

제어시점에 따른 차량 안정성 제어 시스템의 제어 경향

정 태 영¹⁾ · 이 경 수^{*2)}

한양대학교 자동차공학과¹⁾ · 한양대학교 기계공학부²⁾

An Investigation of Control Threshold of Vehicle Stability Control System

Taeyoung Chung¹⁾ · Kyongsu Yi^{*2)}

¹⁾Department of Automotive Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

²⁾School of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

(Received 31 May 2005 / Accepted 8 July 2005)

Abstract : In conventional Vehicle Stability Control (VSC) System, a control threshold is designed by average driver characteristics. Despite the stabilizing effort, VSC causes redundancy to an expert driver. An advanced VSC which has flexibility on its control property is proposed in this study. By using lateral velocity estimator, a control threshold is determined on side slip angle and angular velocity phase plane. Vehicle planar motion model based sliding controller is modified with respect to various control thresholds. The performance of the proposed VSC algorithm has been investigated by human-in-the-loop simulation using a vehicle simulator. The simulation results show that the control threshold has to be determined with respect to the driver steering characteristics. A VSC with variable control thresholds would provide an improvement compared to a VSC with a constant threshold.

Key words : Vehicle stability control system(차량 안정성 제어 시스템), Side slip angle estimation(차체 슬립각 추정), Phase plane analysis(위상평면 해석), Control threshold(제어 시점), Driving simulator(주행 시뮬레이터)

1. 서 론

차량 안정성 제어 시스템(VSC)은 제동력 또는 구동력을 이용하여 차량의 횡방향 안정성을 유지하는 것을 목적으로 하며, 시스템이 장착되는 차량의 특성에 따라 일반적인 운전자 특성을 기준으로 설계된다.¹⁾ 기존의 VSC가 장착되는 양산 차량은 ABS 및 TCS와 달리 운전자가 on/off 스위치를 통해 제어 여부를 선택할 수 있다. 이는 숙련된 운전자의 경우 과도한 선회 주행에서 VSC의 제어입력을 불필요한 간섭으로 느낄 수 있기 때문이다.²⁾ 본 논문에서는 운전자의 기호 또는 특성에 따라 안정 한계 또는 제

어 입력시점을 변화시킬 수 있도록 하는 적응 안정성 제어 시스템의 가능성을 제시하고자 한다. 정확한 차량의 안정한계를 구하기 위해서는 기준 요속도와 요속도 측정치의 오차뿐만 아니라 차체 슬립각 추정치를 필요로 한다. 차속과 조향각에 따른 차체 슬립각과 차체 슬립각속도의 위상평면 해석을 통해 해당 주행상황에서의 안정한계를 구할 수 있으며,^{3,4)} 다양한 주행상황에서 안정적인 추정 성능을 얻을 수 있도록 2자유도 차량 기구학 모델을 기반으로 한 이산시간 칼만 필터를 이용했다.⁵⁾ 위상평면은 정상선회 주행실험으로 구한 타이어 모델을 이용하여 조향각과 차속에 따라 구했다. 차량의 안정 한계 및 제어 시점의 영향을 알아보기 위하여 23 자유도 비선형 차량 모델 시뮬레이션을 수행했다.

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

차량 안정성 제어기는 차량의 3자유도 평면 운동 모델을 기반으로 하여 각 휠의 제동입력을 직접 계산하는 방식을 적용했다.⁶⁾ 다양한 조향입력 크기에 따른 개루프 피시훅(Fish-hook) 시뮬레이션을 통하여 제어 시점에 따른 슬라이딩 제어기의 설계 변수를 적절하게 조정했다. 제안된 제어기의 성능을 운전자의 특성에 따라 평가하기 위하여 주행 시뮬레이터를 이용했다.⁷⁾ 주행 시뮬레이터를 통해 동일한 위험 주행상황을 반복적으로 재현하고 이 때, 운전자 특성에 따른 안정성 제어기의 제어 경향을 분석했다. 2장에서는 위상평면 해석을 통한 제어 시점 결정 방법에 관해 논했고, 3장에서는 제어 시점에 따른 제어기 설계를 위한 개루프 시뮬레이션을 다루었다. 4장에서는 주행시뮬레이터를 이용하여 서로 다른 두 운전자에 대하여 서로 다른 특성을 갖는 안정성 제어기의 성능을 검증했다.

2. 위상평면 해석을 통한 제어시점 결정

아래의 Fig. 1은 임의의 차량 거동에 대한 차체 슬립각과 차체 슬립 각속도의 위상 평면이다.

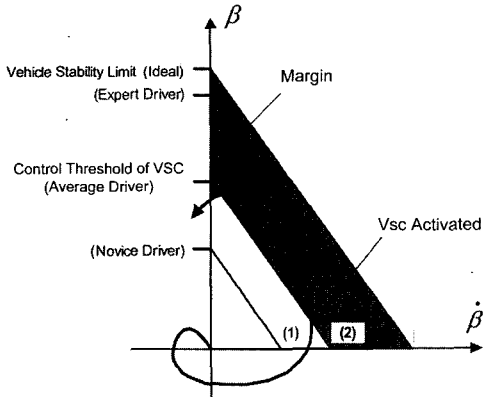


Fig. 1 Vehicle stability limit and control threshold

화살표는 임의의 주행상황에서 차량의 위상 궤적이다. 이상적인 차량의 안정 한계를 선형 평면으로 가정하면, 일반적인 운전자를 기준으로 설계된 안정성 제어기의 제어 시점은 Fig. 1의 회색 부분(Margin)과 같이 안정 한계보다 작은 여유 값이 고려되어 설계된다. 이때, 여유 값은 주행 상황에 따라 조정된다. 기존 시스템의 제어 시점은 차량의 특성

과 일반 운전자를 고려하여 반복되는 실차 실험을 통해 결정되지만 모든 운전자를 만족 시킬 수 없으므로 운전자가 제어시점을 조정 할 수 있다면 보다 유연한 차량 안정성 제어기를 개발할 수 있다. 숙련된 운전자의 경우, 운전자가 느끼는 차량의 안정 한계는 안정성 제어기에서 설정된 제어시점보다 높을 수 있으며, 이때 발생하는 제어입력은 운전자에게 불편함을 줄 수 있다. 반대로 초보 운전자의 경우, 운전자가 느끼는 차량의 안정 한계가 제어시점보다 낮을 수 있고 운전자는 불안함을 느낄 수 있다. 즉, 그림에서 (1)의 영역에서 제어 입력이 가해지기 전에 초보 운전자는 불안함을 느낄 수 있고, (2)의 영역에서 숙련된 운전자는 불편함을 느낄 수 있다. 그러므로 초보 운전자의 경우는 안정성 제어기의 제어 시점을 빠르게, 숙련된 운전자의 경우는 제어 시점을 느리게 조정하여 운전자 특성을 만족 시킬 수 있을 것이다.

다음의 Fig. 2는 비선형 타이어 모델을 포함하는 2차원 차량 모델을 이용하여 구한 위상평면이다. 차속이 100kph일 때, 100도의 조향입력이 가해진 경우 차량의 안정한계는 그림의 직선과 같이 y축 절편(c_2, c_4)과 x축상의 임계점(c_1, c_3)을 연결한 평면으로 단순화 할 수 있다. 제어 시점은 그림의 점선과 같이 0에서 1사이의 일정 상수(f_{α})를 곱하여 0에 가까울수록 빠른 제어 간섭, 1에 가까울수록 늦은 간섭이 되도록 간단하게 조정할 수 있다.

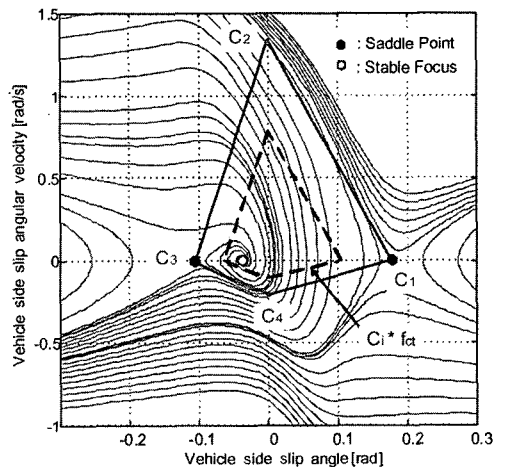


Fig. 2 Vehicle phase plane

슬립 각속도($\dot{\beta}$)는 다음의 식과 같이 측정치만을 이용하여 구한다.

$$\dot{\beta} = a_y / u - \gamma$$

여기서, a_y 는 가속도 센서를 통한 횡방향 가속도 측정치이며, γ 는 요속도 측정치, u 는 각 휠속도 센서를 이용하여 구한 차속이다. 차체 슬립각 β 는 다양한 주행상황에서 안정적인 추정 성능을 얻을 수 있도록 다음과 같은 차량 기구학 모델을 기반으로 한 이산시간 칼만 필터를 이용했다.

$$x_{k+1} = \begin{bmatrix} 1 & T\gamma_k \\ -T\gamma_k & 1 \end{bmatrix} x_k + \begin{bmatrix} T & 0 \\ 0 & T \end{bmatrix} i_k$$

$$x_k = [u_k \quad v_k]^T, i_k = [a_{xk} \quad a_{yk}]^T, y_k = [u_{ak} \quad v_{ak}]^T$$

여기서, 상태변수는 종방향 및 횡방향 차속이며, 상태방정식의 입력 i_k 는 종방향 및 횡방향 가속도 측정치(a_x, a_y)이다. 출력 y 는 2차원 선형 차량 모델 기반 관측기를 통해 구한 종방향 및 횡방향 속도를 근사 출력(u_a, v_a)으로 가정한다.⁵⁾ 제어 시점에 따른 제어 여부는 다음과 같이 3가지 조건에 따라 결정된다.

1) 센서 잡음 영향 제거

측정치만을 이용하여 구하는 β 신호의 잡음 제거를 위해 여유 값(n_s)을 고려한다. $\dot{\beta}$ 의 절대 값이 n_s 보다 작을 경우는 β 값과는 상관없이 제어입력을 제한한다. 센서 잡음에 따라 제어가 오작동하는 것을 방지하기 위해 여유 값은 신중히 정해져야 한다.

$$|\dot{\beta}| > n_s$$

2) 제어 시점 상수()에 따른 안정 한계

다음과 같이 각각 β 및 $\dot{\beta}$ 가 안정한계 평면을 넘어서는지 여부를 판단한다. 여기서, 아래 첨자 k 는 현재 시간스텝을 나타낸다.

$$\beta_k > -\frac{c_2}{c_1} \dot{\beta}_k + c_2 f_{cl} \quad \text{if } \dot{\beta} \geq 0 \text{ and } \beta \geq 0$$

$$\beta_k > \frac{c_2}{c_3} \dot{\beta}_k + c_2 f_{cl} \quad \text{if } \dot{\beta} \geq 0 \text{ and } \beta < 0$$

$$\beta_k > -\frac{c_4}{c_3} \dot{\beta}_k + c_4 f_{cl} \quad \text{if } \dot{\beta} < 0 \text{ and } \beta < 0$$

$$\beta_k > \frac{c_4}{c_1} \dot{\beta}_k + c_4 f_{cl} \quad \text{if } \dot{\beta} < 0 \text{ and } \beta \geq 0$$

3) 위상 궤적의 방향성

안정 한계에서 제어기는 위상 궤적의 방향이 안정한계 평면 외부 즉, 불안정 영역을 향할 때 작동하도록 다음과 같이 제어여부를 판단한다.

$$\beta_k > -\frac{c_2}{c_1} (\dot{\beta}_k - \dot{\beta}_{k-1}) + \beta_{k-1} \quad \text{if } \dot{\beta} \geq 0 \text{ and } \beta \geq 0$$

$$\beta_k > \frac{c_2}{c_3} (\dot{\beta}_k - \dot{\beta}_{k-1}) + \beta_{k-1} \quad \text{if } \dot{\beta} \geq 0 \text{ and } \beta < 0$$

$$\beta_k > -\frac{c_4}{c_3} (\dot{\beta}_k - \dot{\beta}_{k-1}) + \beta_{k-1} \quad \text{if } \dot{\beta} < 0 \text{ and } \beta < 0$$

$$\beta_k > \frac{c_4}{c_1} (\dot{\beta}_k - \dot{\beta}_{k-1}) + \beta_{k-1} \quad \text{if } \dot{\beta} < 0 \text{ and } \beta \geq 0$$

3. 제어 시점에 따른 제어변수 설정

제어 알고리즘은 3자유도 차량 평면 운동을 고려한 슬라이딩 제어를 사용했다. 선형 타이어 모델을 고려하면 3자유도 차량 모델은 종방향 차속(u), 횡방향 차속(v), 요속도(γ)를 상태변수로 하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$m\dot{u} = F_{xr} + F_{yf} - C_f \left(\delta - \frac{v + \gamma a}{u} \right) \delta + m\gamma v$$

$$m\dot{v} = C_r \frac{\gamma b - v}{u} - C_f \frac{v + \gamma a}{u} + (C_f + F_{yf}) \delta - m\gamma u \quad (1)$$

$$I_z \dot{\gamma} = aF_{yf} \delta + a \cdot C_f \left(\delta - \frac{v + \gamma a}{u} \right) - b \cdot C_r \frac{\gamma b - v}{u} + \frac{d}{2} (F_{xf} - F_{xfl}) + \frac{d}{2} (F_{xrr} - F_{xrl})$$

여기서, m 은 차체질량, a 및 b 는 질량중심에서 전륜 및 후륜까지의 거리, I_z 는 z축 방향 관성모멘트, d 는 윤거를 나타낸다. C_f 및 C_r 은 전륜 및 후륜

타이어 강성계수를 나타내며, δ 는 조향각이다. 전륜 및 후륜의 구동력 F_{xf} 및 F_{xr} 은 관측기를 이용하여 구한 구동 토크(T_s) 값과 제동 토크를 이용하여 단순화 한다.

$$F_{xf} = F_{xfl} + F_{xfr} \cong \left(\frac{1}{2} \frac{T_s}{r_{wf}} - \frac{K_{Bf}}{r_{wf}} P_{Bfl} \right) + \left(\frac{1}{2} \frac{T_s}{r_{wf}} - \frac{K_{Bf}}{r_{wf}} P_{Bfr} \right)$$

$$= \frac{T_s}{r_{wf}} - \frac{K_{Bf}}{r_{wf}} (P_{Bfl} + P_{Bfr}) \quad (2)$$

$$F_{xr} = F_{xrl} + F_{xrr} \cong -\frac{K_{Br}}{r_{wr}} P_{BrL} - \frac{K_{Br}}{r_{wr}} P_{BrR}$$

여기서, P_B 는 휠 캘리퍼 압력, K_B 는 브레이크 게인, r_{wf} 및 r_{wr} 은 전륜 및 후륜의 휠 반경을 나타낸다. 제어입력을 각각의 휠에서의 제동 압력으로 가정하고 다음과 같이 오차속도 오차와 차체 슬립각에 가중치를 곱하여 슬라이딩 평면으로 가정한다.

$$s = \gamma_{des} - \gamma + \rho \beta \quad (3)$$

슬라이딩 제어기는 식 (1)~(3)을 이용하여 아래 방정식을 구성하면 제동입력을 직접 구할 수 있다.

$$\dot{s} = -K s \quad (4)$$

여기서, K 는 슬라이딩 게인, ρ 는 차체 슬립각에 대한 가중치를 뜻한다. 계산되는 각 휠의 제동 압력은 0보다 큰 값이 계산 될 때, 위의 3가지 제어 시점 조건을 만족하면 제어 입력으로 가해진다. 제어기의 설계 변수는 K 와 ρ 이며 다음과 같이 23자유도 차량모델을 이용한 개루프 시뮬레이션을 통해 적절하게 선정했다. 주행상황은 Fig. 2와 유사한 조건인 100kph에서의 100도 조향각의 Fish-hook 실험이다. Fig. 3은 이때의 조향각을 나타낸다.

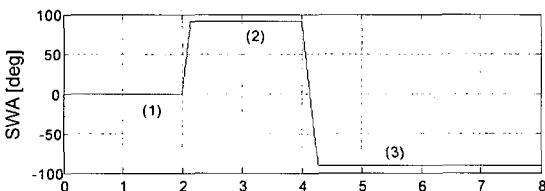


Fig. 3 Vehicle stability limit and control threshold

안정한계에서 제어기는 위상 궤적의 방향이 안정한계 평면 외부 즉, 불안정 영역을 향할 때 작동하게 된다. 궤적의 방향은 다음과 같이 판단한다. Fig. 4는 제어하지 않은 경우와 f_{ct} 가 0.3인 경우, 즉 안정성 제어기의 간섭이 많은 경우의 제어 결과 비교이다. 그림과 같이 제어한 경우, 조향 입력이 크게 변화하는 영역에서 제동 토크가 500N가량 가해지며 제어하지 않은 경우에 비하여 작은 슬립각이 발생된다.

다음의 Fig. 5는 f_{ct} 가 0.7인 경우, 즉 제어 간섭이 적은 경우의 시뮬레이션 결과이다. Fig. 4에 비하여 제어입력이 가해지는 부분이 감소하며, 제어입력이 가해지는 시간이 보다 짧기 때문에 안정성 확보를 위해 제어 설정 계수 K 와 ρ 는 크게 설정해야 한다. Fig. 6은 f_{ct} 에 따른 적절한 제어 게인 값을 나타낸다.

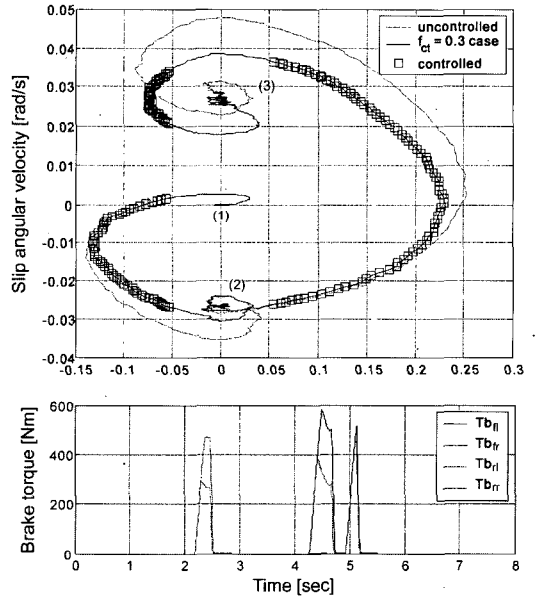


Fig. 4 Open-loop fish-hook simulation ($f_{ct} = 0.3$)

4. 운전자에 따른 모의주행 실험결과

주행 시뮬레이터는 실시간 시뮬레이션 하드웨어, 애니메이션 PC, 빔프로젝터, 차량 및 운전석 등으로 구성된다. 모의주행 실험은 다음의 두 운전자가 수행했다. 본 연구에서는 운전자 A는 숙련된 운전자를, 운전자 B는 초보 운전자를 대표하는 것으로 가정한다.

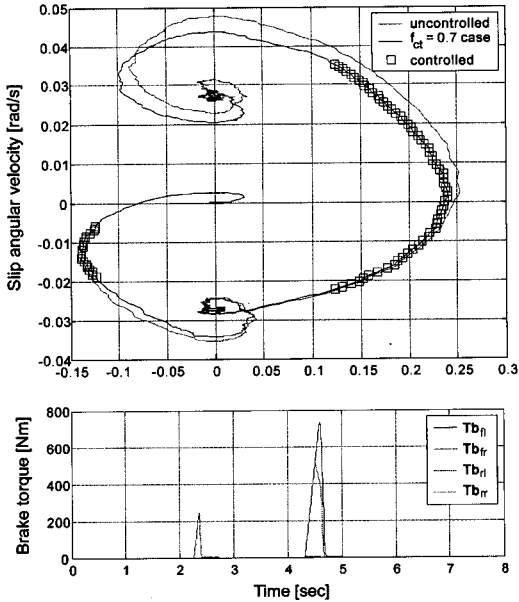


Fig. 5 Open-loop fish-hook simulation ($f_{ct} = 0.7$)

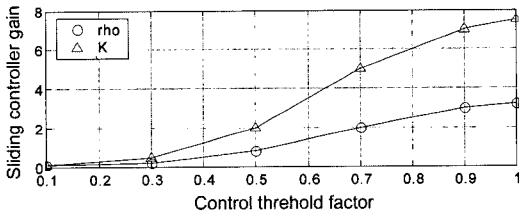


Fig. 6 Control threshold and controller parameter

Table 1 Test drivers

Driver ID	A	B
Gender	Male	Male
Age	33	28
Experience	13 years	5 years
Currently	Drives everyday	Several/month

모의 주행 조건은 다음의 Fig. 7과 같다. 150m 반경의 편도 4차선 선회로에서 2차선으로 ACC (Adaptive cruise control)를 이용한 100kph 차속 설정 주행 시, 정지된 장애물을 발견했을 때 운전자는 3차선으로 차선을 변경하여 장애물 회피 주행하는 경우이다. 차량 안정성 제어기의 제어 시점은 빠른 간섭($f_{ct} = 0.3$)과 늦은 간섭($f_{ct} = 0.9$), 두 가지 경우에 대해 각 운전자가 모의 주행을 수행했다.

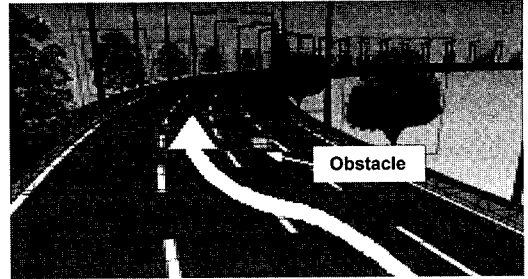


Fig. 7 Driving Scenario

다음의 Fig. 8은 운전자 A의 경우 조향 입력과 차속을 나타낸다. 그림과 같이 빠른 간섭과 늦은 간섭의 경우 모두 유사한 결과를 보인다. 이때, 차체 슬립각과 제어입력은 다음의 Fig. 9와 같고, 차량 궤적은 Fig. 10과 같다. 마찬가지로 운전자 A는 제어 시점에 영향을 받지 않음을 알 수 있다.

다음은 운전자 B에 대한 모의 주행시험 결과이다. 운전자 A와 달리 운전자 B는 늦은 간섭의 경우 차속은 유사하지만 조향 입력이 크게 발생하고(Fig. 11), 이에 따라 Fig. 12와 같이 차체 슬립각이 크게 발생한다. 차량 궤적이 4차선까지 이탈하는 결과를 보인다. 이는 운전자 B의 경우, 차량 안정성 제어기의 빠른 간섭이 해당 주행 상황에서 보다 안정된 주행을 가능하게 했다고 볼 수 있다. 즉, 늦은 간섭의 경우 운전자 B는 올바르게 않은 조향 입력을 가하고 빠른 간섭의 경우 안정성 제어기의 영향으로 보다 안정적인 주행이 가능하다.

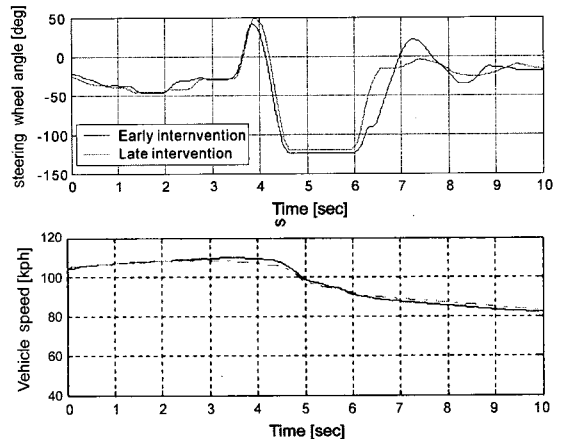


Fig. 8 Steering input and vehicle speed (Driver A)

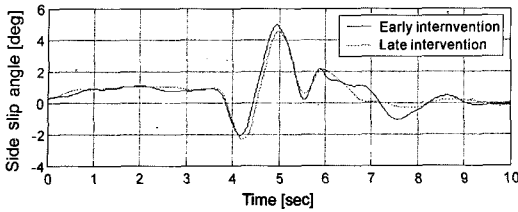


Fig. 9 Side slip angle (Driver A)

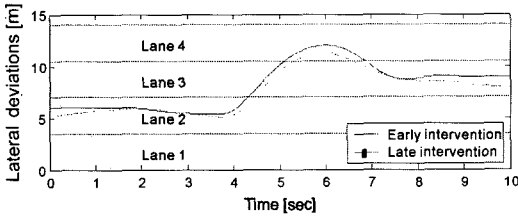


Fig. 10 Vehicle trajectory (Driver A)

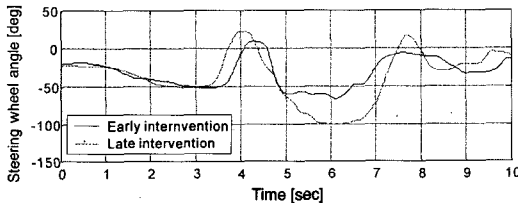


Fig. 11 Steering input and vehicle speed (Driver B)

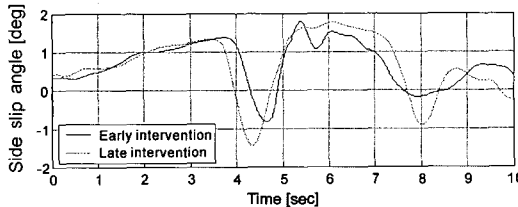


Fig. 12 Side slip angle (Driver B)

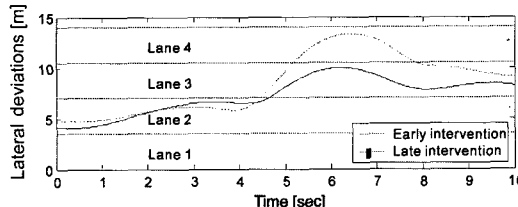


Fig. 13 Vehicle trajectory (Driver B)

운전자 A는 안정성 제어가 늦은 간섭을 하는 경우($f_{\alpha} = 0.9$), 즉 제어 시점이 늦은 경우가 알맞으며, 운전자 B는 빠른 간섭을 하는 경우($f_{\alpha} = 0.3$)가 알맞다고 볼 수 있다. 이로써 운전자의 특성에 따라 제어기의 특성을 조정하여 보다 향상된 차량 안정성 제어기의 구성이 가능함을 알 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 기존의 on/off 스위치가 아닌 제어 시점의 변경을 통해 운전자에게 차량 안정성 제어기의 제어 양상을 직접 선택할 수 있는 시스템을 제안했다. 적절한 제어 시점을 판별하기 위하여 차체 슬립각과 슬립각속도 위상평면을 사용했다. 제어 시점에 따른 제어 성능을 고찰하기 위해 시뮬레이션 프로그램을 이용했고, 그 결과 제어 간섭이 많은 경우에 비하여 제어 간섭이 적은 경우 보다 큰 제어기 설정 계수가 필요함을 알 수 있었다. 운전자에 따른 제어기의 제어 경향을 알아보기 위하여 두 명의 운전자에 대해 동일 상황에서 주행시뮬레이터를 이용하여 모의 주행을 수행하였고, 운전자에 따라 제어기의 특성을 선택함으로써 다양한 운전자의 요구를 충족시킬 수 있을 것으로 기대된다. 향후, 운전자의 조향 주행특성을 파악하여 안정성 제어기의 제어 양상을 자동적으로 결정할 수 있는 시스템에 대한 연구가 필요하다.

후 기

이 연구는 과학기술부 국가 지정 연구실(NRL) 사업의 지원에 의해 수행 되었습니다.

References

- 1) A. T. Van Zanten, "Evolution of Electronic Control Systems for Improving the Vehicle Dynamic Behavior," Proceedings of the Int. Symposium on Advanced Vehicle Control, 20024481, pp.7-15, 2002.
- 2) H. E. Tseng, B. Ashrafi, D. Madau, T. Brown and D. Recker, "The Development of Vehicle Stability Control at Ford," IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, Vol.4, No.3, pp.223-

- 234, 1999.
- 3) S. Inagaki, I. Kshiro and M. Yamamoto, "Analysis on Vehicle Stability in Critical Cornering," Proceedings of the Int. Symposium on Advanced Vehicle Control, AVEC 9438411, pp. 287-292, 1994.
 - 4) A. Nishio and K. Tozu, "Development of Vehicle Stability Control System Based on Vehicle Sideslip Angle Estimation," SAE 2001-01-0137, 2001.
 - 5) H. Lee, "Reliability Indexed Sensor Fusion and Its Application to Vehicle Longitudinal and Lateral Velocity Estimation," International Journal of Vehicle Design, Vol.33, No.4, pp.351-364, 2003.
 - 6) K. Yi, T. Chung, J. Kim and S. Yi, "An Investigation into Differential Braking Strategies for Vehicle Stability Control," IMechE, Vol.217, Part D, pp.1081-1093, 2003.
 - 7) T. Chung, J. Kim and K. Yi, "Human-in-the-Loop Evaluation of a Vehicle Stability Controller Using a Vehicle Simulator," Int. J. of Automotive Technology, Vol.5, No.2, pp.109-114, 2004.