

차량 모델을 이용한 구동력 제어 시스템 (TCS)의 제어 방법 개발

송정훈[†] · 김흥섭* · 이대희* · 손민혁**

(2004년 1월 26일 접수, 2004년 5월 24일 심사완료)

Development of a Control Method of Traction Control System Using Vehicle Model

Jeonghoon Song, Heungseob Kim, Dae Hee Lee and Minhyuk Son

Key Words: Traction Control System (TCS, 구동력 제어 시스템), Four Wheel Drive Vehicle (4WD, 사륜 구동 차량), Vehicle Model (차량 모델), Oversteer, Understeer

Abstract

A traction control systems (TCSs) composed of either a wheel slip controller or a throttle valve controller or an integrated controller of both systems are proposed in this study. To validate the dynamic characteristics of a vehicle and TCS, a full car model that can simulate the responses of both front wheel drive (2WD) and four wheel drive (4WD) vehicle is also developed. The wheel slip controller uses a sliding mode control scheme and the throttle valve is controlled by a PID controller. The results shows that the brake TCS and the engine TCS achieve rapid acceleration, and reduce slip angle on slippery road. When a vehicle is cornering and accelerating maneuver with the brake or engine TCS, understeer or oversteer occur, depending on the driving conditions. The integrated TCS prevents most of these problems and improves the stability and controllability of the vehicle.

기호설명

a : CG에서 전륜까지의 거리	I_z : 차량 z축 관성 모멘트
b : CG에서 후륜까지의 거리	K_{roll} : Roll 축 토션 강성계수
B_{roll} : Roll 축의 토션 댐핑계수	m_f : 분사된 연료량
F_D : 공기저항력	m_s : 차량 스프링 상증량
F_n : 구름저항력	m_{total} : 차량 총 질량
H_u : 연료의 heating value	P_B : 부하 동력
h_s : Roll 축에서 CG까지의 높이	P_L : 손실 동력
I_e : 엔진 관성 모멘트	P_w : 브레이크 유압
I_{roll} : 차량 Roll 축 관성 모멘트	R_w : 차륜 반경
I_w : 차륜 관성 모멘트	R_b : 브레이크 유효반경
	t_f, t_r : 차량 윤거
	α : 슬립각
	γ : 요각
	δ : 조향각
	ϕ : 롤각

[†] 책임저자, 회원, 인제대학교 기계자동차공학부,
인제대학교 수송기계부품기술혁신센터(TIC)
E-mail : mechsong@inje.ac.kr
TEL : (055)320-3755 FAX : (055)324-1723

* 회원, 인제대학교 기계자동차공학부, TIC

** 인제대학교 대학원 기계공학과

- τ_d : 시간지연
- η_i : 엔진 열효율
- w : 차륜 회전 속도

1. 서론

구동력 제어 장치(TCS, traction control system)는 차량의 급출발시나 급가속시 또는 마찰계수가 현저히 다른 비대칭 도로(split-road)에서 타이어의 미끄러짐을 방지하여 차량의 안정성 확보라는 주목적과 함께 연비 향상 및 타이어 마모 방지 등의 부가적인 목적을 달성하기 위하여 개발되어진 시스템이다.⁽¹⁻⁴⁾ Fig. 1은 미끄러운 노면에서 슬립각(α , slip angle)이 일정할 때, 슬립율(slip ratio)의 변화에 따른 구동력 및 선회력(cornering force)의 특성을 나타내고 있다. 슬립율이 증가함에 따라 구동력은 급격히 증가하였다가 감소하며 선회력은 지속적으로 감소함을 알 수 있다. 즉, 선회 가속 혹은 직선 가속 운전시 최대의 구동력을 발휘하기 위해서는 타이어의 슬립을 적절히 제어하여 목표 구간(desired range) 안에 위치시키는 것이 바람직함을 알 수 있다.⁽⁴⁾ 이를 위한 장치가 TCS이며 ABS(Anti lock Brake System)는 제동시 차량의 안정성 및 조종성을 확보하기 위하여 사용되는 것이라는 차이가 있다. 따라서 많은 부품을 ABS와 공유하며 ABS와 함께 기능이 발전되고 있다.

지금까지 다양한 종류의 TCS가 여러 연구자들에 의해서 개발되었다. Haskara 등⁽⁵⁾은 점화시기를 조절

하였으며 Böning 등⁽⁶⁾은 연료 분사량을 제어함으로써 엔진 토크를 제어하는 TCS를 제안하였다. 하지만 이러한 방법들은 연비의 악화 및 유해 배출가스 증가가 우려되며 출력 제어의 범위는 좁다고 알려져 있다.⁽¹⁾ Jung 등⁽⁷⁾은 바퀴 제동력 및 엔진 스로틀 밸브(throttle valve)를 슬라이딩 모드 제어기법을 이용하여 조절함으로써 구동력을 제어하는 방법을 제안하였다. 또한 장효환 등⁽⁸⁾도 엔진 출력 및 바퀴의 제동력을 이용한 TCS를 개발하였다. 하지만 이러한 연구는 주로 전륜 구동(2WD, front wheel drive) 차량에 한정되어 있으며 종방향(longitudinal) 운동을 주로 서술하기 위한 저 자유도(DOF, degree of freedom)를 가지는 차량 모델을 이용한 결과이다.

이 경우, 종방향 운동에 대한 결과는 만족할 만한 결과를 나타내지만 조향 입력이 가해져 횡방향 운동이 커지면 정확성을 보장할 수 없게 된다.

따라서 이 연구에서는 전륜 구동 차량뿐만 아니라 사륜 구동(4WD, four wheel drive) 차량의 운동 특성을 해석할 수 있는 19 자유도를 가지는 전체 차량모델(full car model)을 제안한다. 또한 전체 차량 모델을 이용하여 엔진 출력 및 제동력을 동시에 독립적으로 제어하여 다양한 조건에서 최대의 구동력을 발휘할 수 있는 TCS 제어기를 소개한다. 즉, 바퀴에서 제동력을 제어하기 위하여 슬라이딩 모드 제어기를 설계하였으며 스로틀 밸브의 열림 각도를 조절하기 위한 PID 제어기를 개발하였다.

이러한 TCS 제어기의 개발을 통하여 차량의 급가속시 안정성 및 조종성을 확보하여 차량 및 승객의 안전성을 확보할 수 있을 것으로 사료된다. 특히 TCS가 4WD 차량에 장착될 경우, 네 바퀴를 동시에 독립적으로 제어하므로 장점을 더욱 잘 발휘할 수 있다. 한편 최근 사륜 구동 SUV(Sports Utility Vehicle) 혹은 RV(Recreation Vehicle) 등의 보급이 증가하면서 이에 대한 연구는 더욱 시급하다.

2. 차량 및 엔진의 수학적 모델

엔진에서 발생된 토크는 동력전달장치를 통하여 바퀴로 전달되며 차량의 안정성을 확보하기 위하여 ABS 혹은 TCS에 의하여 제어된다. 이러한 동적 특성을 기술하기 위해서는 전체 차량 모델뿐만 아니라 엔진 모델이 요구된다.⁽⁶⁾

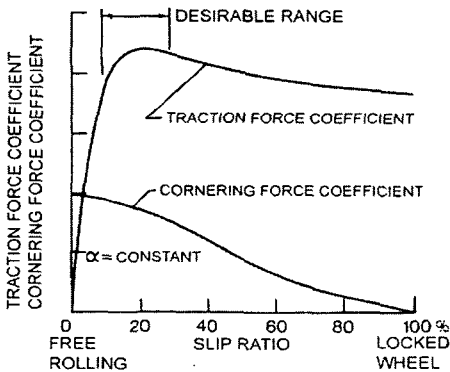


Fig. 1 Effect of slip ratio on cornering and traction force of a tire

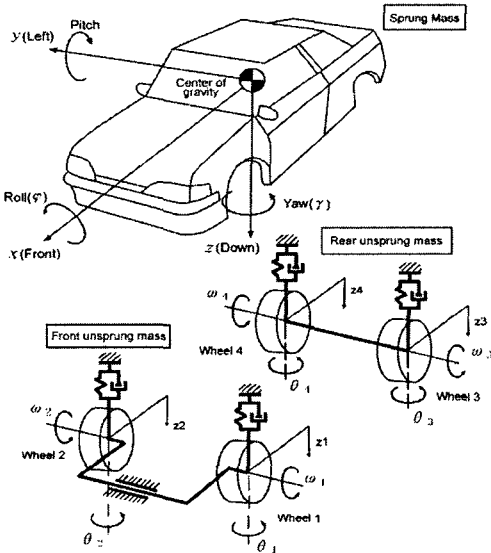


Fig. 2 19 degree of freedom vehicle model

2.1 전체 차량 모델

Fig. 2는 차량의 샤시(chassis) 부분의 구성을 보여 준다. 샤시의 각 부분에 대한 해석은 TCS의 성능을 모니터링하고 제어를 설계하는데 매우 중요하다. 이 연구에서 제안된 전체 차량 모델은 19 자유도를 가진다. 한편 구동력은 다양한 슬립율, 슬립각, 그리고 노면상태에서 실제 타이어와 비교적 유사한 특성을 보이는 Dugoff⁽⁹⁾ 모델이 사용되었다.

Fig. 2와 Newton 제 2법칙을 이용하여 전체 차량 모델을 구성한 것을 간단히 나타내면 아래의 식들과 같다.

$$m_{total}(\dot{v}_x - v_y\dot{\gamma}) = \sum_{i=1}^4 FX_i - F_D \cos\beta \quad (1)$$

$$m_{total}(\dot{v}_y + v_x\dot{\gamma}) = \sum_{i=1}^4 FY_i - F_D \sin\beta \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \Gamma &= I_z \frac{d^2\gamma}{dt^2} \\ &= aFY_1 + \frac{t_f}{2}FX_1 + aFY_2 - \frac{t_f}{2}FX_2 \\ &\quad - bFY_3 + \frac{t_r}{2}FX_3 - bFY_4 - \frac{t_r}{2}FX_4 \\ &\quad + M_{z1} + M_{z2} + M_{z3} + M_{z4} + M_{zr} \end{aligned} \quad (3)$$

$$I_{roll}\ddot{\phi} + B_{roll}\dot{\phi} + K_{roll}\phi = m_s g h_s \sin\phi - m_s (\dot{v}_y + v_x\dot{\gamma}) h_s \cos\phi \quad (4)$$

$$I_{u_i}\ddot{w}_i = -T_b - F_{xi}R_w - T_{roll_i} + T_{eng} \quad (5)$$

여기서 식 (1), (2), (5)의 i는 각각 왼쪽 앞바퀴, 오른쪽 앞바퀴, 왼쪽 뒷바퀴 그리고 오른쪽 뒷바퀴를 나타낸다.

식 (1) 및 식 (2)의 차량의 종력 및 횡력을 나타내는 FX_i 및 FY_i 는 다음과 같이 구한다.⁽¹⁰⁾

$$FX_i = (F_{xi} - F_{ni})\cos\delta_i - F_{yi}\sin\delta_i \quad (6)$$

$$FY_i = (F_{yi} - F_{ni})\sin\delta_i - F_{xi}\cos\delta_i \quad (7)$$

식 (6) 및 (7)에서의 F_{xi} 및 F_{yi} 는 Dugoff 식에 의한 각 타이어의 횡방향 힘과 종방향 힘의 합을 나타낸 것이다. 여기서 F_n 은 마찰계수 및 수직하중 F_z 에 의하여 계산된 구름저항력이다.⁽¹⁰⁾ 이 연구에서 마찰계수는 슬립율과 마찰계수와의 정보를 포함한 look-up table에서 얻어진다.

식 (3)은 z 평면의 요 축에 작용하는 토크를 나타낸 것이다. 첫 여덟 항은 타이어에서 발생하는 힘을 나타내며 다음 네 항은 타이어 얼라이닝 모멘트(alignment moments), 마지막은 공기역학에 의한 요 모멘트를 나타낸다.^(10,11) 식 (4)는 롤 거동을 나타내며 식 (5)는 바퀴에서의 동역학을 보여 준다. 식 (5)의 우측 세 번째 항은 바퀴 회전에 의해 발생하는 구름저항을 표시하며 마지막 항은 엔진에서 발생하는 구동 토크를 뜻한다.

한편 바퀴에서 구동력이 발생하여 차량이 가속되는 경우, 슬립을 다음과 같이 정의한다.

$$\lambda_i = \frac{R_u w_i - v_x}{R_u w_i} \quad (8)$$

2.2 엔진 모델

엔진의 수학적 모델은 연구 목적에 따라 매우 다양한 종류 및 형태 그리고 복잡성을 가진다. 이 연구에서는 Hendricks 등에 의하여 소개된 MVEM (Mean Value Engine Model)을 사용한다.^(12,13) MVEM은 직접 관측 가능한 엔진의 주요 변수의 평균값 뿐만 아니라 직접 측정할 수 없는 변수의 실시간 예측을 위하여 개발된 것이며 엔진의 제어 관련 연구나 제어 장치 개발에 유용하다.

이 연구에서는 전자제어 연료분사장치를 장착한

2000cc 급 엔진이 모델링 되었다. MVEM의 크랭크 샤프트 속도에 대한 상태방정식은 다음과 같다.

$$\dot{n} = \frac{1}{I_e \times n} (-P_L + P_B) + H_u \eta_i \dot{m}_f (t - \tau_d) \quad (9)$$

여기서 하나의 바퀴에 전달되는 구동토크 T_{eng} 는 크랭크샤프트의 회전속도 (n), 기어비 (ζ), 동력전달장치 (drive train) 효율 (η_t), 스로틀 밸브 각도 (θ_i)의 함수로 이루어진다.⁽¹⁴⁾

$$T_{eng} = \frac{1}{2} \theta \zeta \eta_t [c_1 \left(\frac{n}{100}\right)^2 + c_2 \left(\frac{n}{100}\right) + c_3] \quad (10)$$

여기서 상수 c_1, c_2 그리고 c_3 는 엔진 토크와 관련된 상수이다.

3. 제어기 설계

바퀴에서 발생하는 슬립을 슬립은 노면 조건, 차량 주행 조건 등에 따라 변화하나 최적의 구동력 또는 제동력을 발휘하는 값은 0.15~0.25로써 일정하다. 따라서 TCS는 주행 조건에 관계없이 0.15~0.25의 슬립을 발생시켜야 한다.^(2,5,10) 이 연구에서 제안되는 TCS는 슬라이딩 모드 제어기법을 이용한 바퀴 슬립 제어기 (wheel slip controller)와 PID 제어기법을 이용한 스로틀 밸브 열림각 제어기로 구성되어 있다.

3.1 바퀴 슬립 제어기

바퀴 슬립 제어기 즉, 브레이크 TCS 제어기의 설계 목표는 구동력을 유지하면서 바퀴의 미끄러짐을 제동력으로 제어하여 차량의 가속성 및 안정성을 유지하는 것이다.^(7,15) 이 연구에서는 최적 슬립을 도로 조건과 관계없이 0.2로 설정하였다. 식 (5)에서

$$\begin{aligned} \dot{w}_i &= \dot{\theta}_i \\ &= -\frac{1}{I_{ui}} (KP_{ui} A_u R_b + F_{zi} R_w + T_{rolli} - T_{eng}) \quad (11) \end{aligned}$$

$$= -(K_i u_i + \tau_{zi} + \tau_{ri} - \tau_{eng})$$

여기서 $K_i = KP_{ui} A_u R_b / I_{ui}$, $\tau_{zi} = F_{zi} R_w / I_{ui}$, $\tau_{ri} = T_{rolli} / I_{ui}$, $\tau_{eng} = T_{eng} / I_{ui}$ 이고 제어입력 $u_i = P_{ui}$ 이다. 슬라이딩 평면 S 는 다음과 같이 설정한다.

$$S = \left(\frac{d}{dt} + \lambda \right) \int_0^t \lambda_r dr = \lambda_r + \lambda \int_0^t \lambda_r dr \quad (12)$$

여기서 $\lambda_r = \lambda_{di} - \lambda_i$ 다. 슬라이딩 평면 S 의 미분값은 식 (8) 및 (11) 그리고 (12)에서

$$\begin{aligned} \dot{S} &= \frac{1}{R_w \dot{\theta}_i^2} [\dot{\theta}_i \ddot{x} + (K_i u_i + \tau_{zi} + \tau_{ri} - \tau_{eng}) \dot{x} \\ &\quad + R_w \dot{\theta}_i^2 \lambda (\lambda_{di} - \lambda_i)] \quad (13) \end{aligned}$$

와 같다. 연속제어기법에서 최적 근사값은 다음과 같이 구할 수 있다.⁽¹⁶⁾

$$\begin{aligned} \hat{u}_i &= -\frac{1}{x K_i} [\dot{\theta}_i \ddot{x} + (\tau_{zi} + \hat{\tau}_{ri} - \hat{\tau}_e) \dot{x} \\ &\quad + R_w \dot{\theta}_i^2 \lambda (\lambda_{di} - \lambda_i)] \quad (14) \end{aligned}$$

여기서 $u_i = \hat{u}_i + \bar{u}_i$ 라 할 때, \bar{u}_i 는 다음과 같이 가정할 수 있다.

$$\bar{u}_i = -\frac{\tau_{ri}^* + \tau_e^* + \eta}{K_i} \text{sgn}(S) \quad (15)$$

식 (14)와 (15)는 다음과 같은 슬라이딩 조건을 만족시킴을 알 수 있다.

$$\frac{1}{2} \frac{d}{dt} S^2 = S \times \dot{S} \leq -\eta |S|, (\eta \geq 0) \quad (16)$$

따라서 제어입력 u_i 는 식 (14) 및 (15)에서 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} u_i &= \hat{u}_i + \bar{u}_i \\ &= -\frac{1}{x K_i} [(\tau_{zi} + \hat{\tau}_{ri} - \hat{\tau}_e) \dot{x} \\ &\quad + \dot{\theta}_i \ddot{x} + R_w \dot{\theta}_i^2 \lambda (\lambda_{di} - \lambda_i)] \\ &\quad - \frac{\tau_{ri}^* + \tau_e^* + \eta}{K_i} \text{sgn}(S) \quad (17) \end{aligned}$$

식 (17)에서 $\text{sgn}(S)$ 함수의 불연속성에 의하여 발생하는 채터링 (chattering) 문제는 $\text{sat}(S/\Phi)$ 함수를 이용하여 효과적으로 제거할 수 있다.⁽¹⁶⁾

3.2 스로틀 밸브 제어기

엔진에서 발생하는 토크를 제어하기 위하여 이 연구에서는 스로틀 밸브의 각도를 제어하는 PID 제어기를 설계하였다. 바퀴에서 적절한 슬립을 유지하기 위하여 요구되는 회전속도, w^* 는 식 (8)을 이용하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

Table 1 Vehicle and engine variables and control parameters

m_{total}	1280kg	m_s	1160kg
I_z	2500kgm ²	R_b	0.16m
I_{roll}	750kgm ²	h_s	0.2m
K_{roll}	45000Nm/rad	c_1	6.0Nm/rad ²
B_{roll}	2600Nm/(rad/sec)	c_2	59.16Nm/rad ²
$t_f t_r$	1.33m	c_3	25.0Nm
a	1.203m	η_t	0.85
b	1.217m	H_u	43000kJ/kg
I_w	2.1kgm ²	I_e	0.48kgm ²

$$w_i^* = \frac{v_{zi}}{R_w(1-\lambda_{di})} \quad (18)$$

여기서 요구되어지는 바퀴의 회전속도와 측정된 회전속도와의 차이 ($e = w_i^* - w_i$)를 최소화시키기 위한 스톱 밸브의 각도 t 는 디지털 PID 제어기에 의하여 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$\theta_t(k) = \theta_t(k-1) + (K_p + K_i + K_d)e(k) - (K_p + sK_d)e(k-1) + K_d e(k-2) \quad (19)$$

여기서 K_p, K_i 와 K_d 는 비례, 적분, 미분 이득이다.

4. 결과 및 고찰

여기에서는 브레이크 TCS와 엔진 TCS 그리고 통합 TCS의 성능을 다양한 조건에서 비교하였다. 모델 및 제어식의 주요 변수는 Table 1에 나타내었다.⁽¹⁴⁾

4.1 직진 가속시 TCS의 응답

미끄러운 노면에서 과도한 가속 페달 입력이 가해지면 바퀴가 헛돌아 엔진 출력 낭비 및 운전 안정성 악화가 발생된다. Fig. 3는 균일한 빙판노면에서 급가속 입력에 대한 TCS를 장착하지 않은 차량의 응답을 나타내고 있다. 이때, 조향 입력은 가해지지 않았으며 스톱 밸브에는 0°에서 50°로 갑자기 열리는 스텝 입력이 가해졌다고 가정하였다. 그림을 살펴보면 스톱 밸브가 열린 직후 슬립은 급격히 증가하여 바퀴가 헛돌아서 차량의 가속이 거의 불가능함을 알 수 있다. 또한 Fig. 3은 4WD차량의 경우, 2WD차량 보다 바퀴의 슬립이 적게 발생함을 보여주고 있다.

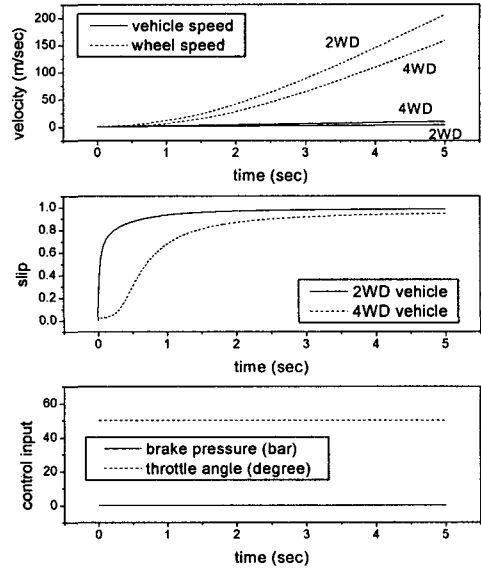


Fig. 3 Dynamic responses of 2WD & 4WD vehicle on icy road when TCS is not applied

이는 엔진에 발생된 동력이 네 개의 바퀴로 분산되어 구동력이 각 바퀴에서 적게 발생되기 때문이다.⁽¹⁵⁾ 따라서, 구동력에 대한 특별한 제어 장치가 부착되지 않더라도 4WD 차량은 빙판 노면에서 급가속시 미끄러짐의 방지에 약간의 효과가 있음을 알 수 있다.

Fig. 4 및 Fig. 5는 빙판 노면에서 브레이크 TCS를 사용하였을 경우와 엔진 TCS를 사용하였을 경우 차량의 응답을 나타내고 있다. 브레이크 TCS를 사용한 경우, 스톱 밸브는 50°를 유지하며 엔진 TCS를 사용한 경우, 브레이크 입력은 없다고 가정한다.

두 경우 모두 매우 빠른 속도로 최적의 슬립 값을 가지도록 차량이 제어되어 우수한 가속성능을 보여줌을 알 수 있다.

하지만 실제 차량의 경우, 브레이크 TCS를 사용하면 hunt 현상이 발생할 가능성이 높아진다. hunt 현상이란 한쪽 바퀴가 헛돌기 시작하면 TCS 제동장치는 동작을 시작하며 이 때, 다른 쪽 바퀴에는 과도한 구동 토크가 전달된다. 따라서 다른 쪽 바퀴도 헛돌기 시작하여 양쪽 바퀴가 차례로 제동력을 발생시켜 진동 및 소음을 유발시키는 현상이다.^(15,17) 즉, 승차감이 악화되며 브레이크 패드의 빠른 마모 및 연료의 낭비를 피할 수 없다.

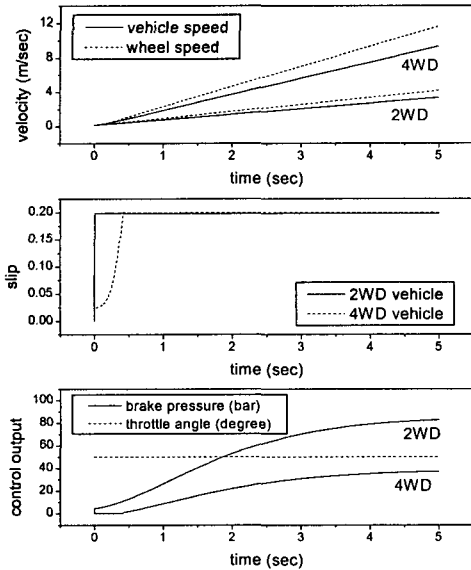


Fig. 4 Dynamic responses of 2WD & 4WD vehicle on icy road when the brake TCS is applied

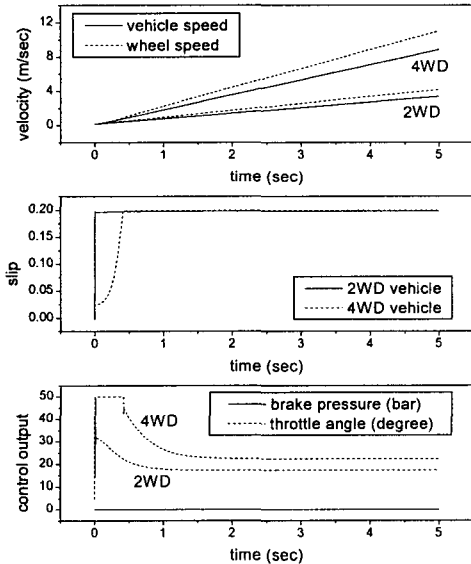


Fig. 5 Dynamic responses of 2WD & 4WD vehicle on icy road when the engine TCS is applied

반대로 엔진 TCS를 사용하는 경우, 스톱 밸브의 열림에 따른 엔진의 응답 지연 및 정확한 공연비 제어의 어려움 등에 따른 유해 배출가스의 증가가 우려된다.^(5,6) 이와 같이 브레이크 TCS와 엔진 TCS의 동 특성은 유사하지만 정숙성 및 운전성은 다소 차이가 발생할 수 있다.

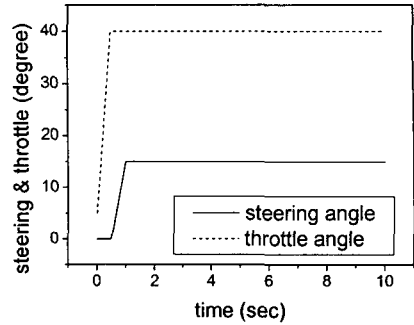


Fig. 6 Steering and throttle input

4.2 선회 가속시 TCS의 응답

차량이 정지상태에서 급출발 후 급조향 입력이 가해질 때 차량의 응답을 살펴보았다. 조향각 및 스톱 밸브의 열림 각은 Fig. 6에 나타내었다.

Fig. 7은 TCS를 장착하지 않았을 때의 차량의 응답 및 궤적을 보여준다. 2WD 차량의 경우, 전륜에 작용하는 과도한 구동력과 가속시 후륜으로의 하중이동으로 인하여 슬립이 급격히 커지는 것을 알 수 있다. 따라서 선회를 위한 적절한 속도 및 횡방향 가속도가 발생되지 않아 조향 성능이 악화된다.⁽¹⁵⁾ 4WD 차량의 경우, 이와 반대로 후륜에서의 구동력 증가로 인하여 큰 요속도와 횡가속도가 발생함을 알 수 있다. 또한 큰 슬립각은 조향 성능이 악화되었음을 의미한다.

Fig. 8에 나타낸 차량 궤적을 통하여 이러한 사실을 확인할 수 있다. 즉, 차량이 가속됨에 따라 2WD 차량은 선회반경이 점점 커지는 understeer 현상이 발생하고 있다. Wong⁽⁴⁾에 따르면 understeer는 조향 휠이 고정된 상태에서 차량을 가속하면 회전반경이 점점 커지는 현상을 뜻한다. 반대로 4WD의 경우 차속이 증가함에 따라 차량의 선회반경이 점점 작아지는 것을 확인할 수 있다. 이와 같은 현상을 oversteer라 한다.⁽⁴⁾

Mohan 등⁽¹⁵⁾은 선회 주행 중 구동력 또는 제동력을 증가시키면 타이어에서의 횡력 감소를 발생시켜 큰 슬립각을 유도한다고 설명하였다. 만약 횡력의 감소가 전륜에서 시작되면 understeer 현상이 발생된다. 또한 후륜에서 큰 미끄럼각이 발생되면 차의 뒷부분은 바깥쪽으로 미끄러지며 앞부분은 회전 반경의 안쪽으로 향하는 oversteer 현상이 일어난다. 이러한 understeer 및 oversteer 현상은 가, 감속에 의한 수직하중의 이동, 현가장치

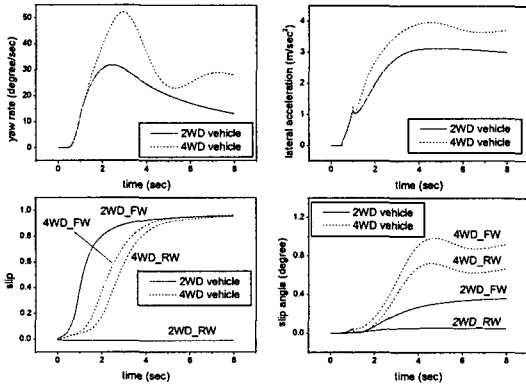


Fig. 7 Dynamic responses of 2WD & 4WD vehicle on wet asphalt when TCS is not applied

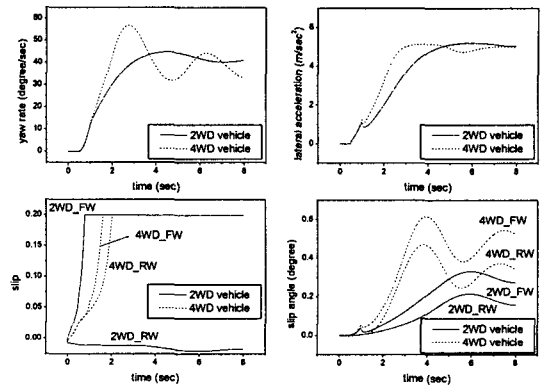


Fig. 9 Dynamic responses of 2WD & 4WD vehicle on wet asphalt when brake TCS is applied

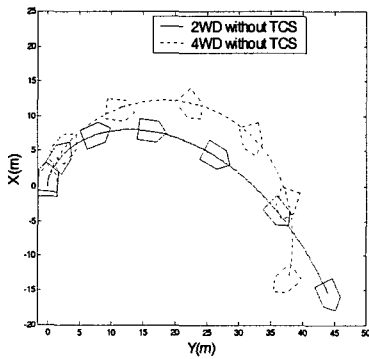


Fig. 8 Vehicle trajectories of 2WD & 4WD vehicle on wet asphalt when TCS is not applied

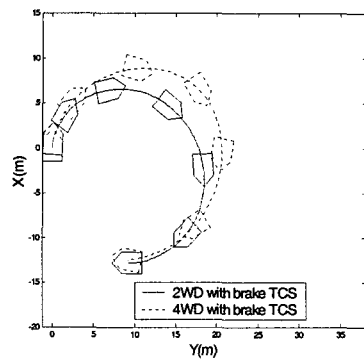


Fig. 10 Vehicle trajectories of 2WD & 4WD vehicle on wet asphalt when brake TCS is applied

변형에 따른 캠버각의 변화, 노면 및 타이어의 변화 그리고 운전자에 의한 선회, 제동, 가속 입력 등에 따라 크게 영향을 받는다.

브레이크 TCS를 장착한 차량에 가속 및 조향 입력을 가하였을 경우, 차량의 응답 및 궤적을 Fig. 9 및 Fig. 10에 나타내었다.

2WD 차량의 전륜 및 4WD 차량의 전, 후륜은 최적 슬립을 가지도록 잘 제어되고 있음을 알 수 있다. 하지만 2WD 차량의 후륜은 구동력이 발생하지 않으며 노면과의 마찰 등의 이유로 차량 속도에 따라가지 못하여 음의 슬립값을 가짐을 알 수 있다. 또한 4WD 차량의 경우, 후륜에서 발생하는 구동력에 의하여 선회운동이 다소 불안정한 것을 확인할 수 있다. 즉, 요 속도 및 슬립각은 조향 입력이 일정함에도 불구하고 안정되지 못함을 그림은 나타내고 있다. 또한, 이때의 과도한 요 속도 및 슬립각 그리고 횡가속도의 급격한

증가는 oversteer 현상이 발생하였음을 의미한다.

브레이크 TCS를 사용한 경우 차량의 궤적을 나타낸 Fig. 10을 살펴보면 4WD 차량은 차량의 진행 방향과 전면이 향하고 있는 방향이 조금씩 차이 남을 알 수 있다. 즉, 슬립각이 크게 발생하였다는 것을 의미하며 차량의 전면은 회전 반경의 안쪽을 향하고 있어 oversteer 현상이 발생하였음을 확인할 수 있다.

Fig. 11은 2WD 및 4WD 차량에 엔진 TCS를 장착한 경우, Fig. 6에 나타낸 급가속 및 급조향 입력이 가해졌을 때 차량의 응답을 나타낸다.

스로틀 밸브의 열림각은 전륜 왼쪽 바퀴에서 발생하는 슬립을 기준으로 제어되어 두 차량의 응답은 브레이크 TCS를 장착한 경우보다 비슷하게 나타난다. 하지만 이 경우, 후륜 또는 오른쪽 바퀴의 슬립각은 적절히 제어되지 못한다.⁽¹⁷⁾

한편, Fig. 12에 나타낸 궤적을 살펴보면 4WD

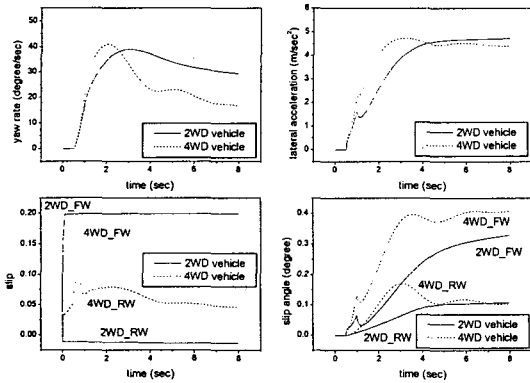


Fig. 11 Dynamic responses of 2WD & 4WD vehicle on wet asphalt when engine TCS is applied

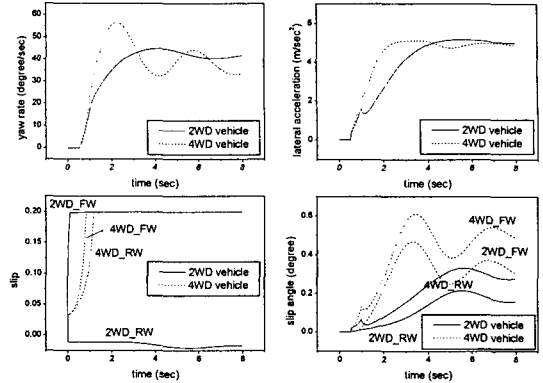


Fig. 13 Dynamic responses of 2WD & 4WD vehicle on wet asphalt when integrated TCS is applied

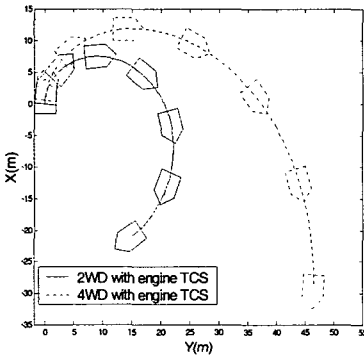


Fig. 12 Vehicle trajectories of 2WD & 4WD vehicle on wet asphalt when engine TCS is applied

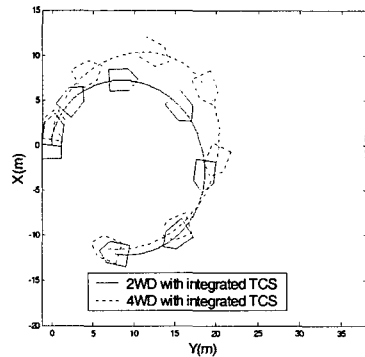


Fig. 14 Vehicle trajectories of 2WD & 4WD vehicle on wet asphalt when integrated TCS is applied

차량은 속도가 빨라짐에 따라 understeer 현상이 나타남을 알 수 있다. 즉, 차량의 선회 반경은 TCS가 장착되지 않은 차량보다 더 커짐을 확인할 수 있다. 2WD 차량의 경우도 속도 증가로 인하여 점차 회전 반경이 커져 마침내 understeer가 발생함을 확인할 수 있다.

지금까지의 결과들을 살펴보면 제동력을 이용하는 브레이크 TCS는 후륜에서 전륜으로 하중의 이동으로 인하여 oversteer 현상을 유발하며 구동력을 제어하는 엔진 TCS는 understeer 현상을 발생시킴을 확인할 수 있다.

이러한 단점 때문에 통합 TCS가 개발되었다. Fig. 13은 통합 TCS를 장착한 2WD 및 4WD 차량의 성능을 나타낸다. 운전조건 및 입력은 앞의 해석과 동일하지만 4WD 차량은 스톱 앤드 갱의 열림 각을 후륜 왼쪽 바퀴를 기준으로 제어한다.

차량의 운동성능은 대체로 브레이크 TCS를 장

착한 경우와 비슷하지만 응답 속도가 약 0.3초 정도 빨라짐을 알 수 있다. 또한 슬립은 보다 빨리 0.2의 값으로 수렴함을 확인할 수 있다.

Fig. 14는 통합 TCS를 장착한 차량의 궤적을 나타낸다. 회전반경은 브레이크 TCS를 장착한 경우보다 약간 크며 엔진 TCS를 장착한 경우보다 작아진 것을 나타낸다. 즉, oversteer 및 understeer 현상이 감소하여 차량 안정성을 개선시킴을 알 수 있다. 또한 통합 TCS를 적용할 경우, hunt 현상의 발생 가능성을 감소시킬 수 있다.⁽¹⁷⁾

5. 결 론

이 연구는 브레이크 TCS, 엔진 TCS 그리고 통합 TCS를 장착한 2WD 및 4WD 차량이 직선 가속운동 또는 선회 가속운동을 할 경우 차량의 응답 및 제어기의 개발과 성능을 살펴보기 위하여 실시되었다.

이를 위하여 2WD 차량뿐만 아니라 4WD 차량의 운동을 해석할 수 있는 19 자유도의 전체 차량 모델을 개발하였다. 또한 요구 슬립값을 가지도록 슬라이딩 모드 제어기법을 사용하여 브레이크를 제어하였으며 PID 제어기법을 사용하여 엔진의 스로틀 밸브의 열림 각을 조정하였다.

이 연구를 통하여 얻어진 결론은 다음과 같다.

(1) 미끄러운 노면에서 급가속은 바퀴의 미끄러짐을 유발하여 차량의 안정성 및 가속성을 악화시킨다. 직진 가속운동의 경우, TCS가 장착되지 않은 차량은 빙판 노면에서 슬립이 급격히 상승하여 가속이 거의 이루어지지 않음을 알 수 있다.

(2) 젖은 아스팔트 노면에서 급가속 및 급선회가 이루어지면 TCS가 장착되지 않은 2WD 차량은 심각한 understeer가 발생되어 조향이 거의 불가능해진다. 이는 차량의 하중이 후륜으로 이동하여 전륜에서의 구동력이 감소하기 때문이다. 반대로 4WD 차량은 후륜에서의 과도한 구동력에 의하여 oversteer가 발생하여 조향력 및 차량 안정성이 악화된다.

(3) 브레이크 TCS를 장착한 차량의 경우, 젖은 아스팔트 노면에서 급가속 및 급선회는 TCS의 제동에 의하여 oversteer가 발생되며 엔진 TCS를 장착한 차량은 구동력에 의하여 understeer가 발생된다.

(4) 통합 TCS는 understeer 및 oversteer의 발생을 억제하여 차량의 안정성을 개선시키며 가속성능 및 조향성능의 향상을 유도함을 확인하였다.

참고문헌

- (1) Denton, T., 1995, *Automobile Electrical and Electronic Systems*, SAE International, Warrendale, pp. 243~259.
- (2) Khatun, P., Bingham, C. M. and Mellor, P. H., 2001, "Comparison of Control Methods for Electric Vehicle Antilock Braking/Traction Control Systems," *SAE Transaction*,
- (3) Jaward, B., Hachem, N., Cizmic, S., Leese, J. and Bowerman, W., 2000, "Traction Control Applications in Engine Control," *SAE Transaction*, SAE paper 2000-01-3464.
- (4) Wong, J. Y., 2001, *Theory of Ground Vehicles*, 3rd ed., John Wiley and Sons, New Jersey, pp.342~350.
- (5) Haskara, İ., Özgüner, Ü. and Winkelman, J., 2000, "Wheel Slip Control for Antispin Acceleration via Dynamic Spark Advance," *Control Engineering Practice*, Vol. 8, pp.1135~1148.
- (6) Böning, B., Folke, R. and Franzke, K., 1992, "Traction Control(ASR) using Fuel-Injection Suppression A Cost Effective Method of Engine-Torque Control," *SAE Transaction*, SAE paper 920641.
- (7) Jung, H., Kwak, B. and Park, Y., 2000, "Slip Controller Design for Traction Control System," *Intl. Journal of Automotive Technology*, Vol. 1, No. 1, pp. 48~55.
- (8) Chang, H., Song, J., Kim, B. and Kim, S., 1999, "Simulation-Based Development of Engine/Brake Integrated TCS Control Logic," *Trans. of KSAE*, Vol. 7, No. 4, pp. 148~159.
- (9) Dugoff, H., Francher, P. S. and Segel, L., 1970, "An Analysis of Tire Traction Properties and Their Influence on Vehicle Dynamic Performance," *SAE Transaction*, SAE paper 700377.
- (10) Song, J., Boo, K. and Lim, C., 2003, "A Study on the Performances of Hybrid Type Electric Brake System," *Trans. of KSME (A)*, Vol. 27, No. 9, pp. 1492~1498.
- (11) Kazemi, R., Hamed, B. and Javadi, B., 2000, "A New Sliding Mode Controller for Four-Wheel Anti-Lock Braking System(ABS)," *SAE Transaction*, SAE paper 2000-01-1639.
- (12) Hendrick, E. and Sorenson, S. C., 1990, "Mean Value Modeling of Spark Ignition Engines," *SAE Transaction*, SAE paper 900616.
- (13) Fons, M., Muller, M., Chevalier, A., Vigild, C., Hendrick, E. and Sorenson, S. C., 1999, "Mean Value Engine Modeling of an SI Engine with EGR," *SAE Transaction*, SAE paper 1999-01-0909.
- (14) Smith, D. E. and Starkey, J. M., 1995, "Effects of Model Complexity on the Performance of Automated Vehicle Steering Controller : Model development, Validation and Comparison," *Vehicle System Dynamics*, Vol. 24, pp.163~181.
- (15) Mohan, S. K. and Williams, R. C., 1995, "A Survey of 4WD Traction Control Systems and Strategies," *SAE Transaction*, SAE paper 952644.
- (16) Slotine, J. and Li, W., 1991, *Applied Nonlinear Control*, Prentice-Hall International Ed., New Jersey, pp. 276~310.
- (17) Holzwarth, R. and May, K., 1994, "Analysis of Traction Control Systems Augmented by Limited Slip Differentials," *SAE Transaction*, SAE paper 940831.