

論文96-33B-7-3

## 전기자동차의 조향과 추진을 위한 지능형 통합 제어 시스템

## (An Intelligent Integrated Control System for Steering and Traction of Electric Vehicles)

徐一弘\*, 朴明官\*\*

(Il Hong Suh, and Myung-Kwan Park)

## 요약

입/출력 제환 선형화 기법을 이용하여 2륜구동/2륜조향(2WD/2WS) 전기자동차의 능동 조향과 좌/우륜 구동력 분산 제어를 위한 지능형 통합 제어기를 설계하였다. 또한, 불확실한 비선형 표현을 피하기 위한 퍼지 기반 횡축력 추정기와 신경 회로망을 이용한 오차 보상기를 설계하였다. 이러한 기법으로 제안된 제어 시스템이 도로조건과 같은 외부 환경의 급격한 변화에 대해서 강인하게 동작됨을 모의 실험을 통해 입증하였다.

## Abstract

An intelligent integrated control system is designed for the active steering and the left/right traction force distribution control of electric vehicles, where input-output linearization is employed. Also, a fuzzy-rule-based cornering force estimator is suggested to avoid using an uncertain highly nonlinear expression, and a neural network compensator is additively utilized for the estimator to correctly find cornering force. With these techniques, the proposed control system is shown by simulation results to be robust against drastic change of the external environments such as road conditions.

## I. 서론

차량 조향 제어는 차량의 조작성과 안정성에 있어서 가장 중요한 분야 중 하나이다. 차량 조향 제어에 대한 많은 연구가 요오우(yaw)속도 신호를 제환 하므로서 제어 하였다<sup>[7], [8]</sup>. 그렇지만 요오우 속도 제환 신호만을 사용한 제어는 차량 제어 시스템에서 좋은 성능을 보증할 수 없으므로 보다 효과적인 조향 제어를 위해서는 서로 다른 도로 상태에 따라 변화하는 타이어(tire)의 비선형 특성을 고려해야만 하며, 차량 속도,

측면 미끄럼 각(side slip angle)등과 같은 상태 정보를 부가적인 제환 신호로 사용해야만 한다<sup>[8]</sup>. 최근 차량 제어 시스템의 개발의 주요한 연구 대상은 조향과 추진을 동시에 제어 가능케 하는 것에 집중되고 있다<sup>[4, 10]</sup>. 차량 동력학에서는 타이어에 의해 발생하는 평면상의 힘(planar force)에 의한 영향이 크기 때문에 차량 조향 시 추진력 제어는 타이어 특성을 효과적으로 사용하는 것이 필수적인 요건이 된다.

이러한 요구 사항에 따라 추진력 분산 제어 기법이 제안되었다<sup>[10]</sup>. 4륜 구동 차량에서의 추진력 분산은 전/후륜 분산과 좌/우륜 분산이 가능하게 된다. 특히 좌/우륜 추진력 분산 제어가 전/후륜 추진력 분산 제어보다 차량 회전 특성 즉, 요오우 속도 응답에 큰 영향을 주는 것을 알 수 있게 되었다. 또한 우륜과 좌륜의 추진력의 비로서 토오크를 제어하는 추진력 분산을 채택하여 조향 성능을 향상시키는 방법이 제안되었다<sup>[11]</sup>

\* 正會員, 漢陽大學校 電子工學科

(Han-Yang Univ. Dept. of Electronic Eng.,)

\*\* 正會員, 東洋大學校 制御計測工學科

(Dong-Yang Univ. Dept. of Control and Instrumentation Eng.,)

接受日字:1995年8月8日, 수정완료일:1996年7月3日

1. 그러나 이 방법은 우륵과 좌륵 사이의 추진력 차이를 이용하기 때문에 추진력 과 방향에 있어 정확한 요오우 모멘트 제어에 어려움이 있게 된다. 횡축력(cornering force)은 타이어 미끄럼 각(tire slip angle)에 대해 아크 탄젠트(arc-tangent) 함수와 유사한 비선형 특성을 나타내며 타이어의 마모, 타이어 압력, 도로 노면 상태를 포함하는 도로 노면/타이어 결합 특성과 같은 여러 가지 제어 불가능한 외부 물리적 요소에 좌우되어지므로 감지나 추정이 어렵다. 횡축력(cornering force)의 비선형 특성을 찾기 위한 일반적인 함수 근사화 방법 또는 지능형 추정 방법이 많이 연구되어 지고 있으며, 주로 타이어 미끄럼 각(tire slip angle)과 횡축력 발생 계수(cornering stiffness coefficient)를 선형화된 관계로 추정하는 방법도 연구되어 졌다<sup>[4], [16], [19], [13]</sup>. 효율적인 횡축력 제어에 대한 중요한 부분은 추진력 제어계와 측면력(lateral force) 제어계 사이의 적절한 조합에 의한 통합 제어 기법을 찾는 것이다.

본 논문에서는 조향과 추진의 효과적인 제어를 위해 지능형 통합 제어 구조를 전기 자동차에 대해 새롭게 다음과 같이 제안하였다. 1)입/출력 변환 선형화에 의해 비선형 차량 동력학을 선형화 하였다. 2)조향 성능을 향상시키기 위해 새로운 통합 제어 시스템을 제안하였다. 특히, 엔진 구동 차량 경우에는 좌/우륵에 대한 토오크를 독립적으로 제어하지 못하지만<sup>[11]</sup>, 전기 구동 차량에서는 일반적으로 두개의 분리된 모터를 적용 하므로서 독립적인 제어가 가능하게 된다. 제안된 구조는 독립적인 좌/우륵의 추진력 제어에 대한 새로운 구조로서 요오우잉 특성을 개선하도록 설계되었다. 3)타이어/도로 노면 관계에 대해서 비선형적 표현을 피하기 위해 퍼지 규칙을 기초로 한 횡축력 추정기를 제안하였다. 또한, 돌풍(wind-gust)과 같은 불확실성을 포함한 모델링 오차의 보상을 위해 신경 회로망을 채택하였다. 제안된 알고리즘의 유용함을 보이기 위해 여러 가지 모의 실험 결과를 제시하였다.

II. 전기자동차 모델링

1. 차량 기구학

두개의 전기 모터가 전륵(前輪)에 장착되어 구동과 조향이 되며, 후륵은 액츄에이터가 장착되어있지 않은 4륵 전기 자동차를 채택한다. 그림 1에서 4륵 차량에 대한 표준 차체 중심 좌표계<sup>[5]</sup>를 기준으로 한 전기자

동차 모델의 구조를 나타낸다. 여기서

$v_{fl}$  : 전륵 우측 바퀴에서의 속도

$v_{fl}$  : 전륵 좌측 바퀴에서의 속도

$v_{rl}$  : 후륵 우측 바퀴에서의 속도

$v_{rl}$  : 후륵 좌측 바퀴에서의 속도

$v$  : 무게중심(C.G, center of gravity)에서의 속도

이들 속도 벡터들은 일반적으로 기저 좌표계(world coordinate)에 있는 차량의 무게중심으로 부터 멀리 떨어져 있는 차량 회전축(momentary pole)<sup>[7]</sup>에 연결된 선과 직각으로 되어 있다.

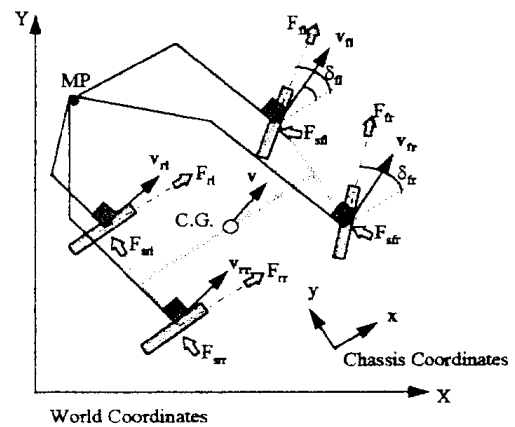


그림 1. 전기 자동차 모델. among local velocity vector

Fig. 1. Schematic Model of Electric Vehicle.

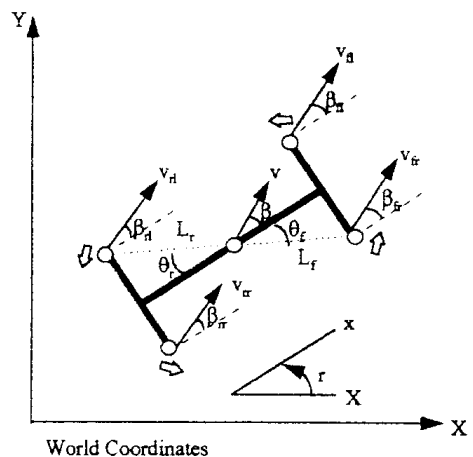


그림 2. 국부 속도 벡터들의 기구학적 관계 Fig. 2. Kinematic Relation.

무게중심에서  $\beta$ (측면 미끄럼 각)와  $\gamma$ (요오우 레이트)를 설정하면 그림 2.로부터 다음과 같은 관계를 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned}
 v \cos \beta &= v_{fr} \cos \beta_{fr} - rL_f \sin \theta_f \\
 &= v_{fl} \cos \beta_{fl} + rL_f \sin \theta_f \\
 &= v_{rr} \cos \beta_{rr} + rL_r \sin \theta_r \\
 &= v_{rl} \cos \beta_{rl} + rL_r \sin \theta_r,
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

$$\begin{aligned}
 v \sin \beta &= v_{fr} \sin \beta_{fr} - rL_f \cos \theta_f \\
 &= v_{fl} \sin \beta_{fl} - rL_f \cos \theta_f \\
 &= v_{rr} \sin \beta_{rr} - rL_r \cos \theta_r \\
 &= v_{rl} \sin \beta_{rl} - rL_r \cos \theta_r,
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

$L_f$ 와  $L_r$ 은 C.G로부터 전륜과 후륜 사이의 거리이고,  $\theta_f$ 와  $\theta_r$ 은 종축 중심선(longitudinal center line) 과 C.G로부터의 전륜, 후륜까지 를 연결한 선의 각도이며,  $\beta_{fr}, \beta_{fl}, \beta_{rr}, \beta_{rl}$ 은 각 바퀴에서 속도 벡터 방향과 종축 중심선 사이의 각이다.

(1-2)식으로부터

$$\beta_{fr} = \tan^{-1} \left( \frac{v \sin \beta - rL_f \cos \theta_f}{v \cos \beta - rL_f \sin \theta_f} \right),
 \tag{3}$$

$$\beta_{fl} = \tan^{-1} \left( \frac{v \sin \beta - rL_f \cos \theta_f}{v \cos \beta + rL_f \sin \theta_f} \right),
 \tag{4}$$

$$\beta_{rr} = \tan^{-1} \left( \frac{v \sin \beta + rL_r \cos \theta_r}{v \cos \beta - rL_r \sin \theta_r} \right),
 \tag{5}$$

$$\beta_{rl} = \tan^{-1} \left( \frac{v \sin \beta + rL_r \cos \theta_r}{v \cos \beta + rL_r \sin \theta_r} \right).
 \tag{6}$$

또한 여기서  $\beta_{fr}, \beta_{fl}, \beta_{rr}, \beta_{rl}$ 은 타이어 미끄럼 각  $\alpha_{fr}, \alpha_{fl}, \alpha_{rr}, \alpha_{rl}$ 과 식(7-10)의 관계를 갖고있다.

$$\alpha_{fr} = \delta_{fr} - \beta_{fr},
 \tag{7}$$

$$\alpha_{fl} = \delta_{fl} - \beta_{fl},
 \tag{8}$$

$$\alpha_{rr} = \delta_{rr} - \beta_{rr},
 \tag{9}$$

$$\alpha_{rl} = \delta_{rl} - \beta_{rl},
 \tag{10}$$

여기서  $\delta_{fr}, \delta_{fl}, \delta_{rr}, \delta_{rl}$ 은 각 바퀴는 입력 조향각이며, 본 논문의 경우  $\delta_{rr} = \delta_{rl} = 0$ 가 된다. 타이어 미끄럼 각  $\alpha_{fr}, \alpha_{fl}, \alpha_{rr}, \alpha_{rl}$ 은 4 절에서 횡측력(cornering force)을 추정하는데 사용되어진다.

## 2. 차량 동역학

차량의 전반적인 모델링의 경우는 차량 구조상 차량

상부의 탄성체(sprung mass) 와 차량 하부의 비 탄성체(unsprung mass)로 나누어 구성되며, 상부와 하부 사이는 스프링-댐퍼(spring-damper)로 연결된 구조로 모델링 하게 된다. 또한 상부와 하부가 각각의 독립된 좌표계 구성으로 x축은 롤(roll)성분, y축은 피치(pitch)성분, z축은 요오우(yaw)성분으로 모델링 되어진다. 그러므로 전반적인 차량 모델링은 일종의 다체 시스템(multi-body system) 모델링으로 대단히 복잡해지고 해석 및 제어기 설계가 어렵게 된다. 본 논문에서는 차량의 하부에 대한 동역학 모델링을 중심으로 유효하였다.

일반적으로 차량 동역학 모델링에서는 차량의 무게 중심(C.G)을 기준으로 운동 방정식을 각 방향의 힘과 모멘트를 중심으로 6-자유도로 유도 할수있다.

$$\text{Along direction ; } F_x' = m(\dot{v}_x' + \omega_y v_z - \omega_z v_y)
 \tag{11}$$

$$\text{Along direction ; } F_y' = m(\dot{v}_y' + \omega_z v_x - \omega_x v_z)
 \tag{12}$$

$$\text{Along direction ; } F_z' = m(\dot{v}_z' + \omega_x v_y - \omega_y v_x)
 \tag{13}$$

Rolling Moment ;

$$M_x' = I_x \dot{\omega}_y - I_{x'z'}(\dot{\omega}_z + \omega_y \omega_x) + (I_z - I_y)\omega_z \omega_y
 \tag{14}$$

Pitching Moment ;

$$M_y' = I_y \dot{\omega}_x + (I_x - I_z)\omega_x \omega_z + I_{x'z'}(\dot{\omega}_x - \omega_z^2)
 \tag{15}$$

Yawing Moment ;

$$M_z' = I_z \dot{\omega}_z - I_{x'z'}(\dot{\omega}_x - \omega_y \omega_z) + (I_y - I_x)\omega_x \omega_y
 \tag{16}$$

여기서,  $x', y', z'$ 는 차량의 무게중심을 중심으로 고정된 차체 좌표계이며,  $x, y, z$ 는 롤링 축(roll axis)를 중심으로 고정된 차체 좌표계이다. 또한  $I_x, I_y, I_z$ 는 각 축의 관성 모멘트를 의미하며,  $v_x, v_y, v_z$ 는 각 축의 속도 성분을 나타내고,  $\omega_x, \omega_y, \omega_z$ 는 각 축의 각속도 성분을 의미한다. 은 차체 무게를 의미한다.

이러한 6 자유도 운동에 대한 모델링을 플랜트로 제어하는데 있어, 각 운동간의 결합(coupling) 과 비선형성 때문에 매우 어렵게 된다. 그러므로 본 논문에서 제어할 플랜트는 무게중심 (C.G)이 도로 기준면(road level)에 있다고 가정하여 피치(pitch)와 롤(roll)운동 성분을 고려하지 않도록 한다. 그러므로 차량 동역학은 단순한 3-자유도의 평면적 모델(planar model)을 적용함에 의해 유도할 수 있다. C.G에서 차량 속도  $v$ ,

차량 측면 미끄럼 각  $\beta$ , 요오우 레이트  $\gamma$ 을 상태 변수로 정하여 힘과 모멘트를 상태 변수로서 표현하면 6 자유도 모델에서,  $v_x = v \cos \beta$ ,  $v_y = v \sin \beta$ ,  $\omega_z = r$ 이므로 다음과 같다.

(a) 종축 운동 (longitudinal motion) :

$$F_x = m \dot{v} \cos \beta - m(\dot{\beta} + r)v \sin \beta, \quad (17)$$

(b) 횡축 운동 (lateral motion) :

$$F_y = m \dot{v} \sin \beta + m(\dot{\beta} + r)v \cos \beta \quad (18)$$

(c) 요오우잉 운동 (yawing motion) :

$$M_z = I_z \dot{r} \quad (19)$$

여기서  $m$ 은 차량 무게이고  $I_z$ 는 Z축에 대한 관성 모멘트로서 상수이다. 차체(chassis) 좌표계(x, y, z)에서  $F_x$ 와  $F_y$ 는 각각 x, y방향에 작용하는 모든 힘의 합을 나타내며  $M_z$ 는 수직 축에 대한 요오우잉 모멘트를 의미한다.  $u \equiv [F_x, F_y, M_z]^T$ 이고  $x \equiv [v, \beta, r]^T$ 이면, 식 (17-19)은 행렬 형태로 식(20)처럼 표현할 수 있다.

$$\dot{x} = A^{-1}(x)u - A^{-1}(x)B(x), \quad (20)$$

여기서  $A(x)$ 와  $B(x)$ 는 식(21)과 같다.

$$A(x) = \begin{bmatrix} m \cos \beta & -mv \sin \beta & 0 \\ m \sin \beta & mv \cos \beta & 0 \\ 0 & 0 & I_z \end{bmatrix}, B(x) = \begin{bmatrix} -mrv \sin \beta \\ mrv \cos \beta \\ 0 \end{bmatrix}. \quad (21)$$

좀더 상세히 힘  $F_x, F_y$ 과 모멘트  $M_z$ 를 풀어보면

$$F_x = F_{fr} \cos \delta_{fr} + F_{fl} \cos \delta_{fl} - F_{dr} \sin \delta_{dr} - F_{dl} \sin \delta_{dl} + F_{rr} + F_{rl}, \quad (22)$$

$$F_y = F_{fr} \sin \delta_{fr} + F_{fl} \sin \delta_{fl} + F_{dr} \cos \delta_{dr} + F_{dl} \cos \delta_{dl} + F_{rr} + F_{rl}, \quad (23)$$

$$M_z = (F_{fr} \sin \delta_{fr} + F_{fl} \sin \delta_{fl} + F_{dr} \cos \delta_{dr} + F_{dl} \cos \delta_{dl}) l_f - (F_{rr} + F_{rl}) l_r + (F_{fr} \cos \delta_{fr} - F_{fl} \cos \delta_{fl} - F_{dr} \sin \delta_{dr} + F_{dl} \sin \delta_{dl} + F_{rr} F_{rl}) \frac{l_f}{2}, \quad (24)$$

여기서  $F$ 는 추진력이고,  $F_s$ 는 횡축력을 의미하며, 첨자  $fr, fl, rr$ 과 은 각각 좌측 전륜, 우측 전륜, 우측 후륜, 좌측 후륜을 의미한다. 추진력  $F_{fr}, F_{fl}, F_{rr}$ 과  $F_{rl}$ 은 식(25)의 토크 - 힘 변환 과정에 의해 얻을 수 있게 된다<sup>[12]</sup>.

$$F = \frac{\tau}{r_{tire}} - R, \quad (25)$$

여기서  $r_{tire}$ 는 타이어의 반경,  $\tau$ 는 입력 토크,  $R$ 은 구름 저항력이다. 타이어 특성은 타이어 미끄럼 각  $\alpha$ 와 타이어 미끄럼 비  $\lambda$ 에 대하여 횡축력 발생 계수가 비선형적인 관계를 갖고있다<sup>[4]</sup>. 타이어의 비선형 함수는 일반적으로 선형화 하여

$$F_s \cong C_s \alpha, \quad (26)$$

로 적용 하기도 한다. 여기서  $F_s$ 는 횡축력이고,  $C_s$ 는 횡축력 발생 계수,  $\alpha$ 는 타이어 미끄럼 각이다<sup>[6]</sup>. 본 논문에서는 이 선형화된 모델을 채택하는 대신 횡축력을 퍼지 규칙을 기초로한 추정 기법을 적용하였다. 차량 동력학 모델의 블럭도를 그림 3에서 보여주고 있다.

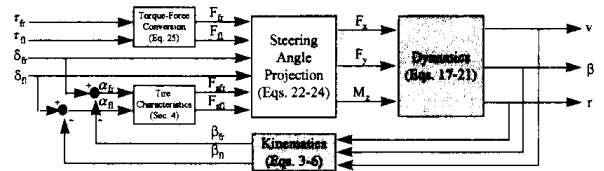


그림 3. 차량 동력학 모델의 블럭도  
Fig. 3. Block Diagram of Vehicle Model.

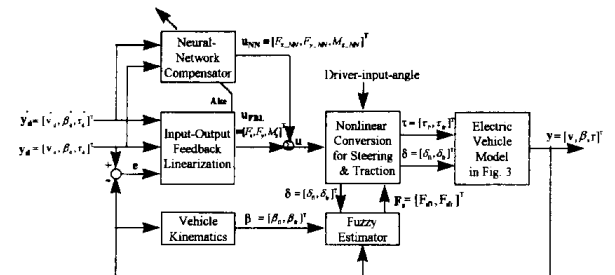


그림 4. 제어 시스템의 블럭도  
Fig. 4. Block Diagram of Overall Control System.

### III. 조향과 추진력 제어

그림 4는 전반적인 제어 구조를 나타내며, 첫번째 블럭에서 케한 선형화 와 비간섭(decoupling)을 위한 힘과 모멘트  $U_{FBL} \equiv [F_x, F_y, M_z]^T$ 를 계산한다. 또한 신경 회로망은 모델링 오차와 외란을 보상하는데 필요한 힘과 모멘트  $U_{NN} \equiv [F_{x\_NN}, F_{y\_NN}, M_{z\_NN}]^T$ 를 발생시킨다. 이러한  $U_{FBL}$ 과  $U_{NN}$ 이 합쳐져서 비선형 변환 과정을 통해 추진력 제어를 위한 입력 토크와 조향 제어를 위한 입력 조향각으로 분해되어진다. 추진 입력 토크와 입력 조향각을 계산하기 위한

비선형 변환 과정은 퍼지 횡축력 추정 기법으로부터 횡축력을 얻어 상호 결합에 의해 이루어진다.

식 (20)의 차량 동력학에 입/출력 선형화 기법을 적용하여 비선형 동적 방정식을 단순한 선형 형태로 변환하였다. 여기서  $y = [v, \beta, r]^T$ 는 상태 벡터  $X$ 와 같다고 정의하였고, 상태 변수의 측정 방법으로 요오잉 레이트( $r$ )은 gyrometer로 측정 가능하며 차량 속도( $v$ )와 차량 측면 미끄럼 각( $\beta$ )은 가속도 센서로부터 종 방향 가속도와 횡 방향 가속도를 측정 한 후 추정하는 방법의 연구가 발표되고 있으며<sup>[9,15]</sup>, 본 논문에서 설정된 상태 변수는 측정 가능하다고 가정하였고 원하는 출력  $y_d = [v_d, \beta_d, r_d]^T$ 를 다음과 같이 정의할 수 있다.

차량의 진행 방향이 주어진 경로의 접선 방향과 동일 하려면 차량 무게중심에서의 측면미끄럼 각  $\beta = 0$ , 즉 차량 무게중심에서의 횡방향 속도  $v_{yd} = 0$ 이어야만 한다. 따라서, 차량 무게중심에서의 종방향 속도  $v_{xd}$ 는  $V^2 = v_{yd}^2 + v_{xd}^2$ 로부터  $v_{xd} = V$ 임을 알 수 있다. 또한, 요우잉 속도  $r_d$ 는  $r_d \frac{V}{R_{c.g.}}$ 와 같이 구할 수 있다. 하지만, 만일 제어기의 설계상 또는 차량의 성능의 제한에 의하여 목표 진행 속도와 목표 조향각 중 어느 것을 추종할 수 없을 수 있음을 고려하면, 요우잉 속도가 목표 속도에 비례하기 보다는 실제 속도에 비례하도록 하여야 한다. 따라서 운전자 입력으로부터 계산될 수 있는 최종적인 목표 상태 값은 다음과 같다.

$$v_d = v_{xd} = V \tag{27}$$

$$\beta_d = v_{yd} = 0 \tag{28}$$

$$r_d = \frac{V}{R_{c.g.}} = \frac{v}{\frac{l_f}{\tan(\delta)} + d} \tag{29}$$

여기서 다음과 같이 새로운 입력 벡터  $v \equiv [v_1, v_2, v_3]^T$ 를 도입한다.

$$v = \dot{y}_d + k(y_d - y), \tag{30}$$

여기서  $k \equiv \begin{bmatrix} k_1 & 0 & 0 \\ 0 & k_2 & 0 \\ 0 & 0 & k_3 \end{bmatrix}$  로서 이득 벡터이다. 그러므로

만일  $u_{FBL}$ 를

$$u_{FBL} = A(y)v + B(y), \tag{31}$$

로 선택하면  $\dot{y} = v$ 이고 오차 방정식은  $\dot{e} = ke$ 가 되

며, 여기서  $e = y_d - y$ 이다.  $u_{FBL}$ 을 계산 하므로서  $tu_{fr}, \tau_{fl}, \delta_{fr}$ 와  $\delta_{fl}$ 을 분해하는 비선형 변환을 얻는다.

먼저 새로운 변수,  $F_{xt}, F_{yt}$ 와  $M_{zt}$ 를 정의하면

$$F_{xt} = F_x - (F_{rr} + F_{rl}), \tag{32}$$

$$F_{yt} = F_y - (F_{srr} + F_{srl}), \tag{33}$$

$$M_{zt} = 2 \frac{M_z - F_{yt}l_f + (F_{srr} + F_{srl})l_r}{l_y} - (F_{rr} - F_{rl}), \tag{34}$$

식 (22-24) 으로부터,

$$F_{xt} = F_{fr} \cos \delta_{fr} + F_{fl} \cos \delta_{fl} - F_{sfr} \sin \delta_{fr} - F_{sfl} \sin \delta_{fl}, \tag{35}$$

$$F_{yt} = F_{fr} \sin \delta_{fr} + F_{fl} \sin \delta_{fl} + F_{sfr} \cos \delta_{fr} + F_{sfl} \cos \delta_{fl}, \tag{36}$$

$$M_{zt} = F_{fr} \cos \delta_{fr} - F_{fl} \cos \delta_{fl} - F_{sfr} \sin \delta_{fr} + F_{sfl} \sin \delta_{fl}. \tag{37}$$

그러므로 추진력 분산은

$$F_{fr} = \frac{F_{xt} + M_{zt}}{2 \cos \delta_{fr}} + F_{sfr} \tan \delta_{fr}, \tag{38}$$

$$F_{fl} = \frac{F_{xt} - M_{zt}}{2 \cos \delta_{fl}} + F_{sfl} \tan \delta_{fl}. \tag{39}$$

여기서  $F_{fr}$ 과  $F_{fl}$ 을 계산하기 위해서  $\delta_{fr}$ 과  $\delta_{fl}$ 를 알아야 한다. 전륜 내측 조향각,  $\delta_{fl}$ 를 운전자 입력 조향각 으로부터 얻고,  $\delta_{fr}$ (또는  $\delta_{fl}$ )은 우측(또는 좌측) 회전에서  $\delta_{fl}$ 와 물리적 조향 기구에 의해 같다고 놓는다. 동일한 과정에 의해 구해질 수 있으므로 우측 회전의 경우에 대해서 고려한다. 여기에서는  $\delta_{fr} = \delta_{fl}$ 이라고 하면,  $F_{fr}$ 은 (38)식에 의해 구해질 수 있다. 여기서  $\delta_{fl}$ 을 구하는데, 전륜 외측 조향각을  $\delta_{fo}$ 라 하면,  $\delta_{fo} = \delta_{fl} + \Delta\delta_f$ 로 할 수 있으며  $\Delta\delta_f$ 가 일반적으로 매우 작기 때문에

$$\cos \delta_{fo} = \cos \delta_{fl} - \Delta\delta_f \sin \delta_{fl} \quad \text{for } \|\Delta\delta_f\| \ll \delta_{fl}, \tag{40}$$

이고

$$\sin \delta_{fo} = \sin \delta_{fl} + \Delta\delta_f \cos \delta_{fl} \quad \text{for } \|\Delta\delta_f\| \ll \delta_{fl}. \tag{41}$$

그러므로  $\Delta\delta_f$ 는

$$\Delta\delta_f = \frac{2(F_{yt} - F_{fr} \sin \delta_{fl} - F_{sfr} \cos \delta_{fl}) \cos \delta_{fl} - (F_{xt} - M_{zt}) \sin \delta_{fl} - 2C_{fr} - 2C_{off}(\nabla l_{fr} - \beta_{fl})}{2(F_{yt} - F_{fr} \sin \delta_{fl} - F_{sfr} \cos \delta_{fl}) \sin \delta_{fl} + (F_{xt} - M_{zt}) \cos \delta_{fl} + 2C_{off}} \quad \text{when } \delta_{fl} = \delta_{fr}, \tag{42}$$

여기서  $C_{off}$ 은 퍼지 규칙을 기초로 한 추정기로부터 추

정한 전륜 좌측 바퀴의 횡축력 발생 계수이다. 우측 회전 시에  $\delta_{fl} = \delta_{fo} = \delta_{rl} + \Delta\delta_f$ 이므로,  $F_{fl}$ 은 식 (39)로부터 계산 될 수 있고,  $\tau_{fl}$ 과  $\tau_{fr}$ 은 식(25)의 토오크 - 힘 변환 과정으로부터 얻을 수 있게 된다. 이와 동일한 방법을 좌측 회전 시에도 적용 가능하다. 이 경우  $\Delta\delta_f$ 는

$$\Delta\delta_f = \frac{2(F_{fl} - F_{fl} \sin \delta_{fl} - F_{fl} \cos \delta_{fl}) \cos \delta_{fl} - (F_{fr} + M_{fl}) \sin \delta_{fl} - 2C_{\psi}(\delta_{fl} - \beta_{fl})}{2(F_{fl} - F_{fl} \sin \delta_{fl} - F_{fl} \cos \delta_{fl}) \sin \delta_{fl} + (F_{fr} + M_{fl}) \cos \delta_{fl} + 2C_{\psi}}$$

when  $\delta_{fl} = \delta_{rl}$ . (43)

이 과정을 그림 5에 블럭도로 보여준다.

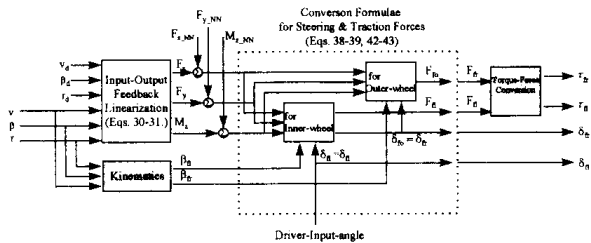


그림 5. 우측 회전을 기준으로한 조향과 추진력 제어의 블럭도

Fig. 5. Block Diagram of Control for Steering and Traction In Right-Turn.

2 절에서 언급한 모델링에 많은 불확실성이 존재하므로 (31)식에서  $u$ 는

$$\hat{A}(x) + \hat{B}(x) \quad (44)$$

$\hat{A}$ 와  $\hat{B}$ 는 시스템 행렬들 이고  $u_{FBL}$ 은

$$u_{FBL} = \hat{A}(x)(\dot{x}_d + ke) + \hat{B}(x), \quad (45)$$

로 계산되어진다. 여기서  $e = x_d - x$ 이므로 오차 방정식은

$$\hat{A}(x)(\dot{e} + ke) = \Delta A(x)\dot{x} + \Delta B(x) \quad (46)$$

이며  $\Delta A \equiv A - \hat{A}$ 와  $\Delta B \equiv B - \hat{B}$ 는 각각 A와 B의 모델링 오차이다. 모델링 오차를 보상하기 위해 그림. 6 과 같은 6 - 입력, 3 - 출력의 3 - 계층 신경 회로망을 채택하였다<sup>[2]</sup>.  $u_{NN} \equiv [F_{x|NN}, F_{y|NN}, M_{z|NN}]^T$ 로서 보상을 위한 보조 입력으로 설정하면 오차 방정식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} \hat{A}(x)ke &= A(x)\dot{x} - \hat{A}(x)\dot{x}_d + \Delta B(x) - u_{NN} \\ &= \Psi(x, \dot{x}, \dot{x}_d) - u_{NN} \end{aligned} \quad (47)$$

여기서  $\Psi(x, \dot{x}, \dot{x}_d)$ 은 모델링의 불확실한 부분이다. 신경 회로망의 가중치에 대한 학습 규칙을 얻기 위하여, 식(48)으로 정의되는 에너지 평가 함수 E 를 최소화한다.

$$E = \frac{1}{2} \|\Psi - u_{NN}\|^2. \quad (48)$$

신경망의 입력을  $o_i$ , 은닉층의 출력을  $o_h$ , 신경망의 출력을  $u_{NN}$  이라 하고, 신경망 출력과 목표 출력간의 오차 벡터, 즉 신경망 출력층에서의 오차를  $e_o = Y - u_{NN}$ 라 하면, 은닉층 뉴런의 활성화 함수로  $\tanh()$  함수를 사용하였으므로 은닉층에서의 등가 오차는 은닉층의 각각의 뉴런 h 에 대하여  $e_h = (1 - o_h^2) * \sum (w_{oh} - e_o)$  로 쓸 수 있다. 각 층의 가중치의 변화량은 가중치에 대한 에너지 함수의 음의 경사도(gradient)에 비례하므로, 은닉층과 출력층 사이의 가중치  $w_{oh}$ 의 변화량은  $\Delta w_{oh} = \eta e_o o_h$ , 입력층과 출력층 사이의 가중치  $w_{hi}$ 의 변화량은  $\Delta w_{hi} = \eta e_o o_i$  와 같이 쓸 수 있다. 여기서  $\eta$ 는 학습 율을 의미한다. 그러나, 그림 4에 서와 같이 학습되지 않은 다층 신경 회로망을 사용하여 입/출력 계환 선형화 제어기와 함께 병렬로 플랜트를 제어하는 경우에 있어서, 신경망의 학습과 제어가 동시에 이루어지므로 발산이 일어나 전체 제어 시스템의 안정성을 깨뜨릴 위험도 없지는 않으며, 현재까지 다층 신경 회로망 자체의 안정도 문제도 해석적으로 규명되는 않은 상태로서 지속적인 연구가 이루어져야 한다.

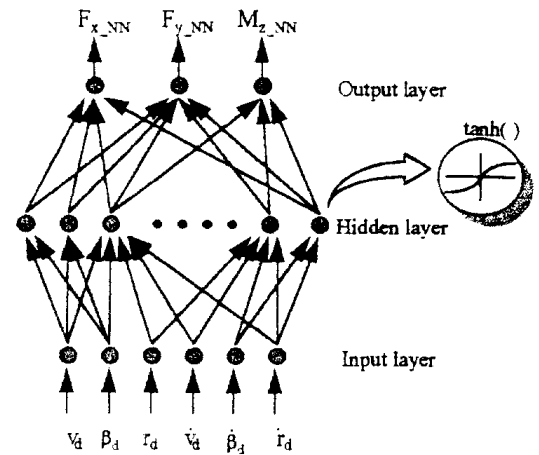


그림 6. 3 - 계층 신경 회로망 보상기의 구조  
Fig. 6. Structure of 3-layer Neural Network Compensator.

IV. 퍼지 규칙을 기초로 한 횡축력 추정

차량 조향 시스템의 응답은 횡축력에 매우 깊은 연관을 갖고 있다. 횡축력에 영향을 주는 여러 가지 요인 가운데 특히, 타이어 미끄럼 각의 변화와 미끄럼 비 변화는 서로 역관계를 갖고 있다. 횡축력은 민감한 회전 운동에서 차량 조작성에 매우 큰 영향을 미치게 되므로, 제어 방법을 설계하는데 중요한 현상이 된다. 비선형 횡축력 모델을 횡축력 발생 계수 또는 횡축력을 추정하는 방법에 대한 많은 연구들이 있었으며<sup>[46,9,13]</sup> 특히, 횡축력이 타이어 미끄럼 각에 선형적으로 비례하는 가정하에 횡 가속도와 요오우 레이트 신호를 주로 사용하여 횡축력 발생 계수를 추정하는 방법이 제안되었다<sup>[6]</sup>. 또 다른 방법으로 제어기 설계에 있어서 횡축력 특성의 복잡한 비선형성의 사용을 피하기 위해 횡축력 함수를 단순한 수학적 모델을 사용하여 근사화 하는 방법도 제안되었다<sup>[4]</sup>. 본 논문에서는 횡축력 함수 추정에 명확한 함수를 사용하거나, 통계적인 추정기와는 달리 수학적 모델이 없이도 함수를 추정할 수 있는 퍼지 시스템을 적용하였다. 특히 Bakker<sup>[3]</sup>의 실험적 데이터를 세심히 관찰하여 퍼지 규칙을 구성한 것을 표 1에서 보여준다. 여기서 입력 언어 변수를 타이어 미끄럼 각  $\alpha$ 와 미끄럼 비  $\lambda$ 를 사용하고 출력 언어 변수를 횡축력  $F_y$ 로 사용하였다. 입/출력 변수는 각각 7개의 언어 변수 S(small), M(medium), L(large), EL(extra large), ES(extra small), VS(very small), VL(very large)로서 사용하였다. 입/출력 언어 변수의 소속 함수는 그림 7에 보여주는 것과 같이 삼각형 꼴을 적용하였다. 퍼지 시스템의 출력  $F_y$ 는 최대-최소 추론(Sup-min inference)구조와 무게 중심법의 비퍼지화(defuzzifier)를 이용하여 발생되도록 하였다<sup>[11]</sup>. 그림 8은 타이어 미끄럼 비  $\lambda$ 에 대해 제안한 퍼지 규칙으로부터 발생된 횡축력을 보여준다. 그림 8에서 보는바와 같이 제안된 퍼지 규칙이 Bakker<sup>[3]</sup>의 연구에서 주어진 실험적 파형으로부터 발췌된 데이터에 근접하여 근사화 한 것을 볼 수 있다.

V. 모의 실험

제안한 지능형 통합 제어 알고리즘의 유용함을 보이기 위해 여러가지 모의 실험을 유형별로 수행하였다. i) 조향각 명령을 제단 입력 형태로 하고 모델의 불확실

성과 외란이 없는 상태에서 본 논문에서 제시한 횡축력 추정과 신경 회로망의 보상을 적용하지 않았을 때의 모의 실험이다. ii) i)과 같은 조향각 명령을 주고, 횡축력 발생 계수가 급격히 변화했을 때, 퍼지 규칙을 기초로한 횡축력 추정을 적용한 경우의 모의 실험이다. iii) 외란으로서 측면 돌풍을 적용했을 때 신경 회로망을 통한 모델링의 불확실성에 대한 보상을 적용했을 경우의 모의 실험이다. iv) 횡축력에 변화를 주고, 측면 돌풍과 같은 외란을 가했을 때, 3,4 절에서 제시한 제어 법칙을 적용했을 경우의 모의 실험이다.

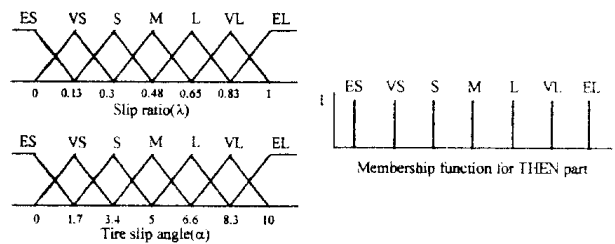


그림 7. 횡축력 추정을 위한 소속 함수  
Fig. 7. Membership Functions for the Cornering Force Estimation.

표 1. 횡축력 추정을 위한 퍼지 규칙  
Table 1. Fuzzy Rules for Cornering Force Estimation.

		Slip Ratio ( $\lambda$ )						
		ES	VS	S	M	L	VL	EL
Slip Angle ( $\alpha$ )	ES	M	S	VS	ES	ES	ES	ES
	VS	L	S	VS	ES	ES	ES	ES
	S	L	M	S	S	VS	ES	ES
	M	EL	M	S	VS	VS	VS	ES
	L	EL	M	S	S	VS	ES	ES
	VL	EL	VL	M	S	S	VS	ES
	EL	EL	EL	M	S	S	VS	ES

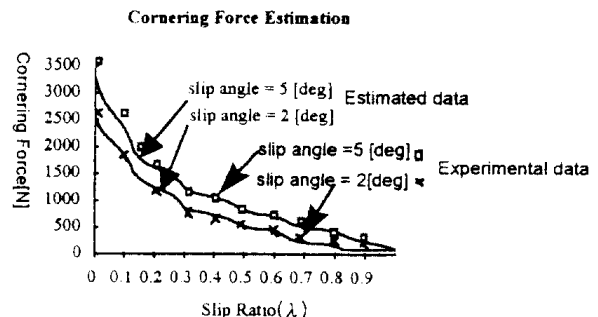


그림 8. 실험적 데이터와 추정 데이터의 특성  
Fig. 8. The Characteristics of Experimental data and Estimated Data.

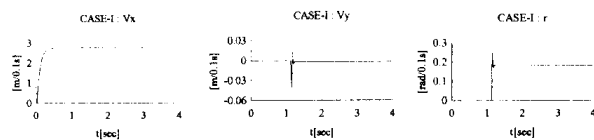
이들 모의 실험은 100 km/h(약 28 m/sec)에서 주행하는 동안 조향각 명령을 10°로 한 경우의 결과이다. 모의 실험에서 사용한 시스템 파라미터는 표 2와 같다.

표 2. 모의 실험 에서 사용된 시스템 파라미터 와 제어 파라미터  
Table 2. Nominal System Parameters & Control Parameters in Simulation.

Parameter	Notation	Value	Dimension
차량무게	M	1,200	kg
차량 전축으로부터 C.G까지 거리	$l_f$	1.7	m
차량 후축으로부터 C.G까지 거리	$l_r$	1.8	m
차량 폭	$l_y$	2.5	m
관성 모멘트	$I_z$	1800	kg·m <sup>2</sup>
타이어 반경	R	0.3	m
구름 마찰계수	$R_r$	0.01	
정지 마찰계수	$R_s$	0.4	
신경 회로망 학습율	$\eta$	0.01	

Case I) 그림 9는  $v_x(=v \cos \beta)$ ,  $v_y(=v \sin \beta)$ 와 요오우잉 레이트  $r$ 에 대한 출력응답을 보여준다.

그림 9를 살펴보면 빠른 응답 시간과 안정된 요오우잉 운동을 얻은 것을 알 수 있다. 특히 횡 속도  $v_y$ 가 거의 0에 가깝게 가는 것을 볼 수 있으며, 이것은 전륜 2축 구동 차량에서 현재 제어기술로는 얻기 어려운 성능이다. 그러나 이 결과는 자동차 모델의 불확실성이 존재하지 않을 때 결과로서 제안된 조향 및 추진력 제어 알고리즘이 조향과 추진력 제어에 있어 좋은 성능을 나타낸다는 것을 알 수 있다.

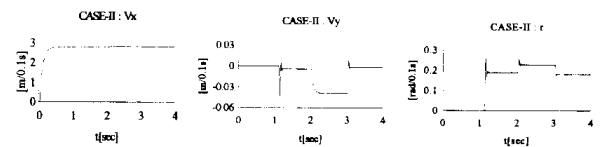


(a) longitudinal velocity (b) lateral velocity (c) yawing rate

그림 9. 계단 입력 조향각 명령으로 모델의 불확실성과 외란이 없는 상태에서 제안한 조향과 추진력 제어시의 출력 응답

Fig. 9. Output responses of the proposed steering & traction control system in the case that steering angle command of the step function type is given to the system without uncertainties and disturbances.

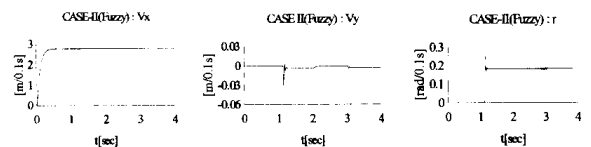
Case II) 그림 10은 횡축력 발생 계수변화에 대한 현상을 보여준다. 이 경우 횡축력은 추정되지 않았을 때이며, 이 때 요오우잉 속도가 원하는 값보다 크게 되는 것을 볼 수 있다. 이 의미는 횡축력 발생 계수를 고려하지 않은 경우에 차량 조향시 오버스티어(Oversteer) 또는 스핀(spin)할 수 있다는 것을 의미한다. 그림 11은 제안한 퍼지 규칙을 기초로 한 횡축력 추정기를 적용한 경우, 횡축력 발생 계수의 변화에 상관없이 안정된 요오우잉 운동을 보여주므로서 횡축력 추정에 의한 제어가 되고있음을 보여 주고있다.



(a) longitudinal velocity (b) lateral velocity (c) yawing rate

그림 10. (i)의 경우에 조향각 명령으로 횡축력 발생 계수가 갑자기 변화 했을 때 제안한 조향과 추진력 제어 시의 출력 응답

Fig. 10. Output responses of the proposed steering & traction control system in the case that steering command for the case (i) is given, but the cornering stiffness is drastically changed.



(a) longitudinal velocity (b) lateral velocity (c) yawing rate

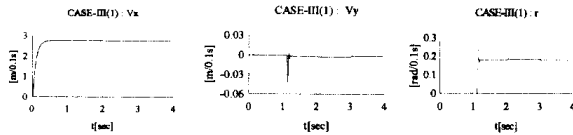
그림 11. (i)의 경우에 조향각 명령으로 횡축력 발생 계수가 급격히 변화 했을 때 제안한 조향과 추진력 제어 및 퍼지 규칙을 기초로한 횡축력 추정을 적용 시 출력 응답

Fig. 11. Output responses of the proposed steering & traction control system with a fuzzy-rule-based cornering force estimator in the case that steering command for the case (i) is given, but the cornering stiffness is drastically changed.

Case III) Case I의 제어 법칙을 적용한 경우, 돌풍(외란)이 가 해졌을 때의 모의 실험 결과를 그림12.에서 보여주고 있다. 그림 12.의 결과 돌풍에 의한 외란에 의해서 차량 운전 성능은 크게 영향을 받지 않는다



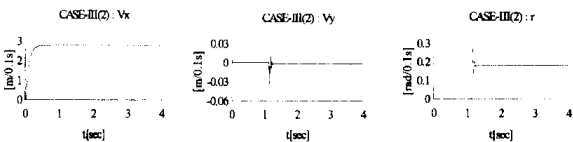
는 것을 알 수 있다. 그림 13은 차량 무게나 관성 모멘트를 기준값에 약 30%정도 변화시켰을 때 결과로 그림 12와 거의 유사한 차량 운전 성능을 보이는 것을 알 수 있다. 그러나 횡측력 발생 계수가 급격히 변화할 때 차량 운전 성능은 그림 10처럼 매우 크게 변화하는 것을 알 수 있었다. 여기서 신경 회로망을 300 초의 학습한 후에 적용했을 때, 그림 14와 같이 안정되지만 만족스럽지 못한 결과를 보였다. 이 의미는 횡측력 발생 계수의 완벽한 보상은 신경 회로망과 퍼지 규칙을 기초로 한 횡측력 추정기 모두를 적용해야 한다는 것이다.



(a) longitudinal velocity (b) lateral velocity (c) yawing rate

그림 12. (i)의 경우에 조향각 명령으로 측면 돌풍과 같은 외란이 존재하는 경우 제안한 조향과 추진력 제어시의 출력 응답

Fig. 12. Output responses of the proposed steering & traction control system in the case that steering command for the case (i) is given, but a side wind gust is applied as external disturbance.



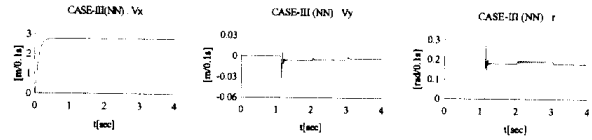
(a) longitudinal velocity (b) lateral velocity (c) yawing rate

그림 13. (i)의 경우에 조향각 명령으로 차량 무게나 관성 모멘트를 기준값에 약 30%정도 변화시켰을 때 제안한 조향과 추진력 제어시의 출력 응답

Fig. 13. Output responses of the proposed steering & traction control system in the case that steering command for the case (i) is given, but model parameters including vehicle mass and moment of inertia are forced to be changed(30% from the nominal values).

Case IV) 그림 15는 파라미터의 불확실성과 횡측력 발생 계수의 변화, 돌풍(외란)이 동시에 존재한 경우, 제안된 모든 알고리즘을 적용했을 때의 출력 응답이다.

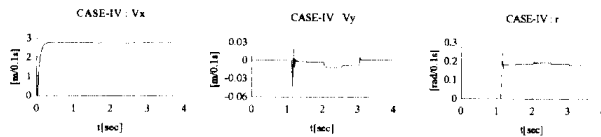
그림 15에서 볼 수 있듯이 제어 시스템은 파라미터의 불확실성과 횡측력 발생 계수의 변화 그리고 외부 돌풍(외란)에 대해 강인함을 보여준다.



(a) longitudinal velocity (b) lateral velocity (c) yawing rate

그림 14. (i)의 경우에 조향각 명령으로 횡측력 발생 계수가 급격히 변화했을 때 신경 회로망을 통한 모델링 오차에 대한 보상을 적용했을 때 제안한 조향과 추진력 제어시의 출력 응답

Fig. 14. Output responses of the proposed steering & traction control system with a neural network modeling error compensator in the case that steering command for the case (i) is given, but the cornering stiffness is drastically changed.



(a) longitudinal velocity (b) lateral velocity (c) yawing rate

그림 15. 계단 입력 조향각 명령으로 불확실한 파라미터(기준값에 차량무게 30%와 관성 모멘트 20%)와 횡측력 발생 계수의 변화(0 - 2초, 3 - 4초는 마른 도로, 2 - 3 초는 빙판 도로) 및 외부 측면 돌풍(2 - 3초)를 변화시켰을 때 제안한 신경 회로망을 이용한 모델링 오차 보상과 퍼지규칙을 기초로 한 횡측력 추정을 포함시켜 제안한 조향과 추진력 제어시의 출력 응답

Fig. 15. Output responses of the proposed steering & traction control system with a fuzzy-rule-based cornering force estimator and a neural network modelling error compensator in the case that a step steering command is given, where parametric uncertainties(30% for mass and 20% for moment of inertia), cornering stiffness variations(dry from 0 to 2 and from 3 to 4 [sec], and icy from 2 to 3 [sec]) and external wind gust(from 2 to 3 [sec]) are simultaneously active.

## VI. 결 론

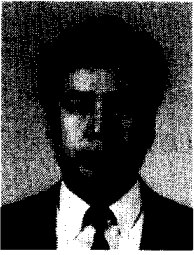
본 논문에서는 입/출력 선형화 기법을 이용하여 전기 자동차의 조향 과 추진력을 통합 제어 하는 지능형 통합 제어 시스템을 설계하였다. 횡측력 발생 계수의 비선형성에 관계없이 퍼지 규칙을 이용한 횡측력 추정기와 신경 회로망을 이용한 모델링 오차 보상기를 제안하였다. 모의시험의 결과로부터 제안된 지능형 통합 제어 시스템은 외부 돌풍(외란), 도로 조건 과 같은 차량 모델의 불확실성에 대해 강인함을 보여준다. 차후 연구 과제로는 6-자유도 모델에 대한 제어 기법 연구와 상태 변수의 추정 기법 및 상태 오차를 신경 회로망으로 보상하는 병렬제어구조에서 신경망의 학습동시제어에 의해 발생될 수 있는 시스템의 안정성에 대한 연구를 수행 하므로써, 실제 차량 제어에 접근되도록 해야한다.

※ 본 연구는 국방 과학 연구소 기초 연구과제 94-2-1 의 연구비지원에 의해 이루어 진 것임.

## 참 고 문 헌

- [1] C. C. Lee (1990). Fuzzy Logic in Control Systems: Fuzzy Logic Controller, Part II. *IEEE Trans. on Systems, Man, and Cybernetics*, Vol. 20, No. 2, pp. 419-435.
- [2] D. A. White and D. A. Sofge (1992). HANDBOOK of Intelligent Control. published by Multiscience Press, Inc.
- [3] E. Bakker *et al.* (1989). A New Tire Model with an Application in Vehicle Dynamics Studies. *SAE paper*, 890087.
- [4] E. Ono *et al.* (1994). Vehicle Integrated Control for Steering and Traction Systems by  $\mu$ -synthesis. *Automatica*, Vol. 30, No. 11, pp. 1639-1647.
- [5] F. B. Boyden *et al.* (1994). Dynamic Modeling of Wheeled Mobile Robots for High Load Applications. *IEEE Conf. on R&A*, pp. 3071-3087.
- [6] H. Peng and M. Tomizuka (1990). Vehicle Lateral Control for Highway Automation. *Proc. 1990 ACC, San diego*, pp. 788-794.
- [7] J. Ackermann and W. Sienel (1990). Robust Control for Automatic Steering. *Proc. 1990 ACC, San diego*, pp. 795-800.
- [8] K. Ito *et al.* (1990). Stability Analysis of Automatic Lateral Motion Controlled Vehicle with Four Wheel Steering System. *Proc. 1990 ACC, San diego*, pp. 801-808.
- [9] L. R. Ray (1995). Nonlinear State And Tire Force Estimation for Advanced Vehicle Control. *IEEE Trans. on Control Systems Technology*. Vol. 3, No. 1, pp. 117-124.
- [10] M. Yamamoto (1991). Active Control Strategy for Improved Handling and Stability. *SAE Publication*, SP-875, pp. 21-31
- [11] S. Motoyama *et al.* (1993). Effect of Traction Force Distribution Control on Vehicle Dynamics. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 22, pp 455-464.
- [12] U. Kiencke (1993). Realtime Estimation of Adhesion Characteristic between Tyres and Road. *12th IFAC World Congress, Sydney*, Vol. 1, pp 15-18 .
- [13] T. D. Gillespie (1992). Fundamentals of Vehicle Dynamics. *Published by SAE Inc.*
- [14] S.W. Kim and J.J. Lee(1995). Neural Network Control by Learning the Inverse Dynamics of Uncertain Robotic Systems *Journal of Control, Automation and Systems Engineering*. Vol. 1 No. 2 pp. 88-93.
- [15] K.Kobayashi *et al.* (1995). Fuzzy Logic Rule-Based Kalman Filter for Estimating True Speed of Ground Vehicle *Intelligent Automation and Soft Computing* Vol. 1 No. 2 pp. 179-190.

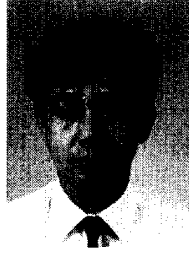
— 저 자 소 개 —



朴明官(正會員)

1959년 11월 18일생. 1983년 광운대 응용전자공학과 졸업. 1985년 광운대학원 전자공학과 졸업(석사). 1984년 8월 ~ 1991년 2월 대우중공업(주) 중앙연구소 주임연구원. 1991년 2월 ~ 1994년

9월 생산기술연구원 전자.정보시스템센터 선임연구원. 1995년 2월 한양대 전자공학과 박사과정 수료 1996년 3월 ~ 현재 동양대학교 제어, 계측공학과 전임강사



徐一弘(正會員)

1977년 서울대 졸업. 1982년 한국과학기술원 졸업(공학박사). 1982년 ~ 1985년 대우중공업 기술연구소 근무. 1987년 ~ 1988년 미국 미시간대 객원 연구원. 현재 한양대 공학대 전자공학과 교수