

시변절환면을 갖는 슬라이딩 모드에 의한 차량의 요-모멘트 제어

이창노[†] · 양현석* · 박영필*
(2002년 2월 14일 접수, 2003년 3월 13일 심사완료)

Control of Vehicle Yaw Moment using Sliding Mode with Time-Varying Switching Surface

Chang-Ro Lee, Hyun-Seok Yang and Young-Pil Park

Key Words: Vehicle Dynamics(차량동역학), Sliding Mode Control(슬라이딩 모드 제어),
Time-Varying System(시변계), Model Following(모델 추종), Active Brake(능동제동)

Abstract

This paper presents a design of the controller for vehicle lateral dynamics using active yaw moment. Vehicle lateral motion is incorporated with directional controllability and stability. These are conflicting each other from the view of vehicle handling performance. To compromise the trade-off between these two aspects, we suggest a new control algorithm based on the sliding mode with time-varying switching surface according to the body side slip angle. The controller can deal with the nonlinear region in vehicle driving condition and be robust to the parameter uncertainties in the plant model. Control performance is evaluated from the simulation for the vehicle of real parameters on the road with various tire-road frictions.

1. 서론

최근 차량주행은 운전자의 조작이외에 차량운동 제어장치의 도움으로 차량의 운동성능이 크게 향상되고 있다. 이중에 차량의 횡방향 운동제어에 대한 것으로 타이어의 선회력을 이용하는 4WS (Four Wheel Steering)장치와 타이어의 제동력을 이용하는 VDC (Vehicle Dynamics Control)장치^(1,2)가 있다. VDC장치는 운전자의 핸들입력에 의한 차량의 진로변경시 차량의 실제 운동이 운전자가 원하는 운동으로 될 수 있도록 제동력을 이용하여 능동 요-모멘트를 발생시켜 차량의 횡

방향 운동을 제어함으로써 차량의 조종성 및 안정성을 향상시키고자하는 장치이다. 이러한 VDC 장치에 대한 초기 연구에는 차량의 안정성의 지표라 할 수 있는 횡슬립각을 영으로 되도록 하여 차량의 안정성만을 주로 향상시키고자 하였다.⁽³⁾ 그러나 이것은 정상선회상태에서의 차량응답특성 측면에서 보면 요-레이트 이득을 감소시켜 차량의 조종성을 떨어뜨린다. 이를 개선하고자 요-레이트 모델 추종제어⁽⁴⁾가 연구되었는데 이것은 목표 요-레이트는 추종하나 횡슬립각에 대한 제어는 불가능하므로 타이어의 선회력이 포화상태로 되는 한계선회영역에서는 횡슬립각이 과다하게 증가하여 차량의 안정성은 보장할 수 없게 된다.

본 논문에서는 이렇게 성능 측면에서 상충관계에 있는 차량의 조종성과 안정성을 주행상황에 따라 잘 타협할 수 있고, 또한 차량 파라메타의 변동에도 강건한 제어성능을 갖는 VDC 차량에 대한 요-모멘트 제어기를 설계하고 그 제어성능

[†] 책임저자, 회원, 우석대학교 자동차공학과

E-mail : rolee@woosuk.ac.kr

TEL : (063)290-1474 FAX : (063)290-1471

* 회원, 연세대학교 기계공학부

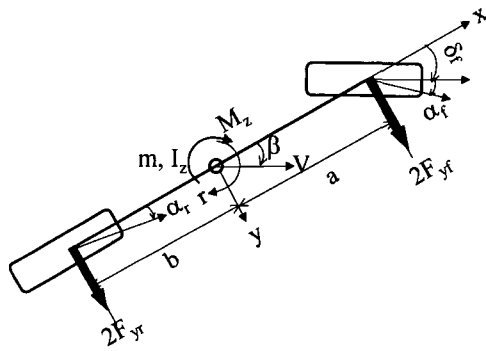


Fig. 1 2-DOF vehicle model

을 시뮬레이션에 의해 평가하고자 한다.

2. 차량모델

본 논문에서 VDC제어기 설계에 사용된 차량모델은 Fig. 1에 나타나 있는데 선회운동을 표현하는 횡방향과 요-방향의 2자유도를 갖는 비선형 차량모델이다. Fig. 1에서 β 는 차체의 횡슬립각, r 는 요-레이트, m 은 차량질량, I_z 는 요-관성모멘트, V 는 차속, a, b 는 차량 무게중심에서 전,후축까지의 거리, δ_f 는 운전자에 의한 전륜조향각, M_z 는 능동 요-모멘트이다.

2.1 운동방정식

차속이 일정하다고 가정하면 이 모델에 대한 운동방정식은 다음 식과 같다.⁽⁵⁾

$$\dot{x} = f(x, \delta_f) + bu \quad (1)$$

여기서, $x = \begin{bmatrix} \beta \\ r \end{bmatrix}$, $b = \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{I_z} \end{bmatrix}$, $u = M_z$,

$$f(x, \delta_f) = \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{mV}(2F_{yf} + 2F_{yr}) - r \\ \frac{1}{I_z}(2aF_{yf} - 2bF_{yr}) \end{bmatrix} \quad (2)$$

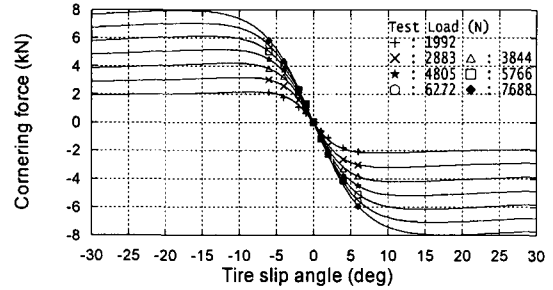


Fig. 2 Cornering characteristics of tire

식 (2)에서 F_{yf}, F_{yr} 는 전,후타이어의 선회이며 Pacejka의 Magic Formula⁽⁶⁾를 사용하여 다음 식으로 나타낸다.

$$F_{y_i} = f(\alpha_i, F_{z_i}, \mu_R), \quad i = f, r \quad (3)$$

여기서, F_{z_i} 는 타이어 수직하중, μ_R 는 타이어-노면간 마찰계수이고, α_i 는 타이어 슬립각인데 다음 식과 같다.

$$\alpha_f = \beta + \frac{ar}{V} - \delta_f, \quad \alpha_r = \beta - \frac{br}{V} \quad (4)$$

Fig. 2에 슬립각과 수직하중변화에 대한 타이어의 코너링 특성을 나타내었다.

2.2 파라메타의 불확실성

강건한 제어기 설계를 위하여 파라메타의 불확실성을 고려한다. 즉 식 (1)에서 f, b 가 정확히 알려져 있지 않고 공칭 파라메타에 의한 값 \hat{f}, \hat{b} 만 알고 있다면 공칭 플랜트의 동역학은 다음 식과 같다.

$$\dot{x} = \hat{f}(x, \delta_f) + \hat{b}u \quad (5)$$

여기서 불확실성의 범위가 다음과 같이 알려져 있다고 가정한다.

$$|f_i - \hat{f}_i| \leq F_i, \quad i = 1, 2$$

$$0 < b_{2_{\min}} \leq \hat{b}_2 \leq b_{2_{\max}}$$

이때 b_2 의 범위는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\xi^{-1} \leq \frac{\hat{b}_2}{b_2} \leq \xi, \quad \xi = \sqrt{\frac{b_{2_{\max}}}{b_{2_{\min}}}}$$

3. 제어기 설계

3.1 제어기의 선정

VDC제어기는 제어입력이 능동 요-모멘트 하나이고 차량의 상태변수는 횡슬립각과 요-레이트 두 가지이므로 이들 다중변수에 관련된 제어성능을 원하는 것으로 실현하는 것은 쉽지 않다. 이러한 경우 일반적으로 최적제어에 의해 제어기를 설계하는데, VDC같은 추적제어(Tracking Control)에 대해서는 최적제어시 사용되는 성능지수만으로 요구성능에 대한 규정이 어렵고, 파라메타 변동에 대한 강건성이 문제로 되어있다.⁽⁷⁾

본 논문에서는 자동차와 같은 비선형계에 대한 제어에 적합하고 강건성을 갖는 슬라이딩 모드 제어기(SMC)를 적용하였다. 또한 VDC제어기는 운전자의 조종의도인 차량의 목표응답을 나타낼 수 있는 기준모델을 포함시켰다. 이와 같은 요건에 적합한 제어기로 Fig. 3에 나타난 모델 추종형 슬라이딩 모드 제어기를 선정하였다.

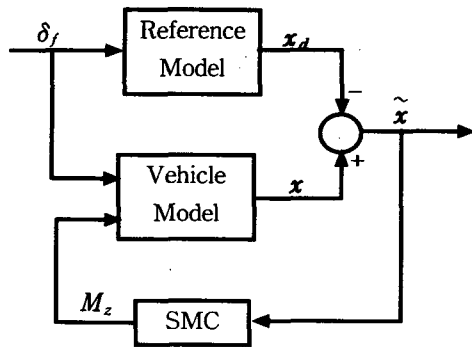


Fig. 3 Model following sliding mode controller

Fig. 3에서 δ_f 는 운전자에 의한 전륜조향각, x_d 는 기준모델로부터 산출되는 목표응답, x 는 실제응답, \tilde{x} 는 추종오차이다. SMC는 이 추종오차가 영이 되도록 능동 요-모멘트 M_z 를 계산하여 차량에 가하게 되면 차량의 실제응답은 목표응답을 추종하여 VDC차량은 운전자의 의도대로 주행하게 된다.

3.2 기준모델

기준모델은 운전자의 조향입력에 대한 차량의 목표응답을 산출하기 위한 것으로 운전자의 조향의지를 잘 반영하여야한다. 본 논문에서는 식 (5)의 공칭 플랜트에서 제어입력이 없는($u=0$) 수동차량(Passive Vehicle)을 기준모델로 설정하여 다음 식과 같이 나타낸다.

$$\dot{x}_d = \hat{f}(x_d, \delta_f) \tag{6}$$

여기서, $x_d = [\beta_d \ r_d]^T$ 로서 목표응답치이고, \hat{f} 내의 $\mu = 1$ 로 설정함으로써 기준모델은 노면상태와는 무관한 강건한 조종안정성능을 갖는 것으로 하였다.

3.3 슬라이딩 모드 제어기 (SMC)

3.3.1 절환함수의 정의

우선 SMC의 절환함수를 다음과 같은 스칼라함수로 정의한다.

$$\sigma(t) = S(t)\tilde{x}, \quad \tilde{x}(0) = 0 \tag{7}$$

여기서, $\tilde{x} = x - x_d = [\beta \ \dot{\gamma}]^T$ 로서 추종오차이고 $S(t) = [s_1(t) \ 1]$ 로 한다.

이 절환함수는 원하는 제어성능을 규정하는데 사용되며, 절환면계수 $s_1(t)$ 에 따라 VDC차량의 운동특성이 달라진다. 본 논문에서는 차량의 조종성과 안정성을 동시에 향상시킬 수 있도록 횡슬립각 추종오차의 크기에 따라 절환면계수가 변화하는 시변절환면을 도입하였다.

3.3.2' 시변절환면의 설계

시변절환면 계수 $S(t)$ 는 계의 상태가 절환면 상으로 구속되었을 때 점근안정하도록 설계되어야 한다. 이를 위해 Utkin의 등가제어 법칙⁽⁸⁾을 적용한다. 우선 계가 절환면상에 있는 조건은 다음과 같다.

$$\dot{\sigma}(t) = \sigma(t) = 0 \tag{8}$$

식 (8)에서 첫 번째 식을 다시 쓰면 다음과 같다.

$$\dot{\sigma} = S \dot{\tilde{x}} + \dot{S} \tilde{x} = 0 \tag{9}$$

여기서, $\dot{\tilde{x}}$ 는 추종오차의 동역학으로 다음 식과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{\tilde{x}} &= \dot{x} - \dot{x}_d \\ &= f(x, \delta_f) + bu_{eq} - \dot{x}_d \end{aligned} \tag{10}$$

이 식을 식 (9)에 대입하면,

$$S[(f - \dot{x}_d) + bu_{eq}] + \dot{S} \tilde{x} = 0 \tag{11}$$

식 (11)에서 u_{eq} 는 계가 절환면상에서 유지되도록 하는 등가제어입력이며 Sb 가 Non-Singular이면 다음 식과 같이 구해진다.

$$u_{eq} = -(Sb)^{-1}[S(f - \dot{x}_d) + \dot{S} \tilde{x}] \tag{12}$$

이 식을 식 (10)에 대입하면,

$$\begin{aligned} \dot{\tilde{x}} &= [I - b(Sb)^{-1}S](f - \dot{x}_d) \\ &\quad - b(Sb)^{-1}\dot{S} \tilde{x} \end{aligned} \tag{13}$$

이 식은 그런데 식 (13)은 비선형계로서 안정조건을 유도하기가 어려워 식 (9)의 $S(t)$ 내의 시변절환면 계수인 $s_1(t)$ 를 설계하기가 곤란하므로 선형화 하여 검토한다. 우선 식 (5)의 공칭플랜트를 선형화 하면 다음 식으로 된다.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= \frac{\partial \hat{f}}{\partial x} x + \frac{\partial \hat{f}}{\partial \delta_f} \delta_f + \hat{b}u_{eq} \\ &= \hat{A}x + \hat{L}\delta_f + \hat{b}u_{eq} \end{aligned} \tag{14}$$

여기서,

$$\hat{A} = \begin{bmatrix} -\frac{2(c_f + c_r)}{\hat{m}V} & -1 - \frac{2(\hat{a}c_f - \hat{b}c_r)}{\hat{m}V^2} \\ -\frac{2(\hat{a}c_f - \hat{b}c_r)}{\hat{I}_z} & -\frac{2(\hat{a}^2c_f + \hat{b}^2c_r)}{\hat{I}_zV} \end{bmatrix},$$

$$\hat{L} = \begin{bmatrix} \frac{2c_f}{\hat{m}V} \\ \frac{2\hat{a}c_f}{\hat{I}_z} \end{bmatrix}, \quad \hat{b} = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{1}{\hat{I}_z} \end{bmatrix}$$

이때 $\hat{m}, \hat{I}_z, \hat{a}, \hat{b}$ 는 Fig.1 과 같은 차량의 공칭 파라메타, c_f, c_r 은 전,후 타이어의 코너링 강성이다. 또한 기준모델의 선형화는 다음 식과 같다.

$$\dot{x}_d = \hat{A}x_d + \hat{L}\delta_f \tag{15}$$

식 (14), (15)을 사용하면 식 (13)은 다음과 같이 선형화 된다.

$$\begin{aligned} \dot{\tilde{x}} &= \{[I - \hat{b}(S\hat{b})^{-1}S]\hat{A} - \hat{b}(S\hat{b})^{-1}\dot{S}\} \tilde{x} \\ &= A_{eq}(t) \tilde{x} \end{aligned} \tag{16}$$

이 식에서 A_{eq} 는 $S(t)$ 와 $\dot{S}(t)$ 를 포함하고 있으므로 선형화된 오차계는 시변 선형계로 된다. 본 논문에서는 이 시변절환면 계수를 다음 식과 같이 설정하였다.

$$s_1(t) = k_\beta \tilde{\beta}^2, \quad k_\beta \leq 0 \tag{17}$$

이 식은 차량운동의 좌우대칭성, 시간에 대한 미분가능조건, 계의 안정조건등을 모두 만족시킬 수 있다. k_β 는 제어기 설계파라메타 중의 하나로 VDC차량의 운동특성을 조절하는데 사용되는데 절대값이 작을수록 요-레이트 모델추종제어에 상응하여 차량의 조종성 향상을 도모하게 되고, 커질수록 횡슬립각 모델추종제어가 되어 차량의 안정성 향상을 도모하게 된다.

3.3.3 절환제어 법칙의 설계

이상으로 절환면의 설계가 된 다음에는 오차계의 상태가 이 절환면에서 벗어나 있는 경우 제어력을 통하여 절환면에 도달하도록 하는 절환제어 법칙을 설계한다. 본 연구에서는 Slotine의 슬라이딩 조건⁹⁾을 사용하여 다음 식을 만족시키는 제어입력을 구한다.

$$\sigma\dot{\sigma} < -\eta|\sigma| \quad (18)$$

우선 제어력을 다음과 같이 설정한다.

$$u = \hat{u} + u_{nl} \quad (19)$$

식 (19)에서 \hat{u} 는 식 (12)의 u_{eq} 에 대한 최상의 추정치이며 주어진 공칭 파라메타에 의한 것으로서 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\hat{u} = -(S\hat{b})^{-1}[S(\hat{f} - \dot{x}_d) + \dot{S}\tilde{x}] \quad (20)$$

또한 u_{nl} 는 이제 설계할 가변구조의 절환 제어력으로 다음과 같이 설정한다.

$$u_{nl} = -(S\hat{b})^{-1}k \operatorname{sgn}(\sigma) \quad (21)$$

식 (20)과 (21)을 사용하여 식 (19)를 나타내면 다음과 같다.

$$u = \hat{u} - (S\hat{b})^{-1}k \operatorname{sgn}(\sigma) = -(S\hat{b})^{-1}[S(\hat{f} - \dot{x}_d) + \dot{S}\tilde{x} + k \operatorname{sgn}(\sigma)] \quad (22)$$

식 (18)의 $\dot{\sigma}(t)$ 는 식 (22)의 u 를 포함하므로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{\sigma} &= S(f + bu - \dot{x}_d) + \dot{S}\tilde{x} \\ &= Sf - S\hat{b}(S\hat{b})^{-1}[S(\hat{f} - \dot{x}_d) + \dot{S}\tilde{x} + k \operatorname{sgn}(\sigma)] - S\dot{x}_d + \dot{S}\tilde{x} \end{aligned} \quad (23)$$

식 (23)을 식 (18)에 대입하여 풀면

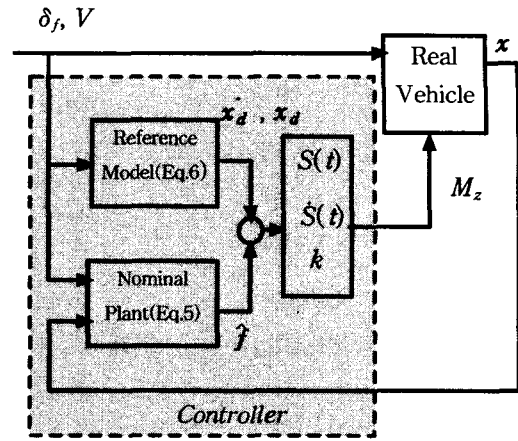


Fig. 4 Structure of VDC controller

$$k \geq \xi(|s_1 F_1| + F_2 + \eta) + (\xi - 1)(S\hat{b})|\hat{u}| \quad (24)$$

일 때 식 (18)의 슬라이딩 조건을 만족한다. 또한 절환면에서의 채터링 방지를 위해서 식(22)의 $\operatorname{sgn}(\sigma)$ 대신 다음의 포화함수⁹⁾를 사용한다.

$$\operatorname{sat}(\sigma) = \begin{cases} \frac{\sigma}{\Phi} & \text{if } |\sigma| \leq \Phi \\ \operatorname{sgn}(\sigma) & \text{otherwise} \end{cases}$$

따라서 최종적인 제어입력은 다음 식과 같다.

$$u = -(S\hat{b})^{-1}\{S(\hat{f} - \dot{x}_d) + \dot{S}\tilde{x} + [\xi(|s_1 F_1| + F_2 + \eta) + (\xi - 1)(S\hat{b})|\hat{u}]\operatorname{sat}(\sigma)\} \quad (25)$$

식 (25)로 표현되는 제어기의 구조는 Fig. 4와 같은데 제어기 내부에 기준모델과 실제 차량의 동역학을 추정하는 공칭 플랜트가 존재한다.

3.3.4 제어기 설계결과

차량의 공칭 파라메타와 실제 파라메타가 Table 1과 같은데 그 차이는 차량의 적제상태에 기인한다. 이중에 타이어 파라메타는 타이어의 코너링특성 실험결과를 Pacejka의 Magic Formula에 곡선 적합하여 구한 것이다. 주어진 공칭 파라메타에 대한 제어기 설계결과는 Table 2와 같다.

Table 1 Vehicle parameters

Symbol	Unit	Nominal (Design Weight)	Real (Curb Weight)
\hat{m}	kg	1800	1735
\hat{I}_z	kg-m ²	2300	2100
\hat{a}	m	1.39	1.4
\hat{b}	m	1.51	1.5
Tire Parameter	N/A	c ₁ =1.44, c ₂ =-1.6e-5, c ₃ =1.16, c ₄ =1.0e5, c ₅ =-0.64, c ₆ =-3.9e-4	

Table 2 Designed controller parameters

Symbol	Value	Description
F_1	0.4	Uncertainty in Lateral Force
F_2	0.2	Uncertainty in Yaw Moment
ξ	1.3	Uncertainty in Control Gain
η	2.0	Reaching Rate to Switching Surface
Φ	0.2	Thickness of Boundary Layer
k_β	-50.0	Gain of Switching Surface

4. 시뮬레이션

이상으로 설계된 제어기를 갖는 VDC차량에 대한 주행 시뮬레이션을 수행하여 파라메타 변동에 대한 제어기의 강건성을 평가한다. 실차의 중량은 제어기 설계시 차량중량과 다른 공차상태이며, 시변절환면의 효과를 검증하기 위하여 $s_1 = 0$ (목표 요-레이트 추종), $s_1 = -1$ (목표 횡슬립각 추종), $s_1 = s_1(t)$ (시변절환면)을 갖는 세 종류의 VDC차량을 선정하였다. 또한 주행중 타이어 선회력의 변동을 묘사하기 위하여 노면상태를 건조로 ($\mu_R = 0.9$), 설상로 ($\mu_R = 0.4$), 빙판로 ($\mu_R = 0.2$)로 변화시킨다.

Fig. 5는 차속 80 km/h로 건조로에서 직진주행 중인 차량에 1초후 스텝조향입력을 가했을 때 시뮬레이션 결과인데, 기준모델과 VDC장치가 없는 수동차량 및 세 종류의 VDC차량의 응답을 함께 나타낸다. 이 그림에서 (a)는 타이어-노면간 마찰 계수, (b)는 횡슬립각, (c)는 요-레이트, (d)는 절환면 계수 s_1 의 시간에 따른 변화를 나타낸다. Fig. 5에서 건조로(1-2초 구간)에서는 모든 차량이

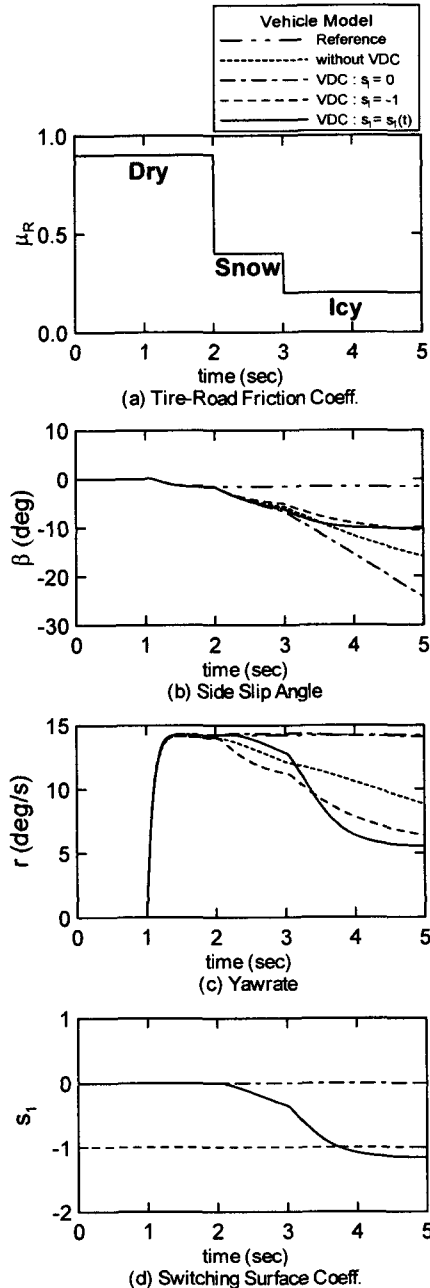


Fig. 5 Simulation of vehicle response to step steer input (Vehicle Speed : 80 KPH)

유사한 응답을 보이며, 설상로(2-3초 구간)에서는 횡슬립각은 유사하나 요-레이트는 차이를 보인다. 즉 Fig. 5(c)의 설상로구간에서 $s_1 = 0$ 인 VDC차량(일점쇄선)은 기준모델(이점쇄선)의 목표

치를 잘 추종하며 $s_1 = -1$ 인 VDC차량은(긴점선) 수동차량(점선)보다 감소한다. 한편 시변절환면을 갖는 VDC차량(실선)은 수동차량보다 큰 응답을 보여 VDC제어기에 의해 차량의 조종성이 향상되었음을 알 수 있다.

다음으로 빙판로(3-5초 구간)에서는 $s_1 = 0$ 인 VDC차량은 비록 목표 요-레이트는 추종하지만 횡슬립각의 응답이 점점 커지고 있으며 수동차량도 횡슬립각이 점점 커져서 안정성을 상실한다. 하지만 $s_1 = -1$ 인 VDC차량과 시변절환면을 갖는 VDC차량은 요-레이트를 감소시키면서 횡슬립각은 일정치 이상 커지지 않게 되어 안정성이 유지되고 있음을 알 수 있다. Fig. 5(d)에서는 차량의 주행상황에 따라 시변절환면의 계수(실선)가 변하는 것을 나타내고 있다.

이상의 시뮬레이션 결과로부터 시변절환면을 갖는 VDC차량은 횡슬립각이 작을 때는 조종성을 추구하고, 횡슬립각이 커지면 안정성을 추구하고 두 가지의 상충되는 차량운동특성을 주행상황에 따라 잘 타협함을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 차량의 요-모멘트를 제어하기 위하여 VDC제어기를 설계하고 시뮬레이션을 통하여 설계된 제어기의 성능을 평가하였다. 그 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 본 연구에서 제안한 시변 절환면을 갖는 슬라이딩 모드 제어기는 기존의 고정 절환면으로는 해결이 어려운 주행상황에 따른 가변제어목표의 설정이 가능하다.

(2) 제어기 설계용 차량모델에 비선형 타이어를 적용함으로써 한계선회시의 차량성능의 향상을 위한 제어기 설계가 가능하다.

(3) 설계된 제어기는 차량중량이나 노면상태 등의 변동에도 강건한 제어성능을 지니고 있음을 확인하였다.

후 기

이 논문은 우석대학교 교내학술연구비 지원에 의하여 연구됨.

참고문헌

- (1) van Zanten, A., Erhardt, R. and Ptaff, G., 1995, "VDC, The Vehicle Dynamics Control System of Bosch," *SAE 950759*.
- (2) Alfred Straub, 1996, "DSC (Dynamic Stability Control) in BMW 7 Series Cars," *Proceedings of AVEC'96 June 24-28, in Germany*, pp. 547-557.
- (3) 王玉清, 森本 直, 永井正夫, 1994, "ヨ-モメント補償を用いた前輪操舵車両の運動制御," *日本機械學會論文集(C編)*, 60卷 517号, pp.184-189.
- (4) Abe, M., Furukawa, Y., 1995, "Direct Yaw Moment Control for Yaw Rate Model Following Control," *Proceedings of International Symposium on Road Vehicle Automation-ROVA 95*, pp. 80-89.
- (5) Lee, Chang-Ro, 2000, "Sliding Mode Control of Lateral Motion of a Vehicle using HiLS," Ph.D Thesis, Yonsei University, Seoul.
- (6) Pacejka, H. B., Bakker, E., 1991, "The Magic Formula Tyre Model," *Proceedings of 1st International Colloquium on Tyre Models for Vehicle Dynamic Analysis*, Delft, Netherlands, October 21-22, pp. 1-18.
- (7) Edward, C. and Spurgeon, S. K., 1998, *Sliding Mode Control-Theory and Application*, Taylor & Francis Ltd, p. 78.
- (8) Utkin, V.I., 1977, "Variable Structure Systems with Sliding Modes," *IEEE Transactions on Automatic Control* 22, pp. 212-272.
- (9) Slotine, J. E. and Li, W., 1991, *Applied Nonlinear Control*, Prince-Hall Inc., New Jersey.