

퍼지 슬라이딩 모드를 이용한 4WD 하이브리드 차량의 선회성능 향상

Fuzzy Sliding Mode Control for Cornering Performance Improvement of 4WD HEV

정정윤, 류성민, 이장명*
(Jeongyun Cheong¹, Sungmin Ryu¹, and Jangmyung Lee¹)
¹Pusan National University

Abstract: A new Fuzzy sliding mode controller is proposed to improve the cornering performance of the four wheel hybrid vehicles. The Fuzzy sliding mode control is applied for the control of rear motor and EHB (Electro-Hydraulic Brake) to improve the cornering performance. The modeling of the automobile is simplified that each of the two wheels is modeled as two degrees of freedom object and the friction coefficient between the wheel and the ground is assumed to be constant. The output of the Fuzzy sliding mode algorithm is the direct yaw moment for the rear wheels, which compensates for the slip angle. Through the simulations using ADAMS and MATLAB Simulink, the cornering performance of the proposed algorithm is compared to the conventional PID to show the superiority of the proposed algorithm. In the simulation experiments, the J-Turn and single lane change are used for each of the Fuzzy sliding mode algorithm and PID controller with the optimal gains which are tuned empirically.

Keywords: hybrid electric vehicle, sliding mode controller, yaw rate control, cornering stability

1. 서론

최근 자동차 시장은 동력의 변화와 함께 성능, 그리고 안정성도 함께 갖춘 자동차의 개발을 요구하고 있다. 차량 안정성 제어를 위해 전자식 차체 제어장치인 ESC (Electronic Stability Control)이나 주행 안정성 제어 시스템 AGCS (Active Geometry Control Suspension), 경사로 저속 주행 장치 DBC (Downhill Brake Control) 등의 제어 시스템이 꾸준히 개발되고 있으며, 이러한 차량 안정성 제어 시스템은 운전자부터 사고를 예방함과 동시에 주행의 안정성을 확보해주는 역할을 하고 있다. 이와 같이 주행 안정성 제어 시스템이란 차량 운행에 있어 안정성을 획기적으로 향상시킬 수 있는 제어 시스템으로 저가격, 고응답, 저에너지 소비형의 능동 서스펜션 제어 시스템이다. 이러한 시스템은 기존의 시스템처럼 발생하는 현상을 직접 제어하지 않고, 미리 발생할 현상의 원인을 제어하는 것이 특징이며, 차체에 있는 후륜 서스펜션 링크의 장착 위치를 제어함으로써 극한적인 주행 상황에서도 이상적인 차량의 움직임을 만들어내는 능동 사시 시스템으로 기존의 차량 안전 시스템의 단점을 보완한 보다 향상된 기술이다. 이러한 제어 시스템의 개발은 안정성 저하가 발생할 경우 사고를 미리 예측하고 사고가 발생되지 않도록 제어하여 최고의 주행 안정성을 제공하려는 연구로 오늘날 다양한 상황에서의 연구가 진행되고 있다[1].

이러한 주행 안정성 시스템과 동시에 전자제어 제동력 분배 시스템을 적용하여 중력 변화에 있어서의 전후 제동력 불균형 제어를 추가하여 최적의 제동력을 유지할 수 있도록 새로운 브레이크 기술을 접목시켰다[2].

또한 4륜 구동(4WD) 기술은 과거에는 일반 포장 도로 밖에서의 off-road 차량에서만 적용되었으나, 최근에는 SUV (Sport Utility Vehicle) 및 RV (Recreation Vehicle)의 수요가 증가함에 따라 그 적용 범위가 크게 확대되고 있고, 전 세계 자동차 회사들은 동력 성능과 경제성이 뛰어난 4WD 차량 개발에 많은 연구비를 투자해 왔다. 이러한 4WD 차량이 갖는 주행의 안정성과 실용성 그리고 주행의 편의성을 HEV (Hybrid Electric Vehicle)와 접목시켜 배기가스 저감과 연료 소모 사용을 최소화하고자 한다.

더불어, 기존 4WD 차량 구동에 반드시 필요한 제어 모듈인 transfer case를 제거하고자 한다. 차량 구동 제어 모듈인 transfer case는 변속기 출력 축으로부터 동력을 전달받아 체인과 sprocket을 이용하여 앞 바퀴와 뒷바퀴에 동력을 분배하는 4WD의 핵심장치이지만, 이 동력 전달 축을 제거하는 대신에 별도의 후륜 모터를 장착하여 뒷바퀴를 제어하고자 한다.

본 연구에서는 이와 같이 4륜 구동 HEV 차량에 대하여 전륜과 후륜에 대한 독립 모터의 회생제동 및 EHB (Electro-Hydraulic Brake)를 적용한 브레이크 제어를 사용하기 위해 퍼지 슬라이딩 모드를 적용한 알고리즘을 제시하고자 한다. 이러한 알고리즘을 적용하기 위해 각 변수를 ADAMS와 MATLAB simulink 프로그램을 사용하여 정의하였으며, 최종적으로 차량 선회 주행 시 안정성을 검증하기 위하여 J-turn과 single lane change 시뮬레이션을 통하여 그 성능을 평가하였다.

* 책임저자(Corresponding Author)

논문접수: 2009. 12. 24., 수정: 2010. 5. 19., 채택확정: 2010. 6. 11.

정정윤, 류성민, 이장명: 부산대학교 전자전기공학부

(cheong2k@pusan.ac.kr/smryu@pusan.ac.kr/jmleel@pusan.ac.kr)

* 본 연구는 (부산대학교 특수환경 Navigation/Localization 로봇기술 연구센터를 통한) 지식경제부/한국산업기술진흥원 융복합형 로봇 전문 인력양성 사업의 지원으로 수행되었음.

II. 차량 구조

다음 도면은 본 연구에서 사용된 4WD HEV 차량 구조를 나타낸 그림이다. 연구 대상 차량은 엔진과 전륜 그리고 후륜 모터가 각각 동작하는 독립 모터를 사용하였다. 전륜 모터로는 FMA KN150, 15kw 모터를 이용하여 전륜 축을 구동하고, 후륜 모터는 FMA200, 20kw 모터를 사용하여 제어 모듈을 통해 제어된다. 전륜과 후륜 모터에 전기 에너지를 공급하기 위해 12V, 100A 차량용 배터리를 사용하였으며, 변속기로는 CVT (Continuously Variable Transmission)를 사용하였다. MCU (Motor Control Unit)는 모터 제어 장치이며, BCU (Brake Control Unit)에서는 전동기를 발전기로서 작동시켜 운동 에너지를 전기 에너지로 변환해 회수하여 제동력을 발휘하는 전기 제동 방법인 회생 제동을 수행한다. 또한, 브레이크의 효과를 향상시키는 전자제어 제동력 분배 시스템인 EHB 제어 (Electro-Hydraulic Brake) 시스템을 적용하여 적재량에 의한 차량의 중량 변화에 있어서 전후의 제동력 불균형을 조정함으로써 항상 최적의 제동력을 유지하도록 한다[3].

이러한 MCU와 BCU의 전반적인 제어를 통합하여 VCU (Vehicle Control Unit)에서 통합적인 제어를 하게 되며, 본 논문에서 새롭게 제시한 알고리즘인 퍼지 슬라이딩모드를 적용시킨 제어를 적용한다.

III. 차량 모델 해석

1. MATLAB simulink를 통한 차량 모델

4륜 구동 HEV의 엔진, 모터, 배터리, 클러치 그리고 CVT, 제어장치와 같은 동력전달 장치에 있어서의 동역학 해석은 MATLAB simulink 프로그램을 사용하여 모듈화 하였다.

1.1 엔진

엔진에 대한 상태방정식을 나타내면 다음과 같다.

$$J_e \cdot \frac{d\omega_e}{dt} = T_e - T_{loss} - T_{net} \tag{1}$$

여기서 J_e 는 엔진 관성, ω_e 엔진의 속력, T_e 는 엔진 토크, T_{loss} 는 보조 장치에서의 손실, T_{net} 는 CVT 입력 토크이다.

엔진 토크에 대한 동역학은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{T_e}{T_{e_desire}} = \frac{1}{1 + \tau_e s} \tag{2}$$

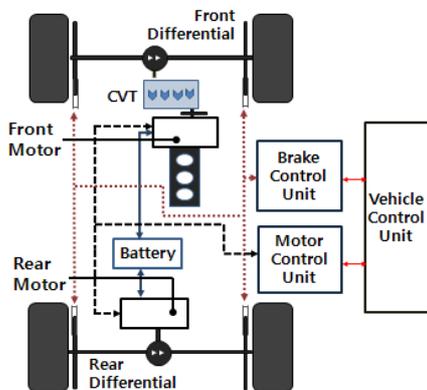


그림 1. 4WD HEV 구조.

Fig. 1. 4 wheel drive hybrid electric vehicle in construction.

T_{e_desire} 은 원하는 엔진 토크 값, τ_e 는 엔진 토크 시간 상수이다.

1.2 모터

전륜과 후륜의 모터 토크는 구동되고 있는 모터 속도에 있어서의 최대 모터 토크와 제어 장치로부터 제어하고자 하는 모터 토크의 계산 값을 비교하여 가장 작은 토크 값으로 결정한다.

차량에 장착된 모터를 구동시키기 위한 배터리 힘은 다음 식에 나타낸 배터리 모델을 통하여 전압과 전류를 얻을 수 있다. 또한 차량 효율에 있어서의 모터 토크와 속력은 효율 맵을 통하여 결정된다.

모터 토크에 대한 동역학은 다음 식과 같이 1차 시스템으로 구성 되어 있어 다른 동역학 동력 전달 요소보다 비교적 빠르게 결과를 얻을 수 있다.

$$\frac{T_m}{T_{m_desire}} = \frac{1}{1 + \tau_m s} \tag{3}$$

여기서 T_{m_desire} 는 차량이 제어되어야 할 모터 토크이고, τ_m 은 모터 토크 시간 함수이다.

1.3 배터리

본 논문에서 배터리의 입력으로 들어가는 전류와 출력 전류, 그리고 잔존 용량(SOC)은 배터리 내부의 저항 모델을 통하여 계산된다. 내부 저항은 배터리의 잔존 용량을 방해하지 않는다고 가정한다.

배터리 전압을 나타내면 다음과 같다.

$$U_a = E + IR, \tag{4}$$

$$U_a = E - IR, \tag{5}$$

위 식 (4)는 배터리 전압이 회생제동에 의하여 충전되는 경우의 수식이고, 식 (5)는 배터리 전압이 방전 상태에 있을 경우에서의 수식을 나타낸다. 식 (4)와 식 (5)에 나오는 변수 U_a 는 배터리 전압, E 는 기전력, I 는 전류 그리고, R_i 는 내부 저항을 나타낸다.

아래 식 (6)은 배터리의 SOC는 배터리의 용량과 관계가 있기 때문에 배터리를 충전에 있어 반드시 필요한 수식이다.

즉, 배터리 용량은 아래와 같이 정의 된다.

$$Q_u(I, t, k) = Q_r(k, I) - \int_0^t I(t) dt \tag{6}$$

위 식에서, Q_u 는 전류(I)를 일시적으로 사용 할 수 있는 전기 용량이며, k 는 온도, t 는 시간, Q_r 는 배터리의 용량을 나타낸다.

1.4 CVT

4WD HEV 차량은 두 가지 모드로 나타낼 수 있고, 따라서 CVT 속도 비는 연산 모드에 따라 달라지게 된다.

그 중 한가지인 HEV (Hybrid Electric Vehicle) 모드는 차량이 구동할 때 엔진과 모터가 동시에 동작하는 모드로 CVT 속도 비는 가장 적은 연비를 소모하는 최적 연산 궤적으로 제어된다. 그러므로 최소 연비 소모에 있어서의 CVT 속도 비 i_d 는 다음과 같이 정의된다.

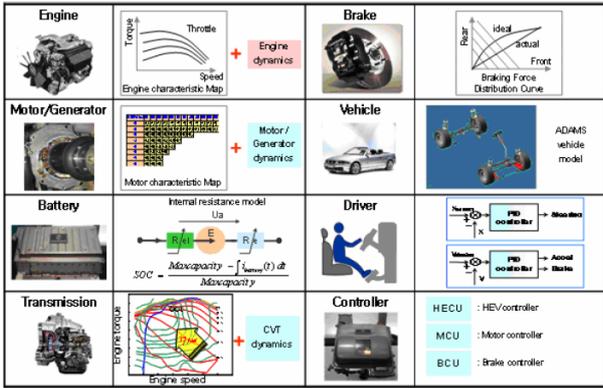


그림 2. 4WD HEV의 MATLAB simulink 동력 전달 모델.
Fig. 2. MATLAB simulink powertrain model for a 4WD HEV.

$$i_d = \frac{R_i \cdot \omega_d}{N_d \cdot V} \quad (7)$$

여기서 R_i 는 pulley의 반경 비이고, N_d 는 변속기 비이며, V 는 차량의 현재 속도를 의미한다. ω_d 는 엔진 속력으로 최적 연산 궤적의 한 점인 throttle valve가 서로 열리는 곡선을 통하여 얻을 수 있다.

또 다른 모드인, ZEV (Zero Emission Vehicle) 모드는 오직 모터만으로 추진력을 얻는 모드로 CVT 속도 비는 최고의 효율을 가지기 위해서 전륜 모터가 사용되며, 후륜 모터에는 CVT가 연결되어 있지 않기 때문에 실질적으로 동력을 일으키지 않는다. ZEV 모드에 있어서의 CVT 속도 비인 i_d 는 다음과 같이 정의된다.

$$i_d = \frac{R_i \times \omega_{mf}}{N_d \times N_{mf} \times V} \quad (8)$$

위 식에서, N_{mf} 는 전륜 모터 변속기 비이고, V 는 현재 차량 속도이며, ω_{mf} 는 전륜 모터 속력이다.

만약, 차량의 방향을 바꾸게 될 때의 CVT 속도 비는 실험적으로 다음과 같은 수식으로 나타난다[4].

$$\frac{d_i}{d_i} = \sigma(i) |\omega_p| (P_p - P_p^*) \quad (9)$$

여기서 $\sigma(i)$ 는 속도 비 i 함수에 대한 계수이고, P_p 는 초기 속도, P_p^* 는 정상 상태에서의 초기 압력에 의한 동작을 나타낸다.

그림 2에서는 본 연구에서의 4WD HEV 차량에 적용한 MATLAB simulink를 사용한 동력전달 모델을 각각 나타내었다.

2. ADAMS 차량 모델

차량 동역학은 차량이 빠른 속도로 선회 주행하거나 급 브레이크와 같은 조작이 일어나는 동작으로부터 나타나는 타이어의 side slip과 횡축의 힘으로 결정된다. 타이어의 side slip과 횡축에 대한 힘은 타이어 비선형 특성과 조향 장치, 서스펜션 시스템에 크게 영향을 받는다. 그러므로 이러한 시스템의 동역학 특징을 설명하는 것은 차량 모델에 있어서 필수적

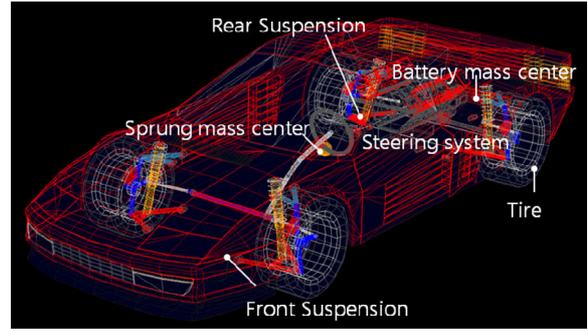


그림 3. ADAMS로 설계한 4WD HEV.
Fig. 3. Using the ADAMS program for vehicle model.

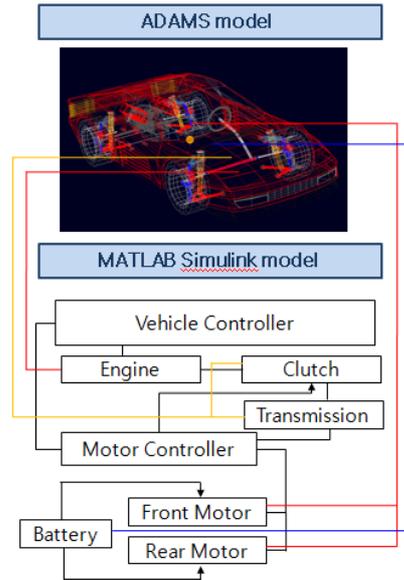


그림 4. ADAMS와 MATLAB simulink의 연관 구조.
Fig. 4. Simulation structure for ADAMS and MATLAB Simulink.

이다. 더불어 4WD HEV 차량 모델에 있어서 앞, 뒷바퀴의 운전시 특성은 필수적인 조건이다. 본 논문에서는 동역학 해석 프로그램인 ADAMS를 사용하여 차량의 이러한 필수적인 요소들을 각각 설계하였다[5].

그림 3은 ADAMS 프로그램으로 설계한 4WD HEV 차량이다.

ADAMS 차량모델을 통해 횡 방향 및 종 방향의 속도와 변위, yaw 축 속도 그리고 roll 및 pitch 각에 대한 정보, side slip angle을 알 수 있다.

ADAMS 프로그램을 사용하여 구성한 차량 모델은 차량을 구성하는 각 부분에 대한 동력을 분석할 수 있으며, 차량 움직임에 대하여 타이어와 조향 장치, 앞 그리고 뒷바퀴의 서스펜션 시스템과 같은 차량 구성 요소를 나타내준다.

그림 4는 이러한 동역학 해석 능력을 가진 ADAMS와 MATLAB simulink의 상호 작용을 표현한 그림이다.

ADAMS를 통하여 차량 속도와 side slip angle 및 yaw 축 속도, 각 바퀴의 side slip angle 등을 MATLAB simulink로 전송되고, 이러한 정보를 통하여 현재 동작하고 있는 앞, 뒷바퀴 축에 대한 토크 값과 브레이크에 의한 마찰력 토크를 계산할 수 있다.

IV. 차량 안정성 제어 모델

선회 주행 시 차량을 제어하기 위한 제어 변수로는 일반적으로 종축에서의 side slip angle과 yaw rate 그리고 횡 방향 가속도, 타이어의 side slip angle 등이 사용되어 왔다. 본 연구에서는 이러한 여러 제어 변수 중 yaw rate와 횡 방향 side slip angle을 제어 변수로 선정하여 제어 변수의 목표한 값과 실제 값의 오차를 최소화 시키는 제어 방법을 사용하고자 한다. 그림 5는 차량의 안전 시스템이 없는 일반적인 차량의 선회 주행 시에 일어나는 움직임을 나타낸 결과이다.

그림 5에서 보는 바와 같이 차량 안전 시스템이 없는 차량의 경우, 그림 5(1)과 같이 선회 주행 시 차량의 움직임에 있어 후륜 타이어에서 과도함 미끄럼이 발생하게 된다. 과도한 미끄러짐은 그림 5(2)와 같이 후륜 타이어의 힘을 감소시키게 되고, 이로 인하여 그림 5(3)과 같이 side slip angle 변수 β 와 yaw moment가 증가하게 된다. 결과적으로 운전자는 그림 5(4)와 같이 정상적인 선회 주행 성능을 잃어버리게 되어, 이러한 과정이 계속 진행되어 그림 5(5)처럼 차량의 횡 side slip angle과 yaw rate가 증가하게 되면 운전자는 더 이상 차량을 제어하지 못하고 차량이 회전하게 된다. 본 논문에서는 퍼지 슬라이딩 제어 알고리즘을 이용한 EHB의 회생제동을 구성하고, 본 제어에 대한 시뮬레이션 결과를 보여줌으로 선회 주행 시의 안정성을 도출하고자 한다.

1. 차량 운동 방정식

종축, 횡축, 수직 축 방향으로의 차량 움직임을 운동방정식으로 나타내면 다음과 같다.

$$m\dot{V} = \sum F_x = F_{xfr} + F_{xfl} + F_{xrr} + F_{xrl} \quad (10)$$

$$mV(\dot{\beta} + \gamma) = \sum F_y = F_{yfr} + F_{yfl} + F_{yrr} + F_{yrl} \quad (11)$$

$$I_z \dot{\gamma} = \sum M_z = (F_{xfr} + F_{xfl})L_f - (F_{xrr} + F_{xrl})L_r + M \quad (12)$$

$$M = -\frac{w}{2}(F_{yfr} - F_{yfl} + F_{yrr} - F_{yrl}) \quad (13)$$

여기서 F 는 타이어 힘을 나타내며, I_z 는 관성 모멘트, L 은 차축 거리, M 은 각 바퀴의 타이어 힘으로 발생하는 direct yaw moment, V 는 차량의 속도, β 는 side slip angle, γ 는 yaw rate, m 은 차량 무게, w 은 차량 접지면을 나타내는 변수이다.

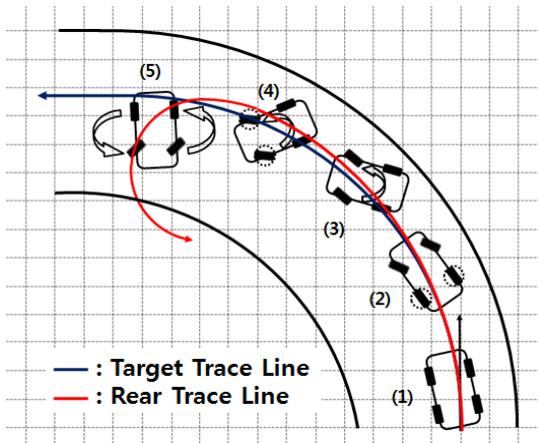


그림 5. 선회 주행 시 일반적인 차량의 움직임.

Fig. 5. Vehicle behavior in cornering.

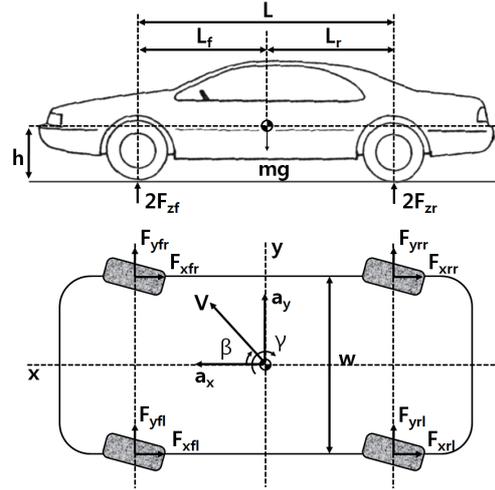


그림 6. 4WD 차량 하중 분포.

Fig. 6. Distributed load of 4WD vehicle model.

각 변수에 쓰여진 아래 첨자는 방향을 나타내는 함수로 x 는 종축, y 는 횡축 그리고 z 는 수직 축 방향을 나타낸다. 그림 6을 통하여 그 방향과 변수의 정의를 알 수 있다.

Direct yaw moment 변수 M 은 차량 안정성 제어를 위해서 제어 시스템의 입력으로 사용된다. ADAMS 프로그램을 통하여 각 바퀴에 작용되는 타이어 힘 F 와 side slip angle 변수 β 그리고 yaw rate 변수인 γ 값을 구할 수 있다.

2. 운동 모델

슬라이딩 모드를 적용하기 위해 종축, 횡축 그리고 수직 축 방향으로 나타내었던 식 (10)에서 식 (13)을 이용하여 side slip angle β 와 yaw rate 변수 γ 는 다음과 같은 상태 방정식으로 나타낼 수 있다.

$$\dot{\mathbf{X}} = \mathbf{A}\mathbf{x} + \mathbf{B}\mathbf{M} + \mathbf{H}\delta \quad (14)$$

여기서

$$\mathbf{X} = \begin{bmatrix} \beta \\ \gamma \end{bmatrix}, \quad \mathbf{A} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{H} = \begin{bmatrix} h_1 \\ h_2 \end{bmatrix} \quad (15)$$

이고, 각 변수에 대한 값은 아래와 같다.

$$\begin{aligned} a_{11} &= -\frac{2(F_{sf} + F_{sr})}{mV}, & a_{12} &= \frac{2(L_r F_{sr} - L_f F_{sf})}{mV^2} \\ a_{21} &= \frac{2(L_r F_{sr} - L_f F_{sf})}{I_z}, & a_{22} &= -\frac{2(L_r^2 F_{sr} - L_f^2 F_{sf})}{I_z V} \\ b_1 &= 0, & b_2 &= \frac{1}{I_z}, & h_1 &= \frac{2F_{sf}}{mV}, & h_2 &= \frac{2aF_{sf}}{I_z} \end{aligned} \quad (16)$$

조향각에 대한 yaw rate 응답은 2차 시스템으로 구성되지만, 복잡성을 피하기 위해서 식 (17)와 같이 yaw rate 응답을 1차 시스템으로 근사화 한다[6].

$$\gamma_m(s) / \delta(s) = \frac{K_1}{1 + K_2 s} \quad (17)$$

K_1 과 K_2 는 yaw rate 응답에 대한 시간 상수와 정상 상태이득이고, 이 값들은 다음과 같이 정의된다.

$$K_1 = \frac{h_1}{a_{12}}, K_2 = -\frac{1}{a_{22}} \quad (18)$$

그러므로 상태 방정식을 참조 모델로 표현하면 다음과 같다.

$$\dot{\mathbf{X}}_m = \mathbf{A}_m \mathbf{X}_m + \mathbf{H}_m \delta \quad (19)$$

여기서

$$\mathbf{X}_m = \begin{bmatrix} \beta_m \\ \gamma_m \end{bmatrix}, \mathbf{A}_m = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & -\frac{1}{K_2} \end{bmatrix}, \mathbf{H}_m = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{K_1}{K_2} \end{bmatrix} \quad (20)$$

식 (14)과 식 (20)을 이용하여 슬라이딩 모드에 적용될 오차를 계산한다.

$$E = \mathbf{X} - \mathbf{X}_m \quad (21)$$

그리고 아래 슬라이딩 모드 제어 시스템 조건을 적용하고,

$$\lim_{t \rightarrow 0} E(t) = 0 \quad (22)$$

오차 값에 대하여 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \mathbf{E}_m &= \mathbf{A}(\mathbf{X} - \mathbf{X}_m) + \mathbf{B}M + (\mathbf{A} - \mathbf{A}_m)\mathbf{X}_m + (\mathbf{H} - \mathbf{H}_m)\delta \\ &= \mathbf{A}E + \mathbf{B}M + (\mathbf{A} - \mathbf{A}_m)\mathbf{X}_m + \begin{bmatrix} d_1 \\ d_2 \end{bmatrix} \delta \end{aligned} \quad (23)$$

여기서

$$\mathbf{E} = \begin{bmatrix} e_1 \\ e_2 \end{bmatrix}, d_1 = h_1, d_2 = h_2 - \frac{a_{22}h_1}{a_{12}} \quad (24)$$

발생되는 direct yaw moment 변수인 M 을 슬라이딩 평면으로 보내기 위해 슬라이딩 모드 제어를 적용하면,

$$\begin{aligned} M &= -\frac{1}{b_2} \left[(c_1 a_{11} + a_{21})e_1 + (c_1 a_{12} + a_{22})e_2 \right. \\ &\quad \left. + (c_1 d_1 + d_2)\delta + (c_1 a_{12} \gamma_m + \eta) \right] \text{sgn}(s) \end{aligned} \quad (25)$$

이 된다. $\eta > 0$ 는 반드시 양수가 되어야 한다.

슬라이딩 모드에서 가장 문제시 되는 채터링 방지를 위해 Lyapunov function 함수인 다음 식을 적용한다.

$$V = \frac{1}{2} S^2 \quad (26)$$

위 식을 적용하고,

$$\dot{V} \leq -\eta |S| \quad (27)$$

식 (27)을 만족하게 되면 시스템에 대한 오차가 슬라이딩 평면을 따라 0에 가까워 지게 된다. 식 (28)은 $\text{sgn}(s)$ 에 대한 채터링 제거에 사용된다. ε 는 가장 작은 양수 값을 의미한다.

$$m(s) = \frac{s}{|s| + \varepsilon} \quad (28)$$

그 다음, 조향각에 있어서 운동 모델은 선회 주행 시 제어되어야 할 위치와 현재 위치간의 차이인 오차를 보상해 주는 역할을 한다. 현재 위치를 나타내는 변수 x^*, y^* 는 다음 식으

로 계산할 수 있다.

$$x^* = x + (V_x \cos \psi - V_y \sin \psi) \cdot \frac{L_{look}}{V} \quad (29)$$

$$y^* = y + (V_x \sin \psi + V_y \cos \psi) \cdot \frac{L_{look}}{V} \quad (30)$$

$$e = \sqrt{(x_d - x^*)^2 + (y_d - y^*)^2} \quad (31)$$

$$\delta = PID(s) \cdot e \cdot \exp(-\tau_\delta s) \quad (32)$$

여기서 x^* 와 y^* 는 종축과 횡축의 변위를 나타내며, x_d 와 y_d 는 제어되어야 할 종축과 횡축 변위를 의미한다. δ 는 조향각, ψ 은 차량이 향하는 방향, e 는 선회 주행 시 제어되어야 할 위치와 현재 위치 사이의 차이의 오차를 나타내고, $PID(s)$ 는 PID 제어 이득, τ_δ 는 조향에 따른 움직임에 대한 운전자의 응답 시간을 뜻한다

식 (32)은 이러한 오차에 의해서 발생하는 조향각에 대한 운전자의 반응에 관하여 나타내었으며, 평균적인 사람의 반응 시간을 고려하여 $\tau_\delta = 0.3$ 초로 입력하였다[7].

3. 제어 될 차량 모델

오차에 관한 값은 식 (31)으로 얻을 수 있으며, 제어되어야 할 yaw rate 변수 γ_d 와 side slip angle인 β_d 는 다음 식으로 구할 수 있다.

$$\gamma_d = \frac{1}{1 + A_s \cdot V^2} \cdot \frac{V}{L} \cdot \delta \quad (33)$$

$$\beta_d = \frac{1 - \frac{m}{2L} \cdot \frac{L_f}{L_r C_r} V^2}{1 + A_s \cdot V^2} \cdot \frac{L_r}{L} \cdot \delta \quad (34)$$

$$A_s = \frac{m}{2L^2} \cdot \frac{L_r C_r - L_f C_f}{C_f \cdot C_r} \quad (35)$$

4. 퍼지 슬라이딩 제어 모델

차량 안정성 제어를 위해 적용할 퍼지 슬라이딩 제어 알고리즘은 선회 주행에 있어 타이어의 비선형 특징을 적용하고, 차량의 side slip angle과 yaw rate를 퍼지 슬라이딩 모드의 입력 값으로 설정하였다.

제어 될 차량 모델과 운전시 차량 모델에 대한 차를 오차로 정의한다. 퍼지 슬라이딩 제어기는 direct yaw moment를 발생시키고, direct yaw moment는 오차 값을 보상하게 된다.

그림 7은 퍼지 슬라이딩 모드에 있어서의 블록 선도를 나

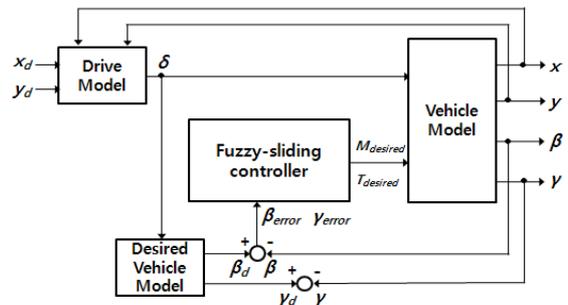


그림 7. 차량 안정성 제어 블록 선도.

Fig. 7. Block diagram of vehicle stability control.

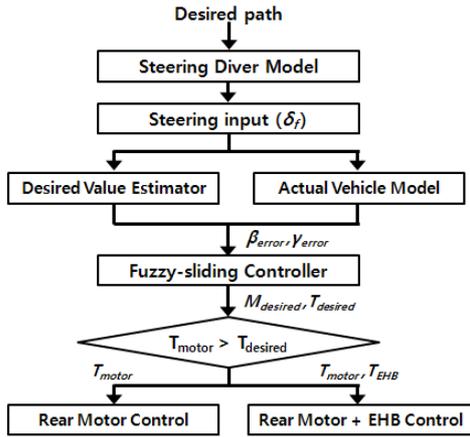


그림 8. 차량 안정성 제어 순서도.
Fig. 8. Flow chart of vehicle stability control.

타내었다.

그림 8은 차량 안정 제어에 관한 순서도를 보여준다.

x_d 와 y_d 의 입력으로 조향각 δ 을 구하고, 차량의 side slip angle인 β 와 yaw rate 변수 γ 은 제어 되어야 할 β_d 와 γ_d 를 비교하여 식 (33)과 식 (34)에 의하여 원하는 값을 얻을 수 있다. 여기서 β_{error} 와 γ_{error} 변수는 퍼지 슬라이딩 모드의 입력 값으로 사용된다.

표 1은 퍼지 컨트롤에 대한 기본적인 규칙을 나타내었다.

퍼지 컨트롤에 적용시키기 위하여 yaw rate의 오차와 side slip angle에 대한 오차를 입력으로 한다. 그림 9는 yaw rate 오차와 side slip angle에 대한 소속 함수를 나타내었다. yaw rate 오차와 side slip angle의 입력을 통하여 direct yaw moment 출력

표 1. 퍼지 제어.

Table 1. Fuzzy control.

Direct yaw moment		sideslip angle error				
		NB	NS	ZR	PS	PB
Yaw rate error	NB	NB	NB	ZR	PB	PB
	NS	NB	NS	ZR	PS	PB
	ZR	NB	NS	ZR	PS	PB
	PS	NB	NS	ZR	PS	PB
	PB	PB	PB	ZR	PB	PB

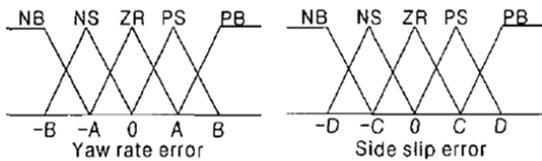


그림 9. Side slip과 yaw rate 오차에 대한 소속 함수.
Fig. 9. Membership function for side slip and yaw rate error.

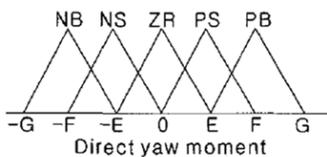


그림 10. Direct yaw moment에 대한 소속 함수.
Fig. 10. Membership function for direct yaw moment.

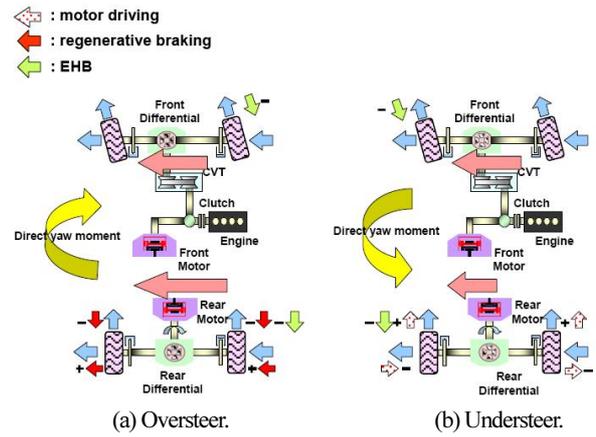


그림 11. Oversteer와 understeer의 Yaw 모멘트 생성.
Fig. 11. Yaw moment generation of the oversteer and understeer.

값을 얻을 수 있다. 그림 10은 출력 값에 대한 소속함수를 나타내고 있다.

퍼지 제어는 NB (Negative Big), NS (Negative Small), ZR (Zero), PS (Positive Small), PB (Positive Big) 5가지 변수로 표현할 수 있다. [8] Direct yaw moment (M)은 제어 시스템의 입력으로 사용되며, 에너지를 극한으로 끌어 올리거나 빠른 응답 특성을 보이기 위해 필수적인 변수이다. 또한 후륜 모터 제어에 있어 direct yaw moment가 충분하지 않을 경우에 우선적으로 후륜 모터에 추진력과 회생 제동 제어를 일으키는 변수이며, 전륜과 후륜 바퀴에 있어 EHB 힘을 보상해준다.

그림 11은 후륜 모터와 EHB 모듈이 yaw rate 오차에 대하여 yaw moment가 일어나는 과정을 보여 준다.

yaw rate 오차 값이 음수가 되면, 차량은 oversteer 특성을 가지게 되고 원하는 제어 방향으로 나아가게 된다. Direct yaw moment로 인하여 일어나는 회생 제동으로 후륜 모터가 제어 된다. 속력이 감소하게 되면 후륜 바퀴에 의하여 회생 제동이 일어나게 되고 이것은 중축 방향에 있어서의 미끄러짐을 방지하게 된다. 이것은 타이어 모델에 있어 횡축 힘 증가의 원인이 된다. 앞 타이어에 관한 횡축 힘은 대부분 상수로 남게 되어, 후륜 타이어의 횡축 힘을 증가시키며 반대 방향으로의 side slip angle과 yaw rate를 줄이는 움직임인 yaw moment를 일으킨다. 만약, 회생제동에 의한 direct yaw moment β 와 γ 가 충분히 크지 않다면 EHB 모듈이 함께

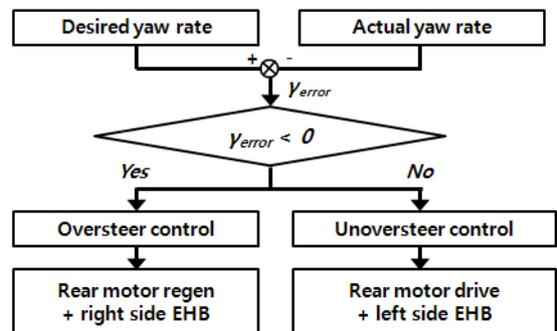


그림 12. Oversteer와 understeer 제어 순서도.
Fig. 12. Flow chart of vehicle stability control about oversteer and understeer.

동작하게 된다[9].

그림 11(b)는 understeer에 관한 제어로 후륜 모터는 차량 선회 주행에 있어서 direct yaw moment를 일으켜서 미끄러지지 않게 작용하는 구동력을 일으킨다.

그림 12는 oversteer와 understeer에 대한 yaw moment 제어 흐름도를 나타낸 그림이다[10,11].

V. 시뮬레이션 결과

4WD HEV 차량 J-turn [12]과 single lane change에 있어서의 시뮬레이션을 보이고자 한다. 시뮬레이션 결과를 보이기 위해 앞서 표 2는 차량 시뮬레이션에 사용된 차량의 매개 변수의 크기를 나타낸다. 표 2에서 보이는 각 변수들의 값을 사용하여 ADAMS 차량이 제작 되었고, 차량이 제어 되었다. 전륜과 후륜 모터가 사용되었으며, 나머지 변수에 있어서는 일반적인 차량 매개 변수와는 큰 차이를 보이지 않는다.

1. J-Turn 시뮬레이션 결과

다음 그림은 J-turn에 대한 시뮬레이션 결과를 보여준다. 56°의 조향각을 주었으며, 100km/h의 속도를 입력으로 차량이 미끄러지고 있는 상태를 나타내었다. 타이어 마찰계수는 $\mu = 0.2$ 이다. 그림 13은 yaw rate와 yaw rate 오차 그리고, side slip angle오차에 있어서의 시뮬레이션 결과를 나타내고 있다.

차량의 동역학 해석으로부터 원하는 제어 값인 yaw rate를 계산할 수 있다. 그림 14는 차량의 궤적을 나타내었다. 아래 그림에서 보여지듯이 제어되지 않은 차량은 시계 방향으로 회전하고 있는 것을 볼 수 있다. 차량 안정성 검증을 위한 PID 최적 제어하게 되었을 경우는 제어되지 않은 경우에 비하여 목표하는 선회 주행에 더욱 가까워 졌으나, 여전히 목표치를 벗어나 있음을 알 수 있다. 하지만 퍼지 슬라이딩 모드로 제어한 차량은 목표 값을 안정적으로 따라가 선회 주행하고 있음을 보여준다.

표 2. 차량의 각 매개 변수.

Table 2. Vehicle specification.

Data of Vehicle		
Vehicle mass	2000 kg	
Drag Coefficient	0.346 (unitless)	
Ambient Air Density	1.23 kg/m ³	
Gravitational Constant	9.80665 m/s ²	
Vehicle Frontal Area	1.964 m ²	
Yaw moment of inertia	4000 kg·m ²	
Distance from c.g. to front axle	1.57 m	
Distance from c.g. to rear axle	2.0 m	
Front cornering stiffness	40 000 N/rad	
Rear cornering stiffness	40 000 N/rad	
Track width	1.7 m	
Data of Motor		
	Front Motor	Rear Motor
Rotational Inertia	0.0413 kgm ²	0.0126 kgm ²
Maximum Speed	6000 rpm	8000 rpm
Rated Power	15kW	20 kW
Maximum Torque	80 Nm	
Data of Battery		
Total Power	30kW, 6.5Ah	
Total Number of Cell	30 module / pack	

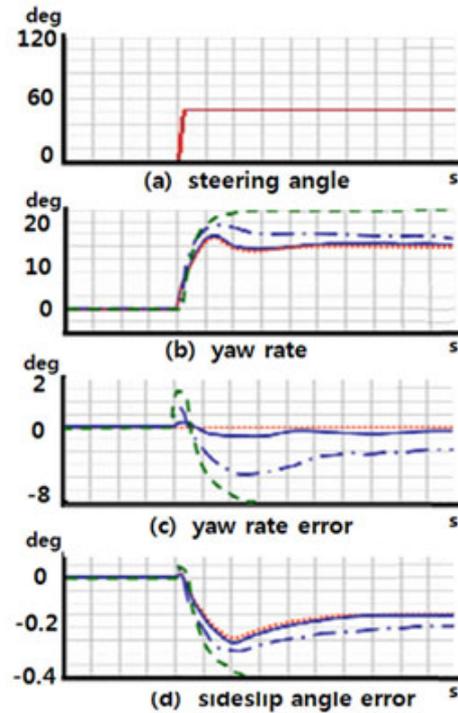


그림 13. J-turn에 있어서의 시뮬레이션.

Fig. 13. Simulation for J-turn.

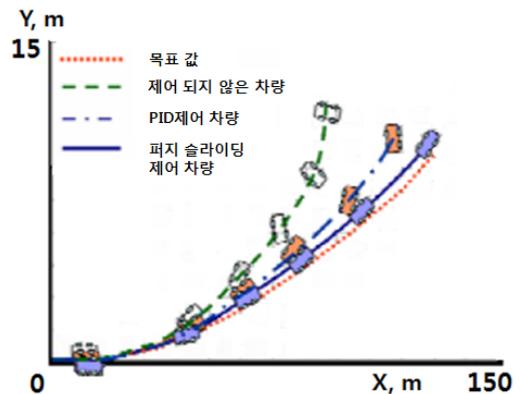


그림 14. J-turn 시뮬레이션 결과.

Fig. 14. Simulation results for J-turn.

또한 실험 비교에 사용된 PID 최적 제어는 일반 시스템보다 오버슈트 및 정착 시간에서 좋은 성능을 보이며 50%의 외부 부하가 발생할 경우에도 성능의 변화가 없는 경우의 제어 방법으로 파라미터 추정에 의하여 위치를 추정하는 방법을 사용하였다. 이러한 일반적인 PID 최적 시스템과 퍼지 슬라이딩 모드를 비교함으로써 선회주행에 있어 퍼지 슬라이딩 모드가 더 나은 안정성을 가지고 있음을 보이고자 한다.

그림 14로부터 차량 안정성 제어에 있어 PID 제어 방법은 안정성을 증가시킬 수 있지만, 불완전한 제어임을 보여주고 있으며 오른쪽 바퀴에 퍼지 슬라이딩 모드를 적용 시킨 EHB를 추가적으로 적용함으로써 더욱 안정성 있는 주행이 가능함을 알 수 있다. 퍼지 슬라이딩모드를 적용시킨 EHB는 후륜 모터에 적용되며 브레이크 제어인 EHB 모듈에 의하여 direct yaw moment 값으로 제어된다.

2. Single lane change 시뮬레이션 결과

그림 15는 single lane change에 의한 시뮬레이션 결과를 보여준다. S자 곡선의 조향을 위해서 100km/h의 일정한 속력과 미끄러운 길로 가정하여 마찰력 $\mu = 0.2$ 의 입력 값으로 가정하였다.

그림 15에서 보여주듯이 각각의 시뮬레이션은 조향각, yaw rate, 그리고, yaw rate 오차, side angle 오차를 보여준다. 그림 15(c)의 yaw rate 오차가 음수와 양수를 반복하는 것은 understeer와 oversteer으로 반복적으로 움직이고 있음을 나타낸다. 그러므로 yaw rate 오차는 후륜 모터로 하여금 회생제동을 일으키거나 견인력을 발생함을 나타낸다.

side slip angle과 yaw rate는 오직 모터에서의 응답 특성을 보여준다. 그림에도 불구하고 그림 16에서 보여지듯이 목표한 single lane change 값을 충분히 만족하고 있음을 알 수 있다. 이것은 모터에 퍼지 슬라이딩이 적용된 EHB를 적용함에 있

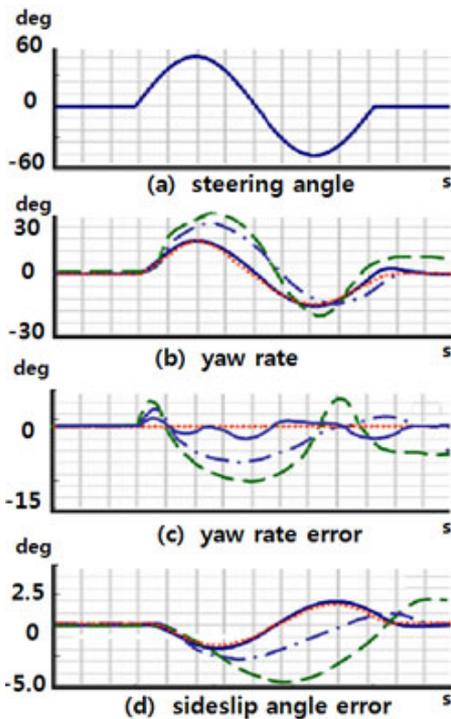


그림 15. Single lane change에 있어서의 시뮬레이션.
Fig. 15. Simulation for single lane change.

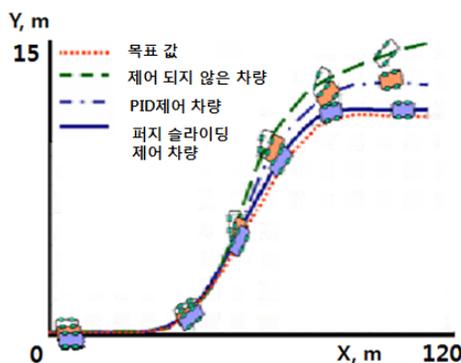


그림 16. Single lane change 시뮬레이션 결과.
Fig. 16. Simulation results for single lane change.

어서 차량 안정성 제어가 충분히 만족하고 있음을 보여준다.

Single lane change에 있어 차량 움직임에 관한 동역학은 ADAMS를 통하여 알 수 있다.

그림 11과 그림 12를 통하여 차량 안정성에 있어서의 퍼지 슬라이딩 모드를 적용한 EHB는 기존의 PID 제어 보다 만족스러운 결과를 보여준다.

VI. 결론

본 논문에서는 퍼지 슬라이딩 모드 제어를 통하여 선회 주행 시 4WD 차량의 주행 성능을 향상시켰다. 기존 4WD 차량 구동에 반드시 필요한 제어 모듈인 transfer case을 제거하고, 별도의 후륜 모터를 장착한 하이브리드 차량을 모델링하여 시뮬레이션을 통하여 퍼지 슬라이딩 모드 제어가 종래의 PID 제어보다 더 나은 성능을 보임을 확인하였다. 선회제어 성능을 향상 시키기 위하여 선회 주행제어를 위해 가장 보편적으로 사용하는 EHB (Electro-Hydraulic Brake control) 제어와 후륜 모터 제어를 수행하였다. 퍼지 슬라이딩 모드를 사용하여 선회 주행을 위한 direct yaw moment를 발생시켜서 차량 모델에서 발생하는 side slip angle과 yaw rate를 보상하였다. 시뮬레이션을 위하여 ADAMS와 MATLAB simulink를 사용하였다. ADAMS 프로그램을 사용하여 yaw rate, side slip angle, 횡축에 있어서의 가속도와 차량 속도 그리고 서스펜션과 조향시스템에 있어서의 변수를 계산하였다. MATLAB simulink로 표현한 모델을 사용하여 후륜 모터 축에 있어서의 토크와 제어 모델에 있어서 새롭게 적용시킨 퍼지 슬라이딩 모드가 적용된 EHB 힘을 계산하도록 했다. 제안한 알고리즘의 우수함을 보이기 위하여 J-Turn과 single lane change 동작 시뮬레이션을 하였으며, 그 결과 direct yaw moment가 후륜 모터에 작용하여 기존의 차량 주행 제어 방법보다 나은 성능을 갖는 차량 제어가 가능함을 확인하였다.

참고문헌

- [1] L. Li, F. Wang, and Q. Zhou, "Integrated longitudinal and lateral tire/road friction modeling and monitoring for vehicle motion control," *IEEE Trans. on Intelligent Transportation Systems*, vol. 7, pp. 1-19, 2006.
- [2] D. Kim and H. Kim, "Vehicle stability control with regenerative braking and brake force distribution for a four-wheel drive hybrid electric vehicle," *Proc. Instn. Mech. Engrs., Part D : J. Automobile Engineering*, vol. 220, pp. 683-693, 2003.
- [3] S. Sakai, H. Sado, H. and Y. Hori, "Motion control in an electric vehicle with four independently driven in-wheel motors," *IEEE/ASME Trans. on Mechatronics*, vol. 4, pp. 9-16, 1996.
- [4] T. Ide, A. Udagawa, and R. Kataoka, "Simulation approach to the effect of the ratio changing speed of a metal V-Belt CVT on the vehicle response," *Int. J. of Vehicle System Dynamics*, vol. 24, pp. 377-388, 1995.
- [5] K. Kin, O. Yano, and H. Urabe, "Enhancements in vehicle stability and steerability with slip control," *Jap. Soc. Automot. Engrs Rev.*, vol. 24, pp. 71-79, 2003.
- [6] M. Shino and M. Nagai, "Yaw-moment control of electric vehicle for improving handling and stability," *JSAE Review*, vol. 22, pp. 473-480, 2001.
- [7] M., Green, "How Long Does It Take to Stop? Methodological

Analysis of Driver Perception-Brake Times,” *Transportation Human Factors*, vol. 2, pp. 195-216, 2000.

- [8] E. Cox, *The Fuzzy Systems Handbook*, Academic Press, MA, 1994.
- [9] Y. Hori, Y. Toyoda, and Y. Tsuruoka, “Traction control of electric vehicle: basic experimental results using the test EV UOT electric march,” *IEEE Trans. on Industrial Application*, vol. 34, pp. 1131-1138, 1998.
- [10] M. Abe, Y. Kano, K. Suzuki, Y. Shibahata, and Y. Furukawa, “Side-slip control to stabilize vehicle lateral motion,” *Jap. Soc. Automot. Engrs Rev.*, vol. 22, pp. 413-419, 2001.
- [11] H. Jihua, J. Ahmed, A. Kojic, and J. Hathout, “Control oriented modeling for enhanced yaw stability and vehicle steerability,” *Proc. of American Control Conference, Boston, USA*, vol. 4, pp. 3405-3410, 2004.
- [12] ISO 7401: Road vehicles - Lateral Transient Response Test Methods, International Organization for Standardization, 1988.



정 정 윤

2008년 부산대학교 전자전기통신공학과 졸업. 2010년 부산대학교 대학원 전자전기공학과 석사. 관심분야는 모터 제어 시스템 설계 및 제어, 지능 로봇 제어, 동역학 해석.



류 성 민

2009년 부산대학교 전자전기통신공학과 졸업. 2009년~현재 부산대학교 전자전기공학과 석사과정 재학중. 관심분야는 지능로봇제어, 퍼지 신경망 제어.



이 장 명

1980년 서울대학교 전자공학과 졸업. 1982년 동대학원 석사. 1990년 USC 공학박사 (미국 남가주 대학교). 1992년~현재 부산대학교 정교수. 관심분야는 지능로봇 시스템 제어, 마이크로 프로세서 응용, 센서융합, Navigation/Localization.