

속도차 방식을 이용한 4륜 구동 전기자동차의 제어 알고리즘

A Control Algorithm for Four Wheel Electric Vehicle of the Differential Driving Type

⁰서상준*, 박명관*, 현응근**, 서일홍*, 임달호***

*한양대학교 전자공학과(Tel: 281-9355; Fax: 281-9355; E-mail: ihsuh@chollian.dacom.co.kr)

**호남대학교 전자공학과 (Tel: (062)940-5482; Fax: 940-5005; E-mail: wkhyun@honam.honam.ac.kr)

***한양대학교 전기공학과

Abstracts A control algorithm is proposed for a four wheel driving electric vehicle without steering mechanism, where each wheel-motor is assumed to be velocity-controlled. For this, a trajectory planner is designed based on kinematics of the vehicle and PID controllers with a fuzzy-gain scheduler are employed to generate corrective each wheel-velocity. And yaw rate compensator is designed in order to improve lateral and yawing motion not only in high speed but in low speed with large wheel sideslip angles. To show the validity of the proposed control algorithm, several numerical examples of cornering motions are illustrated.

Keywords Four wheel driving electric vehicle, Trajectory planner, Cornering force, Fuzzy-gain scheduler, Yaw rate compensator

1. 서론

차량의 성능은 구동력, 회전능력, 그리고 주행능력으로 크게 나눌 수 있다. 최근에는 4륜 조향/구동차량의 개발로 제어 입력인 전륜조향과 독립적으로 후륜을 조향하므로써 회전성능의 향상을 도모하고 있다. 그 반면에 후륜을 조향하지 않고도 각 바퀴의 주행속도 차이를 이용할 수 있는 방법도 제시되고 있다. 4륜 구동차량에 있어 주행력의 분산이 횡측방향 운동과 요오우 운동에 중요한 영향을 주는것에 대한 연구도 발표되었다[6]. 회전능력의 관점에서 보면 기계적 4륜 조향능력을 갖춘 차량이 우수한 성능을 지녔으나, 기구적 메커니즘이 복잡하여 제작에 많은 비용이 소요되며, 유지·보수면에서도 단점이 있다. 이에 기구적 조향 메커니즘이 없는 4륜 4축 구동차량도 주행력의 차이를 이용한 조향제어가 가능하다고 사료된다. 4륜 구동차량에서의 주행력 분산은 전/후륜 분산과 좌/우륜 분산이 가능하게 되며, 특히 좌/우륜 주행력 분산제어가 전/후륜 주행력 분산제어보다 차량 회전 특성 즉, 요오우 속도 응답에 더 큰 영향을 준다[5].

좌륜과 우륜의 속도차로 회전하는 차량에 있어서 요오우 운동을 제어하기 위해서는 횡측방향으로 발생하는 횡측력(cornering force)의 정확한 모델이 요구된다. 효율적인 요오우 속도제어에 대한 중요한 부분은 주행력과 횡측력사이의 적절한 조합을 통해서 이룰수 있다.

본 논문에서는 기구적 조향장치가 없는 4륜 구동 전기자동차의 회전운동시 효과적인 제어를 위해 다음과 같이 제안하였다.

첫째, 조향능력이 우수한 4륜 조향차량의 기구학을 분석하여 속도차 방식의 4륜 구동차량에 적용가능한 주행 궤적 생성 알고리즘을 제안하였다.

둘째, 고정된 이득 값을 갖는 PID 제어기는 비선형 특성을 지닌 모델에서는 여러 파라미터들의 변화로 한정된 영역에서만 유용하게 되므로 강인한 제어가 가능한 퍼지 이득 조정기를 사용한 PID 제어기를 설계하였다.

셋째, 고속에서 회전뿐만아니라 미끄럼각이 큰 경우의 저속에서도 회전능력을 향상시키기 위해 요오우 속도 보상기를 설계하였다.

제안된 알고리즘으로 회전 운동에서의 유용성을 입증하기 위한 모의실험 결과를 제시하였다.

2. 주행궤적 생성

본 논문에서 제안한 4륜 구동차량은 4개의 독립적인 모터를 장착하고, 바퀴에는 조향 메커니즘이 없는 구성으로 하여 각 바퀴의 속도차에 의해 회전운동을 하는 것이다.

차량의 진행방향이 주어진 경로의 접선방향과 동일하다고 가

정하면, 운전자의 입력신호인 속도와 조향각에 따른 기구학을 이용하여 각 바퀴에서 요구되는 속도를 계산할 수 있다.

운전자가 속도 V 와 조향각 δ 를 입력하게 되면 종축방향 속도인 v_x 는 V 와 근사적으로 같게 되며, v_y 는 가정에 의해 0로 되며, 요오우 속도인 r 는 아래와 같이 구할 수 있다.

$$r = \frac{V}{R_{OC}} = \frac{V}{L_f \tan \delta + D} \quad (1)$$

여기서 R_{OC} 는 차량의 회전반경이고, L_f 는 무게중심선과 앞축간의 거리이며, D 는 좌륜과 우륜간의 거리의 1/2을 의미한다.

그림 1.은 4륜 차량에 대한 표준 차체 중심 좌표계를 기준으로 한 4륜 구동 전기자동차의 기구학적 모델이다.

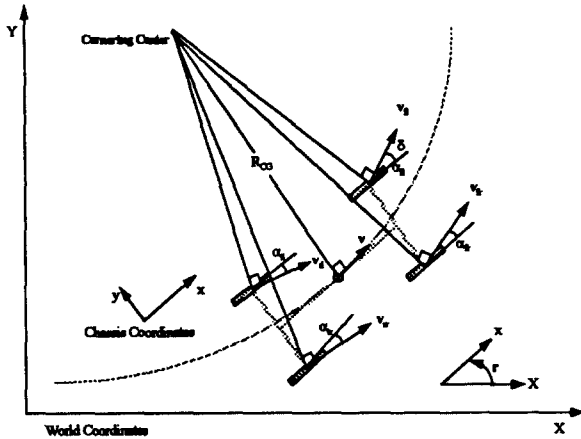


그림 1. 속도와 미끄럼각의 기구학

Fig. 1. Kinematics of velocities, slip angles.

따라서 각각의 바퀴속도는 다음과 같이 구할 수 있다.

$$v_{fr} = \sqrt{(v_x + Dr)^2 + (v_y + L_f r)^2} \cos \alpha_{fr} \quad (2)$$

$$v_{fl} = \sqrt{(v_x - Dr)^2 + (v_y + L_f r)^2} \cos \alpha_{fl} \quad (3)$$

$$v_{rr} = \sqrt{(v_x + Dr)^2 + (v_y - L_r r)^2} \cos \alpha_{rr} \quad (4)$$

$$v_{rl} = \sqrt{(v_x - Dr)^2 + (v_y - L_r r)^2} \cos \alpha_{rl} \quad (5)$$

여기서 v_{fr} 과 v_{fl} 은 앞축(front axle)의 우륜과 좌륜의 속도를 나타내고, v_{rr} 과 v_{rl} 은 뒷축(rear axle)의 우륜과 좌륜의 속도를 나타낸다. α_{fr} 과 α_{fl} 은 앞축(front axle)의 우륜과 좌륜의 미끄럼각을 나타내고, α_{rr} 과 α_{rl} 은 뒷축(rear axle)의 우륜과 좌륜의 미끄럼각을 나타낸다. 그리고 식(2)~(5)에서 v_y 가 0일때 v_{fr} 과 v_{rr} 은 크기가 같고, v_{fl} 과 v_{rl} 은 크기가 같으므로 좌측의 전/후륜과 우측의 전/후륜의 속도차를 이용해 회전운동을 할 수 있다.

3. 차량의 동역학

4WS/4WD차량에 대한 여러가지 종류의 동역학 모델들이 나와 있는 바, ([2], [3], [4]) 본 절에서는 그림 2.와 같은 모델로부터 운동방정식을 유도하였다. 차량 동역학은 차량강체의 무게중심(C.G.)을 기준으로 한 좌표계를 갖는 2차원 평면에서 고려한다.

속도차 방식의 4륜 구동 전기자동차에 대한 운동 방정식은 다음과 같다.

$$m(\dot{v}_x + v_y r) = F_{xfr} + F_{xfl} + F_{xrr} + F_{xrl} \quad (6)$$

$$m(\dot{v}_y + v_x r) = F_{yfr} + F_{yfl} + F_{yrr} + F_{yrl} \quad (7)$$

$$I_s \dot{r} = L_f(F_{yfr} + F_{yfl}) - L_r(F_{yrr} + F_{yrl}) + D(F_{xrl} + F_{xrr}) - D(F_{xfl} + F_{xfr}) \quad (8)$$

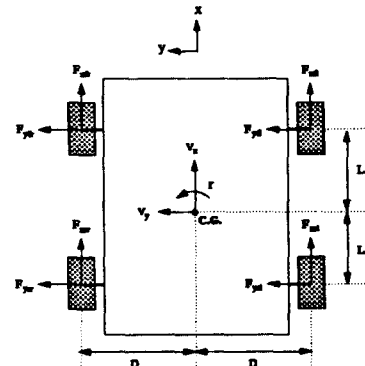


그림 2. 4륜 구동 전기자동차의 모델

Fig. 2. Schematic of four wheel driving electric vehicle

여기서 m 은 차량의 무게이고, v_x 와 v_y 는 각각 차량의 종축방향 속도와 횡축방향 속도이며, r 은 차량의 요오우 속도이다. I_s 는 요오우 운동에서 관성 모멘트이다. 그리고 L_f 와 L_r 은 각각 무게중심으로부터 앞축과 뒤축까지의 거리이다. 또한 주행력은 F_x 이고 횡축력(cornering force)은 F_y 로 표시하고, 첨자 i 는 전륜과 후륜 그리고 좌륜과 우륜을 순서대로 나타낸다. 주행력은 모터에서 인가된 토크로부터 주행력과외 관계를 구할 수 있다.

$$F_{xi} = \frac{\tau_i}{R_w} - R_i \quad (i = fr, fl, rr, rl) \quad (9)$$

여기서 τ_i 는 모터 출력 토크이고, R_i 는 구름 마찰 저항력이다. 그리고 R_w 는 차량 바퀴의 반지름이다.

회전운동시 발생하는 횡축력(cornering force)은 비선형 특성을 나타내며 타이어의 압력과 마모, 도로노면/타이어 접촉특성과 같은 여러가지 제어 불가능한 외부 물리적 요소에 좌우되므로 감지나 추정이 어렵다[2]. 횡축력의 비선형 특성을 찾기 위한 일반적인 함수 근사화 방법 또는 지능형 추정방법이 많이 연구되고 있으며, 주로 타이어 미끄럼각과 횡축력 발생계수를 선형화된

관계로 추정하는 방법도 연구되고 있다[4]. 비선형 특성을 갖는 횡축력에 대한 모델은 Ono(1994)가 제시한 것을 적용하였다.

4.제어기 설계

차량의 전체적인 제어 시스템 구조는 그림 3.과 같다. 속도차 구동방식의 차량을 제어하기 위해서 차량의 기구학을 통해 주행 궤적을 생성하였다. 차량과표계에서 발생한 속도들은 역 기구학 으로부터 주행에 요구되는 바퀴속도로 변환되어, PID의 이득 값을 조정하는 퍼지 조정기를 사용하여 원하는 속도를 제어하였다. 측정 가능한 출력변수인 각 바퀴의 속도 ω_i 의 제어에는 모터에서의 외란과 센서신호의 잡음으로 인한 오차가 발생할 수 있다. 이를 위하여 외란에 대한 강인한 특성을 갖는 퍼지 이득 조정기를 통한 PID제어기록 적용하였다. 퍼지이득 조정기는 오차와 오차의 변화율을 근거로 결정될 수 있다. 이러한 구조는 제어기의 파라미터를 결정하는 퍼지 규칙과 추론을 이용하고, PID 제어기는 제어신호를 발생한다. 또한 퍼지 이득 조정을 이용한 PID 이득 조정은 퍼지 규칙으로 나타낼 수 있는데 고정된 파라미터값을 지닌 PID제어기에 비해 응답 특성이 좋은 제어 성능을 갖게 된다.[7]

본 연구에서 사용된 PID제어의 등가식은 아래와 같이 주어진다.

$$u(k) = K_p e(k) + K_i \int e(k) + K_d \delta e(k) \quad (10)$$

적용 차량에서 $u(k)$ 는 좌륜과 우륜의 속도 제어신호이고, $e(k)$ 는 기준 입력과 차량 시스템 출력간의 오차이고, 오차의 변화율은 $\delta e(k) = e(k) - e(k-1)$ 이다. PID 제어기의 이득값 K_p, K_i, K_d 는 주어진 차량 시스템으로부터 여러 가지 응답 특성을 만들어 내도록 조절될 수 있다.

$$K_p = K_{p_{min}} + \alpha_p (K_{p_{max}} - K_{p_{min}}) \quad (11)$$

$$K_i = K_{i_{min}} + \alpha_i (K_{i_{max}} - K_{i_{min}}) \quad (12)$$

$$K_d = K_{d_{min}} + \alpha_d (K_{d_{max}} - K_{d_{min}}) \quad (13)$$

여기서 K_{min} 과 K_{max} 는 시행착오에 의해서 결정된다. PID 파라미터는 현재 오차 $e(k)$ 와 이것의 오차 변화율 $\delta e(k)$ 에 의해 결정된다. α_p 와 α_i , 그리고 α_d 는 if-then형태의 퍼지 규칙들의 집합에 의해 결정된다. 따라서 PID 제어기의 K_p, K_i 그리고 K_d 의 이득 값을 구할 수 있다.

요오우 속도 보상기는 주어진 궤적을 따라가기 위한 자세를 제어하는 것이다. 주행력으로부터 각 바퀴의 속도를 제어하듯이, 요오우 속도는 회전을 할 경우 발생하는 횡축력도 포함된 항이므로 반드시 제어되어야 한다. 특히 고속에서 회전 뿐만아니라 미끄럼각이 큰 경우의 저속에서도 회전능력을 향상시키기 위해 PID의 이득 값을 조정하는 퍼지 조정기를 사용하였다.

5. 모의실험

모의실험을 하기 위한 적용차량은 4개의 바퀴마다 모터가 장착된 전기자동차 축소 모델로써 서스펜션(suspension)의 영향을 무시한 단순화된 강체를 대상으로 하였다. 차량의 운전기능으로는 직진운동 및 좌륜과 우륜의 속도차를 이용한 회전운동이 가능하다. 모의 실험에서 사용한 차량의 파라미터들은 표1.에서 주어진다.

표1. 모의실험에 사용된 차량의 파라미터들
Table 1. Vehicle Parameters

표기	값	단위
m	800	kg
L_f	0.6	m
L_r	0.6	m
D	0.5	m
I_x	205.3	$kg \cdot m^2$
R_w	0.13	m
μ_s	0.01	

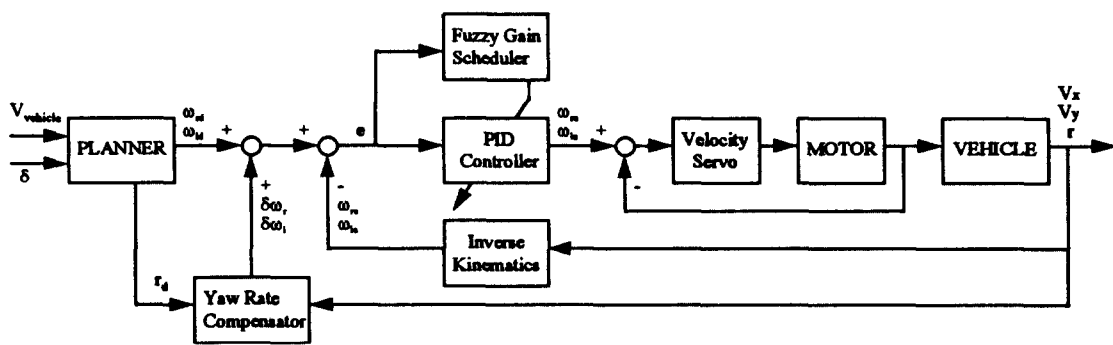


그림 3. 제어 알고리즘 개념도
Fig. 3. Schematic of the control algorithm

적용 차량의 최고 한계속도는 20[km/h]이며, 조향각은 30° 이내로 설정한다. 운전자 입력을 계단입력으로써 조향 30°, 입력 속도 10[km/h]일때 차량의 상태들을 본 것이다. 회전운동에 대한 차량의 상태를 그림 4.에서 보았다. 처음 구동시에는 정지마찰력 보다 큰 힘을 내기위한 불안정한 동작을 하다가 시간이 지남에 따라 정상상태로 접근한 것을 볼 수 있다. 그림 5.는 차량바퀴의 속도를 보여주는 것이다. 또한 모의실험 결과 좌측 전/후륜의 속도가 같고 우측 전/후륜의 속도가 같아짐을 보았다. 그리고 그림 6.은 주어진 입력에 대한 실제 차량의 주행궤적을 보여주는 것인데, 시간이 지남에 따라 원하는 회전운동을 하는 것을 볼 수 있다. 그러나 처음 얼마동안은 주어진 궤적을 추종하지 못하는 현상이 나타나고 있다. 요오우 속도를 제어하기 위해서는 주어진 입력속도를 바꾸는 것도 고려해야 할 것이다.

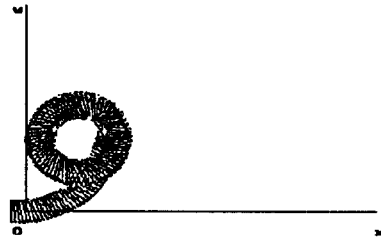


그림 6. 차량의 주행궤적
Fig. 6. Driving trajectory of the vehicle

대한 제어 알고리즘을 각 바퀴에 장착된 모터의 속도차를 이용하여 다양한 궤적을 생성할 수 있다. 주행궤적 생성은 운전자의 입력신호인 속도와 조향각에 따른 기구학을 이용하여 각 바퀴들의 원하는 속도를 계산하였다. 차량에 인가되는 각 바퀴속도를 정확하게 추종하도록 설계하기 위해 퍼지 이득 조정기를 갖는 PID 제어를 설계하였다. 모의실험 결과로부터 차량의 속도와 실제 바퀴의 속도가 원하는 속도 값들로 수렴하는 것을 보였다.

추후 과제로는 요오우 속도를 처음부터 제어하기위해 입력속도에 따라 PID 제어기의 이득값을 조절하는 퍼지 이득 조정기로 설계되어야 한다.

7. 참고문헌

- [1] E. Ono, et al, "Vehicle Integrated Control for Steering and Traction System by μ -synthesis," *Automatica*, Vol. 30, No. 11, pp. 1639-1649, 1994
- [2] L. R. Ray, "Nonlinear State and Tire Force Estimation for Advanced Vehicle Control," *IEEE Trans. Control Systems Technology*, Vol. 3, No. 1, pp. 117-124, 1995
- [3] M. Matsmoto and M. Tomizuka, "Vehicle Lateral Velocity and Yaw Rate Control with Two Independent Control Inputs," *ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 114, pp. 606-613, 1992
- [4] N. E. Sanchez, "Nonlinear dynamics and control of a four-wheel steering vehicle using symbolic-numerical approach," *Int. J. of Vehicle Design*, Vol. 15, Nos 1/2, pp.81-92, 1994
- [5] S. Motoyama, et al, "Effect of Traction Force Distribution Control on Vehicle Dynamics," *Vehicle System Dynamics*, Vol. 22, pp. 455-464, 1993
- [6] X. Xia, and E. H. Law, "Response of Four-Wheel-Steering Vehicles to Combined Steering and Braking Inputs," *ASME Advanced Automotive Technologies*, 1989
- [7] Z. Y. Zhao, M. Tomizuka, and S. Isaka, "Fuzzy Gain Scheduling of PID Controllers," *IEEE Trans. Sys. Man, and Cybern.*, Vol. 23, No. 5, pp. 1392-1398, 1993

6. 결론

본 논문에서는 조향 메커니즘이 없는 4륜 구동 전기자동차에

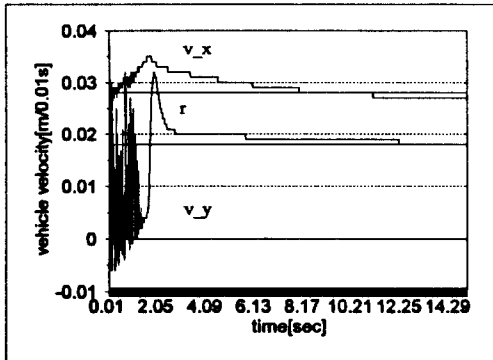


그림 4. 차량의 상태
Fig. 4. State of vehicle

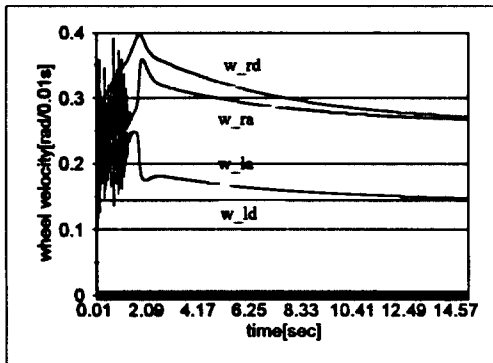


그림 5. 차량 바퀴의 속도
Fig. 5. Wheel velocity