

〈논 문〉 SAE NO. 97370083

선회시 차량의 주행 안정성을 위한 최적의 구동차륜 슬립제어

Optimal Wheel Slip Control for Vehicle Stability During Cornering

박 종 현*, 김 찬 영**
J. H. Park, C. Y. Kim

ABSTRACT

Traction control systems are used to prevent the wheel slippage and to maximize the traction force. A new scheme of controlling the wheel slip during cornering by varying the slip ratio as a function of the slip angle is proposed and dynamically simulated with the model of a front-wheel-driven passenger vehicle. Simulation results show that the proposed scheme is superior to conventional ones based on the fixed slip ratio during cornering and lane changes.

주요기술용어 : TCS(구동 제어 시스템), Slip Ratio(슬립율), Slip Angle(슬립각), FWD/FWS(전륜구동/전륜조향), Yaw rate(요율)

———— 기 호 설 명 ————

F_x : Tire longitudinal force
 F_y : Tire lateral force
 r : Yaw rate
 V_x : Longitudinal velocity
 V_y : Lateral velocity
 α : Slip angle
 δ : Steering angle
 φ : Yaw angle

ϕ : Roll angle
 $\dot{\phi}$: Roll rate
 λ : Slip ratio
 ω : Wheel rotational velocity

1. 서 론

운전자가 미끄러운 노면에서 차량을 과도하게 가속하게 되는 경우, 차륜이 미끄러지게 된다. 차륜이 미끄러지게 되면 차량의 구동력이 감소되고 차량의 불안정성이 증가된다. 최근 안정성에 대한 개념이 더욱 요구되는 가운데 ABS(Antilock Brake System)가 이미 차량에

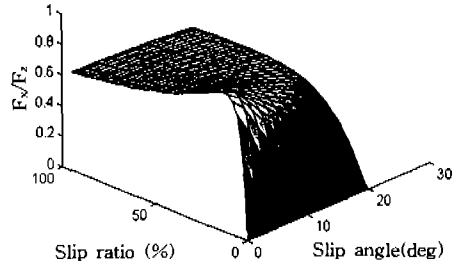
* 정희원, 한양대학교 정밀기계공학과 교수
** 대우자동차(주)

필수호가 되고 있는 시점에서, TCS(Traction Control System)라는 시스템이 등장하여 많은 발전을 이루고 있다. TCS는 미끄러운 노면에서 가속시에 구동륜의 슬립을 방지하여, 가속 성능과 선회성능을 향상시키는 시스템이며, 적절한 슬립율을 유지시키므로써, 직진구동력을 극대화시키기 위해서 사용된다. 슬립율은 $(R\omega - V)/R\omega$ 로써 정의되며, 여기서 R은 타이어의 유효반경, ω 는 차륜의 회전속도를, V는 차량의 속도를 나타낸다.

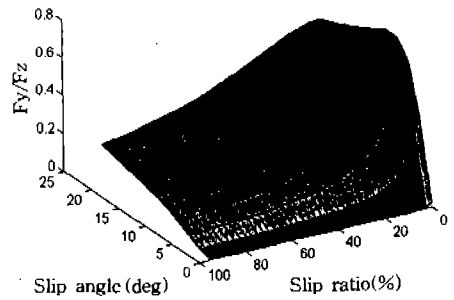
TCS 관련 연구들의 예로는, 1980년대에 ETC(Electronic Traction Control) 시스템이 등장한 이후 Toyota¹⁾에서는 엔진의 주 트로틀 밸브외에 보조 트로틀 밸브를 적용하고, 노면 상태에 따른 트로틀 적용계등으로 소음 진동 때문에 기피하게 되는 브레이크 제어를 사용하지 않고도 트로틀 제어만으로 성능을 향상시켰고, GM²⁾에서는 엔진 점화지연과 브레이크 제어를 통합하는 시스템을 개발하는 등, 각 회사 나름대로의 TCS를 개발하였다. 일반적으로 TCS는 트로틀 제어, 연료 분사제한, 브레이크 제어, LSD(Limited Slip Differential)중 한가지 또는 그의 조합으로 구성되어 있다. 그러나, 전륜구동 차량에 있어서는 트로틀 밸브 차단만으로 충분하다.³⁾

최근 들어서는, TCS는 차량의 가속성능뿐만 아니라, 차량 안정성을 향상시키는 선회성능에 역점을 두는 방향으로 발전을 하고 있다. BMW AG⁴⁾에서는 DSC(Driving Stability Control)를 개발하고, Bosch⁵⁾에서는 VDC(Vehicle Dynamic Control)를 개발하는 등 안정성 측면의 중요성을 부각하여, 요율센서(yaw rate sensor), 횡가속도계(lateral accelerator), 휠각센서(wheel angle sensor) 등을 장착하여 다양한 안정성 제어를 하고 있다.

일반적으로 직진주행시에 있어서 강한 직진구동력만이 요구되는 반면, 선회시에 있어서는 횡방향의 미끄러짐이 없이, 선회하는 차량의 안정성을 증가시키기 위한 더 많은 횡구동력이 요구된다. 차륜이 향한 방향과 진행하는 방향의 차이를 슬립각(slip angle)이라 하며, 구동력은 슬립을



(a) Longitudinal tire force



(b) Lateral tire force

Fig.1 Longitudinal and Lateral Tire Forces as Functions of the Slip Angle and the Slip Ratio

과 슬립각의 함수이다. Fig.1은 일반적인 타이어의 마찰특성이다.⁶⁾ 여기서, F_z 는 타이어가 지면으로부터 지면의 수직방향으로 받는 힘이다. 슬립각이 증가함에 따라 종구동력 계수가 최대가 되는 점이 더 큰 슬립을 영역으로 이동하며, 횡구동력 계수는 슬립율이 0일때 최대치를 보이고, 슬립앵글이 증가함에 따라 커지는 것을 볼 수 있다. 따라서 선회시에는 작은 슬립율을 갖는 것이 바람직하다. 하지만, 슬립율이 너무 작으면 구동력의 상당한 양을 잃게 되어 직진주행의 어려움이 있으므로 직진구동력과 횡구동력을 적절히 조절하는 최적의 방법이 있어야 한다.

본 논문에서는 소음과 진동을 유발시키게 되는 브레이크 제어를 피하고, 전륜 구동 차량에 있어서 충분하게 되는 트로틀을 제어만으로, 현재 안정성 제어에 사용되는 센서들을 이용하여, 기존의 TCS의 기본원리 위에 가속성능과 선회성능을 위한 직진구동력과 횡구동력을 최적화시키는 휠

슬립제어(wheel slip control)를 제안한다. 이 기법에서는 목표 슬립율이 차량의 속도, 요율(yaw rate), 조향각(steer angle)의 측정후 추정된 슬립각의 함수로 주어진다. 이 제어기법은 전륜구동, 전륜조향 차량에 대해 시뮬레이션 되었다. 2절에서는 시뮬레이션에 사용된 차량모델을 유도하였고, 3절에서는 제안된 제어 알고리즘을 설명하였다. 4절에서는 시뮬레이션 결과를 설명하였고, 5절에서는 결론을 말하였다.

2. 드라이브 트레인 및 차량동역학 모델

본 논문에서 사용한 차량의 모델을 드라이브 트레인 및 차량동역학으로 나누어 상세히 나누어 아래와 같이 설명할 수 있다. 모델의 각종 파라미터들은 표 1에 나타나 있다.

2.1 드라이브 트레인

드라이브 트레인은 Fig.2와 같이 엔진, 토크컨버터, 자동변속기, 차동기어등으로 구성되어 있다. 엔진은 트로틀각과 엔진속도의 함수로 표현되는 토크의 동력원이며, 흡입 시스템에서의 지연시간(log time)에 의해 발생하고 엔진속도에

의존하는 시간지연(time delay)를 고려해 다음과 같은 함수로 표현하였다.⁷⁾

$$T_e(s) = e^{-\frac{\alpha}{\omega_c} s} \cdot T(\theta, \omega_e) \tag{1}$$

여기서, T_e 는 토크컨버터로 전해지는 엔진 토크이며, α 는 시상수, ω_c 는 엔진회전속도를 나타낸다. 그리고, T 는 트로틀각과 엔진회전속도에 의해 결정되는 엔진의 출력 토크이다. 본 논문에서 사용된 엔진맵 $T(\theta, \omega_e)$ 은 자동차회사가 실험적으로 구한 승용차의 데이터를 사용하였다.

엔진에서 나오는 토크는 토크컨버터의 펌프 축과 연결되어 동력을 전달하며 그 식은 다음과 같다.

$$\dot{w}_e = \frac{1}{I_e} (T_e - T_p - T_t) \tag{2}$$

여기서, I_e 는 엔진의 Inertia를 나타내며, T_p 는 토크컨버터의 펌프토크를, T_t 는 엔진회전수로 결정되는 마찰에 의한 토크이다.

토크컨버터는 토크변환영역과 유체커플링영역으로 나누어 펌프와 터어빈의 속도비에 따른 각각의 용량계수와 토크비로 펌프의 토크(T_p)과 터어빈의 토크(T_t)를 다음과 같이 계산한다.

$$T_p = 10^{-5} \cdot C_f \cdot \omega_c^2 \tag{3}$$

$$T_t = \mu \cdot T_p \tag{4}$$

Table 1 Vehicle Parameters

m_b	Vehicle sprung mass	1460	kg
h	Height of C.G above ground	0.52	m
e	Distance from roll center to sprung mass C. G.	0.39	m
I_{zz}	Vehicle yaw inertia	2400	kgm ²
I_{xx}	Vehicle roll inertia	460	kgm ²
I_{wheel}	Inertia of the each wheel	1.4	kg
t_f	Front track width	0.761	m
t_r	Rear track width	0.755	m
R	Radius of the wheels	0.31	m
$K_{r\phi}$	Front roll stiffness	38.40	KNm/rad
$K_{r\phi}$	Rear roll stiffness	31.42	KNm/rad
$C_{r\phi}$	Front roll damping	1756	Ns/rad
$C_{r\phi}$	Rear roll damping	1756	Ns/rad

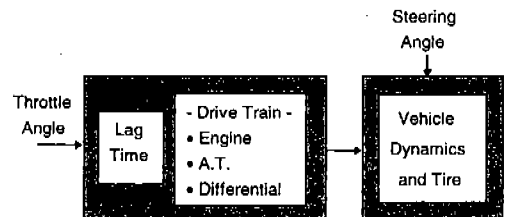


Fig.2 System Block Diagram

여기서, C_s 는 속도비에 따른 토크컨버터의 용량계수, ω_e 는 엔진의 회전속도, μ 는 속도비에 따른 토크비를 나타낸다. 터버인의 토크가 자동변속기로 전해지게 되고, 차동기어에 의해 최종적으로 축으로 전달되게 된다.

자동변속기는 단순히 기어비와 그의 효율만을 고려하고, 유성기어의 관성과 차축의 속도 및 트로틀각의 함수로 표현되는 변속패턴은 무시하였다.

2.2 차량동역학

차량동역학 모델은 8 자유도(4휠의 회전운동, 요잉, 롤링, 그리고 직진방향과 횡방향의 운동)가 사용되어졌다. 피칭(pitching)운동과 비현가 질량(unsprung mass)의 수직운동은 무시하였다.

Fig.3으로부터 직진 방향과 횡방향 및 요잉 방향에 대한 관계식을 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} \sum F_x &= F_{x1} \cos \delta_1 + F_{x2} \cos \delta_2 \\ &\quad - F_{y1} \sin \delta_1 - F_{y2} \sin \delta_2 \\ &\quad + F_{x3} + F_{x4} - D_x \\ &= M(\dot{V}_x - V_y \cdot \dot{\varphi}) \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \sum F_y &= F_{x1} \sin \delta_1 + F_{x2} \sin \delta_2 \\ &\quad + F_{y1} \cos \delta_1 + F_{y2} \cos \delta_2 \\ &\quad + F_{y3} + F_{y4} - D_y \\ &= M(\dot{V}_y + V_x \cdot \dot{\varphi}) \end{aligned} \quad (6)$$

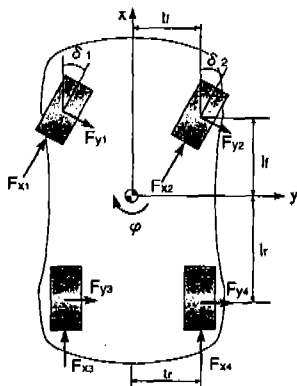


Fig.3 Vehicle Plane Motion

$$\begin{aligned} \sum M_z &= l_f F_{x1} \sin \delta_1 + l_f F_{x2} \sin \delta_2 \\ &\quad + l_f F_{y1} \cos \delta_1 + l_f F_{y2} \cos \delta_2 \\ &\quad - l_r F_{y3} - l_r F_{y4} + t_f F_{x1} \cos \delta_1 \\ &\quad - t_f F_{x2} \cos \delta_2 + t_f F_{y1} \sin \delta_1 \\ &\quad + t_f F_{y2} \sin \delta_2 + t_r F_{x3} - t_r F_{x4} \\ &\quad + M_{z1} + M_{z2} + M_{z3} + M_{z4} \\ &= I_{zz} \cdot \ddot{\varphi} \end{aligned} \quad (7)$$

여기서, M 은 차량 전체의 질량, I_{zz} 는 z방향의 관성모멘트, r 은 요율(yaw rate, $\dot{\varphi}$), V_x , V_y 는 각각 직진방향과 횡방향의 속도, δ 는 조향각, D_x , D_y 는 각각 x, y 방향의 공기저항력이다. 롤 방향의 운동을 위해서 Fig.4에 나타난 차량 모델을 사용하였으며, x축에 대해 차량의 롤 운동방정식은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} \sum M_x &= -K_\phi \cdot \phi - C_\phi \cdot \dot{\phi} \\ &\quad + m_s \cdot g \cdot e \cdot \sin \phi \\ &= I_{xx} \cdot \ddot{\phi} + m_s \cdot e \cdot (\dot{V}_y + V_x \cdot \dot{\varphi}) \end{aligned} \quad (8)$$

여기서, K_ϕ 는 롤강성(roll stiffness), C_ϕ 는 롤댐핑(roll damping)을 나타내며, I_{xx} 는 x축에 대한 관성모멘트, m_s 는 현가질량(sprung mass)이고, e 는 볼록에서 현가질량의 무게중심까지의 거리이다.

타이어는 비정상상태에서 시뮬레이션의 정확성을 높이기 위해 입력변수와 출력변수의 데이터를 토대로 curve fitting한 비선형모델인 Pacejka 모

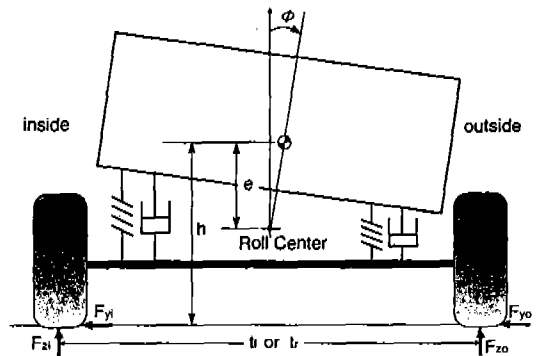


Fig.4 Vehicle Roll Motion

델⁸⁾을 사용하였다. 타이어의 운동상태와 노면 조건에 의해 식 (5)~(7)에 사용된 F_x, F_y 가 결정된다.

3. 제어 알고리즘(Control algorithm)

3.1 목표 슬립율(Target slip ratio)

슬립각(Slip angle)이 증가함에 따라 직진구동력이 최대값으로 되는 점은 Fig.5와 같이 슬립율이 더 큰 방향으로 이동한다. 최대의 직진구동력을 받기 위해서는 Fig.5의 방향 (3)과 같이 슬립각이 증가함에 따라 제어목표로 하는 슬립율이 증가되어야만 한다. 그러나, 슬립율이 증가할수록 횡구동력을 적게 받으므로 선회능력이 감소하고, 차량의 불안정성이 증가될 수 있다. 따라서, 선회시에 횡구동력을 증가시키기 위해서, 방향(1)과 같이 목표 슬립율을 오히려 감소시키는 것이 바람직하다.

따라서, 본 논문에서는 슬립각이 증가함에 따라 종구동력보다는 횡구동력에 가중치를 두어 Fig.6의 곡선 (1)과 같이 목표 슬립율이 결정되도록 하였다. 이것은 목표 슬립율의 미끄러운 노면을 주행할 때에도 마른노면 주행시의 종구동력과 횡구동력의 비를 유지할 수 있도록 한 것이다. Fig.6의 곡선 (1)은 차량의 안정성을 위한 목표 슬립율 곡선이고, 곡선 (2)은 목

표 슬립율을 일정한 영역 안에 고정시킨 경우이며, 곡선 (3)은 종구동력과 횡구동력의 벡터 합력을 최대값으로 하는 슬립율 곡선이다.

Fig.7 (a)는 앞에서 제시한 목표 슬립율의 기준이 되는, 마른 노면에서 차량이 4~8%의 슬립율을 갖고 선회할 때에 생기는 종구동력과 횡구동력의 비(比)를 보여주는데, 이것으로 제안된 목표 슬립율에 대한 종구동력과 횡구동력의 비율이 비슷함을 알 수 있다. Fig.7(b)는 Fig.6에서의 3가지 종류의 목표슬립율 곡선에 대해 횡구동력과 종구동력의 비를 나타낸다.

3.2 제어법칙(Control law)

슬립각이 횡가속도, 조향각, 요잉율의 측정후에 다음과 같은 식에 의해 추정되면 그의 평균값에 의해서 목표슬립율이 결정된다.

$$\alpha_1 = \delta_1 - \tan^{-1} \left(\frac{V_y + l_f \dot{\phi}}{V_x + t_f \dot{\phi}} \right) \quad (9)$$

$$\alpha_2 = \delta_2 - \tan^{-1} \left(\frac{V_y + l_f \dot{\phi}}{V_x - t_f \dot{\phi}} \right) \quad (10)$$

여기서, α_1, α_2 는 좌우륜의 슬립각을, δ_1, δ_2 는 좌우륜의 조향각, V_x, V_y 는 직진방향과 횡방향의 속도, l_f 은 무게중심에서 앞차축까지

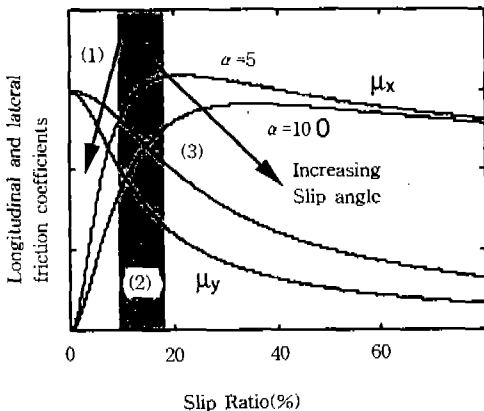


Fig.5 Relations of Longitudinal and Lateral Force Coefficient with the Slip Angle

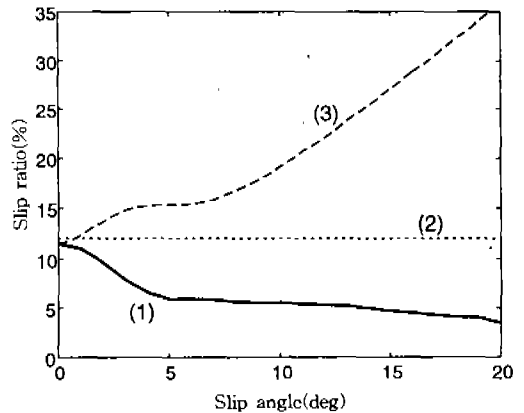


Fig.6 Various Varying Target Slip Ratios as Functions of the Slip Angle

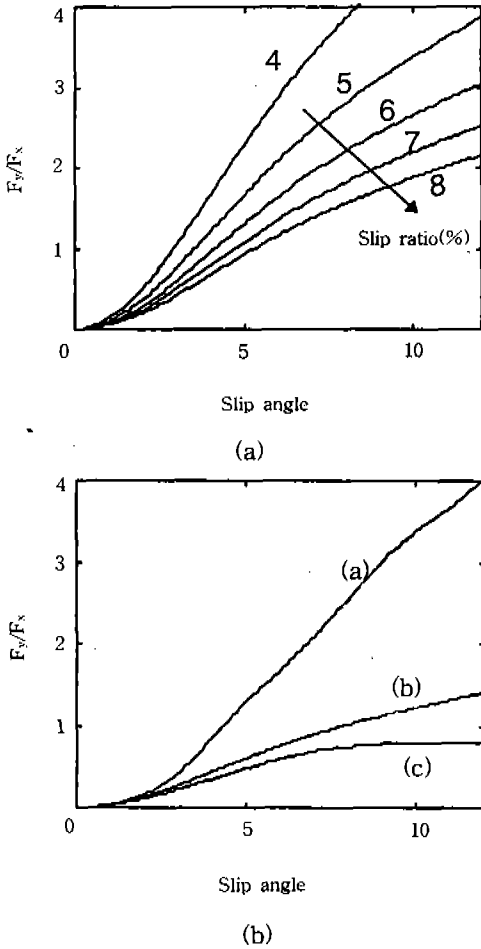


Fig.7 Ratio of the Lateral Force to the Longitudinal Force (a) On High- μ Roads and (b) On Slippery Roads with Different Target Slip Values

의 거리, t_r 은 무게중심의 연장선에서 전륜까지의 거리를 나타낸다.

위의 방법으로 목표 슬립율이 결정되면, 차량의 속도와 차륜의 속도를 측정하여 목표 구동륜 속도와 실제 구동륜 속도의 오차를 PI 제어기를 사용하여 오차를 최소화하게 된다. 제어기의 출력은 트로틀 개도, θ 이며 그 식은 다음과 같다.

$$\theta = \min(\theta_{input}, \theta_{control}) \quad (11)$$

$$\theta_{control} = \theta_{input} + K_p \cdot (V_{target} - V_{wheel}) + \frac{K_p}{T_i} \cdot \int (V_{target} - V_{wheel}) dt \quad (12)$$

$$V_{target} = \frac{1}{1 - \lambda^*} \cdot V_x \quad (13)$$

여기서 $\theta_{control}$ 은 목표 트로틀 개도, θ_{input} 은 운전자가 입력한 트로틀 개도, V_{wheel} 은 차륜의 속도, 그리고 λ^* 는 목표 슬립율이다.

최종적으로 제어기의 출력인 트로틀 개도는 운전자의 입력 개도와 비교하여 작은 값으로 작동하게 된다. 이는 제어기가 운전자의 의지보다 과도한 열립현상의 가능성을 배제하기 위함이다.

4. 주행 시뮬레이션

3절에서 제안한 목표 슬립을 변화제어(Varying

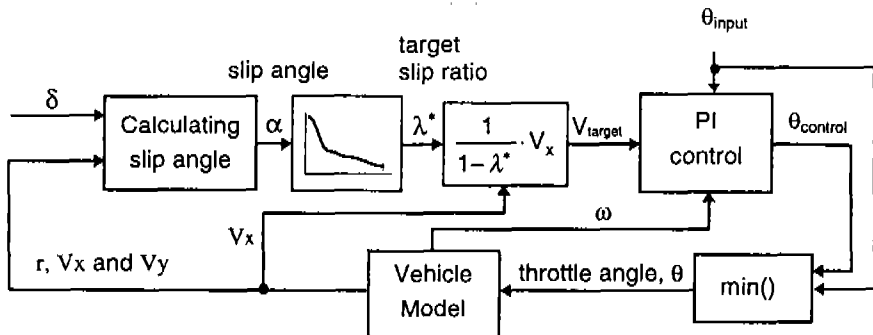
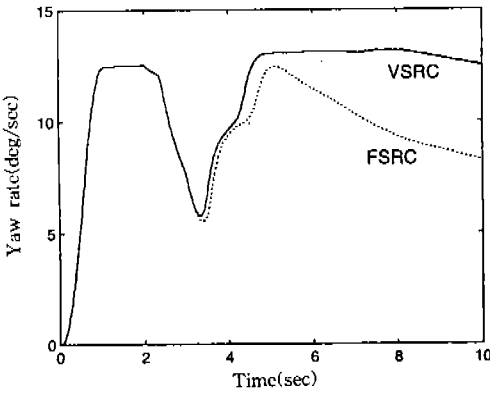


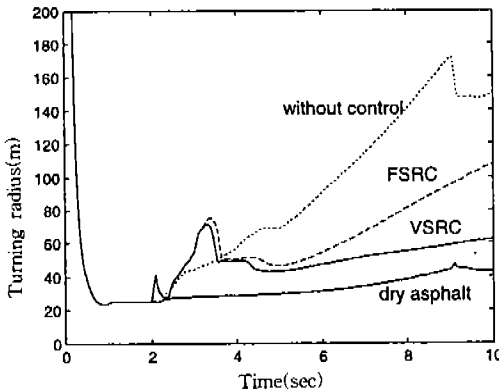
Fig.8 Control Block Diagram

Slip Ratio Control, 이하 VSRC라 칭함) 차량을 미끄러운 노면 선회시, 목표슬립을 고정제어(Fixed Slip Ratio Control, 이하 FSRC라 칭함) 차량과 주행 시뮬레이션을 통하여 비교함으로써, 제안된 제어기로 선회성능이 향상되었음을 알 수 있다.

첫 번째 테스트 Fig.9와 같이 초기속도 20km/h에서 일정한 조향각 입력시, 차량을 충분히 가속시킨 후 2초 후에 미끄러운 노면을 만날 경우에 차량의 응답을 살펴본다. 노면이 미끄러워지면서 Fig.9의 (a)와 같이 제어가 된 차량에 있어서는 요율(yaw rate)이 급격히 떨어지다가



(a) VSRC generates higher yaw rate



(b) VSRC exhibits small turning radius, close to that on the dry asphalt.

Fig.9 Comparison of Performance when the Vehicle Turns on the Slippery Road

제어기가 작동하여 요율을 회복하는 모습을 볼 수 있는데, 특히 VSRC가 FSRC에 비하여 더 큰 요율을 받음을 보인다. 이는 횡구동력에 비중을 두어 안정한 상태로 선회할 수 있음을 입

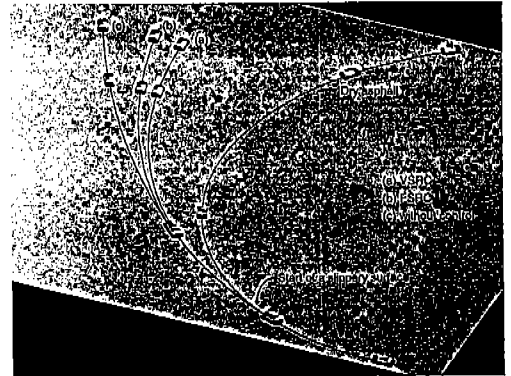
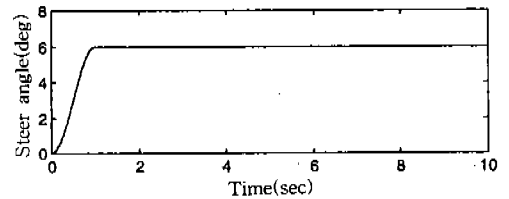
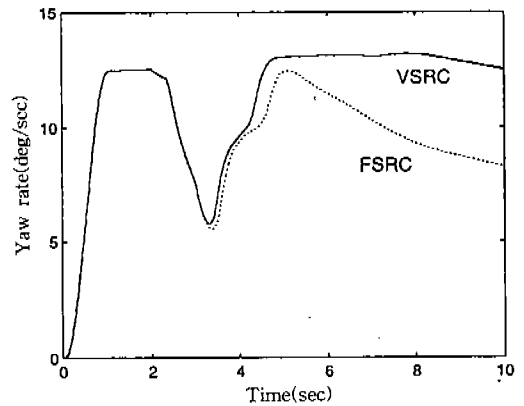


Fig.10 Graphic Simulation of Vehicle Trajectories with Different Slip-Ratio Control Schemes



(a) input steer angle



(b) resulting yaw rates

Fig.11 Lane Change Characteristics Depending Upon the Slip Ratio Control Schemes

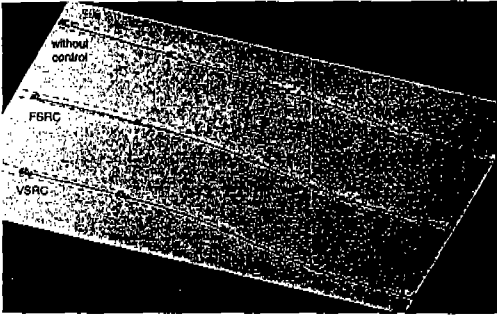


Fig.12 Graphic Simulation of Lane Changes

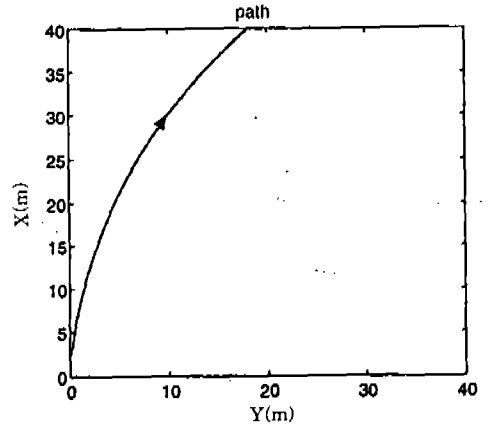
증하는 것이다. 선회반경(b)에 관해서는, VSRC 차량이 다른 노면에서 주행한 차량과 거의 가깝게 작은 반경으로 선회함을 보여준다. Fig.10은 3차원 그래픽 시뮬레이션으로서, 어떠한 제어도 하지 않은 차량은 거의 선회를 하지 못하고, VSRC 차량이 FSRC 차량에 비해 다른 노면위의 차량에 가깝게 선회함을 보여준다.

두 번째로는, 초기속도 40km/h이고, 미끄러운 노면에서 가속하여 차선 변경을 하는 시뮬레이션이다. Fig.11 (a)와 같은 운전자의 조향각 입력에 대해 Fig.11 (b)에서 볼 수 있듯이 비제어 차량은 효율을 가장 적게 받고, VSRC 차량이 가장 높은 효율을 받음을 보인다. Fig.12는 차선 변경시에의 그래픽 시뮬레이션으로, VSRC 차량이 FSRC나 비제어 차량보다 우수한 성능을 보인다.

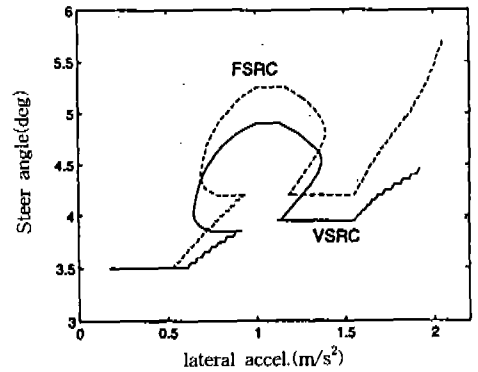
앞의 두 예제와는 달리, 세 번째는 Fig.13 (a)와 같은 동일한 궤적을 따라 주행하는 차량을 비교하였다. Fig.13 (b)는 횡가속도에 대한 조향각을 상태도(phase diagram)로써 비교한 것인데, VSRC 차량이 작은 조향으로도 원하는 궤적을 주행하는 것을 보이고, Fig.13(c)는 횡가속도에 대한 효율의 비교로써, FSRC에 비해 효율도 덜 받음으로써 선회시에 차량의 안정성과 선회능력의 향상을 보여준다.

5. 결론

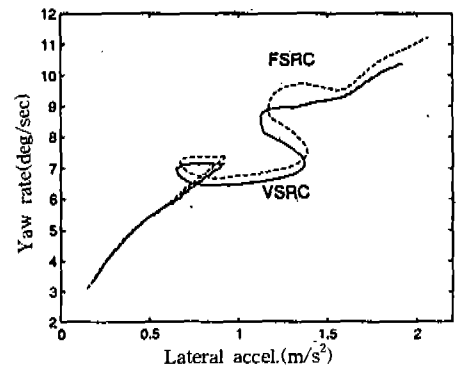
슬립각의 측정을 토대로 새로운 슬립을 제어 알고리즘을 제안하여 횡구동력과 종구동력의



(a) During the Driving Through the Circular Path



(b) VSRC Requires Smaller Steer Angles



(c) Smaller Yaw Rates

Fig.13 Comparison of Performance During Turning on the Circular Path

최적의 분배를하여 횡구동력이 가장 중요한 역할을 하는 선회시에, 마른 노면에서의 비슷한 상황으로 미끄러운 노면에서 주행하도록 제어기를 설계하였다. 시뮬레이션의 결과는 동일한 조향각으로 주행할 때에는 많은 요율과 작은 선회 반경으로 주행하고, 동일한 궤적을 따라 주행할 때에는 적은 조향각과 요율을 필요로 하여, 제안된 제어기법이 기존의 목표슬립을 고정차량보다 선회시 우수한 성능을 보였다.

참 고 문 헌

1. H. Igata, K. Uchida, T. Nakatomi, and K. Komatsuzaki, "Development of New Control Method to Improve Response of Throttle Type Traction Control system", SAE, 920608, 1992.
2. D. D. Hoffman, "The Corvette Acceleration Slip Regulation (ASR) Application with Preloaded Limited Slip Differential", SAE, 920642, 1992.
3. A. Sigl and H. Demel, "ASR-Traction Control, State of the Art and Some Prospects", SAE, 900204, 1990.
4. H. Leffler, "The Brake System of the New 7 Series BMW with Electronic Brake and Wheel Slip Control", SAE, 950792, 1995.
5. A. T. van Zanten, R. Erhardt, and G. Pfaff, "VDC, The Vehicle Dynamics Control System of Bosch", SAE, 950759, 1995.
6. T. D. Gillespie, Fundamentals of Vehicle Dynamics, SAE, 1992.
7. D. Cho, and J. K. Hedrick, "Automotive Powertrain Modeling for Control", ASME J. of Dynamic System, Measurement and Control, vol. 111, no. 4, 1989.
8. E. Bakker, L. Nyborg, and H. B. Pacejka, "Tyre Modeling for Use in Vehicle Dynamics Studies", SAE, 870421, 1987.
9. E. Bakker, H. B. Pacejka, L. Lidner, "A New Tire Model with an Application in Vehicle Dynamics Studies", SAE, 890087, 1989.
10. D. E. Smith and J. M. Starkey, "Effects of Model Complexity the Performance of Automated Vehicle Steering Controllers : Model Development, Validation and Comparison", Vehicle System Dynamics, Vol. 24, 1995.
11. K. Yamada, M. Hashiguchi and M. Ito, "Traction Control System-Simulation Analysis of the Control system", Int. J. of Vehicle Design, Vol. 12, No. 1, 1991.