

〈論 文〉

슬라이딩모드를 이용한 자동변속기의 비선형제어

조 승 호*

(1993년 8월 23일 접수)

Nonlinear Control of an Automatic Transmission Using Sliding Mode

Seung-Ho Cho

Key Words : Sliding Function(슬라이딩함수), Clutch Torque(클러치 토크), Filling Phase(충전 상태), Torque Phase(토크상태), Inertia Phase(관성상태), Torque Hole(토크홀), Robustness(강인성)

Abstract

In the automatic transmission using planetary gear there exists nonlinearities due to the finite difference between gear ratios, which yield torque hole during shift and influence on the ride quality and life of clutch. Based on the reaction carrier and converter turbine speed sliding functions are defined. Nonlinear closed-loop control laws are derived using them. Computer simulation shows that the closed loop design is better than the open loop design and semi-closed loop design.

1. 서 론

자동차의 동력장치(powertrain)는 크게 엔진, 변속기, 동력전달장치로 구성되며 각각의 제어특성이 상호간에 영향을 미친다. 더욱 마이크로프로세서의 가격이 저렴하여짐에 따라 이를 내장시켜 동력장치 구성요소들의 성능과악 나아가 제어알고리즘의 이식이 용이해졌다. 동력장치에는 전달 지연요소, 압축성 효과, 포화, 그리고 시변 파라미터 등과 같은 비선형성이 내재되어 있고 작동범위가 너무 넓으므로 보통의 선형제어법으로는 한계가 있다. 동특성이 비선형으로 표현되는 시스템의 피드백 제어를 설계하는데 가장 공통적인 접근방법은 기지의 평형점 근방에서 미분방정식을 선형화시키는 것이다. 그러나 동력장치 시스템은 보통 평형상태에 있지 않고 공전 중이거나 정상주행상태 일

지라도 준평형상태에 해당한다.

자동변속기는 동력장치에서 중추적 역할을 수행하며, 특히 유성기어를 사용하는 자동변속기에는 기어비 차이에 기인하는 비선형성이 내재되어 있어 변속과정에서 토크홀(torque hole)을 유발시킨다. 따라서 승객의 안락함과 클러치 부속의 수명을 증가시키기 위하여 강인한 제어방식이 요구되는 분야이다. 이를 위해서는 우선 자동변속기의 모델링이 요구된다. 본 연구에서는 변속제어 알고리즘의 개발이 주 목적이므로 자동변속기 모델은 Cho와 Hedrick^(4,5)이 모델링한 것을 이용한다. 본 연구에서는 제1단에서 2단으로의 변속과정을 대상으로 삼는다. 이유는 제1단에서 제2단으로 변속될 때 기어비의 차이가 크기 때문에 토크홀이 발생하여 승차감을 저하시키고 아울러 그 동특성 및 제어방식을 2단에서 3단으로의 변속과 같은 다른 변속과정에도 쉽게 응용할 수 있기 때문이다.

자동변속기 모델은 제작회사에 따라 형태가 다양하므로 공통적으로 적용할 수 있는 강인한(robust)

*정회원, 홍익대학교 기계공학과

제어알고리즘의 개발이 필요하다. 본 연구에서는 일방향클러치(sprag)가 없는 모델의 변속과정을 제어 대상으로 설정하고 이를 제어할 수 있는 알고리즘을 유도한다. 그리고 이를 일방향클러치가 있는 모델에도 적용시켜 제어알고리즘의 강인성을 검토한다. 자동변속기에서 일방향클러치의 역할은 제1단에서 2단으로 변속할 때 치차교환을 부드럽게 해주는 일이다. 일방향클러치가 없으면 변속기 제작이 간단해지므로 가격이 저렴해지고 아울러 차체의 경량화 추세에 기여하게 된다. 대신에 클러치에서 클러치로의 변속이 필요하므로 이를 뒷받침할 수 있는 강인한 제어방식이 요구된다. 본 연구에서는 이를 위하여 슬라이딩모드 제어를 이용한다.

슬라이딩모드 제어방법은 비선형시스템에 응용할 수 있고 강인성 문제를 고려할 수 있으므로 많은 제어 엔지니어들의 관심을 불러 일으키고 있다. Utkin⁽¹⁾의 고전적인 공식은 많은 엔지니어링 문제에 대해 바람직하지 않은 채터링을 초래한다. 채터링 문제에 대한 해는 Slotine과 Sastry⁽²⁾에 의하여 구하여졌으며 모델링 오차에 대해 강인성과 성능을 최적화시키는 체계적인 방법이 Slotine⁽³⁾에 의하여 개발되었다. Cho와 Hedrick^(4,5)은 슬라이딩모드 방식을 기초로 하여 엔진제어를 일부 이용하고 제 2 클러치 토크를 폐회로 제어함으로써 변속감을 개선하였다. 국내의 연구동향으로써 정현술⁽¹¹⁾은 선형화를 통한 다변수 LQG/LTR 제어기법을 사용하였다. 제1단에서 제2단으로 변속하는데 있어 변속제어변수로서 제1클러치 토크와 제2클러치 토크가 있다. 제어방식을 구성하는 데 있어서 클러치 토크는 이상적인 제어변수로 가정한다. 그리고 슬라이딩모드를 이용하여 자동변속기의 제1, 2클러치 토크 제어법칙을 유도하고 시뮬레이션을 통하여 제어특성을 고찰한다.

2. 엔진-자동변속기-동력전달장치 모델의 해석

자동변속기의 제어기설계를 위하여는 변속기 자체뿐만 아니라 엔진과 토크 컨버터, 동력전달장치 모델에 대한 해석이 필요하다. 본 연구에서는 변속 제어알고리즘의 개발이 주 목적이므로 동력장치 모델은 Cho와 Hedrick이 모델링한 4단의 자동변속기가 부착된 6기통 전륜구동 중형승용차 모델⁽⁴⁾을 사용한다. 상세한 수식 및 매개변수 값들은 부록에

기록되어 있다.

엔진모델에서는 흡입다기관내의 공기질량(m_a), 엔진속도(ω_e)를 상태변수로서 사용한다. 첫번째 상태변수로서 흡입다기관내의 공기질량은 질량보존의 법칙을 고려함으로써 얻어진다. 본 연구에서는 참고문헌 (4)의 표현식을 기초로 엔진모델을 이상화시켜 전부하(full throttle), 이론공연비, 최소점화진각, 지연이 없는 상태에서 작동하는 것으로 가정하고 공연영향함수(air fuel influence function) $AFI=1$, 점화영향함수(spark influence function) $SI=1$, 흡기-토크발생지연 $\Delta t_{it}=0$, 점화-토크발생지연 $\Delta t_{st}=0$ 로 하였다.

자동변속기 모델에서는 상태변수로서 터빈속도(ω_t)와 리액션캐리어속도(ω_{cr}), 제어변수로서 제1클러치 토크(T_{c1})와 제2클러치 토크(T_{c2})를 사용한다. 본 연구에서 제어대상으로 설정한 자동변속기는 두 개의 유성기어로 구성된 복합 유성기어세트(compound planetary gear set)이며 그 동특성이 부록에 서술되어 있다. 자동변속기의 중요한 부품인 일방향클러치를 제거하게 되면 변속기의 가격이 저렴해지는 반면 클러치에서 클러치로의 변속이 필요해진다. 이 경우에는 제1클러치가 미끄러지기 시작할 때 제1단에서 2단으로의 변속이 시작된다. 변속차의 유효관성(effective inertia)은 변속하는 동안 내내 독립적인 상태가 된다. 제1클러치와 제2클러치가 모두 컨버터 터빈으로부터 동력을 전달할 수 있다. 제1단 기어와 제2단 기어에 대한 상태방정식은 일방향클러치가 있는 모델과 동일하고, 실제로 제어기설계에 사용되는 충전상태, 토크상태, 그리고 관성상태를 포함하는 전체 변속과정에 대한 상태방정식이 다음과 같이 표현된다.

$$I_t \cdot \dot{\omega}_t = T_t - T_{c1} - T_{c2} \quad (1)$$

$$I_{cr12} \cdot \dot{\omega}_{cr} = \frac{T_{c1}}{R_1} + \frac{T_{c2}}{R_2} - R_d T_s \quad (2)$$

단지 클러치 토크 T_{c1} , T_{c2} 에 작용하는 동역학적 제약조건에 따라 각각의 변속과정이 나누어진다. 차량속력이 미리 설정된 값에 도달하면 제1클러치에 작용하는 압력은 떨어지고 제2클러치에 압력이 작용하기 시작하는데 이 사이를 충전상태라 한다. 그리고 제2클러치에 압력이 작용하는 시작점이 토크상태의 시작점이다. 변속기에서의 복잡한 유압회로가 진입하는 클러치 압력의 형태를 제어한다. 본 연구에서 사용한 압력파형이 Fig. 1에 도시되어 있

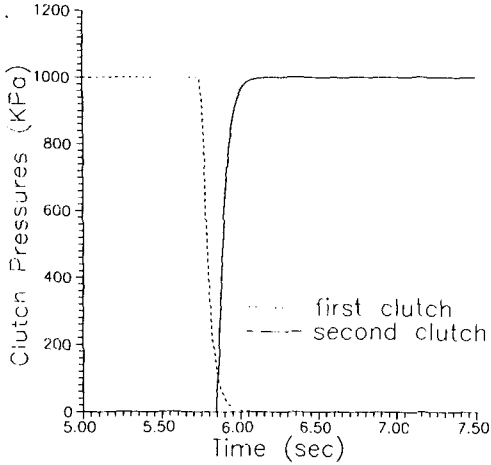


Fig. 1 Clutch pressures

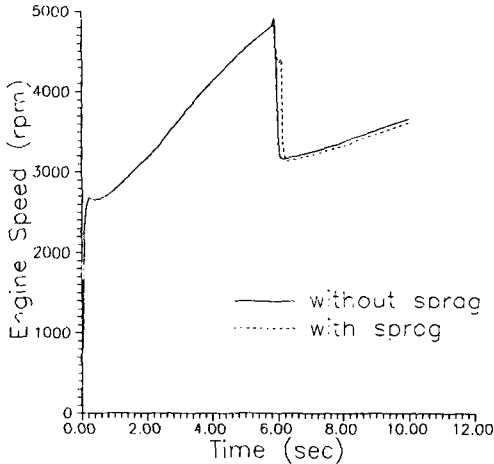


Fig. 2 Engine speed

다. 유압회로의 동특성은 자체만으로도 복잡하고 아울러 구성방식에 의존하므로 본 연구에서는 다루지 않았다. 대신에 참고문헌 (4)에 제시된 최대토출압력 1000 KPa, 시정수 45 msec인 1차 시스템 방정식을 사용하였다. 압력이 증가함에 따라 제-2 클러치가 토크컨버터 터빈으로부터 입력캐리어에 더 많은 동력을 전달하기 시작한다. 그 결과 처음에 터빈 속력보다 천천히 돌고 있던 입력캐리어 속력이 증가하기 시작한다. 압력이 증가함에 따라 입력선기어가 터빈보다 빠르게 회전한다. 이 순간에 제 1클러치인 일방향클러치가 동력전달을 멈추고 입력 선기어가 자유로이 회전하기 시작한다. 동역학적으로 보면 이는 일방향클러치에 작용하는 반작용토크가 영으로 갈때 발생한다. 이때가 관성상태

의 시작점이다.

동력전달장치는 변속기와 차량(vehicle) 사이에서 간단한 동력전달 기구로서 역할을 하고 있다. 변속기의 최종 구동출력축 각속도는 차축(axle shaft)으로의 입력각속도가 된다. 모델링에서는 액슬축 토크(T_s), 구동앞바퀴 각속도(ω_{wr}), 주행속도(V)를 상태변수로 설정한다.

엔진의 회전수를 일방향클러치가 있는 경우와 없는 경우에 대하여 각각 시뮬레이션한 결과가 Fig. 2에 도시되어 있다. 일방향클러치가 없을 때 실속(flare-up) 현상이 발생하므로 제어기 설계에 주의가 필요하다.

3. 자동변속기의 제1, 2클러치 제어법칙

3.1 제어법칙의 유도

자동변속기에서 일방향클러치가 없으면 제작이 간단해지고 차체의 경량화 추세에 기여하는 반면, 상대적으로 이를 뒷받침할 수 있는 고급의 제어방식이 요구된다. 따라서 본 연구에서는 일방향클러치가 없는 경우의 모델에 대하여 제어알고리즘을 유도한다. 그 유도과정은 각각의 변속상태에 대하여 원하는 제어특성을 얻을 수 있도록 슬라이딩 표면을 설정하는 데서 시작한다. 엔진-자동변속기-동력전달장치 모델에서 제시한 상태변수 가운데 터빈속도와 리액션캐리어속도를 제어기설계에 사용한다. 왜냐하면 클러치에서의 슬립을 최소화하고 승차감을 향상시키려는 제어목적이 상태변수 터빈속도와 리액션캐리어속도에 관계되기 때문이다.

이를 나타내는 블록선도가 Fig. 3에 도시되어 있다. Fig. 3에서 토크컨버터 터빈토크는 부록에서 제시한 식(A. 7)에 의해 구해지며, 펌프속도(ω_p)가 엔진속도(ω_e)와 동일하므로 터빈토크도 상태변수의 영향을 받는다.

충전상태에서 제1클러치에 작용하는 압력은 두 가지 형태로 제어할 수 있다. 첫째는 Fig. 1에 나타난 것과 같은 개회로 방식이고, 두번째는 폐회로 방식으로 이는 제1클러치에서의 슬립이 영이 되도록 슬라이딩 표면을 설정함으로써 클러치 토크를 유도하는 것이다. 그 유도과정은 다음과 같다.⁽⁵⁾

$$S_1 \equiv \Delta\omega_{c1} - \Delta\omega_{c1,des} \quad (3)$$

$$= \omega_t - \frac{\omega_{cr}}{R_1} - \left(\omega_t - \frac{\omega_{cr}}{R_1} \right)_{des} \quad (4)$$

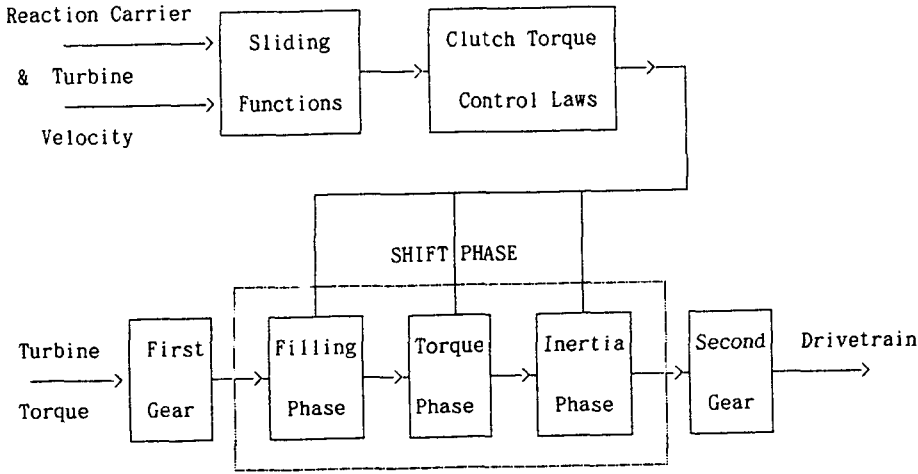


Fig. 3 Shift control logic

여기에서 제1클러치에서의 슬립속도가 영, 즉 $\Delta\omega_{c1,des}=0$ 가 성립하도록 제어하는 것은 클러치에서의 에너지발산을 최소화하여 부품의 수명을 연장시키는 잇점이 있다. 또한 일방향클러치가있는 모델에서는 원래 기구학적관계로써($\omega_t = \omega_{cr}/R_1$)가 성립하므로 일방향클러치가 하드웨어적인측면에서 지향하고 있는 목적과 상응하고 있다.

따라서 식(1)과 (2)로부터 $\dot{\omega}_t$ 와 $\dot{\omega}_{cr}$ 를 구하여 다음 식(5)에 대입하여 원하는 토크 관계식을 구한다.

$$\dot{S}_1 = \dot{\omega}_t - \frac{\dot{\omega}_{cr}}{R_1} = \eta \text{sat}\left\{\frac{S_1}{\Phi_1}\right\} \quad (5)$$

$$T_{c1} |_{\text{command}} = \left(\frac{1}{R_1^2 I_{cr12}} + \frac{1}{I_t}\right)^{-1} \left[\frac{1}{I_t} T_t |_{\text{model}} + \frac{R_d}{R_1 I_{cr12}} T_s |_{\text{measured}} + K_1 \text{sat}\left\{\frac{S_1}{\Phi_1}\right\} \right] \quad (6)$$

토크상태에서도 제1클러치에서의 슬립속도가 영이 되도록 슬라이딩표면을 설정한다.

$$S_2 \equiv \Delta\omega_{c1} - \Delta\omega_{c1,des} \quad (7)$$

$$= \omega_t - \frac{\omega_{cr}}{R_1} - \left(\omega_t - \frac{\omega_{cr}}{R_1}\right)_{des} \quad (8)$$

$$T_{c2} |_{\text{command}} = \left(\frac{1}{R_1 R_2 I_{cr12}} + \frac{1}{I_t}\right)^{-1} \left[\frac{1}{I_t} T_t |_{\text{model}} + \frac{R_d}{R_1 I_{cr12}} T_s |_{\text{measured}} - \left(\frac{1}{R_1^2 I_{cr12}} + \frac{1}{I_t}\right) T_{c1} |_{\text{command}} + K_1 \text{sat}\left\{\frac{S_2}{\Phi_1}\right\} \right] \quad (9)$$

관성상태에서는 차량이 원하는 가속도계적을 유지

하면서 제2클러치가 충분히 맞물리도록 제2클러치에 작용하는 토크 혹은 압력을 제어하여야 한다. 이를 위하여 슬라이딩표면을 다음과 같이 설정한다.⁽⁵⁾

$$S_3 = \omega_{cr} - \omega_{cr,des} \quad (10)$$

식(2)로부터 ω_{cr} 를 구하여 다음 식(11)에 대입하여 원하는 토크 관계식을 구한다. 이 토크는 부록에 제시된 식(A, 12), (A, 13)에 의하여 클러치압력으로 환산되어 결국 유압제어방식을 통하여 구현된다.

$$\dot{S}_3 = \dot{\omega}_{cr} - \dot{\omega}_{cr,des} = -\eta \text{sat}\left\{\frac{S_3}{\Phi_3}\right\} \quad (11)$$

$$T_{c2} |_{\text{command}} = R_2 R_d T_s |_{\text{measured}} + R_2 I_{cr12} \left[\dot{\omega}_{cr,des} - K_3 \text{sat}\left\{\frac{S_3(t)}{\Phi_3}\right\} \right] \quad (12)$$

변속제어 알고리즘에서 궁극적인 목표는 우리가 변속감을 느끼지 못하도록 변속을 수행하는 것이다. 변속기간동안 일정한 가속도를 유지하도록 다음과 같은 형태의 리액션캐리어계적을 설정하였다.

$$\omega_{cr,des} = \omega_{cr,t1} + \dot{\omega}_{cr,t1}(t-t_1) + \frac{1}{2} \cdot \frac{\dot{\omega}_{cr,t1} - \dot{\omega}_{cr,t2}}{t_2 - t_1} \cdot (t-t_1)^2 \quad (13)$$

여기에서 ($t_2 - t_1$)은 각각의 변속상태를 합한 전체 변속지속시간을 나타내며, 본 연구에서는 500 ms로 놓았다. 토크 제어법칙 (6), (9), (12)식에서 $T_s |_{\text{measured}}$, $T_t |_{\text{model}}$ 값은 모델해석에서 사용한 액슬축 토크 (T_s), 터빈토크(T_t) 값이 사용된다.

3.2 슬라이딩모드 제어기 파라미터의 설정

슬라이딩모드 제어기 파라미터들은 궁극적으로 과도상태에서는 모델플랜트의 동특성, 정상상태에서는 추적오차를 고려하여 설계되어야 한다. 슬라이딩모드 제어기의 포화이득(saturation gain) K_1 , K_2 , 그리고 K_3 는 제어기 각 항의 모델링오차 크기를 고려하여 시변형태(time varying form)가 되도록 설정하였다. 아울러 경계층두께도 1차 시스템 동특성을 갖는 시변형태로 설계하였다.

$$\Phi_i + \lambda \Phi_i = K_i, \quad i=1, 2, 3 \quad (14)$$

터빈토크에서 모델링오차가 있는 것으로 가정하고 다음과 같이 표현한다.

$$\Delta T_t \equiv T_t |_{\text{actual}} - T_t |_{\text{model}} \quad (15)$$

액슬축토크와 관련된 측정오차나 추정오차를 고려할 필요가 있으며 이를 다음과 같이 표현한다.

$$\Delta T_s \equiv T_s |_{\text{actual}} - T_s |_{\text{measured(or estimated)}} \quad (16)$$

또한 제어토크에서의 오차도 존재하므로 다음과 같은 고려를 한다.

$$\Delta T_{c1} \equiv T_{c1} |_{\text{actual}} - T_{c1} |_{\text{command}} \quad (17)$$

$$\Delta T_{c2} \equiv T_{c2} |_{\text{actual}} - T_{c2} |_{\text{command}} \quad (18)$$

아울러 불확실성들은 다음과 같이 상한치가 있는 것으로 가정한다.

$$\begin{aligned} |\Delta T_t| &< (\Delta T_t)_{\max} \\ |\Delta T_s| &< (\Delta T_s)_{\max} \\ |\Delta T_{c1}| &< (\Delta T_{c1})_{\max} \\ |\Delta T_{c2}| &< (\Delta T_{c2})_{\max} \end{aligned} \quad (19)$$

식(6), (9), (12)로부터 K_1 , K_2 , K_3 가 만족해야 할 조건식을 각각 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} K_1 &> \frac{1}{a_3} (\Delta T_{c1})_{\max} + \frac{a_1}{a_3} (\Delta T_t)_{\max} \\ &\quad + \frac{a_2}{a_3} (\Delta T_s)_{\max} + \eta \end{aligned} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} K_2 &> \frac{1}{b_4} (\Delta T_{c2})_{\max} + \frac{b_1}{b_4} (\Delta T_t)_{\max} \\ &\quad + \frac{b_2}{b_4} (\Delta T_{c1})_{\max} + \frac{b_3}{b_4} (\Delta T_s)_{\max} + \eta \end{aligned} \quad (21)$$

$$K_3 > \frac{1}{c_3} (\Delta T_{c2})_{\max} + \frac{c_1}{c_3} (\Delta T_s)_{\max} + \eta \quad (22)$$

여기에서,

$$a_1 = \left(\frac{1}{R_1^2 I_{cr12}} + \frac{1}{I_t} \right)^{-1} \cdot \frac{1}{I_t}$$

$$a_2 = \left(\frac{1}{R_1^2 I_{cr12}} + \frac{1}{I_t} \right)^{-1} \cdot \frac{R_d}{R_1 I_{cr12}}$$

$$a_3 = \left(\frac{1}{R_1^2 I_{cr12}} + \frac{1}{I_t} \right)^{-1} \cdot \frac{1}{I_t}$$

$$b_1 = \left(\frac{1}{R_1 R_2 I_{cr12}} + \frac{1}{I_t} \right)^{-1} \cdot \frac{1}{I_t}$$

$$b_2 = \left(\frac{1}{R_1 R_2 I_{cr12}} + \frac{1}{I_t} \right)^{-1} \cdot \left(\frac{1}{R_1^2 I_{cr12}} + \frac{1}{I_t} \right)$$

$$b_3 = \left(\frac{1}{R_1 R_2 I_{cr12}} + \frac{1}{I_t} \right)^{-1} \cdot \frac{R_d}{R_1 I_{cr12}}$$

$$b_4 = \left(\frac{1}{R_1 R_2 I_{cr12}} + \frac{1}{I_t} \right)^{-1}$$

$$c_1 = R_2 R_d$$

$$c_2 = R_2 I_{cr12} \dot{\omega}_{cr,des}$$

$$c_3 = R_2 I_{cr12}$$

정확한 추적을 수행하려면 경계층두께를 결정하는 Φ_i 값이 가능한 한 작을수록 좋다. 이를 위해서는 K_i 를 최소화하고 λ 를 최대화하여야 한다. 이때 K_i 는 안정성을 보장할 수 있도록 충분히 커야 할 필요가 있고, 아울러 λ 는 엔진-자동변속기-동력전달장치로 이루어지는 동력장치 가운데 액슬축에서의 모델링되지 않은 동특성을 야기시키지 않도록 설정할 필요가 있다. 식(20)~(22)의 불확실성 변수들에 대하여 최대 모델링오차를 10%로 가정하고 K_i 값을 구하였다. 그리고 클러치에서의 압력발생에 사용되는 유압액추에이터의 고유진동수를 대략 8 Hz로 가정하고 그 1/5~1/6 정도에 해당하는 10 rad/sec 를 λ 값으로 사용하였다.

4. 컴퓨터 시뮬레이션 및 고찰

앞에서 유도한 변속제어법칙을 일방향클러치가 있는 자동변속기 모델과 일방향클러치가 없는 자동변속기 모델에 모두 적용시켜, Runge Kutta방식을 사용하여 컴퓨터 시뮬레이션을 수행하였다. 자동변속기가 제1단—>충전상태—>토크상태—>관성상태—>제2단으로 변속될 때 제어변수는 제1클러치 토크와 제2클러치 토크이다. 이 제어변수들을 모두 개회로방식으로 제어하는 경우, 제1클러치 토크만을 개회로방식으로 제어하는 세미 폐회로방식 그리고 본 연구에서 제시한 강인한 변속제어방식, 즉 폐회로방식으로 제어하는 경우를 비교하였다. 구체적으로 Table 1에 나열된 경우들에 대하여 시뮬레이션을 수행하고 제어특성을 고찰하였다.

일방향클러치가 있는 모델을 제어대상플랜트로

Table 1 Clutch torque control method

		Filling phase	Torque phase	Inertia phase
Case I (Open loop control)	T_{c1}	Open loop	Open loop	
	T_{c2}		Open loop	Open loop
Case II (Semi-closed loop control)	T_{c1}	Open loop	Open loop	
	T_{c2}		Closed loop	Closed loop
Case III (Closed loop control)	T_{c1}	Closed loop	Closed loop	
	T_{c2}		Closed loop	Closed loop

하여 Table 1에 있는 경우들에 대해 시뮬레이션한 결과가 Fig. 4~Fig. 6에 도시되어 있다. Fig. 4를 참조하면 제1클러치 토크와 제2클러치 토크를 완전히 개회로 제어하였을 때 나타나는 토크호출이 세미폐회로제어방식, 즉 제2클러치만을 폐회로 제어하였을 때 현저히 감소한다. 더욱이 본 연구에서 유도한 폐회로방식을 사용하였을 때 거의 평활화되고 있다. 토크호출이 감소하는 대신에 변속지속시간이 0.35 sec → 1.0 sec → 1.5 sec로 길어짐을 알 수 있다. 이는 선형제어 시스템에서 감쇠비가 커질수록 오버슈트가 작아지고 정착시간이 길어지는 현상과 일맥상통하나 다른 한편으로는 클러치디스크에서의 마모량이 증가하여 클러치수명이 감소되는 결과를 가져온다. 오직 자동변속기만을 제어하였을 때 나타난 이러한 현상이 엔진제어를 도입하였을 때 어떻게 개선될 수 있는가 하는 것은 결국 엔진/자동변속기 통합제어문제으로써 계속적인 연

구가 요구된다.

이러한 현상들을 차량의 주행 가속도 관점에서 고찰한 것이 Fig. 5에 도시되어 있다. 또한 승차감에 영향을 주는 가속도변화량(jerk)의 거동이 Fig. 6에 도시되어 있다. 공통적인 특징은 개회로 방식에서는 변속기간 동안에 오버슈트, 언더슈트가 심하나 폐회로방식으로 갈수록 이러한 현상들이 현저하게 줄어들었다. 일방향클러치가 없는 모델에서 이러한 경향들을 나타내는 것이 Fig. 7~Fig. 9에 도시되어 있다. 주목할만한 것은 개회로 제어특성에 있어서 일방향클러치가 있는 모델에서 오버슈트, 언더슈트가 더 심하다. 그러나 이들을 제어한 결과는 일방향클러치가 있는 모델과 없는 모델에서 거의 동일하다.

나머지 Fig. 10~Fig. 12의 결과는 일방향클러치가 있는 모델의 응답특성들이다.

폐회로제어 방식에 의한 제1클러치 토크와 제 2

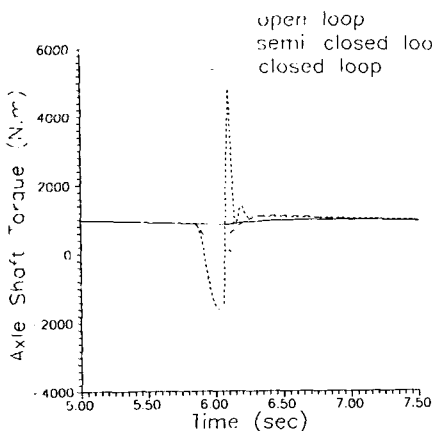


Fig. 4 Axle shaft torque : with sprag

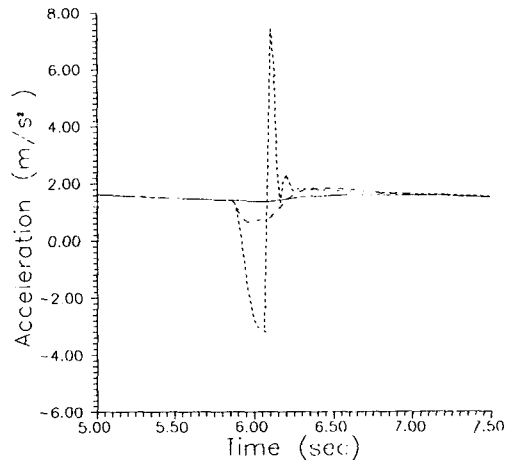


Fig. 5 Longitudinal acceleration : with sprag

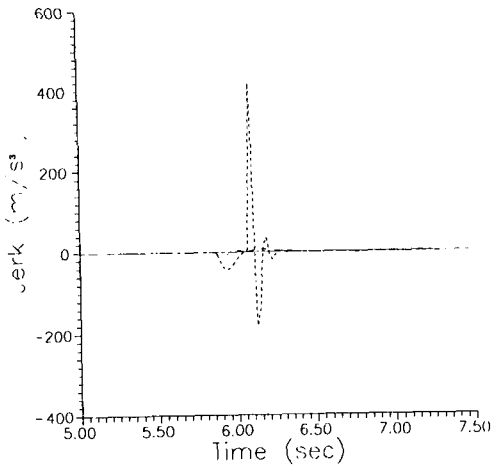


Fig. 6 Longitudinal jerk : with sprag

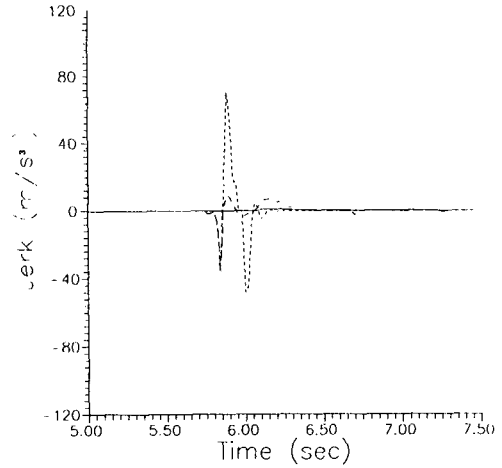


Fig. 9 Longitudinal jerk : without sprag

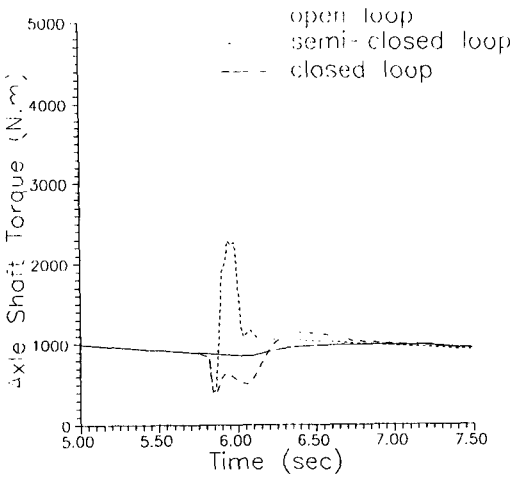


Fig. 7 Axle shaft torque : without sprag

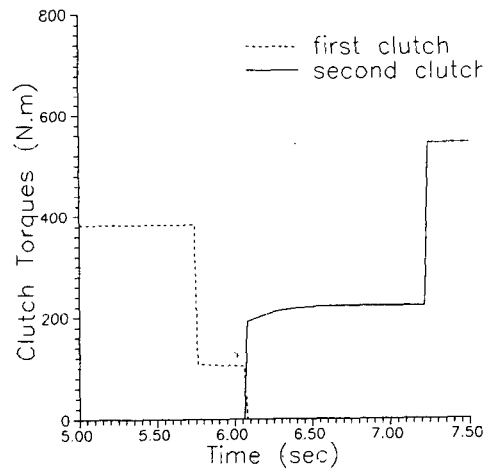


Fig. 10 Clutch torques under closed loop control

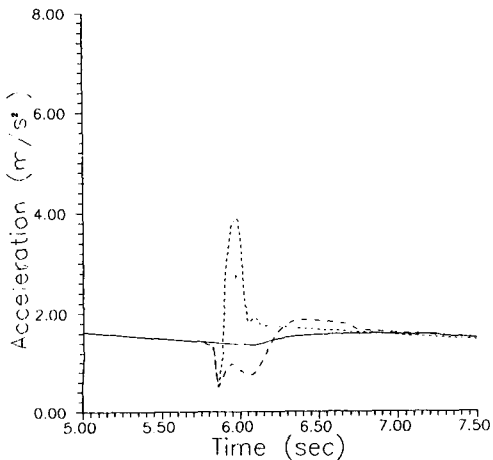


Fig. 8 Longitudinal acceleration : without sprag

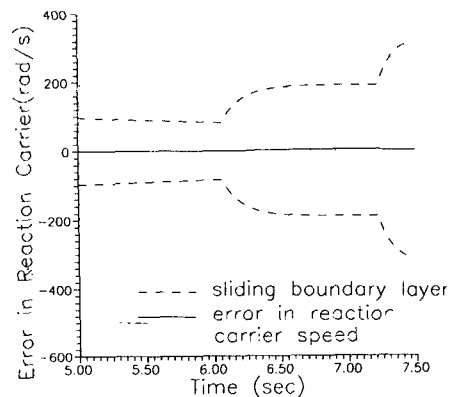


Fig. 11 Error in reaction carrier speed and boundary layer

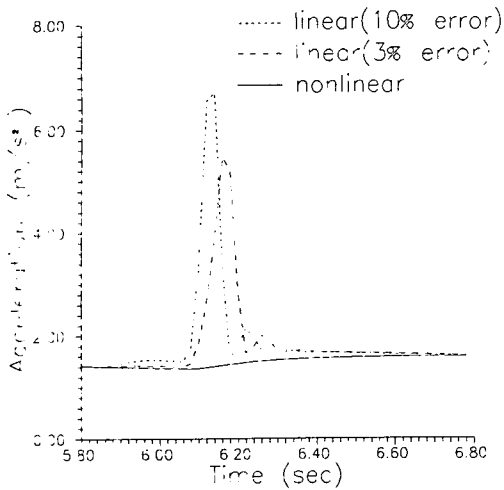


Fig. 12 Comparison of linear control and nonlinear control

클러치 토크의 응답특성이 Fig. 10에 도시되어 있다. 그림에서 처음 일정한 부분은 제1단 기어상태를 나타내고 나중 일정한 부분은 제2단 기어상태를 나타낸다. 그리고 그 사이부분이 충전상태, 토크상태, 관성상태를 포함하는 전체 변속과정을 나타낸다. 폐회로방식 하에서 실제 리액션캐리어 속도와 원하는 리액션캐리어속도 사이의 오차와 슬라이딩 경계층이 Fig. 11에 도시되어 있다. 오차가 경계층 내에서 수렴하고 있다. 제3절에서 유도한 토크제어 법칙의 강인성을 입증하기 위하여 선형제어와 비교한 예가 Fig. 12에 도시되어 있다. 선형제어한 경우 모델링오차 혹은 측정오차의 크기가 커질수록 (3% → 10%) 오버슈트가 증가하는 경향을 보이고 있다. 개회로제어방식에서 발생하였던 언더슈트가 사라진 것은 선형제어가 폐회로 방식으로 구성되었기 때문이다. 이로부터 슬라이딩모드를 사용한 비선형제어방식이 선형제어보다 우수함을 알 수 있다.

5. 결 론

유성기어를 사용하는 자동변속기에 내재되어 있는 비선형특성은 변속할 때에 토크호실을 유발하므로 승차감에 영향을 주고 아울러 클러치 수명에도 영향을 준다. 본 연구에서는 토크호실을 제어할 목적으로 리액션캐리어속도와 컨버터 터빈속도에 기초한 슬라이딩함수를 구성하였다. 그리고 이를 이

용하여 자동변속기의 클러치토크를 폐회로방식으로 제어할 수 있는 강인한 비선형제어 법칙을 유도하였다. 컴퓨터시뮬레이션 결과 폐회로방식이 개회로나 세미폐회로방식보다 우수한 제어특성을 보여 주었다. 일방향클러치가 없는 자동변속기 모델로부터 제어알고리즘을 유도하고 이를 일방향클러치가 있는 모델에 적용시켜도 강인한 제어성능을 얻을 수 있었다. 이는 하드웨어 측면에서의 다양성, 복잡성 등을 소프트웨어 측면에서 유연하게 대처할 수 있는 가능성을 시사한다. 특히 엔진제어를 도입하지 않고 변속기만을 제어함으로써 변속성능을 개선할 수 있음을 보여 주었다. 앞으로의 과제는 동력장치 모델을 국산승용차에서 도출한 다음, 본 연구에서와 동일한 과정으로 변속제어법칙을 유도하여 시뮬레이션 및 실험을 수행하는 일이다.

후 기

본 연구는 1991년도 한국학술진흥재단의 자유공모과제 지원에 의한 것이며 관계제위께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Utkin, V. I., trans. by Parnakh, A., 1978, *Sliding Modes and Their Application in Variable Structure Systems*, MIR Pub., Moscow.
- (2) Slotine, J. J. E. and Sastry, S. S., 1983, "Tracking Control of Non-Linear Systems Using Sliding Surfaces with Application to Robot Manipulators," *Int. J. of Control*, Vol. 38, No. 2, pp. 465 ~ 492.
- (3) Slotine, J. J. E., 1984, "Sliding Controller Design for Non-Linear Systems," *Int. J. of Control*, Vol. 40, No. 2, pp. 421 ~ 434.
- (4) Cho, D. and Hedrick, J. K., 1989, "Automotive Powertrain Modeling for Control," *ASME J. of Dynamic Systems Measurement and Control*, Vol. 111, pp. 568 ~ 576.
- (5) Cho, D., 1987, "Nonlinear Control Methods for Automotive System," Ph. D. Thesis, Department of Mechanical Engineering, M. I. T..
- (6) Kotwicki, A. J., 1982, "Dynamic Models for Torque Converter Equipped Vehicles," *SAE*

Paper No. 82039.

- (7) Powell, B. K., Lawson, G. P. and Hogh, G., 1987, "Advanced Real Time Powertrain Systems Analysis," ASME Paper No. 87-ICE-46.
- (8) Schwab, M., 1984, "Electronic Control of a 4-Speed Automatic Transmission with Lock-Up Clutch," SAE Paper No. 840448.
- (9) Watanabe, A. et al., 1984, "Microcomputer Mechanical Clutch and Transmission Control," SAE Paper No. 840055.
- (10) 박영일, 1991, "차량용 변속장치의 변속과도 특성에 관한 연구," 서울대학교 박사학위 논문.
- (11) 정현술, 1993, "차량용 변속장치의 과도응답 제어에 관한 연구," 서울대학교 박사학위 논문.

〈부 록〉

시뮬레이션에 이용된 동력장치모델^(4,5)

엔진모델 :

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{ai} - \dot{m}_{ao} \quad (A. 1)$$

$$\dot{m}_{ai} = \text{MAX} \cdot \text{TC} \cdot \text{PRI} \quad (A. 2)$$

$$\dot{m}_{ao} = c_1 \cdot \eta_{vol} \cdot m_a \cdot \omega_e \quad (A. 3)$$

$$I_e \cdot \dot{\omega}_e = T_i - T_f - T_a - T_p \quad (A. 4)$$

$$T_i = C_T \cdot \frac{\dot{m}_{ao}(t - \Delta t_{ii})}{\omega_e(t - \Delta t_{ii})} \cdot \text{AFI}(t - \Delta t_{ii}) \text{SI}(t - \Delta t_{st}) \quad (A. 5)$$

여기서,

- \dot{m}_a = 임의의 순간 흡입다기관내의 공기질량
- \dot{m}_{ai} = 임의의 순간 흡입다기관으로 들어가는 공기질량
- \dot{m}_{ao} = 임의의 순간 흡입다기관을 빠져나가는 공기질량
- MAX = 최대유량,
- TC = 무차원화된 드로틀특성
- PRI = 드로틀밸브 오리피스를 통과할 때 발생하는 기화기유동특성 값,
- ω_e = 엔진속도
- c_1 = 물리적상수
- η_{vol} = 체적효율
- T_i = 엔진정미토크(engine indicated torque)
- T_f = 엔진마찰토크
- T_a = 부수적인 토크
- T_p = 토크컨버터 펌프토크
- I_e = 엔진 관성모멘트.

자동변속기 모델 :

토크컨버터의 관계식 :

$$T_p = a_0 \omega_p^2 + a_1 \omega_p \omega_t + a_2 \omega_t^2 \quad (A. 6)$$

$$T_t = b_0 \omega_p^2 + b_1 \omega_p \omega_t + b_2 \omega_t^2 \quad (A. 7)$$

여기에서

T_p, ω_p = 펌프토크, 속도

T_t, ω_t = 터빈토크, 속도

제1단 기어에 대한 상태방정식 :

$$I_{t1} \dot{\omega}_t = T_t - R_1 R_d T_s \quad (A. 8)$$

여기에서,

$$I_{t1} = I_t + I_{si} + R_1^2 I_{cr} + \frac{R_1^2}{R_2^2} I_{ci}$$

$$= 0.06053 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_t = 0.05623 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_{si} = 0.001020 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_{ci} = 0.009020 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_{cr} = 0.005806 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$R_1 = 1\text{단 기어 감속비} = 0.3424$$

$$R_2 = 2\text{단 기어 감속비} = 0.6379$$

$$R_d = \text{최종구동(final drive)}$$

$$\text{감속비} = 0.3521$$

$$T_s = \text{액슬축토크(axle shaft torque)}$$

토크상태의 상태방정식 :

$$I_{t1} \cdot \dot{\omega}_t = T_t - R_1 R_d T_s - \left(1 - \frac{R_1}{R_2}\right) T_{c2} \quad (A. 9)$$

관성상태의 상태방정식 :

$$I_t \cdot \dot{\omega}_t = T_t - T_{c2} \quad (A. 10)$$

$$I_{cr12} \cdot \dot{\omega}_{cr} = \frac{T_{c2}}{R_2} - R_d T_s \quad (A. 11)$$

클러치 토크 :

$$T_{c1} = A R_1 \cdot \mu_1 \cdot P_{c1} \cdot \text{sgn}(\Delta \omega_{c1}) \quad (A. 12)$$

$$T_{c2} = A R_2 \cdot \mu_2 \cdot P_{c2} \cdot \text{sgn}(\Delta \omega_{c2}) \quad (A. 13)$$

여기에서,

$$A R_1 = \text{전체 클러치면적} \times \text{유효반경} = 2.912 \text{ m}^3$$

$$\mu_1 = 0.1316 + 0.0001748 |\Delta \omega_{c1}|$$

$$\Delta \omega_{c1} = \omega_t - \omega_{si} = \omega_t - \omega_{cr} / R_1$$

$$A R_2 = \text{전체 클러치면적} \times \text{유효반경} = 4.125 \text{ m}^3$$

$$\mu_2 = 0.1316 + 0.0001748 |\Delta \omega_{c2}|$$

$$\Delta \omega_{c2} = \omega_t - \omega_{ci} = \omega_t - \omega_{cr} / R_2$$

제2단 기어에 대한 상태방정식 :

$$I_{t2} \cdot \dot{\omega}_t = T_t - R_2 R_d T_s \quad (A. 14)$$

여기에서,

$$I_{t2} = I_t + I_{ci} + R_d^2 I_{cr} + \frac{R_d^2}{R_i^2} I_{si}$$

$$= 0.07115 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

동력전달장치 모델 :

$$\dot{T}_s = K_s(R_d \omega_{cr} - \omega_{wf}) \quad (\text{A. 15})$$

$$I_{wf} \cdot \omega_{wf} = T_s - h_f F_{vf} - T_{rf} \quad (\text{A. 16})$$

$$M \cdot V = F_{vf} - F_{tr} - F_a \quad (\text{A. 17})$$

여기에서,

$$K_s = \text{오른쪽과 왼쪽 차축강성도의 합}$$

$$= 6742 \text{ N} \cdot \text{m}/\text{rad}$$

$$h_f = \text{지면으로부터 앞바퀴 차축까지의 정적 높이}$$

$$= 0.310 \text{ m}$$

$$I_{wf} = \text{앞바퀴 관성모멘트} = 2.8 \text{ Kg} \cdot \text{m}^2$$

$$F_{vf} = \text{앞바퀴의 추진/제동력,}$$

$$F_{tr} = \text{뒷바퀴의 추진/제동력,}$$

$$T_{rf} = \text{앞바퀴의 구름저항(오른쪽 및 왼쪽을 모두 고려)}$$

$$F_a = \text{항력} = 0.4298 \cdot V^2 \text{ N}$$

타이어의 슬립 및 힘 :

$$i_d = 1 - \frac{V}{h \cdot \omega_w} \quad (\text{A. 18})$$

$$F_i = K_i(i) \cdot i \quad (\text{A. 19})$$

슬라이딩모드 제어방법

슬라이딩모드 제어를 수행하기 위하여 다음과 같은 제어가능한 정규형태(canonical form)의 비선형시스템을 고려하자.

$$\dot{x}_1(t) = x_2(t)$$

$$\vdots$$

$$\dot{x}_n(t) = f(x(t)) + g(x(t))u(t) + d(t) \quad (\text{B. 1})$$

여기에서, $x(t) = [x_1(t), \dots, x_n(t)]^T$ 은 상태벡터, $u(t)$ 는 제어입력, $d(t)$ 는 외란, 그리고 $f(x(t))$ 와 $g(x(t))$ 는 비선형함수를 나타낸다.

우선 추적오차와 슬라이딩함수를 다음식으로 정의하자.

$$e(t) \equiv x_1(t) - x_{1d}(t) \quad (\text{B. 2})$$

$$S(t) \equiv C_1 e(t) + C_2 \dot{e}(t) + \dots + C_n \frac{d^{n-1}e(t)}{dt^{n-1}} \quad (\text{B. 3})$$

슬라이딩평면 $S(t)=0$ 은 상태공간에서 임의의 희망오차 동특성(desired error dynamics)을 나타내며, 여기에서 계수 C_1, C_2, \dots, C_n 은 바람직한 과도 특성을 나타내도록 선택되어야 한다. 만일 $u(t)$ 가

$$S(t) \cdot \dot{S}(t) = -\eta |S(t)| : \eta > 0 \quad (\text{B. 4})$$

를 만족하도록 선택되면 유한한 시간 ($t=t_r$) 안에 $S(t)=0$ 에 도달할 수 있다. 위의 식은 아래와 같이 표현될 수 있다.

$$S(t) = -\eta \text{sgn}S(t) : \eta > 0 \quad (\text{B. 5})$$

그리고 이상으로부터 다음 관계식을 구할 수 있다.

$$S(t) = C_1 \dot{e}(t) + \dots + C_{n-1} \frac{d^{n-1}e(t)}{dt^{n-1}} + f(x(t))$$

$$+ g(x(t))u(t) + d(t) - \frac{d^n X_{1d}(t)}{dt^n}$$

$$= -\eta \text{sgn}S(t) \quad (\text{B. 6})$$

위의 식으로부터 $u(t)$ 를 구할 수 있다. 모델링되지 않은 동특성과 외란에 대한 강인성을 고려하기 위하여

$$f(x(t)) |_{\text{actual}} \equiv f(x(t)) |_{\text{model}} + \Delta f(x(t))$$

$$g(x(t)) |_{\text{actual}} \equiv g(x(t)) |_{\text{model}} + \Delta g(x(t))$$

$$d(t) |_{\text{actual}} \equiv d(t) |_{\text{model}} + \Delta d(t) \quad (\text{B. 7})$$

로 놓고 $\Delta g(x(t))=0$ 로 가정하면 오차의 가장 큰 값은 다음과 같이 된다.

$$\Delta f(x(t)) = -\Delta f_{\max} \text{sgn}(S(t))$$

그리고

$$\Delta d(t) = -\Delta d_{\max} \text{sgn}(S(t)) \quad (\text{B. 8})$$

오차가 가장 큰 경우에도 슬라이딩표면 $S(t)=0$ 에 이끌리는 제어입력은 다음과 같다.

$$u(t) = -g(x(t)) |_{\text{model}}^{-1} [C_1 \dot{e}(t) + \dots + C_{n-1} \frac{d^{n-1}e(t)}{dt^{n-1}}$$

$$- \frac{d^n X_{1d}(t)}{dt^n} + f(x(t)) |_{\text{model}} + d(t) |_{\text{model}}$$

$$+ K \text{sgn}\{S(t)\}] \quad (\text{B. 9})$$

여기에서,

$$K = \eta + \Delta f_{\max} + \Delta d_{\max} \quad (\text{B. 10})$$