

스로틀 개도 제어와 부하토크 추정을 이용한 엔진 제어 방식 TCS

강 상 민* · 윤 마 루 · 선우명호

한양대학교 자동차공학과

Engine Control TCS using Throttle Angle Control and Estimated Load Torque

Sangmin Kang* · Maru Yoon · Myoungcho Sunwoo

Department of Automotive Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea
(Received 23 September 2003 / Accepted 26 December 2003)

Abstract : The purpose of engine control TCS is to regulate engine torque to keep driven wheel slip in a desired range. In this paper, engine control TCS using sliding mode control law based on engine model and estimated load torque is proposed. This system includes a two-level controller. Slip controller calculates desired wheel torque, and engine torque controller determines throttle angle for engine torque corresponding to desired wheel torque. Another issue is to measure load torque for model based controller design. Luenberger observer with state variables of load torque and engine speed solves this problem as estimating load torque. The performance of controller and observer is certificated by simulation using 8-degree vehicle model, Pacejka tire model, and 2-state engine model. The simulation results in various maneuvers during slippery and split road conditions showed that acceleration performance and ability of the vehicle with TCS is improved. Also, the load torque observer could estimate real load torque very well, so its performance was proved.

Key words : Traction control system(TCS, 구동력 제어 시스템), Slip control(슬립제어), Sliding mode control(슬라이딩 모드 제어), Engine control TCS(엔진 제어 TCS), Load torque estimation(부하토크 추정), Observer(관측기)

Nomenclature

A_f	: vehicle frontal area	m, m_s	: total & sprung mass
a, b	: distance from cg to front & rear axle	p, r	: roll & yaw rate
C_d, ρ_a	: drag coefficient & air density	R	: tire rolling radius
e	: distance from sprung mass cg to roll axis	T_d, T_e, T_L	: drive torque, engine torque, & load torque
F_s, F_z, F_t	: side, vertical, & traction force of one tire	T_w	: lateral wheelbase(track width)
I_w	: equivalent inertia at one wheel	U, V	: forward & lateral velocity
I_{zz}, I_{xxs}, I_{xzs}	: vehicle moment of inertia	α	: throttle angle
g	: acceleration due to gravity	δ_f	: steering input to the front wheels
k_{rsf}, k_{rst}	: roll steer coefficient of front & rear	ϕ_s	: sprung mass roll angle
		$\frac{\partial L}{\partial \phi_s}, \frac{\partial L}{\partial p}$: roll axis torsional stiffness & damping
		ω	: axle rotational speed

*To whom correspondence should be addressed.
msunwoo@hanyang.ac.kr

1. 서론

미끄러운 노면에서 차량의 가속상황은 구동륜의 슬립을 발생시킨다. 결과적으로, 타이어와 노면사이의 마찰계수는 구동륜 슬립의 증가와 함께 감소하게 된다. Fig. 1은 종방향 가속도가 제어 영역과 최대값을 지나 점차적으로 감소하는 것을 보여준다. 동시에 타이어의 횡력은 급하게 감소하여, 100% 슬립일 때 거의 0에 가까운 값을 가진다. 전륜구동 차량의 경우는 이 시점에서 조향력을 잃게 된다. 따라서 구동력 제어는 종방향 제어와 횡방향 제어의 두 가지 경우에 대해서 고려할 수 있다. 종방향 제어는 슬립을 억제하여 타이어와 지면의 점착력을 증가시키기 위해 구동력을 제어하는 것이다. 그리고 횡방향 제어는 조향시에 과도한 슬립각의 발생으로 인한 차량의 안정성 저하를 횡력 제어를 통해 극복하는 것이다. 결국, TCS의 가장 큰 목적은 주어진 운전 상황에서 최대의 구동력을 발휘할 수 있도록 슬립이 제어 영역에서 유지되도록 하는 것이다. 엔진 토크를 감소시키는 방법 중의 하나는 스로틀 밸브를 닫는 것이다. 효과적인 TCS를 위해서는 구동토크를 빨리 감속시킬 수 있는 복잡한 메카니즘이 요구되며, 주로 엔진과 브레이크를 사용한다. 엔진제어방식은 과도한 슬립의 원인이 되는 엔진 토크를 감소시키는 방법으로 흡입 공기의 양을 감소시키는 것이 기본이지만, 보다 빠른 반응을 위해서 연료를 줄이거나 점화시기를 조절하는 방법도 사용되고 있다. 브레이크 제어방식은 구동륜의 회전을 브레이크에 의해서 감속시키는 방법으로 기존의 ABS 장치를 공유할 수 있고 엔진제어방식 보다 응답 속도가 빠른 장점이 있다. 또한 브레이크를 이용한 좌우륜의 독립적인 제어는 좌우륜의 마찰계수가 다른 상황(μ -split road)에서 효과적이다. 그러나 과도한 브레이크 압력의 증감과 제동부의 발열과 마모 때문에 브레이크만 단독으로 사용되기보다는 엔진과 병행하여 사용된다.¹⁾

이 논문에서는 차량의 슬립을 목표값에서 유지시켜 가장 큰 구동력을 얻기위한 구동력제어기를 설계하였다. 엔진으로부터 전달된 과도한 토크는 차량의 슬립을 증가시키므로 스로틀 밸브를 조절하여 적절한 구동력을 전달도록 한다. 목표슬립율을 유

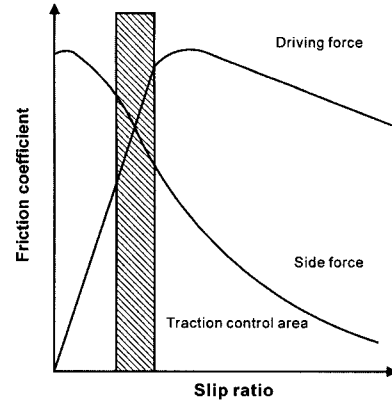


Fig. 1 Characteristic of driving and lateral force

지하기 위한 목표 스로틀 각도를 결정하기 위하여 슬라이딩 모드 제어와 부하토크 관측기를 이용한 2단 제어기(two-level controller)를 설계하여 엔진제어 TCS를 구현한다.²⁾ 먼저 부하토크 관측기는 직접 측정하기 어려운 부하토크에 대해 추정된 값을 제어기에 제공한다. 그러면, 첫 번째 슬립제어기에서는 추정된 부하토크를 가지고 목표 슬립에서 유지되도록 하기 위한 목표 구동 토크를 계산하고 두 번째 엔진토크 제어기에서는 목표 구동 토크를 만족시키는 엔진 토크를 발생하기 위한 스로틀 각도를 계산한다.

2. 시스템 모델링

2.1 엔진 모델

목표 구동토크에 해당하는 엔진토크를 위해서 흡기 매니폴드내의 공기질량과 엔진의 회전속도를 상태변수로 하는 2상태(2-state)의 연속시간 엔진모델을 사용한다.³⁾ 이 모델은 흡기와 토크 발생 과정의 비선형성을 유지하며 SI 엔진의 주기적 특성을 시간지연을 통해 표현한다. 또한 흡기 매니폴드 내의 온도가 일정하다는 가정하에 이상기체 상태 방정식을 적용한다.

첫 번째 상태변수인 흡기 매니폴드에서의 공기 질량 $m_a(t)$ 은 질량보존의 법칙을 이용해서 구할 수 있다.

$$\dot{m}_a(t) = \dot{m}_{ai}(t) - \dot{m}_{ao}(t) \tag{1}$$

여기서, $\dot{m}_{ai}(t)$ 와 $\dot{m}_{ao}(t)$ 는 매니폴드를 들어오고

나가는 공기의 질량유량을 나타낸다.

흡기 매니폴드로 들어가는 공기의 질량유속 $\dot{m}_{ai}(t)$ 은 식 (2)로 구해진다.

$$\dot{m}_{ai}(t) = k_1 \cdot TC(t) \cdot PRI(t) \quad (2)$$

여기서, 스로틀 특성 $TC(t)$ 와 스로틀 바디에 의해서 저해되는 공기 유동 특성 $PRI(t)$ 는 식 (3)과 식 (4)로 각각 근사화 한다.

$$TC(t) = 1 - \cos(k_2 \cdot \alpha(t) - k_3) \quad (3)$$

$$PRI(t) = 1 - \exp^{(2808 \cdot m_a(t) - 9)} \quad (4)$$

또한, 매니폴드에서 빠져나가는 공기의 질량유속, $\dot{m}_{ao}(t)$ 은 식 (5)으로 구할 수 있다.

$$\dot{m}_{ao}(t) = k_4 \cdot \eta_{vo}(t) \cdot m_a(t) \cdot w_e(t) \quad (5)$$

위 식에서 체적효율 $\eta_{vo}(t)$ 은 식 (6)으로 나타낸다.

$$\eta_{vo}(t) = \frac{m_a^2(t)[k_5 w_e(t) + k_6] + m_a(t)}{[k_7 w_e(t) + k_8] + [k_9 w_e(t) + k_{10}]} \quad (6)$$

두 번째 상태변수인 엔진 속도 $w_e(t)$ 는 엔진의 회전 동역학에서 유도할 수 있다.

$$I_{eff} \cdot \dot{w}_e(t) = T_{ea}(t) - RF_t - dF_z \quad (7)$$

엔진 토크 발생 경로는 이산적인 과정이지만 연속 시간 영역에서 도시출력 $T_{ea}(t)$ 을 식 (8)로 표현한다.

$$T_{ea}(t) = k_{11} \frac{\dot{m}_{ao}(t - \Delta t)}{w_e(t - \Delta t) \cdot AFI(t - \Delta t) SI(t - \Delta t_{st})} \quad (8)$$

여기서, $AFI(t)$ 는 흡입부(intake runners)에서 공연비가 토크 발생에 미치는 영향을 나타내기 위한 공기와 연료의 정규 함수이다. $SI(t)$ 는 연소시에 점화시기가 토크 발생에 미치는 영향을 나타내는 점화에 관한 정규 함수이다. 또한 흡기에 관한 토크 발생 지연 시간과 점화시기에 따른 토크 발생 지연 시간은 식 (9)와 같이 가정한다.

$$\Delta t \approx \frac{5.5}{w_e} \quad \text{and} \quad \Delta t_{st} \approx \frac{1.3}{w_e} \quad (9)$$

Table 1은 이상에서 사용된 상수값들을 정리한 것

Table 1 Engine parameters

Symbol	Numerical value
k_1	$0.1843 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$
k_2	1.1980
k_3	1.720 deg
k_4	0.1030
k_5	$24.5 \text{ kg}^{-2} \cdot \text{s}$
k_6	$-3.10 \times 10^4 \text{ kg}^{-2}$
k_7	$-0.167 \text{ kg}^{-1} \cdot \text{s}$
k_8	222.0 kg^{-1}
k_9	$8.10 \times 10^{-4} \text{ s}$
k_{10}	0.3524
k_{11}	$1.0451 \times 10^6 \text{ N} \cdot \text{m} \cdot \text{kg}^{-1}$
I_{eff}	$2.675 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

이다.

2.2 차량 모델

사용된 차량은 8자유도 모델이다.⁴⁾ 즉, 종방향 운동(longitudinal motion), 횡방향 운동(lateral motion), 요 운동(yaw motion), 롤 운동(roll motion)과 네 바퀴의 독립적인 운동을 고려한다. 전륜구동 방식이고 주행면은 평탄하다고 가정한다. 여기서는 주요 수식만을 언급하고 타이어는 Pacejka 모델을 사용한다.⁵⁾

$$m \dot{U} = mVr + F_{x/R} + F_{x/L} + F_{x/R} + F_{x/L} - \frac{1}{2} C_d A \rho_a U^2 \quad (10)$$

$$m \dot{V} + m_s e \dot{p} = -mUr + F_{y/R} + F_{y/L} + F_{y/R} + F_{y/L} \quad (11)$$

$$I_{ZZ} \dot{r} - I_{XZs} \dot{p} = a(F_{y/R} + F_{y/L}) - b(F_{y/R} + F_{y/L}) + \frac{T_w}{2} (F_{x/L} + F_{x/R}) - \frac{T_w}{2} (F_{x/R} + F_{x/R}) \quad (12)$$

$$I_{XXs} \dot{p} + m_s e \dot{V} - I_{XZs} \dot{r} = -m_s e Ur + m_s \geq \sin \phi_s - \frac{\partial L}{\partial \phi_s} \phi_s - \frac{\partial L}{\partial p} p \quad (13)$$

$$\dot{w}_i = \frac{1}{I_{wi}} [T_{di} - RF_{ti} - dF_{zi}] \quad (14)$$

where, i : each wheel(fR, fL, rR, rL)

$$F_{x_i} = F_{t_i} \cos \delta_{w_i} - F_{s_i} \sin \delta_{w_i}$$

$$F_{y_i} = F_{t_i} \sin \delta_{w_i} + F_{s_i} \cos \delta_{w_i}$$

$$\delta_{w_i} = \delta_f + k_{r_{sf}} \phi_s$$

$$\delta_{w_i} = k_{r_{sr}} \phi_s$$

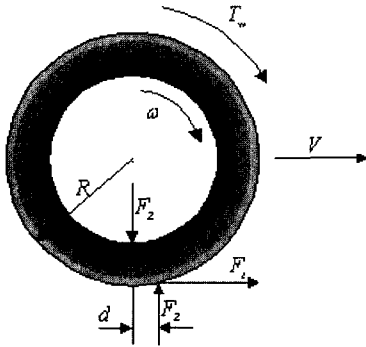


Fig. 2 Free body diagram of driving wheel

3. 부하토크 관측기 설계

모든 상태 변수가 관측 가능한 것은 아니다. 또한 물리적으로 측정 불가능하거나 센서가 너무 고가인 경우도 있다. 부하토크는 타이어와 지면의 마찰력, 공기저항, 동력 전달계에 의한 기계적 토크손실, 차량 내 부가장치에 의한 소비토크 등의 외부적 요인에 의해 엔진에 부가되며, 운전조건에 따라 변한다. 부하토크에 따라 엔진은 운전자가 가속페달을 통하여 요구하는 토크를 발생시켜야 하므로 엔진토크제어나 속도제어에 있어서 부하토크에 대한 정보는 매우 중요하다. 따라서, 이 연구에서는 관측기를 사용하여 부하토크를 추정한다. 사용한 관측기는 식 (15)의 차분 운동방정식으로부터 전 차수 모델로 구성한다.⁶⁾

$$I_w \dot{\omega} = T_w - T_L \tag{15}$$

$T_L \approx 0$ 라고 가정하고 $\mathbf{x} = [\omega \ T_L]^T$ 로 상태변수를 정의하면, 식 (16), (17)과 같은 상태방정식을 얻을 수 있다.

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{F} \mathbf{x} + \mathbf{G} u = \begin{bmatrix} 0 & -\frac{1}{I_w} \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \mathbf{x} + \begin{bmatrix} \frac{1}{I_w} \\ 0 \end{bmatrix} u \tag{16}$$

$$y = \mathbf{H} \mathbf{x} = [1 \ 0] \mathbf{x} \tag{17}$$

where, $u \ T_w$

따라서 $\mathbf{F}, \mathbf{G}, u(t)$ 을 모두 알고 있으므로 피드백을 이용하여 식 (18)과 같은 관측기를 설계할 수 있다.⁷⁾

$$\hat{\mathbf{x}} = \mathbf{F} \hat{\mathbf{x}} + \mathbf{G}u + \mathbf{L} (y - \mathbf{H} \hat{\mathbf{x}}) \tag{18}$$

여기서, 관측기 게인 \mathbf{L} 은 식 (19)로 표현하고, $\hat{\mathbf{x}}(t)$ 는 $\mathbf{x}(t)$ 의 추정된 값을 나타낸다.

$$\mathbf{L} = [\ell_1 \ \ell_2]^T \tag{19}$$

이 관측기의 오차동역학을 살펴보기 위해 오차를 다음과 같이 정의하고 운동방정식을 유도한다.

$$\tilde{\mathbf{x}} \equiv \mathbf{x} - \hat{\mathbf{x}} \tag{20}$$

$$\tilde{\dot{\mathbf{x}}} = \mathbf{F} \tilde{\mathbf{x}}, \tilde{\mathbf{x}}(0) = \mathbf{x}(0) - \hat{\mathbf{x}}(0) \tag{21}$$

$$\tilde{\dot{\mathbf{x}}} = (\mathbf{F} - \mathbf{L}\mathbf{H}) \tilde{\mathbf{x}} \tag{22}$$

$$\det[s\mathbf{I} - (\mathbf{F} - \mathbf{L}\mathbf{H})] = 0 \tag{23}$$

오차의 특성방정식인 식 (23)에서 \mathbf{L} 을 $\mathbf{F} - \mathbf{L}\mathbf{H}$ 이 안정하고 합리적으로 빠른 고유치를 가지도록 결정한다면 오차는 0으로 수렴할 것이다. 이것은 추정 상태변수 $\hat{\mathbf{x}}(t)$ 가 실제 상태변수 $\mathbf{x}(t)$ 로 수렴함을 의미한다.

4. 구동력 제어기 설계

TCS 제어기의 목적은 구동륜의 슬립을 제한하여 안정성, 조향성, 가속성능을 향상시키는 것이다. 슬립제어기는 구동륜의 슬립이 목표 슬립을 유지하도록 목표 구동토크를 계산하고, 엔진토크 제어기에 이에 필요한 엔진토크를 발생하도록 스로틀 각도를 결정한다.

4.1 슬립 제어기

슬립과 슬라이딩 표면(sliding surface)을 실제값과 목표값(d : desired)으로 식 (24), 식 (25)과 같이 각각 정의한다.

$$\lambda = 1 - \frac{v}{R\omega} \tag{24}$$

$$s_1 = \lambda - \lambda_d \tag{25}$$

$$\dot{s}_1 = \dot{\lambda} - \dot{\lambda}_d \tag{26}$$

$$\lambda = \frac{1}{R} \left(-\nu \frac{1}{w} + \nu \frac{\dot{w}}{w^2} \right) \quad (27)$$

구동륜의 운동 방정식과 추정된 부하토크 식 (28) 과 슬라이딩 조건 식 (29)를 이용하여 목표 구동 토크를 계산한다.

$$\dot{w} = \frac{1}{I_w} (T_w - \hat{T}_L) \quad (28)$$

$$\dot{s}_1 \leq -\eta \text{sgn}(s_1) \quad (29)$$

따라서, 목표 구동토크는 식 (30)으로 결정된다.

$$T_w = \frac{I_w w^2}{\nu} \left(-R\eta_1 \text{sgn}(s_1) + R\lambda_d + \frac{\dot{w}}{w} \right) + \hat{T}_L \quad (30)$$

식 (30)을 목표 구동토크로 사용할 경우 슬라이딩 모드 제어의 가장 큰 단점인 채터링(chattering)현상이 발생하여 스로틀밸브가 지나친오실레이션을 일으키게 된다. 따라서 목표 구동토크의 구현도 어려울 뿐더러 시스템이 불안정해지기도 한다. 이 문제의 해결을 위해 식 (31)과 같이 경계층을 설정하여 목표 구동토크로 사용한다.⁸⁾

$$T_{\omega_d} = \frac{I_w}{\nu \omega^2} \left\{ R\lambda_d + \frac{\dot{w}}{\omega} - R\eta_1 \text{sat} \left(\frac{s_1}{\Phi_1} \right) \right\} + \hat{T}_L \quad (31)$$

where, $\text{sat} \left(\frac{s_1}{\Phi_1} \right) = \frac{s_1}{\Phi_1}, \quad \text{if } \left| \frac{s_1}{\Phi_1} \right| \leq 1$
 $\text{sat} \left(\frac{s_1}{\Phi_1} \right) = \text{sgn} \left(\frac{s_1}{\Phi_1} \right), \quad \text{if } \left| \frac{s_1}{\Phi_1} \right| > 1$

Φ_1 : 임의의 양수

4.2 엔진토크 제어기

슬립제어기에서 계산된 목표 구동토크를 엔진에서 출력하기 위하여 해당 스로틀의 각도를 계산하는 제어기를 설계한다. 엔진의 발생 토크는 흡입 공기량에 의하여 결정 되므로 목표 토크가 계산 되면 엔진 모델에 의하여 목표 토크 발생에 필요한 공기량이 계산된다. 공기량이 계산되면 스로틀 바디 모델에 의하여 필요한 공기량을 연소실로 유입시킬 수 있는 목표 스로틀 개도를 계산할 수 있다. 우선 목표 흡입 공기질량을 유도한다. 식 (8)에 실린더로 들어가는 공기의 질량 유속에 관한 식 (5)를 대입하고 정리하면 식 (32)와 같다.

$$\frac{\eta_{vo}(t)m_a(t)w_e(t)}{w_e(t-\Delta t)} = \frac{T_{\infty d}(t)}{k_{11}k_4 AFI(t-\Delta t)SI(t-\Delta t_{st})} \quad (32)$$

식 (32)에 식 (6)을 대입하고 단순화를 위해 시간 지연을 무시한다.

$$(k_5 w_e + k_6) m_a^3 + (k_7 w_e + k_8) m_a^2 + (k_9 w_e + k_{10}) m_a = \frac{T_{\infty d}}{k_{11} k_4 AFI \cdot SI} \quad (33)$$

엔진의 기계적 손실에 의한 도시토크와 엔진토크의 차이를 식 (34)과 같이 비례상수로 표현하고 목표 구동토크를 유도한다.

$$T_{\infty d} = 0.8 T_e = 2 \times 0.8 (\geq ar Ratio) \times T_{w_{ds}} \quad (34)$$

스로틀 각도가 목표 흡입 공기 질량을 흡입하기 위한 슬라이딩 모드 제어기를 설계하기 위하여 슬라이딩 표면을 정의한다.

$$s_2 = m_a - m_{ad} \quad (35)$$

이 후 과정은 슬립 제어기 설계와 동일하다.

$$\dot{s}_2 = \dot{m}_a - \dot{m}_{ad} \quad (36)$$

$$\dot{m}_a(t) = \dot{m}_{a}(t) - \dot{m}_{ao}(t) \quad (37)$$

$$\dot{m}_a(t) = k_1 TC(t)PRI(t) - \dot{m}_{ao}(t) \quad (38)$$

식 (36), (37), (38)을 슬라이딩 조건에 대입하면, 식 (39)와 같은 스로틀 특성식을 얻을 수 있다.

$$TC(t) = \frac{\dot{m}_{ao} + \dot{m}_{ad} - \eta \text{sgn}(s)}{k_1 PRI(t)} \quad (39)$$

$$TC_d = \frac{V_{man}}{RT_{man} C_D MA TC PRI} \left\{ \frac{RT_m}{V_m} \dot{m}_{ap} + \dot{P}_{man} - \eta_2 \text{sat} \left(\frac{s_2}{\Phi_2} \right) \right\} \quad (40)$$

마지막으로 이 제어기에서도 채터링 방지를 위해 경계층을 설정해 준다.

where, $\text{sat} \left(\frac{s_2}{\Phi_2} \right) = \frac{s_2}{\Phi_2}, \quad \text{if } \left| \frac{s_2}{\Phi_2} \right| \leq 1$
 $\text{sat} \left(\frac{s_2}{\Phi_2} \right) = \text{sgn} \left(\frac{s_2}{\Phi_2} \right), \quad \text{if } \left| \frac{s_2}{\Phi_2} \right| > 1$

Φ_2 : 임의의 양수

5. 시뮬레이션 결과

앞에서 언급한 부하토크 관측기와 제어기의 성능을 확인하기 위하여 세 가지 주행 상황을 설정하였다. 각각의 경우에 대하여 관측기에서 얻은 부하토크를 이용한 제어기를 사용하였을 때와 제어기를 사용하지 않을 때의 차량의 가속성과 안정성을 비교하였다. 각 경우 모두 목표 슬립은 0.13이고 운전자는 풀스로틀(full throttle, 79.5도)을 의도한다. 시뮬레이션 환경은 Matlab과 Simulink이다.

5.1 미끄러운 노면에서의 가속상황

눈길이나 빙판길 같이 미끄러운 노면의 마찰계수

를 0.3으로 가정하고 제어기의 성능을 확인하였다. Fig. 3(a)에서 보는 것처럼 운전자는 풀스로틀 스텝 입력을 의도한다. 그러나 제어기를 사용한 경우 스로틀 각도는 20도 부근에서 유지된다.

따라서 적은 엔진 토크로 더 큰 가속 성능을 발휘함을 Fig. 3(c)는 보여준다. Fig. 3(b)는 제어기가 작동하지 않은 상황에서 슬립이 0.9정도로 증가되어 운전자의 조작에 의한 차량의 제어 영역을 벗어난 반면 제어기를 사용한 경우에는 슬립이 0.13 부근에서 유지됨을 보여 주고 있다. Fig. 3(d)는 주어진 주행 조건에서 관측기가 실제 부하토크를 잘 추정하고 있음을 보여준다.

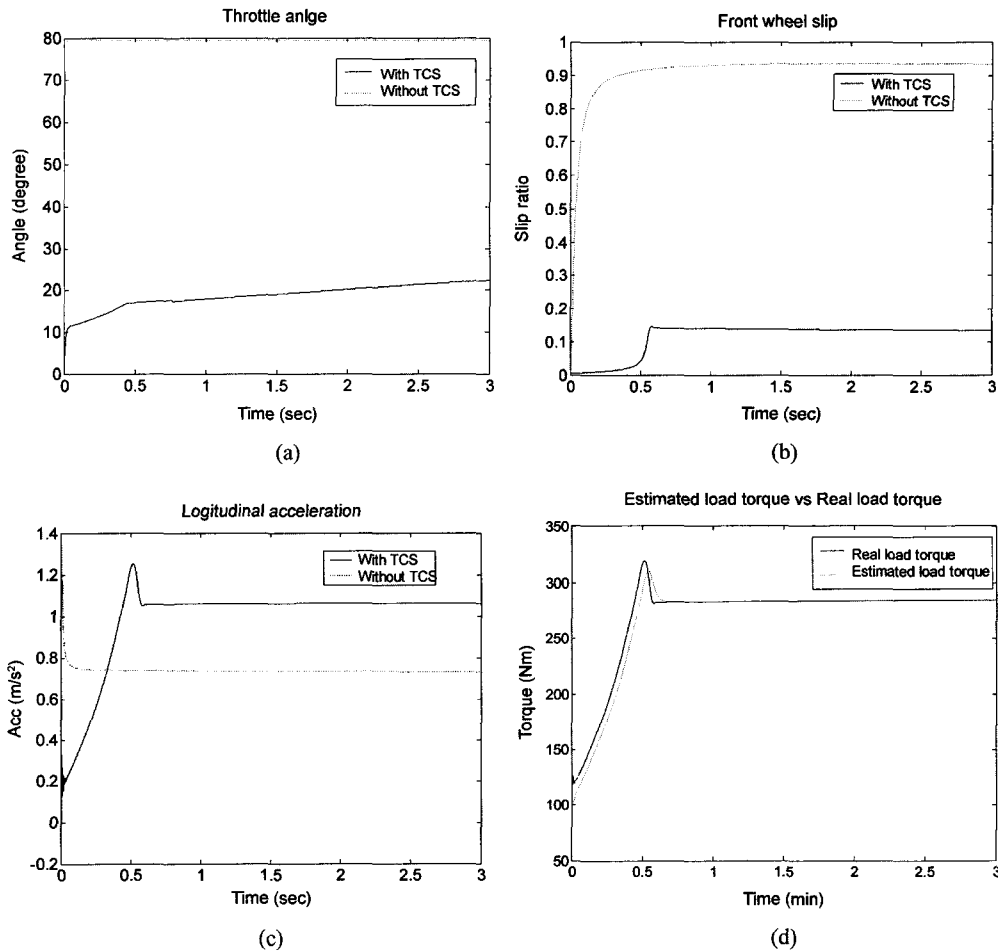


Fig. 3 Acceleration in slippery road condition

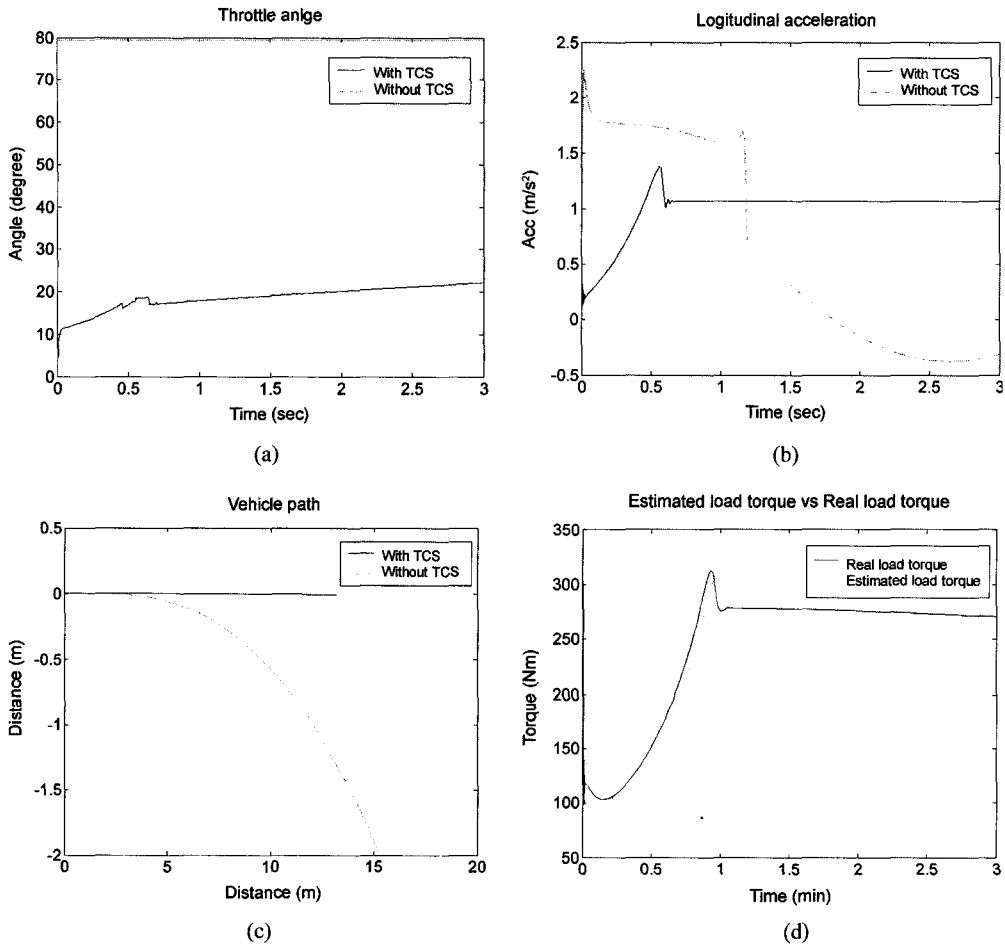


Fig. 4 Acceleration in split road condition

5.2 좌우륜의 마찰계수가 다른 노면에서의 가속상황

주행중에 한쪽 바퀴가 빙판이나 젖은 노면을 지나는 상황을 고려하여 Fig. 4(a)처럼 오른쪽 바퀴와 왼쪽 바퀴의 마찰계수를 각각 0.3과 0.8로 가정하였다. 제어기는 마찰계수가 낮은 쪽에 맞추어 제어를 실행하므로 좌우륜의 약간의 슬립률 차이가 발생한다. 그러나 Fig. 4(c)에서처럼 제어를 하지 않은 경우에는 원하지 않은 요운동과 이에 따른 주행로 이탈이 발생한다. 차량의 가속 성능은 Fig. 4(b)처럼 제어를 실시한 경우에만 가속이 가능하다. Fig. 4(d)에서 이 경우에도 관측기가 실제 부하토크를 잘 추정함을 알 수 있다.

5.3 미끄러운 노면에서의 가속 및 조향상황

마찰계수가 0.3인 노면에서 조향각을 좌향20도로 유지했을 경우 차량의 상태를 시뮬레이션 하였다. Fig. 5(a)에서처럼 제어기를 통해 스로틀 개도를 15정도로 유지하여 Fig. 5(b)와 같이 슬립이 목표슬립부근에서 유지될 때 Fig. 5(c)는 제어를 실시한 경우에 횡력이 보다 크게 발생하여 차량의 회전반경이 제어를 하지 않은 경우에 비해 작음을 보여준다. Fig. 5(d)의 관측기 성능은 과도기에서만 시간지연을 가지고 추정한다.

6. 결론

이 연구에서는 슬라이딩 모드 제어와 부하토크

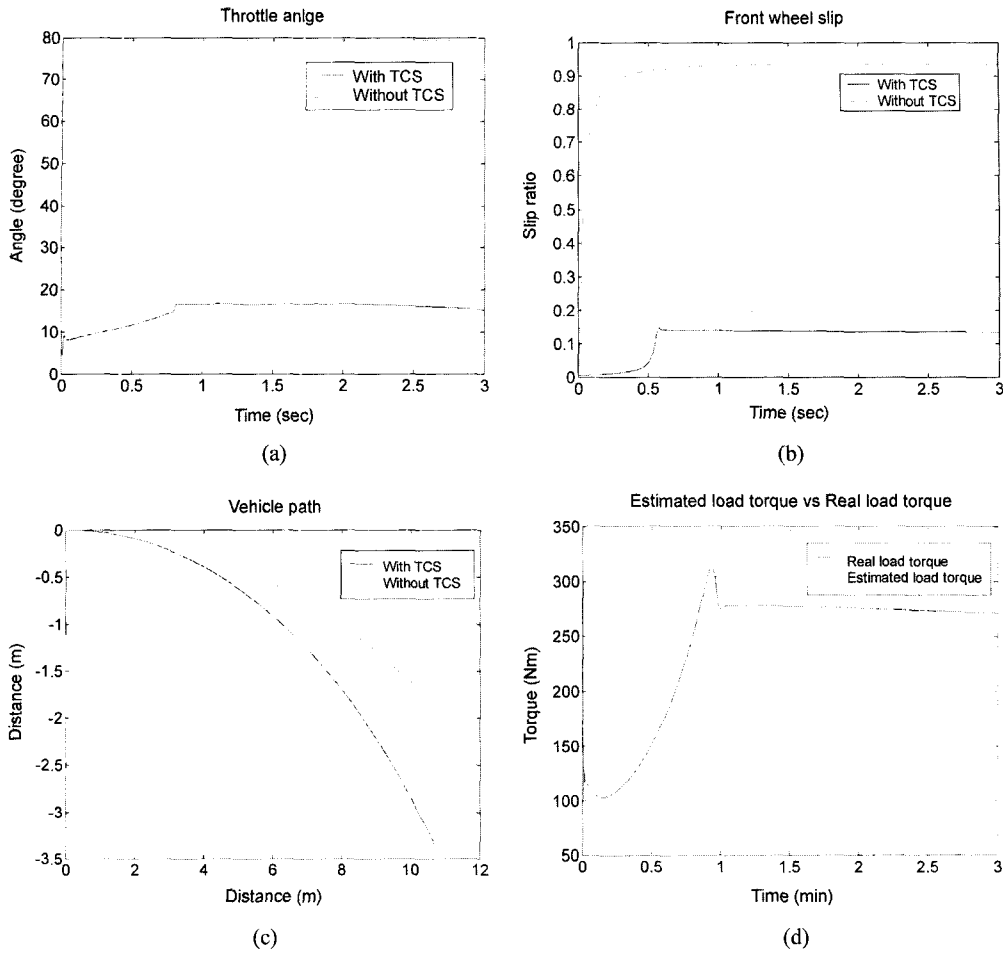


Fig. 5 Acceleration and turning in slippery road condition

추정을 이용한 슬립 제어를 설계하여 시뮬레이션으로 그 성능을 확인하였다. 연구를 통해 얻은 결론은 다음과 같다.

- 1) 비선형 시스템에 대한 슬라이딩 모드 제어기는 여러 가지 운전 조건에서 시뮬레이션상에서 검증한 결과 차량의 안정성과 가속 능력을 확보해 주었다.
- 2) 제어기 구성에 사용된 관측기는 여러 가지 주행 상황에서 부하토크를 잘 추정하였다.
- 3) 목표슬립으로의 보다 빠른 수렴과 좌우 바찰 계수가 다른 노면에서 불필요한 요운동 제거를 위해 브레이크의 사용이 요구된다.
- 4) 미끄러운 노면에서 가속 및 조향을 할 경우에

는 조향 때문에 슬립이 증가하게 되어 목표 슬립을 유지하면 오히려 감속 현상이 발생한다. 따라서 제어기의 성능을 종방향 가속능력 보다는 차량 안정성과 조향력으로 확인하여야 한다.

References

- 1) Y. Hori, Y. Toyoda, Y. Tsuruoka, "Traction Control of Electric Vehicle: Basic Experimental Results Using the Test EV 'UOT Electric March,'" IEEE Transactions on Industry Applications, Vol.34, No.5, pp.1131-1138, 1998.
- 2) M. Kabganian, R. Kazemi, "A New Strategy for Traction Control in Turnig Via Engine

- Modeling," IEEE Transactions on Vehicular Technology, Vol.50, No.6, pp.1540-1548, 2001.
- 3) D. Cho, J. K. Hedrick, "A Nonlinear Controller Design Method for Fuel-Injected Automotive Engines," Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol.110, pp.313-320, 1988.
 - 4) D. E. Smith, J. M. Starkey, "Effects of Model Complexity on the Performance of Automated Vehicle Steering Controllers: Model Development, Validation, and Comparison," Vehicle System Dynamics, Vol.24, pp.163-181, 1995.
 - 5) E. Bakker, H. B. Pacejka, L. Lidner, "A New Tire Model with an Application in Vehicle Dynamics Studies," SAE 890087, pp.439-451, 1989.
 - 6) J. Back, S. Park, M. Sunwoo, "Indicated and Load Torque Estimation of SI-Engine using Cylinder Pressure Sensor," Transactions of the KSAE, Vol.11, No.5, pp.1-6, 2003.
 - 7) D. G. Luenberger, "Observing the State of a Linear System," IEEE Trans. Mil. Electron., Vol. MIL-8, pp.74-80, 1964.
 - 8) J.-J. E. Slotine, W. Li, Applied Nonlinear Control, Prentice-Hall, New Jersey, pp.276-310, 1991.