

통합 샤시 제어를 위한 횡방향 안전성 판단 조건에 관한 연구

안국진* · 좌은혁* · 고영일* · 이경수** · 손기모***

An Investigation of the Lateral Stability Criteria for Integrated Chassis Control

Kookjin Ann*, Eunhyek Joa*, Youngil Koh*, Kyongsu Yi**, Kimo Sohn***

Key Words : Lateral stability criteria(횡방향 안전성 판단 조건), Integrated chassis control(통합 샤시 제어), Velocity-yawrate gain(속도-요레이트 게인)

ABSTRACT

This paper presents the lateral stability criteria for integrated chassis control. To determine the intervention timing of chassis control system, the lateral stability criteria is needed. The proposed lateral stability criteria is based on velocity-yawrate gain domain to determine whether vehicle is stable. If the yawrate gain violates the proposed criteria, the stability of the vehicle is considered as unstable. Characteristic velocity and critical velocity are employed to distinguish lateral stability criteria. The inside of the two boundaries is stable and the outside is unstable. If yawrate gain of vehicle violates the lateral stability criteria, the chassis control begin to intervene. To validate the lateral stability criteria, both computer simulations and vehicle test are conducted with respect to circular turn scenario. The proposed lateral stability criteria makes it possible to reduce intervention of chassis control system.

기호설명

a : distance from CG to front tires (m)

b : distance from CG to rear tires (m)

l : Wheelbase (m)

v : Lateral velocity (m/s)

v_{Char} : Characteristic velocity (m/s)

v_{Cri} : Critical velocity (m/s)

C_F : Front tire cornering stiffness (N/deg)

C_R : Rear tire cornering stiffness (N/deg)

β : side slip angle (rad)

γ : yawrate (rad/s)

δ : front tire steer angle (rad)

Y : Lateral tire force (N)

Y_β : Damping in sideslip derivative

Y_γ : Lateral force/Yaw coupling derivative

Y_δ : Control force derivative

N : Yawing moment (N·m)

N_β : Static directional stability derivative

N_γ : Yaw damping derivative

N_δ : Control moment derivative

* 서울대학교 차량동역학 및 제어연구실

** 서울대학교 차량동역학 및 제어연구실, 교신저자

*** 현대자동차

E-mail : akj302104@snu.ac.kr

1. 서론

자동차가 대중에게 보급된 이래로 차량의 주행안전성을 향상시키기 위하여 다양한 전자 장치가 개발되어 왔다. 그 예로, ABS(Anti-lock Braking System), TCS(Traction Control System), ESC(Electronic Stability Control)과 차량의 횡 방향 움직임을 제어하는 VDC(Vehicle Dynamics Control)같은 기술이 개발되어 차량의 안전성을 이전에 비해 현저하게 향상시켰다.⁽¹⁾ '96년 SAE에서는 차량의 횡 방향 움직임에 대한 안정성을 향상시키기 위한 연구가 진행되었고,⁽²⁾ 최근에는 다양한 차량 제어 시스템을 통합하여 안전성과 주행성능을 향상시키는 연구가 진행되었다.⁽³⁾

이러한 전자 장치의 개입 시점을 결정하기 위하여 차량 안전성 판단 조건에 대한 연구가 필요하다. 국제 표준화 기구(International Organization for Standardization)에서는 정상 상태 선회 운동을 하는 차량에 제동력을 가하여 차량의 경로 추적 능력과 방향 거동에 미치는 제동의 영향을 결정하는 개방 루프 시험 방법을 ISO 7975에 규정하였다.⁽⁴⁾ 이에 '14년 AVEC에서는 ISO 7975 표준에 의거하여 선회 제동 시 차량의 안전성 판단 조건에 대하여 제시하였다.⁽⁵⁾ 일반적으로 차체 슬립 각도가 5도 이상일 경우 차량의 횡 방향 안전성이 보장 되지 않는다고 판단된다. 이에 따라 차체 슬립 각도를 작은 범위 안으로 제한하기 위한 연구가 진행되었다.⁽⁵⁾ IEEE에서는 '06년 차체 슬립 각도와 차체 슬립 각속도를 이용하여 위상 평면에서의 제어 시점을 통해 차량의 안전성 한계를 판단했다.⁽⁶⁾ 차량의 횡 방향 속도와 스티어링 휠 각도에 따라서 위상 평면이 달라지기 때문에 안전성 한계도 달라지게 된다. 따라서 실시간으로 안정성을 판단하기에 어려움이 있다. 또한 불안정할 경우에 언더스티어와 오버스티어를 판단할 수 있는 기준이 명확하지 않다.

차량이 불안정한 상태일 경우 차량 제어 시스템을 이용하여 차량의 안정성을 확보한다. 이러한 차량 제어 시스템의 개입 시점을 결정하기 위하여 차량 안전성 판단 조건에 대한 연구가 필요하다. 본 논문에서는 차량 안전성 판단을 위한 시나리오를 설정하고 시뮬레이션과 실차 실험을 통해 차량 안전성 판단 조건에 대해 연구하였다.

2. 요레이트 게인

본 장에서는 요레이트 게인을 계산하기 위한 알고리즘을 설명한다. 2 자유도 자전거 모델을 사용하고 정상

상태라 가정한다.

2.1. 타이어에 가해지는 횡 방향 힘

2 자유도 자전거 모델에서 타이어에 가해지는 횡 방향 힘은 앞 타이어와 뒤 타이어에 가해지는 횡 방향 힘의 합과 같다.

$$Y = Y_F + Y_R \quad (1)$$

$$Y = C_F \beta + C_F \left(\frac{a\gamma}{v} \right) - C_F \delta + C_R \beta - C_R \left(\frac{b\gamma}{v} \right) \quad (2)$$

$$Y = (C_F + C_R) \beta + \frac{1}{v} (aC_F - bC_R) \gamma - C_F \delta \quad (3)$$

수식 (1)은 타이어에 가해지는 횡 방향 힘의 합이다. 횡 방향 타이어 힘이 슬립 각도에 선형적으로 변한다고 가정하면 타이어에 가해지는 횡 방향 힘의 합은 수식 (2)와 같다. 수식 (3)은 타이어에 가해지는 횡 방향 힘의 합을 차체 슬립 각도, 요레이트, 그리고 앞 조향 각도에 관하여 나타낸 것이다.

$$Y = \left(\frac{\partial Y}{\partial \beta} \right) \beta + \left(\frac{\partial Y}{\partial \gamma} \right) \gamma + \left(\frac{\partial Y}{\partial \delta} \right) \delta \quad (4)$$

$$Y = Y_\beta \beta + Y_\gamma \gamma + Y_\delta \delta \quad (5)$$

수식 (4)은 타이어에 가해지는 횡 방향 힘의 합을 차체 슬립 각도, 요레이트, 그리고 앞 조향 각도에 대한 편도함수로 나타낸 것이다. 수식 (5)에서 차체 슬립 각도, 요레이트, 그리고 앞 조향 각도의 계수는 다음과 같다.

$$Y_\beta = C_F + C_R$$

$$Y_\gamma = \left(\frac{1}{v} \right) (aC_F - bC_R)$$

$$Y_\delta = -C_F$$

2.2. 차체의 무게중심에 가해지는 요잉 모멘트

$$N = N_F + N_R \quad (6)$$

$$N = Y_F a + Y_R b$$

$$N = C_F a \beta + C_F \left(\frac{a^2 \gamma}{v} \right) - C_F a \delta + C_R b \beta - C_R \left(\frac{b^2 \gamma}{v} \right) \quad (7)$$

$$N = (aC_F + bC_R) \beta + \frac{1}{v} (a^2 C_F - b^2 C_R) \gamma - aC_F \delta \quad (8)$$

수식 (6)은 차체의 무게중심에 가해지는 요잉 모멘트의 합이다. 횡 방향 타이어 힘이 슬립 각도에 선형적으로 변한다고 가정하면 타이어에 가해지는 횡 방향 힘의 합은 수식 (7)와 같다. 수식 (8)는 차체의 무게중심에 가해지는 요잉 모멘트의 합을 차체 슬립 각도, 요레이트, 그리고 앞 조향 각도에 관하여 나타낸 것이다.

$$N = \left(\frac{\partial N}{\partial \beta} \right) \beta + \left(\frac{\partial N}{\partial \gamma} \right) \gamma + \left(\frac{\partial N}{\partial \delta} \right) \delta \quad (9)$$

$$N = N_\beta \beta + N_\gamma \gamma + N_\delta \delta \quad (10)$$

수식 (9)은 차체의 무게중심에 가해지는 요잉 모멘트의 합을 차체 슬립 각도, 요레이트, 그리고 앞 조향 각도에 대한 partial derivative로 나타낸 것이다. 수식 (10)에서 차체 슬립 각도, 요레이트, 그리고 앞 조향 각도의 계수는 다음과 같다.

$$N_\beta = aC_F - bC_R$$

$$N_\gamma = \left(\frac{1}{v} \right) (a^2 C_F + b^2 C_R)$$

$$N_\delta = -aC_F$$

2.3. 정상 상태에서의 요레이트 계인

2자유도 자전거 모델에서 정상 상태 선회라 가정하면 다음의 수식(11)이 성립한다.

$$\begin{aligned} mV\gamma &= Y_\beta \beta + Y_\gamma \gamma + Y_\delta \delta \\ 0 &= N_\beta \beta + N_\gamma \gamma + N_\delta \delta \end{aligned} \quad (11)$$

수식을 정리하면 요레이트 계인은 수식 (12)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{\gamma}{\delta} = \frac{Y_\beta N_\delta - N_\beta Y_\delta}{N_\beta Y_\gamma - N_\beta m v - Y_\beta N_\gamma} \quad (12)$$

앞 조향 각도의 변화에 따른 요레이트의 변화로써 분모가 0일 경우 요레이트 계인은 무한대로 발산한다.⁽⁷⁾ 이 때의 속도를 임계 속도라고 한다. 작은 앞 조향 각도 인풋으로 이론적으로 무한에 가까운 요레이트가 나타난다. 수식 (13)은 임계 속도를 수식으로 나타낸 것이다.

$$v_{crit} = \frac{N_\beta Y_\gamma - Y_\beta N_\gamma}{N_\beta m} \quad (13)$$

언더스티어 차량의 경우 수식(12)의 분모에서 첫 번째 항은 다른 항에 비해 충분히 작다.⁽⁸⁾

$$-N_\beta m v - Y_\beta N_\gamma = 0 \quad (14)$$

따라서 분모가 0일 경우 수식 (14)를 만족한다. 언더스티어 차량의 경우 수식 (14)에서 첫 번째 항과 두번째 항이 항상 음수이다. 수식 (14)의 좌변이 항상 0보다 크다. 따라서 언더스티어 차량은 임계 속도가 존재하지 않는다.

3. 횡방향 안전성 판단 기준

요레이트 계인을 이용하여 횡방향 안전성 판단 기준을 Fig. 1과 같이 설정했다.

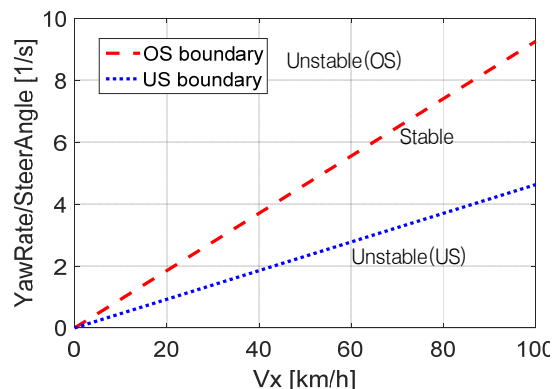


Fig. 1 Lateral stability criteria in CarSim simulation

3.1. 오버스티어 경계

요레이트 게인 식은 수식 (12)와 같다.
 뉴트럴 스티어 차량의 경우 수식 (15)를 따르기 때문에 요레이트 게인 식은 수식 (16)와 같다.

$$N_{\beta} = aC_F - bC_R = 0 \quad (15)$$

$$\frac{\gamma}{\delta} = -\frac{N_{\delta}}{N_{\gamma}} = \frac{aC_F v}{a^2 C_F + b^2 C_R} = \frac{v}{l} \quad (16)$$

$$\frac{\gamma}{\delta} = \frac{1}{l} v \quad (\text{OS boundary}) \quad (17)$$

따라서 뉴트럴 스티어 차량의 요레이트 게인 그래프는 직선이다. 이 직선을 오버스티어 경계로 설정했다. 수식 (17)은 오버스티어 경계다. 요레이트 게인이 오버스티어 경계를 넘어갈 경우 불안정하다고 판단하며 오버스티어 임을 나타낸다.

3.2. 언더스티어 경계

특성 속도는 언더스티어의 정도를 측정하기 위해서 General Motors가 제안했다.⁽¹⁰⁾ 특성 속도에서는 같은 속도의 뉴트럴 스티어 차량의 조향각 보다 두 배의 조향각이 요구된다. 따라서 오버스티어 경계의 1/2 값이다.

코너링 스티프니스 값을 실시간으로 측정하기 어렵기 때문에 특성 속도를 계산하기 어렵다. 따라서 언더스티어 경계는 원점과 특성 속도에서의 요레이트 게인을 지나는 직선으로 설정했다. 언더스티어 경계는 수식 (18)과 같다.

$$\frac{\gamma}{\delta} = \frac{1}{2l} v \quad (\text{US boundary}) \quad (18)$$

요레이트 게인이 언더스티어 경계를 넘어갈 경우 불안정하다고 판단하며 언더스티어 임을 나타낸다.

4. 시뮬레이션

차량 소프트웨어 시뮬레이션 프로그램인 CarSim 과 Matlab/Simulink를 이용하여 횡 방향 안전성 판단 시나리오 시뮬레이션을 진행하였다. 시뮬레이션에는 CarSim 의 E-class, Sedan 차량 모델이 사용되었다.

Table 1 Test Condition

Vehicle model	E-Class, Sedan
Track radius	40m
Friction Mu	1.0
Target Ax	0.07g

Table 2 Parameters of E-Class, Sedan in CarSim

l	3.048m	m	1653kg
l_f	1.402m	l_r	1.646m

4.1. 원 선회 중 가속 시나리오

횡 방향 안전성 판단 시나리오 시뮬레이션을 위해 원 선회 중 가속 시나리오를 진행하였다. 반지름 40m의 원형트랙을 정지상태로 출발하여 일정한 가속도로 가속하였다. 아래 Table 1은 시뮬레이션을 진행한 테스트 조건들이다. Table 2는 E-class, Sedan의 변수 값들을 나타낸 표이다.

4.2. 원 선회 중 가속 시뮬레이션 결과

PID컨트롤러를 이용하여 차량의 가속도를 0.07g에 따라가도록 설계했다. 차량의 조향각은 CarSim에 내장되어 있는 경로 추적기를 사용했다. Fig. 2 (a)의 조향각도를 보면 25초까지는 원형 트랙을 쫓아가지만 25초 이후는 트랙을 쫓아가지 못하여 조향 각도가 증가함을 볼 수 있다. Fig. 2 (d)의 차체 슬립 각도를 살펴보면 최대값 최소값의 차이가 4도 이내인 것을 볼 수 있다. 그래프의 가위 표시는 안정성 한계를 넘었을 때를 나타낸다.

Fig. 3의 요레이트 게인 그래프를 보면 종 방향 속도가 68km/h 근처에서 언더스티어 경계를 지난다. 이 때의 차체 슬립 각도는 약 -0.06도인 것을 확인 할 수 있다.

5. 실차 테스트

시뮬레이션과 동일한 시나리오로 실차 테스트를 진행했다. 데이터 계측에 고정밀 GPS를 활용했고 Autobox를 이용하여 차량과 CAN통신을 했다. CANape를 이용하여 데이터를 취득했다.

횡 방향 안전성 판단 시나리오 시뮬레이션을 위해 원 선회 중 가속 시나리오를 진행했다.

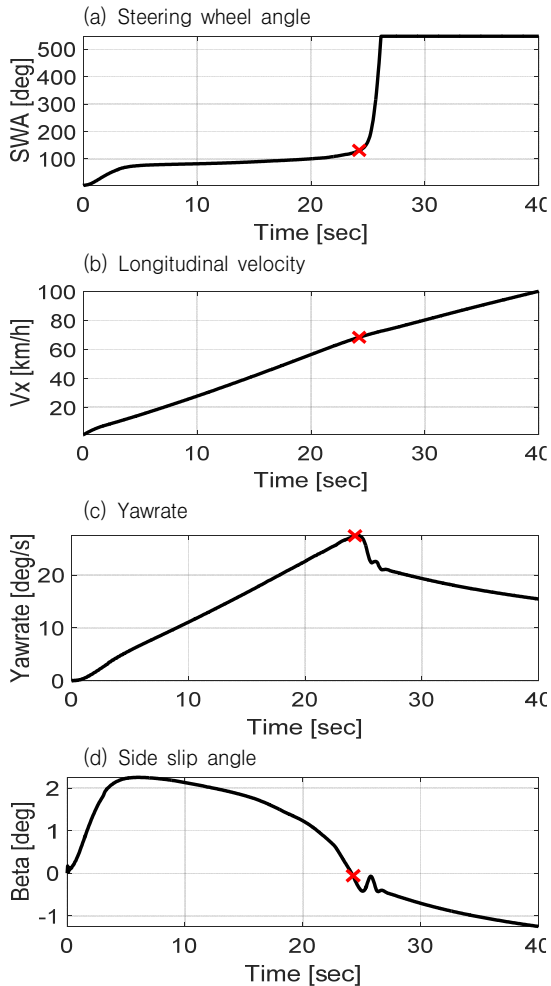


Fig. 2 Vehicle states in CarSim simulation

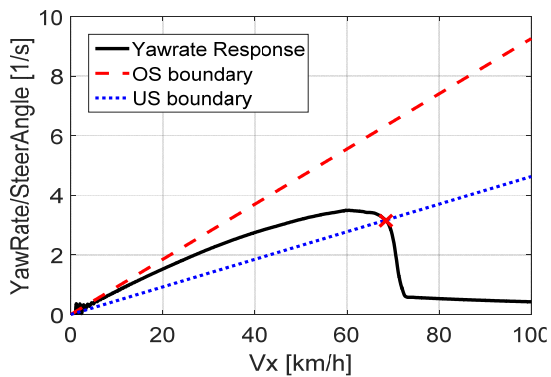


Fig. 3 Lateral stability criteria in CarSim simulation



Fig. 4 Test vehicle in KATRI

5.1. 원 선회 중 가속 실차 테스트 결과

Fig. 5 (c)를 보면 45초 부근에서 차량의 요레이트가 급격히 증가하는 것을 볼 수 있다. Fig. 5 (a)를 보면 운전자가 이로 인하여 카운터 스티어링을 조작한 것을 볼 수 있다. Fig. 5 (d)의 차체 슬립 각도는 최대 약 24도 까지 증가한다.

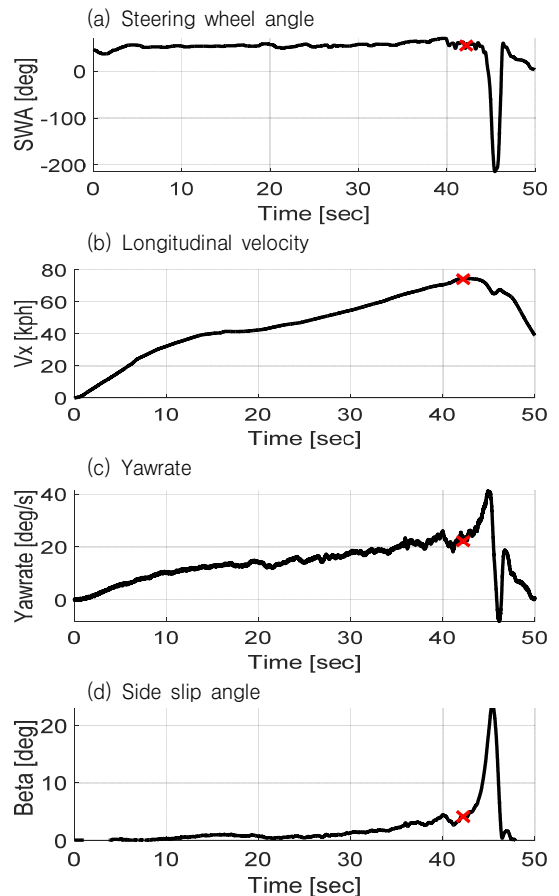


Fig. 5 Vehicle states in vehicle test

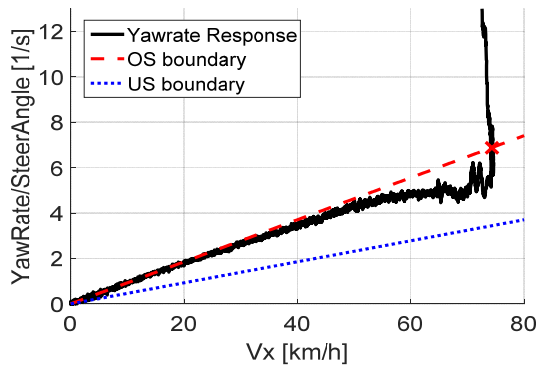


Fig. 6 Lateral stability criteria in vehicle test

Table 3 Test Condition

Side slip angle	Velocity	Yawrate gain
5 deg	74.5 km/h	5.9 /s
6 deg	74.2 km/h	6.9 /s
7 deg	73.9 km/h	8.0 /s
8 deg	73.6 km/h	8.6 /s
9 deg	73.3 km/h	11.5 /s
10 deg	72.9 km/h	11.9 /s

Fig. 6의 요레이트 게인 그래프를 보면 횡 방향 속도가 74km/h 근처에서 오버스티어 경계를 지난다. 이 때의 차체 슬립 각도는 약 6도인 것을 확인 할 수 있다. 차체 슬립 각도에 따른 횡 방향 속도와 요레이트 게인은 Table 3과 같다.

6. 결론

본 논문에서는 차량의 횡 방향 안전성 판단 조건에 대해 연구하였다. 요레이트 게인을 이용하여 횡 방향 안정성을 판단하고 이 때 언더스티어, 오버스티어를 판단하는 기준이 제시되었다. 제시된 알고리즘은 CarSim 시뮬레이션과 실차 실험을 통해 검증되었다.

시뮬레이션에서는 언더스티어, 실차 검증에서는 오버스티어가 발생하여 차량이 불안정했다. 두 시나리오 차량 모두 AWD차량이지만 실차 검증에 이용된 차량의 경우 대부분의 동력이 후륜에 집중되기 때문에 시뮬레이션 결과와 차이가 발생했다. 따라서 시뮬레이션과 실차 검증의 환경을 동일하게 조성하기 위해 시뮬레이션 차량의 동력배분을 조절해야 할 필요가 있다.

횡 방향 안전성 판단 조건은 정상 상태라는 한계가 있

다. 추후 다양한 차량과 시나리오에 대해 검증하여 차량 제어 시스템의 개입 시점 판단에 활용될 것으로 기대된다.

후 기

본 연구는 현대자동차와 2017년 BK21플러스 사업과 the Institute of Advanced Machines and Design, Seoul National University(SNU-IAMD)의 연구비 지원과, 미래창조과학부 재원 한국연구재단(NRF-2016R1E1A1A01943543)의 지원으로 수행된 연구임.

참고문헌

- (1) 허현동, 이경수, 2012, "차량 안정성과 조종성향상을 위한 통합 샤시 제어 알고리즘 개발," 한국자동차공학회 춘계 학술대회, pp. 693~698.
- (2) Koibuchi K, Yamamoto M, Fukada Y, Inagaki S, 1996, "Vehicle Stability Control in Limit Cornering by Active Brake," SAE Technical Paper, 960587.
- (3) Mark O, Bodie, Aleksander hac, 2000, "Closed Loop Yaw Control of Vehicle Using Magneto-Rheological Dampers," SAE Technical Paper, 2000-1-0107.
- (4) ISO 7975, 2006, "Passenger cars -- Braking in a turn -- Open-loop test method," International Organization for Standardization.
- (5) Barten, H. J. and Scheurenbrand, J. A., 2014, "Driving Stability during Recuperation for Increased Rear Axle Loads with and without Torque Vectoring," 12th International Symposium on Advanced Vehicle Control, Vol. 8, No. 6, pp. 318~323.
- (6) 김광일, 신재곤, 이경수, 2016, "스티어 바이 와이 어 시스템에서의 차량 기동성과 안정성 향상을 위한 통합 샤시 제어 시스템," 대한기계학회 추계 학술대회, pp. 1815~1820.
- (7) Taeyoung Chung, Kyongsu Yi, 2006, "Design and Evaluation of Side Slip Angle-Based Vehicle Stability Control Scheme on a Virtual Test Track," IEEE Transactions on control systems technology 14.2, pp. 224~234.
- (8) Bergman, Walter, 1965, "The Basic Nature of Vehicle Understeer-Oversteer," SAE Technical Paper, 650085.

- (9) Milliken, William F., Douglas L. Milliken, 1995, "Race Car Vehicle Dynamics," Vol. 400. Warrendale: Society of Automotive Engineers.
- (10) Hsu, Yung-Hsiang Judy, Shad M. Laws, and J. Christian Gerdes, 2010, "Estimation of tire slip angle and friction limits using steering torque," IEEE Transactions on Control Systems Technology, pp. 896~907.