

전자식 차체 자세 제어 장치를 위한 실시간 시뮬레이터 개발에 관한 연구 A Study on the Development of a Real Time Simulator for the ESP (Electronic Stability Program)

김태운¹ · 천세영² · 양순용^{1*}

Tae Un Kim¹, Seyoung Cheon² and Soon Young Yang^{1*}

Received: 04 Nov. 2019, Accepted: 08 Nov. 2019

Key Words : ESP(Electronic Stability Program, 전자식 차체 자세제어 장치), VDC(Vehicle Dynamic Control, 차량 동적 제어), Real-Time Simulation(실시간 시뮬레이션), Software In the Loop Simulation(소프트웨어 루프 시뮬레이션), ESP Estimation(ESP 추정)

Abstract: The Electronic Stability Program (ESP), a system that improves vehicle safety, also known as YMC (Yaw Motion Controller) or VDC (Vehicle Dynamics Control), is a system that operates in unstable or sudden driving and braking situations. Developing conditions such as unstable or sudden driving and braking situations in a vehicle are very dangerous unless you are an experienced professional driver. Additionally, many repetitive tests are required to collect reliable data, and there are many variables to consider such as changes in the weather, road surface, and tire condition. To overcome this problem, in this paper, hardware and control software such as the ESP controller, vehicle engine, ABS, and TCS module, composed of three control zones, are modeled using MATLAB/SIMULINK, and the vehicle, climate, and road surface. Various environmental variables such as the driving course were modeled and studied for the real-time ESP real-time simulator that can be repeatedly tested under the same conditions.

기호 설명

a, b : Distance from center of mass, m

a_y : Vehicle lateral acceleration, m/s^2

δ : Wheel steering angle, rad

r, r_{ref} : Yawrate & Reference yawrate, deg/s

l : Wheelbase, m

m : Vehicle mass, kg

t_f, t_r : Wheel track, m

V_{ref} : Vehicle reference speed, m/s

V_{crit} : Critical speed, m/s

β : Side slip angle, rad

M : Yaw moment, $N \cdot m$

I_z : Z-axis Inertia-moment, $kg \cdot m^2$

I_{wf}, I_{wr} : Tire Inertia-moment, $kg \cdot m^2$

$\dot{\omega}$: Tire rotation angular speed, rad/s

T_f^d : Tire Traction force, N

T_f^b : Tire Brake force, N

* Corresponding author: soonyy@ulsan.ac.kr

1 Department of Mechanical Engineering, University of Ulsan, Ulsan, 44610, Korea

2 Brake Control Engineering Team, Hyundai Mobis, Yongin-si, Gyeonggi-do 16891, Korea

Copyright © 2019, KSFC

This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium, provided the original work is properly cited.

1. 서 론

차량의 안전을 향상시키기 위하여 ABS(Anti-lock brake System), TCS(Traction Control System) 등 다양한 장치들이 개발되어 적용 중에 있으며 대표적인 시스템으로는 ESP(Electronic Stability Program)를 꼽을 수 있다. ESP는 YMC(Yaw Motion Controller) 혹은

VDC(Vehicle Dynamics Control)로도 알려져 있으며 ESP의 목적은 차량의 스핀, 언더스티어, 오버스티어, 굴곡로 주행시 ABS기능과 더불어 차량 주행 시 발생하는 휠 스핀 현상을 방지하는 TCS 기능과 yawing 발생 방지 기능을 통해 차량 선회시 횡방향 안정성을 확보하는 것이다.¹⁻²⁾

ESP는 앞서 설명한 바와 같이 차량의 주행 및 제동이 불안정할 때나 돌발 상황에서 작동하는 시스템으로 이를 실제 차량에서 처음부터 시험하는 것은 숙련된 전문가가 아니면 매우 위험하다. 또한 신뢰성 있는 데이터를 확보하기 위해서 수많은 반복 테스트가 필요하지만,³⁾ 기후, 노면, 타이어 상태의 변화 등의 고려해야 할 변수가 많아 데이터 확보에 어려움이 많다. 이를 극복하기 위해 CAE를 이용한 다양한 시뮬레이션 기법들이 발전해왔다.⁴⁾ 그 중 모델링이 어려운 하드웨어를 실험을 통해 얻은 결과로 대체하는 기법과 실물 그대로 시뮬레이션에 연동시키는 HILS(Hardware-In-the-Loop-Simulation)기법으로 발전하였지만,⁵⁻⁹⁾ 차종이 매우 많아진 상황에서 모든 차량의 HILS 환경을 구축한다는 것 또한 상당한 시간과 인력 낭비로 귀결된다. 이에 ECU, 차량 동역학 모델, 실제 제동시스템을 대체할 수 있는 실시간 해석 모델이 주를 이루는 SILS(Software In the Loop Simulation) 기법을 개발하여 차량 개발프로세스에 적용하고 있다.¹⁰⁾

본 논문에서는 크게 3개의 제어 영역으로 구성된 ESP제어기와 차량 엔진, ABS, TCS모듈 등의 하드웨어와 제어 소프트웨어를 MATLAB/SIMULINK를 이용하여 모델링 하고, Carsim을 이용하여 차량, 기후, 노면, 주행코스 등의 다양한 환경변수를 모델링하여 동일한 조건에서 반복 테스트가 가능한 실시간 ESP 실시간 시뮬레이터에 대하여 연구하였다.

2. ESP 제어 구성

본 논문에서는 ESP를 Fig. 1과 같이 센서로부터 얻은 물리량으로 노면마찰계수와 차량상태 등을 추정하는 ESP 추정기, 추정된 물리량으로부터 ESP 제어 값을 결정하는 ESP 제어기, 결정된 ESP 제어 값을 실제 Actuator에 적용시키는 ESP 슬립제어기로 구성하였다.¹¹⁾

2.1 ESP 추정기

ESP 추정기는 노면마찰계수 추정, 차량상태 추정, Direct integrator 및 Side slip angle (β)선택 알고리즘으로 구성된다.

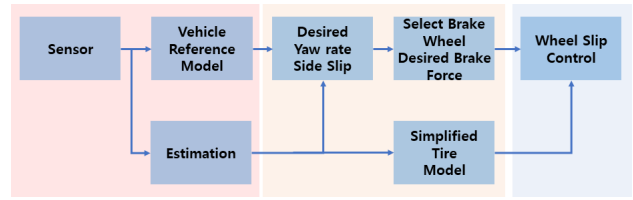


Fig. 1 ESP controller model diagram

2.1.1 노면마찰계수 추정

노면마찰계수의 추정은 기준 요레이트(r_{ref} , Yaw rate)와 노면마찰계수를 연산하여 추정한다.

$$r_{ref} = \frac{V_x \delta_f}{l(1 + (V_x/V_{crit})^2)} \quad (1)$$

정상상태의 기준 요레이트는 식 (1)을 통해 얻을 수 있다. 식 (1)은 일반 노면에서 연산하는 식으로 비탈면이나 경사로에서는 값의 차이가 발생하므로 노면 상태를 고려한 수정된 식은 식 (2)와 같다.

$$r_{ref} = V_x \frac{\delta}{l} - \left(\frac{V_x}{V_{crit}}\right)^2 a_y \quad (2)$$

$V_x \delta/l$ 은 애커만 기하학 모델로부터 얻는 값이며, $(V_x/V_{crit})^2 a_y$ 는 언더스티어 선형영역에 관련된 항으로 원심력에 의한 효과를 나타낸다.¹²⁾ 기준 요레이트의 값은 정상상태의 값으로 실제 요레이트는 식 (3), (4)와 같이 두 개의 지연 값을 가진다.

$$\dot{r}_{ref1} = \frac{1}{T_1}(r_{ref0} - r_{ref1}) \quad (3)$$

$$\dot{r}_{ref} = \frac{1}{T_2}(r_{ref1} - r_{ref}) \quad (4)$$

T_1, T_2 는 타이어 특성, 탑재 중량 등 차량의 특성에 의해 결정되는 시계수로, ESP 기능이 꺼진 차량을 고마찰 노면에서 스텝 조향시험을 수행하며 얻어진 차량의 거동특성을 기준으로 값을 상정하게 된다. T_1, T_2 가 불일치 할 경우 슬립 각의 추정 오차 및 제어 시스템의 오작동이 발생하기 때문에 T_2 는 T_1 과 같은 값을 가지는 T_{2s} 와 T_{2f} 보다 빠른 값을 가지는 T_{2f} 두 개로 나누어 사용한다. 두 시계수는 조건식 (5)를 이용하여 선택하여 사용한다.

$$r < r_{ref} < r_{ref1} \text{ OR } r_{ref1} < r_{ref} < r \quad (5)$$

식 (1) ~ (5)를 이용하여 설계한 기준 요레이트 추정 모델은 Fig. 2이다.

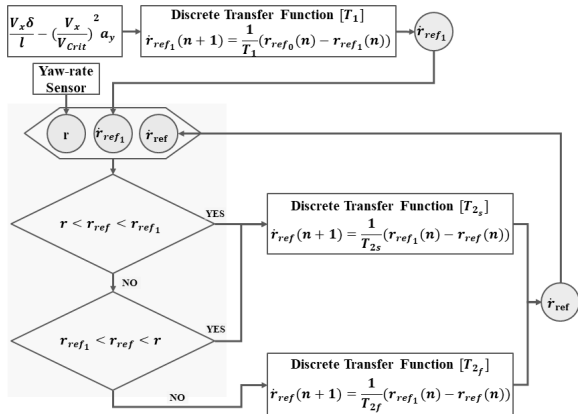


Fig. 2 Reference yaw rate estimation logic

언더스티어 구배를 이용하여 노면 마찰 계수를 식 (6)과 같이 정의할 수 있다. μ_{error} 는 위에서 계산한 기준 요레이트와 센서로 취득한 요레이트를 식 (8)에 대입하여 얻은 Δr 를 x축으로 하는 Fig. 3의 맵을 이용하여 결정하게 된다.

$$\mu = |a_y| + \mu_{error} \tag{6}$$

$$\mu_{error} = Map_{err}(\Delta r) \tag{7}$$

$$\Delta r = (1 + (\frac{V_x}{V_c})^2) \frac{(r_{ref} - r) l |r|}{V_x r} \tag{8}$$

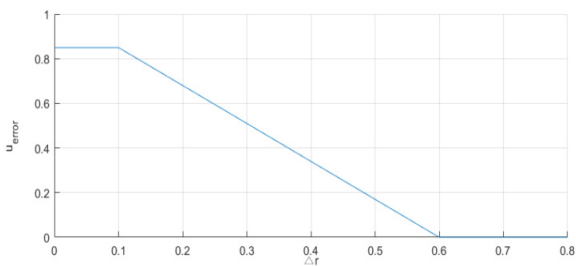


Fig. 3 merror Map

운전자의 조향 입력이 제거되거나, 차량의 횡가속도 입력이 잘못 되는 경우에 노면마찰계수가 잘못 계산되는 것을 방지하기 위하여 Fig. 4와 같이 노면마찰계수를 설정한다. 이를 적용한 노면마찰계수 제어 모델을 Fig. 5와 같이 구성하였다.

2.1.2 차량상태 추정

차량상태 추정 알고리즘은 ESP에서 자세제어에 이용하는 Side slip angle와 Wheel slip angle을 추정한다.

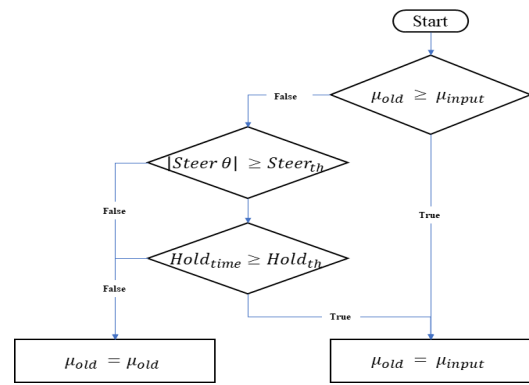


Fig. 4 μ Decision flowchart

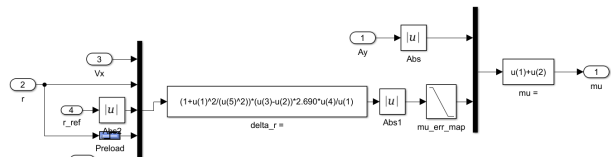


Fig. 5 μ estimation block

ESP 시스템에서 횡 가속도 센서와 요레이트 센서 그리고, 조향각 센서를 입력받아, Luenberger 관측기를 통해 차량 상태 관련 변수를 추정하게 된다. Bicycle 모델을 사용하여 식 (9)와 같이 상태 방정식을 전개하였다.¹³⁾

$$\dot{X} = AX + BU \tag{9}$$

$$A = \begin{bmatrix} \frac{1}{mv_x}(C_{fr} + C_{fl} + C_{rr} + C_{rl}), & -1 + \frac{1}{mv_x^2}(a(C_{fr} + C_{fl}) - b(C_{rr} + C_{rl})) \\ \frac{1}{I_z}(a(C_{fr} + C_{fl}) - b(C_{rr} + C_{rl})), & \frac{1}{I_z v_x}(a^2(C_{fr} + C_{fl}) - \beta^2(C_{rr} + C_{rl})) \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} -\frac{C_{fr} + C_{fl}}{mv_x} \\ a(C_{fr} + C_{fl}) \\ I_z \end{bmatrix}, \quad X = \begin{bmatrix} \beta \\ r \end{bmatrix}, \quad U = \begin{bmatrix} \delta \\ M_z \end{bmatrix}$$

각 식의 C_i 는 횡방향 강성으로 식(10) 과 같이 제동/구동력에 따라 결정된다.

$$C_i = \frac{C_i^\alpha F_i^x}{C_i^\lambda \lambda_i} \tag{10}$$

식 (9)를 Luenberger 관측기에 적용하면 식 (11)과 같이 나타 낼 수 있다.

$$\hat{X} = A\hat{X} + BU + L(r - \hat{r}) \tag{11}$$

$$L = \begin{bmatrix} L_1 \\ L_2 \end{bmatrix}$$

Luenberger 관측기를 포함하는 추정기를 Fig. 6 과 같이 설계하였다.

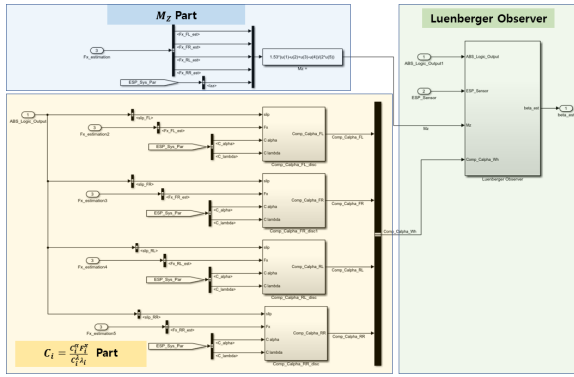


Fig. 6 Estimation with Luenberger observer

2.1.3 Side slip angle (β) 선택 알고리즘

Direct integrator는 식 (12)와 같이 횡가속도와 요레이트, 차속으로부터 Side slip angle의 미분치를 계산하고, 이를 식 (13)과 같이 적분한다. 이 경우 횡가속도와 요레이트 센서 등의 오차가 발생하면, 발산하기 때문에 차량이 비선형 거동영역에서 부분적으로 사용한다.

$$\dot{\beta}_d = \frac{a_y}{v_x} - r \tag{12}$$

$$\int \dot{\beta}_d dt = \int \left(\frac{a_y}{v_x} - r \right) dt \tag{13}$$

$$\beta_d = \frac{\tau}{\tau s + 1} \dot{\beta}$$

차체 미끄러짐 각은 식 (14)와 같이 선형인 영역에서는 Luenberger 관측기에서 구한 Side slip angle을 사용하고 비선형영역에서는 Direct integrator에서 구한 Side slip angle을 이용하여 추정한다. 이때 비선형 게인(k) 값은 노면마찰계수 추정 방법에서 구한 $|\Delta r|$ 을 Fig. 7의 맵에 대입하여 결정한다.

$$\beta = k\beta_d + (1 - k)\beta_e \tag{14}$$

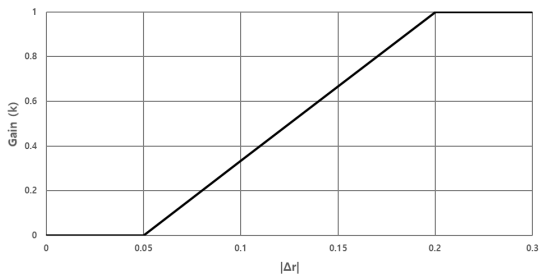


Fig. 7 Nonlinear gain(k) map

2.2 ESP 제어기

ESP시스템은 능동적으로 차량의 각 차륜의 구동력, 제동력을 제어하여 차량의 요 모멘트를 조절함으로써 차량의 주행 성능과 안정성을 확보한다.

이 때 요모멘트 생성을 위하여 차륜의 제동력을 사용하여 실제 차량 상태와 기준 차량 모델의 상태를 비교하고, Robust-PID 제어 방법을 이용하여 오차를 보상한다. 이를 통해 차량의 주행 중 차속 변화에 따라 변동하는 동특성을 보상하고, 차속에 따른 기준 모델을 추정하게 한다. ESP를 Fig. 8과 같이 구성하고, Fig. 9와 같이 ESP 제어기를 모델링 하였다.

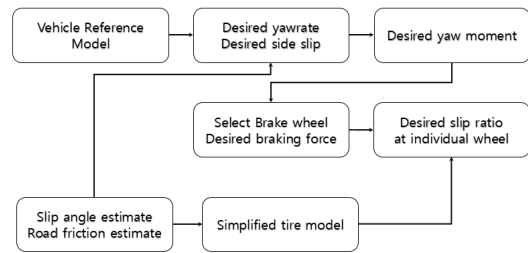


Fig. 8 ESP controller configuration

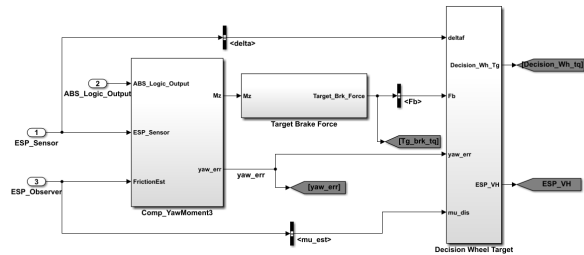


Fig. 9 ESP controller modeling

기준 요모멘트 계산하기 위해서 앞서 전개한 식 (9)를 제동력과 구동력에 의해 각 횡방향 슬립과 차량의 yaw 운동방정식에 발생하는 모멘트에 대한 항을 추가하면 식 (15)와 같이 나타낼 수 있다. 차량거동이 운전자의 입력에 따른 차량 거동을 추종하도록 제어기를 설계하기 위해 다시 식 (15)를 식 (16)과 같이 변경한다.

$$\dot{X} = AX + BU + G\delta \tag{15}$$

$$A = \begin{bmatrix} \frac{1}{Mv_x}(C_{fr} + C_{fl} + C_{rr} + C_{rl}), & -1 + \frac{1}{Mv_x^2}(a(C_{fr} + C_{fl}) - b(C_{rr} + C_{rl})) \\ \frac{1}{I_z}(a(C_{fr} + C_{fl}) - b(C_{rr} + C_{rl})), & \frac{1}{I_z v_x}(a^2(C_{fr} + C_{fl}) - \beta^2(C_{rr} + C_{rl})) \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 1, 0 \\ 0, 1 \end{bmatrix}, \quad G = \begin{bmatrix} -\frac{C_{fr} + C_{fl}}{Mv_x} \\ -\frac{\alpha(C_{fr} + C_{fl})}{I_z} \end{bmatrix}$$

$$\dot{Z} = AZ + BU + AX_d + G\delta \quad (16)$$

$$Z = X - X_d, \quad X = \begin{bmatrix} \beta \\ r \end{bmatrix}, \quad X_d = \begin{bmatrix} \beta_d \\ r_d \end{bmatrix}, \quad U = \begin{bmatrix} M_\beta \\ M_z \end{bmatrix}$$

시스템 행렬 A와 행렬 G는 차속에 따라 변화하는 시변 형태를 가진다. 시스템의 고유치는 차속과 노면 마찰계수 등에 의하여 변화하게 된다. 본 논문에서 제어기는 차속 변화에 설정된 시스템의 폐루프의 고유치를 유지하도록 설정한다.

$$U = KZ - AX_d + G\delta \quad (17)$$

$$A_c = A - K \quad (18)$$

$$K_{22} = 2\alpha + a_{11} + a_{22} \quad (19)$$

$$K_{12} = \frac{1}{a_{21}}(a^2 + \beta^2 + a_{11}^2 + a_{11}a_{21} + 2a_{11}\alpha) \quad (20)$$

여기서 α_{ij} 는 시스템 행렬의 요소이며, α 와 β 는 각각 설정된 폐루프 고유치의 실수역과 허수역의 계수이다. 시스템에 대한 입력으로 M_β 는 다른 항에 비하여 상대적으로 적은 값으로 무시할 수 있고 실제 구현이 불가능하기 때문에, 제어기에서는 M_z 만을 다음 식 (21)과 같이 계산한다.

$$M_z = -K_{22}(r - r_d) - a_{22}r_d - g_2\delta \quad (21)$$

이렇게 계산된 요모멘트로부터 각 차륜에서 필요한 주행 방향 힘은 아래 식 (22)와 같이 계산되고, 각 차륜에 필요한 제동력은 다음 식 (23)과 같다. 식 (23)에서 계산된 제동력을 차륜에 인가하여 제동 토크를 발생 시킨다.

$$F_i^x = \frac{2I_z}{t_f} M_z \quad (22)$$

$$F_b = -F_x = \frac{2I}{t_f} M_z \quad (23)$$

차량 요모멘트 생성에 있어 모든 차륜에 가해진 제동의 효과는 차량 상태 조건에 따라 다르다. Fig. 10은 차륜의 제동력 분배를 이용하여 제동 차륜과 제동 차륜의 슬립을 결정하는 방법을 나타내었다. 운전자가

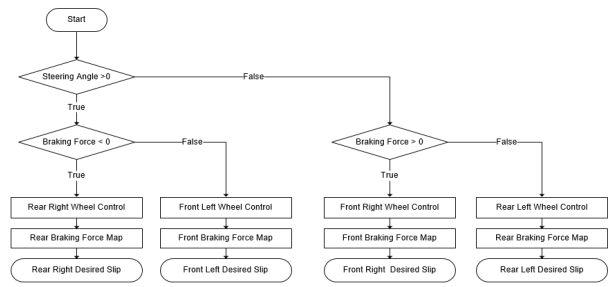


Fig. 10 Slip decision using brake force distribution

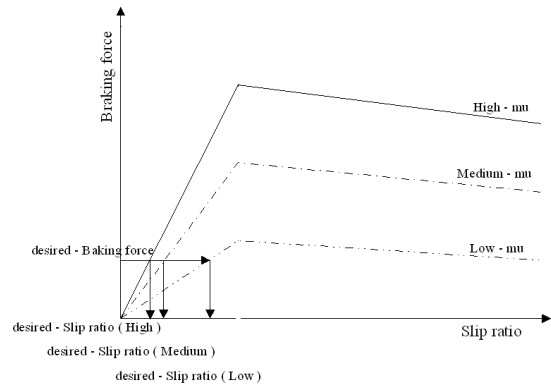


Fig. 11 Reference slip according to μ

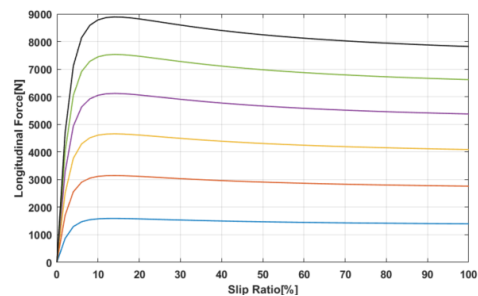


Fig. 12 Fitting map μ , traction force

조향각과 계산된 제동력을 통해 차륜에 제동력 분배 및 제동 차륜을 결정한다. 기준 제동력이 양수이면 전륜 외측 바퀴에 목표 슬립량에 해당하는 제동 토크를 인가한다.

또 음수이면 후륜의 내측 바퀴에 목표 슬립량에 해당하는 제동 토크를 인가한다. 이런 제동력 분배는 노면 조건에 따라 외측 전륜에 제동력을 가함에 따라 차량의 스핀(spin)시 오버스티어 특성을 보상하고, 동일하게 내측 후륜에 제동을 인가함에 따라 차량의 드리프트 아웃(drift-out) 시 언더스티어 특성을 보상한다.

각 차륜의 Target slip은 기준 요모멘트에서 계산된 제동력을 Fig. 11과 같이 전륜, 후륜, 노면의 조건이 반영된 Map에 대입하여 역으로 계산한다. 이렇게 처리하는 경우 차량의 하중 변화, 타이어 상태 등을 정밀하게 반영하지 못하기 때문에 오차가 발생하지만,

이는 ESP 제어기의 Robust - PID 제어에 의하여 보상 된다. 타이어 종방향 특성 곡선을 이용하여 ESP에서 사용하는 노면 마찰 계수로부터 구동력을 계산하는 Fitting map은 Fig. 12와 같다.

2.3 ESP 슬립 제어기

ESP 제어기에서 연산한 각 차륜의 목표슬립과 ESP 동작 신호를 입력 받고, Brake modulator를 통해 유압 시스템의 구동 명령을 생성하는 ESP 슬립 제어기를 Fig. 13과 같이 구성하였다. 제동력을 제어하는 Brake modulator는 ABS제어기와 공유하기 때문에 ESP 동작 시 ESP 제어를 수행하고, ESP 제어신호가 거짓인 경우에 ABS 제어를 수행하도록 하였다.

ESP 슬립 제어기는 제동 제어와 마찬가지로 차륜 압력 증가, 압력 유지, 압력감소의 3개의 상태로 제동을 제어한다. 제동 상태를 결정하기 위해서 목표슬립 값과 현재 차륜의 슬립 값을 비교하여 목표슬립이 현재 슬립 보다 큰 경우 차륜의 목표 제동력 증가와 감소 상황을 판단하며, 목표 제동력이 증가하고 추정된 차륜 제동력보다 큰 경우에는 제동 압력을 증가시키고, 작은 경우에는 제동 압력을 유지하며 차량의 상태를 감시한다.

목표 제동력이 감소상태이며, 추정된 차륜의 제동력보다 작은 경우에는 차륜의 압력을 감소시키고, 큰 경우에는 압력을 유지시킨다. 목표슬립이 현재 슬립 보다 작은 경우는 압력을 감소시킨다.

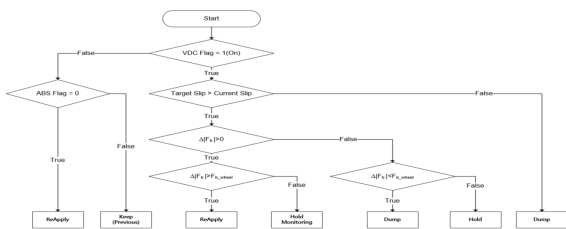


Fig. 13 Slip Controller Flow Chart

3. ESP 시뮬레이션 모델 구성

기존 TCS 시뮬레이션 모델에 ESP 제어기를 추가한 ESP 시스템의 구성은 Fig. 14와 같다.

ESP 제어기와 엔진모델, 브레이크 모델은 MATLAB/SIMULINK와 Stateflow를 이용하여 구축하고, 차량 모델은 CarSim을 이용하였다. 각 모델을 Fig. 15와 같이 SIMULINK 환경에서 S-function으로 통합하여 실시간 ESP 시뮬레이터를 구축하였다. 시뮬레이터는 센서 및 엔진 모델 등의 물리적 지연 및

통신 지연 등을 반영하였다. 연산 주기는 Fixed Step 1msec이고, 제동제어기의 연산 주기는 실제 차량의 제어 주기와 같은 5msec로 개발하였다. 최종적으로 개발한 실시간 ESP 시뮬레이터는 Fig. 16과 같다.

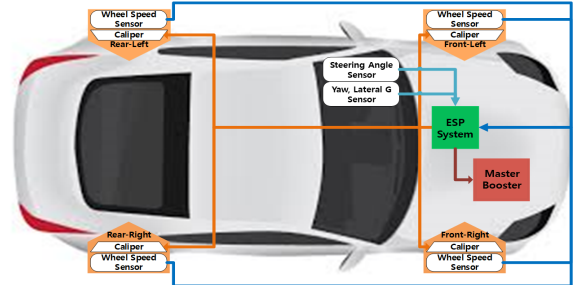


Fig. 14 Configuration of ESP System

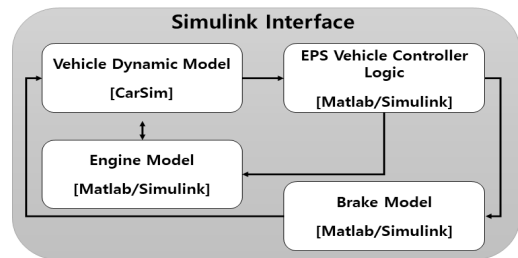


Fig. 15 ESP simulator interface

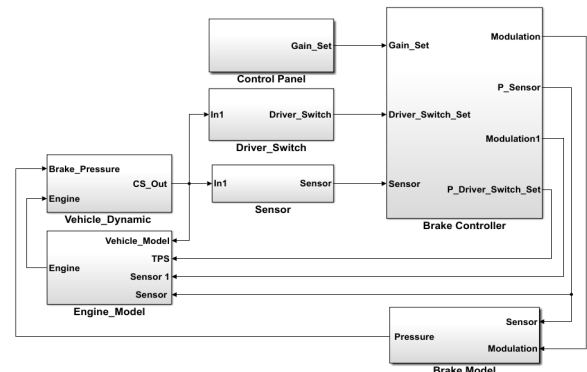


Fig. 16 Real-Time ESP simulator in SIMULINK

4. 시뮬레이션 결과

4.1 DLC (Double lane change) 거친 노면 시험
 시험 조건을 차속 120kph, 최대 가속, 거친 노면 ($\mu = 0.8$)으로 설정하고, ISO 3888 차선변경 시험 (DLC - Double lane change)방법으로 시뮬레이션을 수행하였다. ESP 유무에 따라, ESP를 장착한 차량이 미장착된 차량 보다 2차 차선 변경 시 민첩하게 움직이고 차선 이탈도 약 0.15m 작게 발생하여 안정적으로 차선 변경이 이뤄지는 것을 Fig. 17의 차량궤적 그래프에서 확인 할 수 있다.

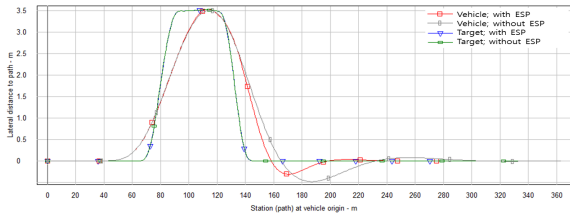


Fig. 17 Vehicle trajectory ($\mu = 0.8$)

ESP 제어의 목표 요레이트와 차량 요레이트 센서 값의 차이로 발생한 차량의 제동력은 Fig. 18와 같다.

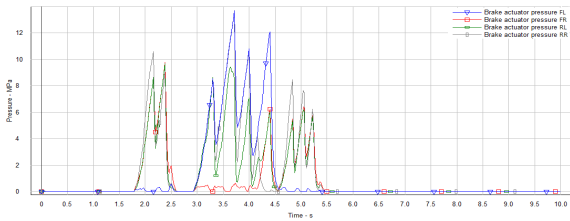


Fig. 18 Vehicle braking force ($\mu = 0.8$)

ESP 제어기 유무에 따른 차량의 요레이트 및 횡방향 가속도 결과를 Fig. 19, 20과 같이 그래프로 표현하였다. ESP가 장착된 차량은 목표 요레이트를 추종하기 위해 차량의 제동력을 발생시키고 그 결과 Fig. 19, 20과 같이 차량의 거동이 발생하였다. ESP가 장착된 차량은 같은 노면에서 차량 선회 시 미장착 차량보다 6deg/s의 요레이트를 크게 발생 시킬 수 있고 그 결과 차량을 횡방향으로 0.06g 이상 더 이동시킬 수 있다. 이는 차량이 언더스티어를 ESP 미장착 차량보다 줄일 수 있어 더 안정적인 선회를 가져 갈 수 있다.

4.2 DLC (Double lane change) 젖은 노면 시험

젖은 노면 시험은 조건을 차속 80kph, 최대 가속, 젖은 노면($\mu = 0.3$)으로 설정하고, ISO 3888 차선변경 시험(DLC)방법으로 시뮬레이션을 수행하였다.

ESP를 장착한 차량은 1, 2차에 걸친 차선 변경 시 차선을 유지하는 것을 확인 할 수 있다. 반면, ESP가 장착되지 않은 차량은 횡방향 슬립으로 차선을 이탈하는 것을 Fig. 21의 차량 궤적 그래프에서 볼 수 있다.

거친 노면과 마찬가지로 ESP가 장착된 차량은 같은 노면에서 차량 선회 시 ESP 미장착 차량보다 1차 선회시 4.5deg/s, 2차 선회 시 5.73 deg/s 의 요레이트를 더 크게 발생 시킬 수 있다. 횡방향 가속도의 경우 ESP 미장착 차량은 횡방향 가속도가 최대 0.17g 가 발생되고 차량이 횡방향으로 미끄러진다. ESP 장착 차량은 차량의 제동력과 구동력 제어를 통해 젖은 노면에서 발생시킬 수 있는 최대 횡방향 가속도 최대

0.3g를 발생시키고 차량이 언더스티어를 최소화 시켜 차선 변경을 빠르고, 안정적으로 가져가는 것을 Fig. 22, 23, 24를 통해 확인 할 수 있다.

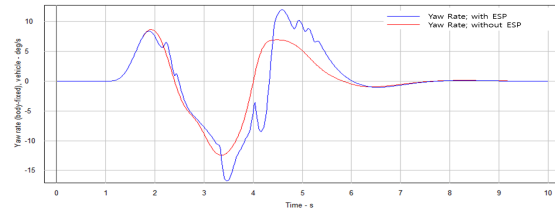


Fig. 19 Vehicle yawrate ($\mu = 0.8$)

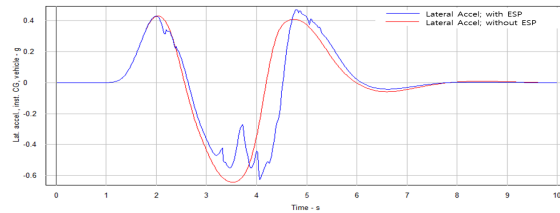


Fig. 20 Vehicle lateral accel ($\mu = 0.8$)

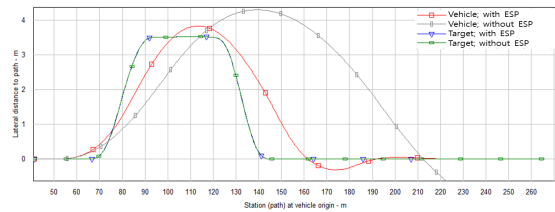


Fig. 21 Vehicle trajectory ($\mu = 0.3$)

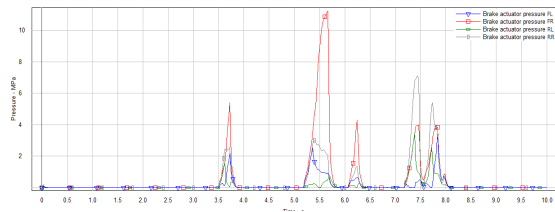


Fig. 22 Vehicle braking force ($\mu = 0.3$)

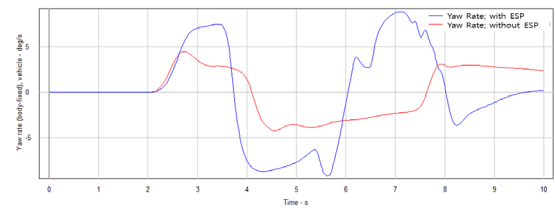


Fig. 23 Vehicle yawrate ($\mu = 0.3$)

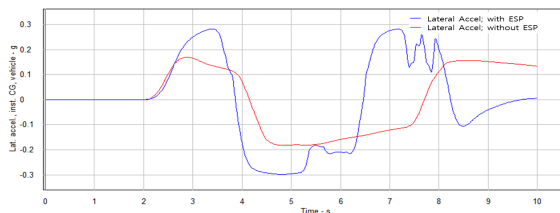


Fig. 24 Vehicle lateral accel ($\mu = 0.3$)

6. 결 론

본 논문에서는 ESP의 최적 선회 제어를 수행하기 위해 노면 마찰계수 추정 알고리즘과 Luenberger 관측기를 적용하였다. 구축한 관측기를 통해 선회 주행 상황에서 차량이 발생시켜야 하는 목표 요모멘트를 연산하고, 이를 차량 거동 조건에 맞춰 각 차륜에 적용함으로써, 차량을 목표 요모멘트에 맞게 거동 할 수 있도록 하였다. MATLAB/SIMULINK와 Carsim을 이용하여 차량 엔진, Brake 등의 H/W 및 ESP 제어 로직 S/W를 모델링하여 실시간 ESP 시뮬레이터를 개발하였다. 시뮬레이션 시험 결과 거친 노면, 젖은 노면 모두 DLC 시험에서 차량의 주행 궤도에서 벗어나지 않고 정상 주행하는 것을 확인하였고, 특히 젖은 노면 조건에서 ESP 미장착 차량은 차량 주행 궤도를 완전히 벗어나지만, ESP 장착 차량은 정상 주행하도록 하여 구축한 ESP 제어기가 개발 목표에 맞게 작동하는 것이 확인하였다.

본 연구에서 개발한 실시간 시뮬레이터를 ESP 제어 로직 개발에 사용하여 개발 기간의 단축과 비용 절감을 기대 할 수 있을 것이다. 향후 모델을 실차 조건에 맞게 더 보완하고, 제어기 모델을 실차에 적용 가능하도록 MCU 시스템에 에 탑재할 수 있는 Code generation을 병행하여 EILS(ECU In-the Loop Simulation)를 개발 예정이다.

References

- 1) J. H. Ryu et al, "Development of Network-based Traction Control System and Study its on Performance Evaluation using Net-HILS", Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers, Vol.14, No.5, pp.47-57, 2006.
- 2) Y. H. Yoon and K. W. Lee, "Development of SIL, HILS Environment for Electronic Control System", Transactions of the Korea Fluid Power Systems Society, Vol.5, No.1, pp.17-21, 2008.
- 3) S. H. Chung et al., "A Study on Function and Control of the Commercial Vehicle Electronic Stability Program System", Proceedings of KSAE 2014 Annual Conference and Exhibition, pp.550-555, 2014.
- 4) G. H. Jung, "Development of Transmission Simulator for High-Speed Tracked Vehicles", Journal of Drive and Control Vol.14, No.4, pp.29-36, 2017.
- 5) J. H. Ryu and H. S. Kim, "Evaluation of A Direct Yaw moment Control Algorithm by Brake Hardware-In-the-Loop Simulation", Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers, Vol.7, No.8, pp.172-179, 1999.
- 6) Y. H. Yoon, J. S. Cho, G. Y. Yang and Y. B. Lee, "Development of EILS based on RT Model to Validate ABS/VDC", Proceedings of 2019 Spring Conference on Drive and Control, pp.297-302, 2019.
- 7) J. Y. Kim et al., "Worst-case Development and Evaluation for Vehicle Dynamics Controller in UCC HILS", Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers, Vol.19, No.6, pp.30-36, 2011.
- 8) G. H. Jung, "Analysis of Diagnosis Algorithm Implemented in TCU for High-Speed Tracked Vehicles", Proceedings of 2018 Autumn Conference on Drive and Control, pp.109-117, 2018.
- 9) C. H. Lee et al., "Development of Real Time Vehicle Dynamics Models for intelligent Vehicle HILS", Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers, Vol.14, No.4, pp.199-206, 2006.
- 10) J. H. Kim and J. H. Kim, "Analysis of relative of electromagnetic suspension using CARSIM and Simulink", Journal of the Korea Academia-Industrial cooperation Society, Vol.19, No.5, pp.82-88, 2018.
- 11) S. Y. Cheon, S. W. Choi and S. Y. Yang, "Development of Hydraulic Simulation Model for ESP Real Time Simulation", Journal of Drive and Control, Vol.16, No.2, pp.36-42, 2019.
- 12) H. S. Lee, J. M. Kim and S. B. Park, "The study regarding effects of Ackerman tendency to vehicle handling performance", Proceedings of KSAE 2014 Annual Conference and Exhibition, pp.353-360, 2014.
- 13) J. H. Ku and S. B. Choi, "Robust Steering Control via Variable Structure Controller", Proceedings of KSAE 1996 Annual Spring Conference, pp.281-286, 1996.