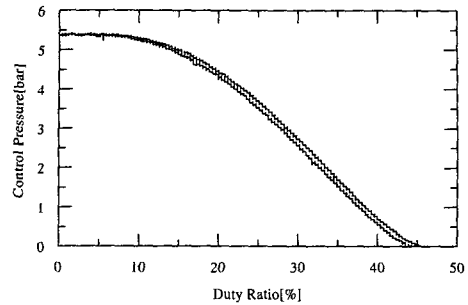


Fig. 5 Pressure control solenoid valve pressure with respect to duty ratio (experiment)

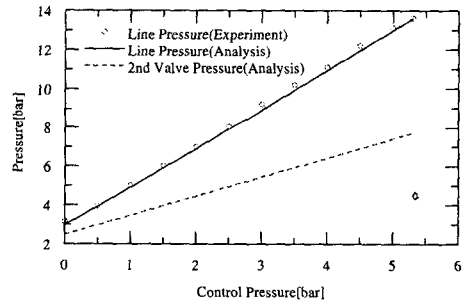


Fig. 6 Change in line pressure and 2nd valve pressure with respect to control pressure

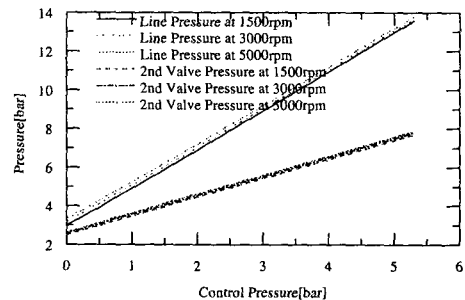


Fig. 7 Change in line pressure and 2nd valve pressure with respect to engine speed

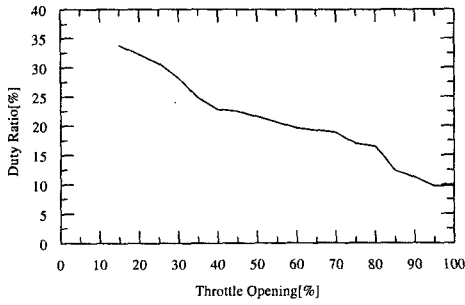


Fig. 8 Duty ratio with respect to engine throttle opening

노이드 밸브 인가 듀티율의 변화에 지배적인 영향을 받음을 알 수 있다. 따라서 Fig. 4~Fig. 6을 이용하면 Fig. 8과 같은 엔진 드로틀 개도와 압력 제어 솔레노이드 밸브 인가 듀티율 관계를 추출할 수 있다.

2.3 토크컨버터 클러치 유압제어 시스템

대상 토크컨버터 클러치 유압제어 시스템은 토크컨버터 클러치의 접속 및 해제시에 제어 입력의 역할을 하는 록업 솔레노이드 밸브, 록업 솔레노이드 밸브로 공급되는 압력을 조절하는 록업 모듈레이터 밸브, 그리고 록업 솔레노이드 밸브의 작동에 따라 토크컨버터 클러치에 작용하는 접속 및 해제 압력을 형성해 주는 록업 컨트롤 밸브로 구성된다. Fig. 9에 토크컨버터 클러치 유압제어 시스템을 도시하였다.

라인 압력제어 시스템의 해석 결과를 바탕으로 엔진 드로틀 개도를 15%로 가정하여 라인 압력제어 솔레노이드 밸브에 35.6%의 듀티율을 인가한 경우의 토크컨버터 클러치 유압제어 시스템의 제어입력인 록업 솔레노이드 밸브의 인가 듀티율과 액추에이터 출력인 토크컨버터 클러치 양단의 압력차 관계는 Fig. 10과 같다. 본 논문에서는 토크컨버터 클러치 유압제어 시스템에 대하여 특정한 엔진 운전상황에 대한 유압제어 시스템의 응답 특성만을 고찰하였으나, 엔진의 드로틀 개도와 라인 압력 관계인 Fig. 4를 이용하여 여러 엔진 드로틀 개도에 해당하는 듀티율을 압력제어 솔레노이드 밸브에 인가하면서 토크컨버터 클러치 유압제어 시스템의 압력 특성을 고찰한다면

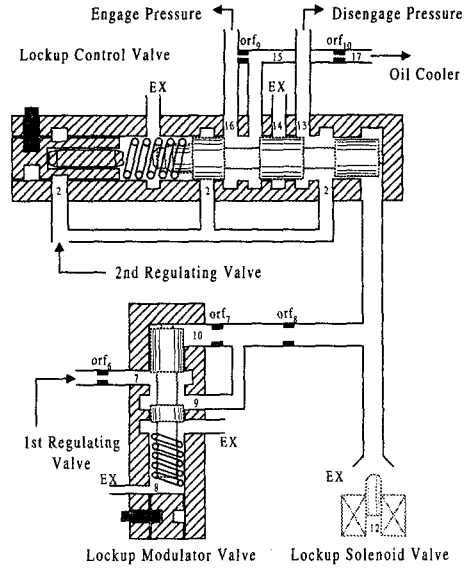


Fig. 9 Torque converter clutch hydraulic control system

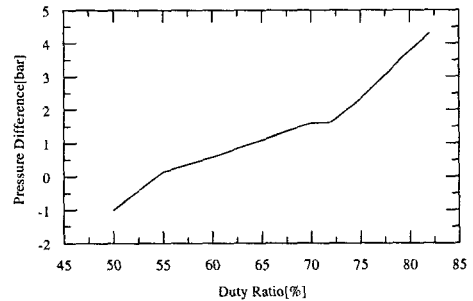


Fig. 10 Steady-state pressure difference at 15% throttle opening

다양한 주행상황에 대한 유압제어 시스템의 특성을 파악할 수 있다.

3. 슬립 제어 시스템 설계

본 논문에서 제안하는 토크컨버터 클러치 슬립 제어 시스템은 Fig. 11과 같다. 엔진의 드로틀 개도와 토크컨버터 터빈의 회전수에 의하여 클러치의 슬립 제어 조건이 만족되면 슬립 제어 시스템은 각 주행 조건에 해당하는 목표 클러치 속도차를 설정하고 토크컨버터 클러치 양단의 슬립량을

제어한다. 경사부하 추정기는 토크컨버터 클러치의 슬립 제어시에 제어입력의 유도에 필요한 정보를 제공한다.

3.1 슬립 제어영역 및 목표 슬립속도의 설정

발전 이외의 정상적인 주행 상황에서 토크컨버터는 토크 증배 기능을 상실하므로, 본 논문에서는 토크컨버터의 토크 증배 효과가 미미해지는 엔진과 토크컨버터 터빈의 속도비를 임계 속도비(critical speed ratio)로 정의하고, 엔진의 드로틀 개도에 대하여 임계 속도비에서의 토크컨버터 터빈의 회전수를 식 (1)에 의하여 추출하였다.

$$\begin{aligned}
 T_t(\omega_{cr}) &= R_T(\omega_{cr})T_e(\omega_e) \\
 &= R_T(\omega_{cr})T_p(\omega_{cr}) \quad (1) \\
 &= R_T(\omega_{cr})C_p(\omega_{cr})\omega_e^2
 \end{aligned}$$

식 (1)에서  $\omega_{cr}$ 은 임계 속도비,  $T_e$ ,  $T_p$ ,  $T_t$ 는 각각 엔진, 토크컨버터 임펠러 및 터빈의 토크, 그리고  $C_p$  및  $R_T$ 는 각각 토크컨버터의 정상상태 성능을 대변하는 용량계수(capacity factor) 및 토크비(torque ratio)이다.

실제 슬립 제어영역은 Fig. 12와 같이 임계 속도비 선도(critical SR line)와 변속 선도(downshift line) 및 록업 선도(torque converter lockup line)에 의하여 포함되는 영역으로 결정된다.

한편, 목표 슬립속도는 엔진과 터빈 속도의 슬립율이 2% 이상일 경우에 토크컨버터에 의한 엔진 토크 맥동의 차단 효과가 발생한다고 가정하여<sup>(4)</sup> 설정하였다.

3.2 피드포워드 제어기 설계

엔진과 터빈의 회전 동역학은 식 (2)와 같다.

$$\begin{aligned}
 \dot{\omega}_e &= \frac{1}{I_e}(T_e - T_p - T_{lock}) \quad (2) \\
 \dot{\omega}_t &= \frac{1}{I_v} \frac{r_f}{r_i} \left[ \frac{r_f}{r_i} (T_t + T_{lock}) - T_{load} \right]
 \end{aligned}$$

식 (2)에서  $\omega_e$ ,  $\omega_t$ 는 각각 엔진 및 토크컨버터 터빈의 회전수를,  $I_e$ ,  $I_v$ 는 엔진 및 차량의

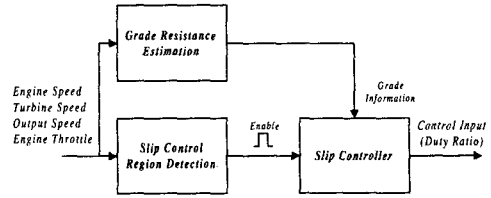


Fig. 11 Proposed slip control system

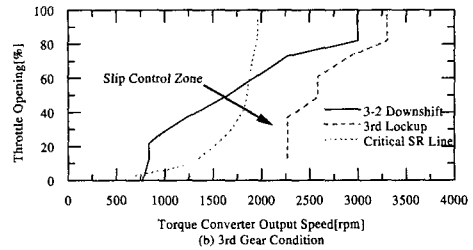
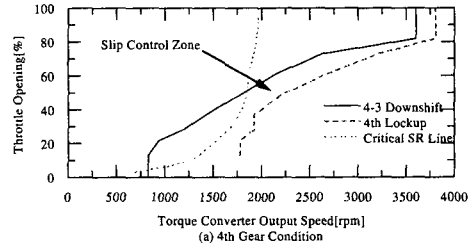


Fig. 12 Slip control region

등가 회전 관성을, 그리고  $T_p$ ,  $T_{load}$ 는 토크컨버터 임펠러 토크 및 차량의 주행부하 토크를 의미하며,  $r_i$ ,  $r_f$ 는 각각 자동변속기 및 최종 감속단에서의 기어비로서 상수이다.

제어기의 설계를 용이하게 하기 위하여 전체 슬립제어 시스템의 제어변수를 토크컨버터 클러치 마찰 토크인  $T_{lock}$ 으로 가정하고, 시스템의 상태변수 및 출력변수를 식 (3)과 같이 가정하여 feedback linearization 기법<sup>(5)</sup>을 적용하면 식 (4)와 같은 제어법칙이 유도된다. 식 (4)에서  $\omega_d^{ref}$ 는 엔진과 토크컨버터 터빈의 기준 속도차이며,  $f_1$ 은 엔진 및 토크컨버터 터빈의 회전수의 함수이다.

식 (4)에서 시스템의 동역학이 zero-dynamics를 만족하도록 등가 제어입력  $v=0$ 으로 설정하면 수학적 모델의 오차, 파라미터 불확실성 및 제어입력 인가에 따른 토크컨버터 클러치의 접속 및

해제에 필요한 토크 생성의 시간 지연이 존재하지 않는 이상적인 경우에 대하여 목표 슬립속도의 완벽한 추종이 가능하도록 하는 제어법칙인 식 (5)를 유도할 수 있다. 식 (5)에서 엔진의 출력 토크인  $T_e$ 는 실차에서 검출 가능한 엔진의 드로틀 개도 및 회전수 및 엔진의 정상상태 출력토크 곡선을 이용하여 추정이 가능하며, 토크컨버터 임펠러 및 터빈의 토크인  $T_p$ 와  $T_t$ 는 엔진 및 토크컨버터 터빈의 회전수와 토크컨버터의 정상상태 성능곡선을 이용하여 추정할 수 있다. 또한, 차량 주행시의 외부 입력인 주행부하  $T_{load}$ 는 3.4절에서 언급할 경사부하 추정기에 의하여 추정이 가능하다.

$$x_1 = \omega_e$$

$$x_2 = \omega_t + \omega_d^{ref} \tag{3}$$

$$y = \omega_e - \omega_t - \omega_d^{ref}$$

$$T_{lock} = \frac{r_i^2 I_e I_v}{r_i^2 I_v + r_f^2 I_e} [f_1(\omega_e, \omega_t) + v] \tag{4}$$

$$T_{lock}^0 = \frac{r_i^2 I_e I_v}{r_i^2 I_v + r_f^2 I_e} \left[ \frac{1}{I_e} (T_e - T_p) - \frac{1}{I_v} \frac{r_f}{r_i} \left( \frac{r_f}{r_i} T_t - T_{load} \right) \right]$$

$$\omega_e = \omega_t + \omega_d^{ref} \tag{5}$$

$$P_{diff}^{ref} = \frac{3}{2\mu\pi(R_o^3 - R_i^3)} T_{lock}$$

$$duty = P_{diff}^{ss^{-1}}(P_{diff}^{ref}) \tag{6}$$

한편, 슬립 제어에서의 실제적인 시스템 제어 입력은 록업 솔레노이드 밸브 인가 듀티율이므로, 제어를 구현할 때에는 식 (6)을 이용하여 토크컨버터 클러치의 마찰 토크를 록업 솔레노이드 밸브의 인가 듀티율로 치환하여 구현하였다. 식 (6)에서  $R_o$  및  $R_i$ 는 토크컨버터 클러치 마찰판의 외경 및 내경이며,  $\mu$ 는 토크컨버터 클러치

의 마찰계수이다.

### 3.3 퍼지 제어기 설계

설계된 피드포워드 제어기는 이상적인 조건에서 목표 슬립속도의 완벽한 추종을 보장하지만, 파라미터 불확실성(parameter uncertainty)나 비모델 동역학(unmodeled dynamics), 그리고 액추에이터의 지연 등이 존재하는 실제 주행상황에서는 우수한 제어 성능을 보장할 수 없으므로, 본 논문에서는 불확실성에 의한 추적 오차(tracking error)를 제거하기 위하여 퍼지 논리(fuzzy logic)<sup>(6)</sup>를 적용한 PI type의 피드백 제어를 설계하였으며, 설계된 퍼지 제어기의 귀속 함수를 Fig. 14에 도시하였다.

피드포워드 제어기와 퍼지 제어기로 구성된 슬립 제어기는 Fig. 15와 같다.

### 3.4 경사부하 추정기 설계

1998년에 가속도 센서를 이용하거나, 차량을 구성하고 있는 각 기계적 요소의 정상상태 특성을 이용한 노면 경사 추정 알고리즘<sup>(7)</sup>이 제안되었다. 하지만 가속도 센서를 이용하는 경우에는 차량 제조 원가가 상승하게 되며, 기계적 요소의 정상상태 특성을 이용하는 경사부하 추정 기법은 시스템의 동적 거동을 무시하기 때문에 노면 경사의 정밀한 추정이 곤란하다. 본 논문에서는 구

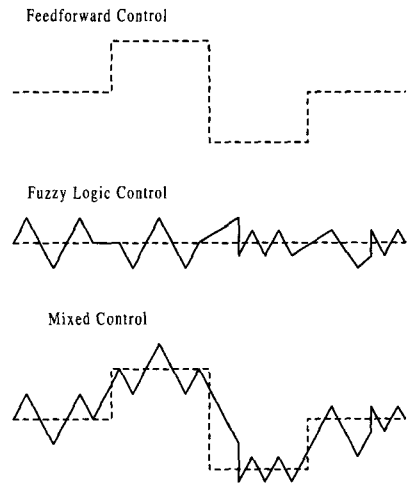


Fig. 13 Feedforward/feedback control methodology concept

동계의 수학적 모델에 대하여 관측기(observer)를 설계하여 자동변속기 출력측에서 발생하는 토크를 추정하고, 이를 이용하여 노면의 경사를 추정하는 알고리즘(8)을 제시하였다. Fig. 16에 제안된 경사부하 추정 알고리즘을 도시하였다.

경사부하 추정을 위한 관측기/추정기 설계를 위하여 식 (7)과 같은 구동계의 모델을 고려한다.

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_t &= \dot{x}_1 = I_t^{-1} (T_t - r_t T_B) \\ \dot{\omega}_w &= \dot{x}_2 = I_v^{-1} (r_f T_B - T_{load}) \\ \dot{T}_B &= \dot{x}_3 = K_s (r_i \omega_t - r_f \omega_w) \end{aligned} \quad (7)$$

식 (7)에서  $\omega_t$ ,  $\omega_w$ 은 각각 토크컨버터 터빈 및 바퀴의 각속도이며,  $T_B$ 는 자동변속기의 출력측에서 발생하는 토크이다.  $I_t$  및  $I_v$ 는 각각 터빈 및 차량의 등가 회전관성을 나타낸다.

입력과 측정 잡음(measurement noise)를 고려한 출력을 식 (8)과 같이 설정하면 구동계 시스템은 선형 시스템으로 표현이 가능하며, 식 (9)와 같은 입력이 측정 불가능한 관측기를 설계하면 식 (10)에 의하여 주행저항을 추정할 수 있다.

관측기의 오차 동역학은 식 (11)과 같으며, 터

빈 토크의 추정에 따른 불확실성과 각속도에 대한 측정 잡음이 한정(bounded)되면 관측기의 오차는 한정됨(8)을 확인하였다.

$$y_1 = \omega_t + n_1, \quad y_2 = \omega_w + n_2 \quad (8)$$

$$u_1 = T_t, \quad u_2 = T_{load}$$

$$\dot{\hat{x}} = A\hat{x} + B\hat{u} + L(y - C\hat{x}) \quad (9)$$

$$\widehat{T}_{load} = -I_v \dot{\omega}_w + r_f \widehat{T}_B \quad (10)$$

$$\dot{e} = (A - LC)e + B \begin{bmatrix} T_t - \widehat{T}_t \\ T_t - \widehat{T}_d \end{bmatrix} - L \begin{bmatrix} n_1 \\ n_2 \end{bmatrix} \quad (11)$$

#### 4. 시뮬레이션

설계된 경사부하 추정기 및 슬립 제어기의 성능을 검증하기 위하여 시스템의 수학적 모델을 바탕으로 시뮬레이션을 수행하였다.

Fig. 17에 계단 입력 형태의 경사에 대한 경사부하 추정기의 추정 성능을 도시하였으며, 정상상태 오차 없이 실제 노면의 경사를 잘 추정하는 것을 알 수 있다.

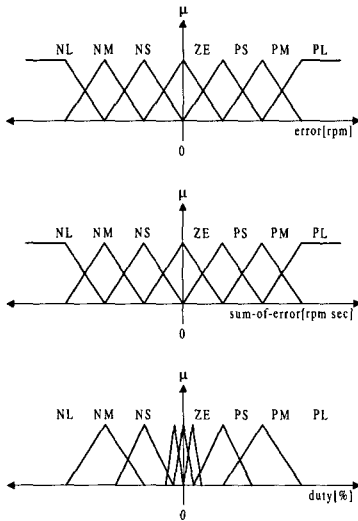


Fig. 14 Fuzzy membership functions for inference

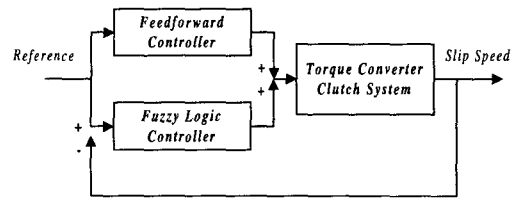


Fig. 15 Hybrid feedback slip controller using fuzzy logic control

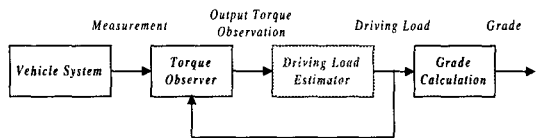


Fig. 16 Grade resistance estimation algorithm

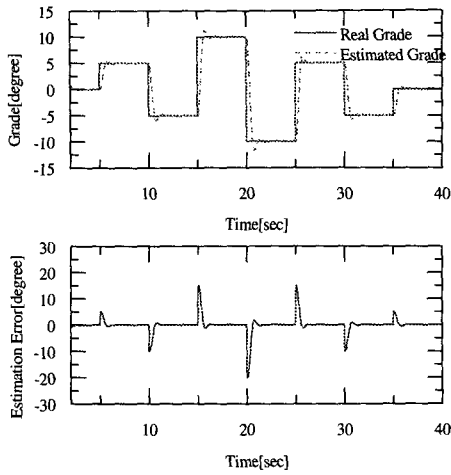


Fig. 17 Grade resistance estimation for step input

Fig. 18 및 Fig. 19에는 토크컨버터 클러치의 슬립 제어 시뮬레이션 결과를 도시하였다. 일반적으로 클러치의 제어에는 클러치 마찰계수가 파라미터 불확실성으로 작용하므로 본 논문에서는 토크컨버터 클러치의 마찰계수가 정확하게 알려진 경우와 토크컨버터 클러치의 마찰계수에 20%의 파라미터 오차가 있는 경우에 대하여 시뮬레이션을 수행하였다. Fig. 18 및 Fig. 19의 시뮬레이션 결과에 의하여 본 논문에서 제안한 슬립 제어기가 단순한 피드백 제어기만을 사용하여 슬립 제어기를 구성한 경우<sup>(2)</sup>에 비하여 월등한 제어 성능을 나타냄을 확인할 수 있었다. Fig. 18 및 Fig. 19에서 듀티율은 토크컨버터 클러치 슬립 제어기에 의하여 Fig. 9의 록업 슬레노이드 밸브로 인가되는 제어 듀티율을 의미한다.

### 5. 주행 사이클 시뮬레이션

차량 연료 소비율에 대한 토크컨버터 클러치 슬립 제어의 영향도를 평가하기 위하여 차량 성능 및 연비 해석 프로그램인 POTAS-VPS<sup>(9)</sup>를 이용하여 시내 주행 모드인 LA#4 주행 모드와 고속도로 주행 모드인 HWY 주행 모드에 대한 주행 사이클 시뮬레이션을 수행하여 차량 연비를 산출하고 결과를 해석하였다.

Fig. 20에 시내 주행 모드인 LA#4 주행 모드에

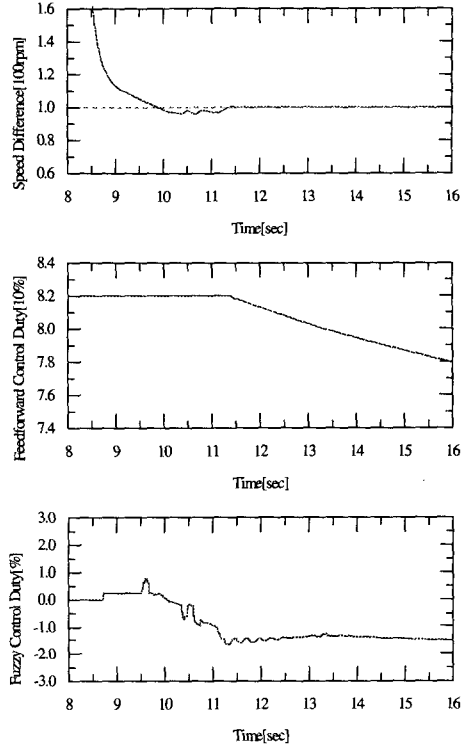


Fig. 18 Slip control simulation without friction uncertainty

대한 시뮬레이션 결과를 도시하였으며, 슬립 제어가 일어난 부분을 검은 점으로 표시하였다. 슬립 제어의 목적이 저속 영역에서의 토크컨버터 클러치의 작동 영역 확장이라는 점을 고려할 때, 시뮬레이션 결과 시내 주행시에 슬립 제어의 효과가 두드러짐을 확인하였다. 고속도로 주행 모드에 대한 시뮬레이션 결과, 대부분의 구간에서 토크컨버터 클러치는 엔진축에 직결되어 차량 연비는 크게 향상되지 않음을 알 수 있었으며, 따라서 이 결과는 별도로 도시하지 않았다.

Fig. 21에는 LA#4 모드 및 HWY 모드에서 슬립 제어가 빈번하게 일어난 구간의 엔진 속도 궤적을 도시하였다. 특히 Fig. 21(a)는 시내 주행 모드인 LA#4 모드에 대한 주행 사이클 시뮬레이션 결과인 Fig. 20에서 토크컨버터 클러치 슬립제어가 빈번하게 일어나는 영역인 약 800초~1200초



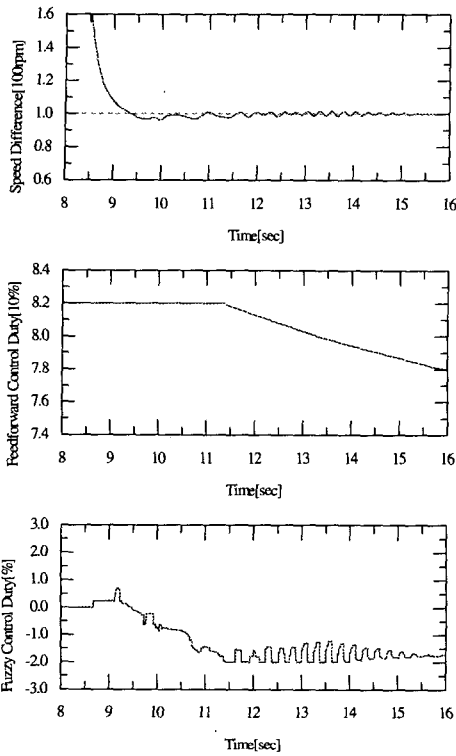


Fig. 19 Slip control simulation with friction uncertainty

사이의 구간을 확대하여 도시한 것이다. Fig. 21에서 슬립제어를 수행한 경우와 그렇지 않은 경우에 대하여 동일한 주행 사이클을 사용하여 시뮬레이션을 수행하였으므로, 슬립제어 여부와 관계없이 같은 시간에서의 차속은 동일하다.

주행 사이클 시뮬레이션 결과 토크컨버터 클러치의 슬립 제어시에 엔진의 드로틀 개도는 슬립 제어를 하지 않을 경우와 큰 차이가 없다는 것을 확인할 수 있었다. 따라서, 동일 드로틀 개도에서 엔진의 연료 소비율은 엔진의 회전수에 비례하여 증가한다는 점<sup>(14)</sup>을 감안할 때, 토크컨버터 클러치 슬립제어는 슬립제어가 발생하지 않는 경우에 비하여 슬립 제어시 엔진 속도가 상대적으로 감소함으로써 인하여 차량 연료 연비의 저감에 큰 영향을 미친다는 사실을 확인할 수 있었다. Table 1에는 시내 주행 모드와 고속도로 주행 모드에 대하여 계산된 차량의 연비를 비교한 결과를 도시하였다.

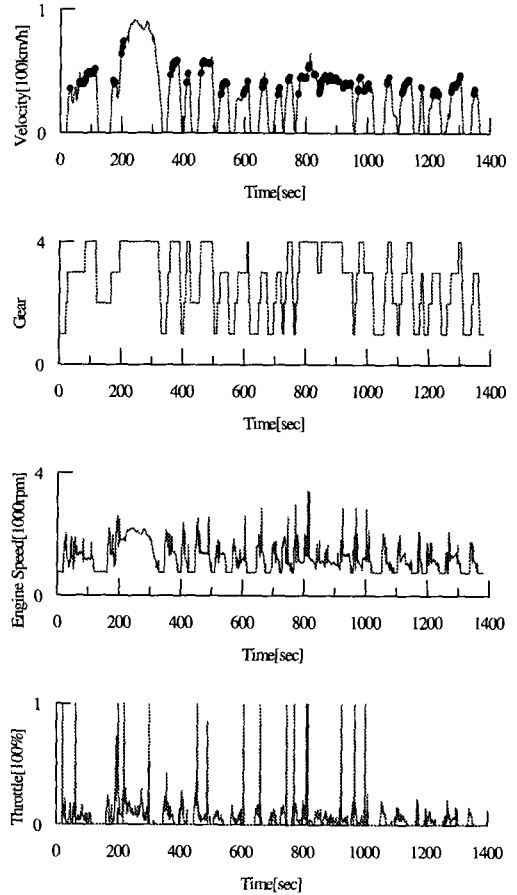


Fig. 20 LA#4 mode driving cycle simulation with slip control

### 6. 결론

본 논문에서는 자동변속기 장착 차량의 연료 소비율을 저감하기 위하여 노면 경사부하의 추정을 고려한 토크컨버터 클러치 슬립 제어 시스템을 설계하였으며, 주요 연구 결과는 다음과 같다.

(1) 토크컨버터 클러치 시스템을 구성하는 기계적 동력 전달 요소 및 유압제어 시스템에 대한 수학적 모델을 수립하고, 정상상태 분석을 통하여 유압제어 시스템의 성능을 해석하였다.

(2) feedback linearization 기법 및 fuzzy logic을 이용한 슬립 제어를 설계하였으며, 토크컨버터 클러치의 슬립 제어시에 노면의 경사부하 정보를 활용하기 위하여 토크 관측기에 기반한 경사부하

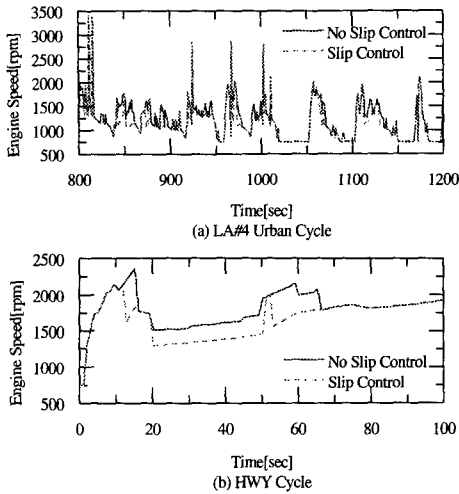


Fig. 21 Comparisons of engine speed trajectory

Table 1 Effect of slip control on fuel economy

	LA#4 mode	HWY mode
F/C[km/liter] (No control)	12.06313	17.48668
F/C[km/liter] (Slip control)	12.42818	17.63798
Reduction[%]	3.03	0.86

추정기를 설계하였다.

(3) 시뮬레이션을 통하여 제안된 경사부하 추정기 및 슬립 제어기의 성능을 검증하였으며, 주행 사이클 시뮬레이션을 통하여 토크컨버터 클러치 슬립 제어에 의한 차량 연비의 저감 효과를 확인하였다.

### 후 기

본 논문은 G7 “차세대 자동차 자동변속기 기반 기술 개발(7-1-3-5)” 과제의 연구 결과입니다.

### 참고문헌

(1) Katsumi Kono, Hiroshi Itoh, Shinya Nakamura,

Kenichi Yoshizawa, and Masataka Osawa, "Torque Converter Clutch Slip Control System," *SAE 950672*.

(2) 한진오, 신병관, 이교일, 1998, "MATLAB/SIMULINK를 이용한 토크컨버터 클러치 시스템의 시뮬레이션 모델 개발," 한국 정밀공학회 춘계학술대회 논문집, pp. 324~328.

(3) 한진오, 허재웅, 한상서, 신병관, 이교일, 1998, "토크컨버터 클러치 유압제어 시스템의 해석," 한국 자동차공학회 춘계학술대회 논문집, pp. 841~846.

(4) Takeo Hiramatsu and Takao Akagi, "Control Technology of Minimal Slip-Type Torque Converter Clutch," *SAE 850460*.

(5) Jean-Jacques E. Slotine and Weiping Li, 1994, *Applied Nonlinear Control*, Prentice-Hall.

(6) Kevin M. Passino and Stephen Yurkovich, 1998, *Fuzzy Control*, Addison Wesley.

(7) Hiroshi Ohnishi, Junichi Ishii, Mitsuo Kayano, and Hiroshi Katayama, 1998, "A Study of Road Slope Estimation on Running Vehicles with Automatic Transmissions," *AVEC*.

(8) 한진오, 신병관, 이경수, 이교일, 1998, "운전 상황과 주행부하를 고려한 자동변속기 적응 변속제어기 설계," 대한기계학회 추계학술대회논문집, pp. 687~693.

(9) 조한상, 이장무, 박영일, 임원식, 1998, "연비 효율과 기동성 해석을 위한 차량 동력전달계의 성능 시뮬레이션," 한국 자동차 공학회 논문집, Vol. 7, No. 2, pp. 408~423.

(10) John Watton, 1989, "Fluid Power Systems," Prentice-Hall.

(11) 임시형, 1996, "자동변속기 유압 록업 시스템의 해석 및 제어," 서울대학교 공학석사 학위논문.

(12) 박진호, 1996, "승용차용 자동화 변속기의 동적 특성 및 변속 알고리즘에 관한 연구," 서울대학교 공학석사 학위논문.

(13) 한진오, 1999, "노면 경사부하를 고려한 승용차용 토크컨버터 클러치 시스템의 퍼지 슬립제어," 서울대학교 공학석사 학위논문.