

## 자율주행 차량의 충돌회피 차선변경 제어 알고리즘 개발과 HILS 시험

### A Lane-change Collision Avoidance Algorithm for Autonomous Vehicles and HILS(Hardware-In-the-Loop Simulation) Test

류 제 하\*, 김 종 협\*\*  
Jeha Ryu, Jonghyup Kim

#### ABSTRACT

This paper presents a lane-change collision avoidance control algorithm for autonomous vehicles that will be used in AHS (Automated Highway System). In the proposed control algorithm, nominal control inputs are generated by solving the inverse vehicle dynamic equations of motion for a lane-change maneuver. In addition, a corrective steering input from preview as well as DYC (Direct Yaw Moment Control) may be included to reduce unpredictable errors and to insure yaw directional stability, respectively. The performance of the algorithm is evaluated with an ABS HILS system which consist of 17 DOF vehicle model and real ABS hardware parts. The HILS simulation results show that the proposed algorithm may be used for emergency lane-change maneuvers for autonomous vehicles.

주요기술용어 : 자율주행 차량, 충돌 회피, 차선 변경, HILS(Hardware-In-the-Loop Simulation), DYC (Direct Yaw Moment Control)

#### 1. 서론

IVHS (Intelligent Vehicle/Highway Systems)는 고속도로 정체 문제의 해결과 운전자의 과실로 인한 사고의 발생을 줄일 수 있는 하나의 방안으로 제안되었으며 현재 활발히 연구되고 있다. Shladover<sup>1)</sup> 등과 Varaiya<sup>2)</sup>는 이러한 IVHS의 구현을 위해서 자율주행 기능을 가

진 차량이 필요함을 밝히고 있다. 자율주행 차량의 기능은 AVCS (Advanced Vehicle Control Systems)라 불리는 체계에 의해 구체화되는데, 자율주행 차량의 기본적인 기능으로 차량간의 간격을 조절하면서 앞 차량을 추종하는 종 방향 제어 기능과 차선 유지 (Lane keeping) 및 차선 변경 (Lane changing)의 횡 방향 제어 기능이 있다.<sup>3)</sup> 자율주행 차량이 실제 도로 환경에 적용되기 위해서는 안전에 대한 문제가 반드시 고려되어야 한다. 따라서, 일반적인 상황에서 수행해야 할 기능 이외에 응급상황에 놓인 자율주행 차

\* 정회원, 광주과학기술원 기전공학과

\*\* 광주과학기술원 기전공학과 대학원

량의 충돌회피 기능이 요구된다.

충돌 회피는 차선 변경(횡 방향 제어) 또는 제동(종 방향 제어) 혹은 두 기능을 동시에 이용하여 수행 될 수 있다. 충돌 회피를 위한 차선 변경은 고속의 주행속도(100km/h)에서 비교적 짧은 구간 (45~60m) 내에서 이루어지기 때문에 높은 횡 가속도의 급격한 운동이 초래된다. 기존 연구 사례들을 보면, 일반적인 상황에서 긴 구간에 걸쳐 이루어지는 완만한 차선 변경에 대한 연구 사례들은 많이 있으나, 짧은 거리에 대해 이루어지는 급격한 차선 변경에 관한 연구<sup>4),5)</sup>는 많지 않은 실정이다. Smith와 Starkey<sup>4)</sup>는 선형 차량 모델로부터 설계된 제어기의 게인(Gain)을 비선형 차량 모델의 거동으로부터 최적화하고, 이를 60m의 비교적 짧은 구간의 차선 변경에 적용하였다. 하지만, 제어기의 게인은 변경 경로와 속도에 의존적이므로 이러한 방법은 일반적이 못하다. Shiller와 Sundar<sup>5)</sup>는 time optimal control의 관점에서 응급 상황에서 설정된 차선 변경 궤적을 최단 시간에 주행하기 위한 최대 속도의 한계에 대해 다루었다. 이 연구에서는 주어진 차선 변경 경로를 최단 시간 내에 주행하기 위해 차량이 최대 속도를 일정하게 유지되는 경우를 고려하였다. 일반적으로, 고속에서의 급격한 차선 변경은 차량의 안정성이 저하될 가능성이 높다. 따라서, 속도를 일정하게 유지한 채 이루어지는 차선 변경보다는 감속을 하면서 차선 변경을 시도하는 것이 더 안전한 방법이 될 수 있다.

본 연구에서는 제동을 동반한 차선 변경을 수행하기 위한 제어 알고리즘에 대해 연구하였다. 차량 제어를 위한 명목적인 조향입력 및 제동력을 차량의 운동방정식으로부터 유도되는 역동력학 문제의 풀이를 통해 구한 후 Feedforward 신호로 사용하였으며, 또한 차선 변경 과정에 발생될 수 있는 오차 및 횡 방향 불안정성을 Feedback 제어기인 DYC (Direct Yaw Moment Control)와 부가적인 조향 제어기를 이용하여 안전하고 동력학적으로 가능한 제어 알고리즘을 제안하고, 이 알고리즘의 성능을 제동

HILS 시스템을 이용하여 평가하였다.

본 논문의 제2절에서는 차선변경 충돌회피 알고리즘에 대해 기술하였고, 제3절에서는 제동 HILS 장치에 대하여 설명하였으며, 제4절에서는 제안된 알고리즘의 성능 평가를 위한 시뮬레이션 결과와 분석이 이루어졌으며, 제5절에서는 본 연구의 결론을 제시하였다.

## 2. 충돌회피 차선변경 제어 알고리즘

### 2.1 차선변경 제어 알고리즘의 구성

본 연구에서는 다음과 같이 4 단계로 구성되는 차선변경 제어 알고리즘을 제안하였다.

(i) 충돌회피를 위한 차선변경 경로를 생성하고 미끄러짐 및 선회안정성을 잃지 않는 적절한 감속조건을 결정한다.

(ii) 3자유도 차량 운동 방정식으로부터 유도된 역동력학 문제를 풀어서 명목 제어 입력 값을 생성해낸다.

(iii) 좌우 바퀴의 제동력의 차동 배분을 이용한 요 모멘트의 직접적인 제어(DYC)를 통해 차량의 횡방향 안정성을 보장한다

(iv) 차량의 비선형 동 특성 및 예측 불가능한 요소로 인해 발생 될 수 있는 차선 변경 궤적 추종 오차를 줄이는 부가적 조향 입력을 추가한다.

이러한 차선변경 충돌회피 알고리즘의 전체적인 구성을 Fig.1에 나타내었다.

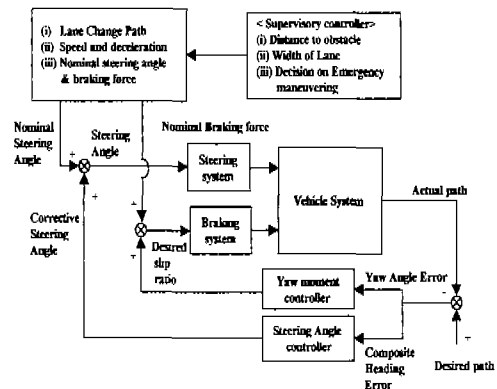


Fig.1 A Lane-change Collision Avoidance Algorithm

## 2.2 차선 변경 경로 및 감속 조건

### 설명

본 연구에서는 식(1)과 같이 5차 다항식으로 표현되는 차선 변경 궤적을 기준 입력으로 정의하였다.

$$Y(X) = \begin{cases} 0 & \text{for } X \leq 0 \\ W \left[ 10 \left( \frac{X}{L} \right)^3 - 15 \left( \frac{X}{L} \right)^4 + 6 \left( \frac{X}{L} \right)^5 \right] & \text{for } 0 \leq X \leq L \\ W & \text{for } X \geq L \end{cases} \quad (1)$$

차량의 충돌회피 거동은 종방향 및 횡방향으로 미끄러지지 않아야 (Non skid) 하며, 회전 불안정(Spin out) 현상이 발생되지 않는 범위 내에서 이루어져야한다. 식(2),(3),(4)는 이러한 조건을 수식으로 나타낸 것이다.

$$-ma_x \leq \mu mg \Rightarrow -\dot{s} \cos \beta + \dot{s}^2 K \sin \beta \leq \mu g \quad (2)$$

$$ma_y \leq \mu mg \Rightarrow \dot{s} \sin \beta + \dot{s}^2 K \cos \beta \leq \mu g \quad (3)$$

$$\left( ma_f \sin \beta - I_G \phi_s + \frac{m \mu h}{2} \right) \dot{s} + (ma_f \cos \beta - I_G \phi_{ss}) \dot{s}^2 \leq \frac{m \mu g l}{2} \quad (4)$$

이러한 제한 조건을 만족하는 감속조건은 Fig. 2의 어두운 부분에 해당한다. 본 연구에서는 이 조건을 만족시키는 -3m/s<sup>2</sup>의 감속도를 택하였다.

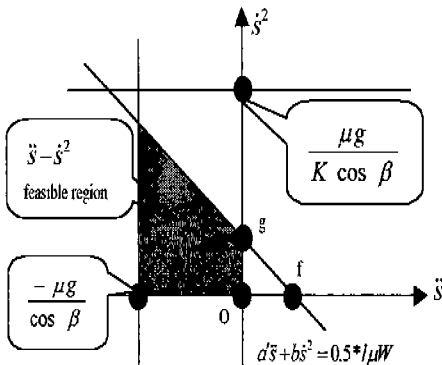


Fig.2 Conditions for Non skid and Non spin out

## 2.3 명목제어입력의 계산

충돌회피 차선변경 거동을 위한 Feed forward 입력인 명목 제어 입력(Nominal control input)은 차량 운동 방정식을 변형한 역 동역학 문제로부터 계산되어진다. 본 연구에서는 역 동역학 문제의 해를 구하는 데 요구되는 계산량이 비교적 적은 3자유도 평면 자전거 모델(Fig.3)에서 유도되는 차량 운동 방정식을 이용하였다. 이렇게 얻어지는 명목 제어 입력은 조향 입력과 제동력으로 구성된다. 3자유도 평면 자전거 모델로부터 얻어지는 운동방정식은 다음과 같다.

$$ma_x = -F_{xf} \cos \delta_f - F_{yf} \sin \delta_f - F_{xr} \quad (5)$$

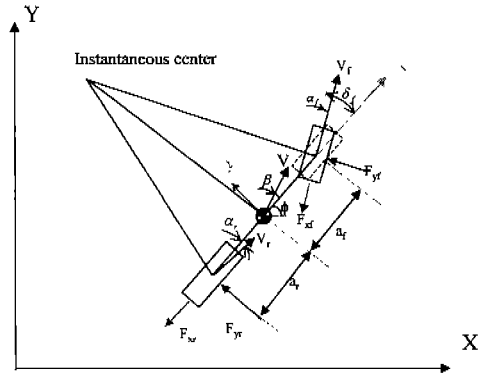


Fig.3 3DOF Bicycle Model

$$ma_y = -F_{xf} \sin \delta_f + F_{yf} \cos \delta_f + F_{yr} \quad (6)$$

$$I_G \ddot{\phi} = a_f (-F_{xf} \sin \delta_f + F_{yf} \cos \delta_f) - a_r F_{yr} \quad (7)$$

타이어에서 발생하는 횡 방향력( $F_{yf}$ ,  $F_{yr}$ )은 식(8)로 표현되는 선형 타이어 모델을 이용하여 추정하였다.

$$F_y = -C_a \alpha \quad (8)$$

여기서,  $C_a$ 는 타이어의 횡방향 강성계수,  $\alpha$ 는 타이어의 횡방향 슬립각이다.

차량 제동 장치의 제동력은 앞·뒷 바퀴에서 일정한 비율의 크기로 발생되도록 설계되므로 앞

바퀴에서 발생하는 제동력( $F_{xf}$ )과 뒷 바퀴에서 발생하는 제동력( $F_{xr}$ )이 일정한 비례관계에 있다고 가정하고 식(9)와 같이 표현하였다. 본 연구에서는  $c$ 를 0.3으로 가정하였다.

$$F_{xr} = cF_{xf} \quad (9)$$

차량 운동 방정식으로부터 역동력학 문제를 유도하기 위해서는 차량 운동의 기구학적 분석이 필요하다. 차량의 무게중심에서의 슬립각( $\beta$ )과 요각( $\varphi$ ), 회피경로의 경사각( $\theta$ )은 다음의 관계식을 만족한다.

$$\phi + \beta = \theta \quad (10)$$

가속도항들과 차량의 무게 중심이 그리는 궤적에 대한 변수  $s$ (arc length),  $K(=\theta s)$ , 곡률)과는 다음의 식(11),(12),(13)과 같은 관계가 성립한다.

$$a_x = \ddot{s} \cos \beta - \dot{s}^2 K \sin \beta \quad (11)$$

$$a_y = \ddot{s} \sin \beta + \dot{s}^2 K \cos \beta \quad (12)$$

$$\ddot{\phi} = \ddot{\theta} - \ddot{\beta} = (\theta_s - \beta_s) \dot{s} + (\theta_{ss} - \beta_{ss}) \dot{s}^2 \quad (13)$$

앞 뒤 타이어에서의 슬립각은 차의 무게 중심이 그리는 순간 곡률( $\kappa$ ), 슬립각( $\beta$ ), 앞바퀴 조향각( $\delta_f$ )과 다음과 같은 관계가 성립된다.

$$a_f = \gamma - \delta_f = \tan^{-1} \left[ \frac{a_f x + \sin \beta}{\cos \beta} \right] - \delta_f \quad (14)$$

$$a_r = \tan^{-1} \left[ \frac{-a_r x + \sin \beta}{\cos \beta} \right] \quad (15)$$

운동 방정식 (5),(6),(7)에 (8)에서 (15)까지의 관계식을 대입하면, 명목 제어 입력을 구할 수 있는 미분 방정식 및 대수방정식이 다음과 같이 유도된다.

$$\begin{aligned} I_G \ddot{s}^2 \phi_{ss} + I_G \dot{s} \phi_s \\ - (a_f + a_r) C_s \tan^{-1} \left\{ \frac{-a_f \phi_s + \sin(\theta - \phi)}{\cos(\theta - \phi)} \right\} \\ - m a_f \left\{ \ddot{s} \sin(\theta - \phi) + \dot{s}^2 \theta_s \cos(\theta - \phi) \right\} = 0 \end{aligned} \quad (16)$$

$$(m a_y + C_s a_r) (\cos \delta_f + F_{xr} / F_{xf}) - m a_x \sin \delta_f + C_s a_f \left\{ F_{xr} / F_{xf} \cos \delta_f + 1 \right\} = 0 \quad (17)$$

$$F_{xf} = \frac{C_s a_f \sin \delta_f - m a_x}{\cos \delta_f + F_{xr} / F_{xf}} \quad (18)$$

차선변경 경로 정의 함수로부터 회피경로의 경사각( $\theta$ )과 곡률( $\theta s$ ) 및 감 가속도·속도가 정의되면 식(16)로부터 요각이 계산된다. 계산된 요각과 식(10),(11),(12),(17)으로부터 조향각( $\delta_f$ )이 계산되고, 이 결과를 식(18)에 대입하면 요구되는 제동력을 구할 수 있다. 제동력은 ABS나 TCS에서 이용되는 바퀴 슬립율(slip ratio) 제어 기법을 통하여 제어될 수 있다. 즉, 요구되는 제동력이 계산되면 타이어 종력과 슬립율과의 관계로부터 슬립율이 계산되고 바퀴 슬립율이 이 값으로 유지되도록 제어하면 의도된 제동력이 발생된다. 본 연구에서는 식 (19)처럼, 타이어 종력과 슬립율이 선형적인 관계에 있다고 가정하고, 이로부터 명목 제동력에 대응되는 슬립율을 계산하였다.

$$F_x = C_s s \quad (19)$$

여기서,  $C_s$ 는 타이어의 종방향 강성계수,  $s$ 는 바퀴 슬립율이다.

## 2.4 DYC를 이용한 횡방향 안정성의 보장

높은 횡 가속도가 초래되는 충돌회피를 위한 급격한 차선 변경은 차량의 선회 안정성이 저하될 가능성이 있으며, 예측 불가능한 노면 특성에 의해 명목 제어 입력을 추종하지 못할 수 있다. 이러한 문제점은 차량 횡 방향 제어 기인 DYC를 적용하여 해결할 수 있다. DYC는 좌·우바퀴의 제동력을 능동적으로 배분하여 요 모멘트를 발생시키고, 이를 이용하여 차량의 주행 안정성 및 차선 변경 성능의 향상을 꾀하는 장치이다.

차량의 안정성을 확보하는데 필요한 요모멘트

는 설정된 충돌 회피 궤적의 경사각( $\psi^*$ )과 실제 차량의 운동 방향( $\psi + \beta$ )의 차이로부터 제어기로 입력될 오차를 정의하고 식(20)과 같이 PD 제어기로부터 생성된다. Fig.4는 이러한 제어기의 개념도를 나타낸 것이다.

$$\Delta N = (k_p + k_d s) \{ \psi^* - (\psi + \beta) \} \quad (20)$$

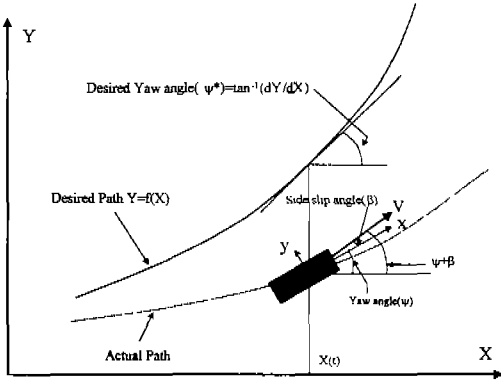


Fig. 4 A DYC Control Strategy

이러한 DYC를 구현하기 위한 제어 전략으로는, 요 모멘트에 영향을 가장 많이 주는 선회방향에 대한 바깥쪽 앞바퀴만의 슬립율을 제어하는 방식<sup>6)</sup>을 택하였다. Fig.5는 이 제어알고리즘을 나타낸 것이다.

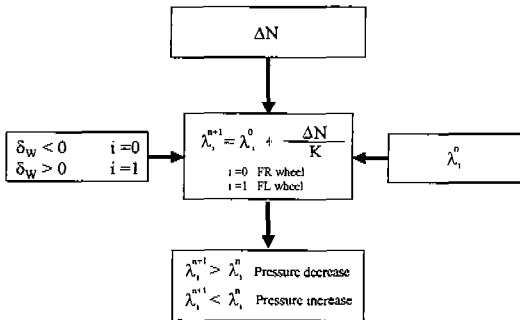


Fig.5 A Control Algorithm for the Solenoid Valves

2.5 오차 보정을 위한 부가 조향각  
차량의 비 선형성 및 노면 마찰계수와 같은 불

확실한 요인으로 인해 차량의 실제 주행 궤적은 설정된 차선 변경 궤적과 오차가 있을 수 있다. 이를 보정하기 위해 추가적인 조향 입력을 생성해내는 횡 방향 제어기를 고려할 수 있다. 이 횡 방향 제어기는 Fig.6에서 보듯이 Desired Path를  $1/k_y$ [m] 미리 내다보는 Preview개념을 원용한 것이다. 제어기에 입력되는 오차는 설정된 차선 변경 궤적과 차량의 실제 위치와의 차이인 횡 방향 위치 오차와 차량 운동방향 오차를 함께 고려한 것으로 다음과 같이 정의하였다.

$$e_c = \phi_y + e_\phi = k_y (y_r - y) + (\phi_r - \phi) \quad (21)$$

이러한 오차를 줄이기 위해 필요한 추가적인 조향각은 다음과 같이 구한다.

$$\Delta \delta_f = k_\phi (T_L s + 1) e_c \quad (22)$$

여기서  $T_L$ 은 Preview time,  $k_\phi$ 는 제어기 게인 값을 나타낸다.

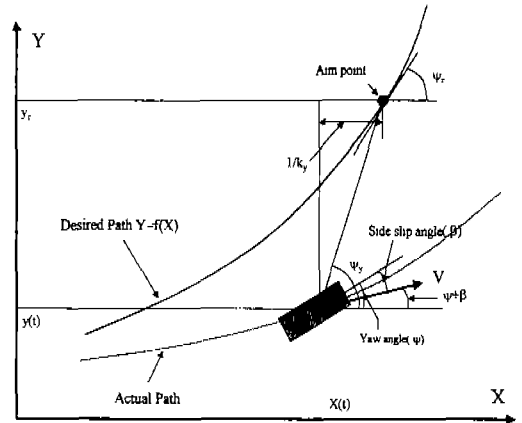


Fig.6 Definition of Heading error for the Additional Steering Angle

### 3. 알고리즘 성능 검증을 위한 ABS HILS 장치

개발된 제어 알고리즘의 성능 검증이 실험실 환경 하에서의 시뮬레이션을 통해 충분히 이루어진 후, 실차 시험으로 이어진다면, 경제적, 시간적으로 많은 투자가 필요한 실차 시험 과정을 상당 부분 단축할 수 있다. 시간적, 금전적인 면에서 많은 이점이 있으며, 안전하고 반복적인 시험을 수행할 수 있는 시뮬레이션 시험은 시험 결과의 신뢰성이 있어야 한다. 따라서, 적절한 시뮬레이션 도구를 선정하는 것이 중요하다. 본 연구에서는 17자유도-Dugoff 타이어 차량 모델을 적용한 ABS HILS 장치를 시뮬레이션 도구로 선정하였다. 이러한 HILS 장치를 선정하게 된 근거는 다음과 같다.

(i) 제동과 선회가 동시에 일어나는 상황에서의 차량의 거동을 분석하기 위해서는 차량의 피칭과 롤링 운동을 반영할 수 있어야 하며, 제동시의 바퀴 회전 동력학(Wheel spin dynamics)을 반영해야 한다. 따라서, 이러한 운동을 반영할 수 있는 17자유도 차량 모델을 채택하였다.

(ii) 제동과 조향이 동시에 이루어질 때, 타이어에서 발생하는 종력과 횡력의 합은 일정한 값을 초과하지 못하는, Friction ellipse 현상이 일어난다고 알려져 있다. 본 연구에서 제동과 조향이 동시에 이루어지는 상황을 고려하고 있으므로 타이어의 이러한 현상을 반영할 수 있는 Dugoff 타이어 모델<sup>7)</sup>을 이용하였다.

(iii) 본 연구에서는 제동력의 제어와 DYC를 ABS에서 쓰이는 바퀴 슬립율의 제어를 통해 구현되고 있다. 이러한 바퀴 슬립율의 제어는 비선형적 특성을 가지는 제동 장치의 유압 장치와 밀접한 관계 가지고 있다. ABS HIL 시뮬레이터는 ABS 유압장치를 실제 하드웨어로 시뮬레이션 루프 내에 포함시킨 것으로 그것의 비선형적 특성을 반영할 수 있다. 또한, 본 연구에서 적용되고 있는 DYC는 ABS의 유압 장치에 별도의 장치를 추가하지 않고서, 제어 로직의 변경만으로도 구현될 수 있다. 따라서, DYC가 장착된 차량 거동의 예측에는 ABS HIL 시뮬레이터가 적절한 도구로

이용될 수 있다.

#### 4. 알고리즘의 성능 평가

본 연구에서는 자율 주행 차량의 충돌 회피 상황을 다음과 같이 설정하고 차선 변경 거동을 시뮬레이션하였다.

『 30% (=108km/h)로 주행하던 차량이 전방에서 발생한 위험상황(앞 차량의 급정거 또는 장애물)의 감지를 통해 충돌 가능성을 판단하고 충돌 회피 차선 변경이 결정되었을 때, 차량은 선택된 충돌 회피경로를 따라 주행하기 위해 조향 입력 각과 제동력(등감속도를 얻을 수 있는 제동력)을 계산하고, 장애물의 L[m] 전방에서부터 차선변경을 수행한다. 이때 설정된 등 감속도는 -3%이며, 조향과 제동은 동시에 시작된다.』

차선 변경 폭(W)은 3[m]로 가정하였으며, 차선 변경거리(L)는 충돌회피 상황에 부합되는 60[m]와 45[m]의 경우에 대해 분석하였다. 이러한 차선 변경 궤적을 그림에 나타내었다. 본 연구에서는 마찰계수가 0.85인 마른 노면 위에서의 차선 변경을 고려하였으며, 시뮬레이션에 이용된 차량 변수들은 Table 1의 값들을 이용하였다.

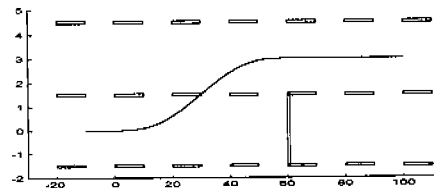


Fig. 7 A Lane-change Trajectory

차선 변경 제어 알고리즘의 성능은 역 동력학 문제로부터 얻어진 명목 제어 입력의 차선 변경 제어 입력으로서의 적합성과 DYC 및 부가 조향 제어기에 의한 조향 성능 및 선회 안정성이 증대 여부에 초점을 두고 검증되었다. 이를 위해 다음

세 가지 경우에 대해 HILS 시험을 수행하였다.

(경우 I) 명목 조향 입력만이 존재하는 경우

(경우 II) 경우 I의 입력에 능동제동에 의한  
요모멘트 제어가 추가된 경우

(경우 III) 경우 II의 입력에 오차 수정 부가 조  
향 입력이 추가된 경우

Fig.8은 명목 제어 입력 (조향 입력과 제동 입력)의 한 예를 나타낸 것으로 Table 2에 기술된 조건의 차선 변경에 대한 것이다. 명목 제어 입력만을 이용하여  $L=60[m]$ 와  $L=45[m]$ 에 대한 차선 변경을 수행하였을 때의 차량의 거동을 Fig.9와 Fig.10에 각각 나타내었다.  $L=60[m]$ 인 경우에는 명목 제어 입력만으로도 충돌 회피 경로를 근사하게 추종함을 볼 수 있다. 하지만,  $L=45[m]$ 인 경우에는 차선 변경을 후반부에 큰 오차가 존재함을 볼 수 있는데, 이는 차량의 거동이 급격해 짐에 따라 발생하는 차량의 비 선형적 특성에 기인한 것이다. 이러한 비 선형성에 기인하는 차선 변경 오차는 Fig.11의 DYC에 의한 안정화 요 모멘트와 Fig.12의 오차 보정을 위한 부가적인 조향각을 입력함으로써, Fig.10에서 보는 바와 같이 극복되어 질 수 있다. 명목 제어 입력의 계산에 쓰이는 타이어 횡 강성 계수는 실제 타이어의 그것과 차이가 있을 수 있다. 즉, 명목 제어 입력의 계산에는 타이어 횡 강성 계수  $C_a$ 의 값으로  $40000[N/Rad]$ 이 쓰였으나, 실제 타이어의 횡 강성 계수는  $30000 \sim 50000 [N/Rad]$ 의 범위에서 변화된다고 가정할 때 차선 변경 궤적을 Fig.13에 나타내었다. 차량의 거동에 중요한 영향을 미치는 또 다른 인자로 노면 마찰 계수를 들 수 있는데, 이 인자의 변화에 대한 차선 변경 궤적의 변화를 시뮬레이션 해 보았다. Fig.14는  $C_a$ 가  $30000[N/Rad]$ 인 경우에 마찰계수가 0.85에서 0.65로 변화될 때의 차선 변경 궤적을 나타낸 것이다. 이와 같이 제안된 알고리즘은 차량의 거동에 영향을 주는 인자의 변화에도 차선 변경 성능의 변화가 크지 않은 것으로 보아 제안된 알고리즘은 강건하다고 판단된다.

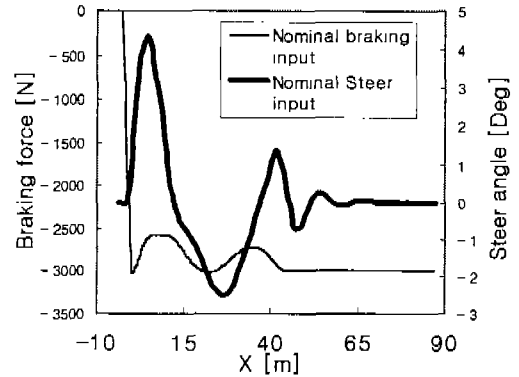


Fig.8 Nominal Control inputs

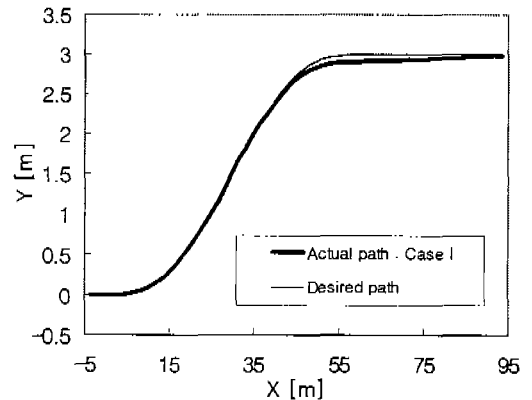


Fig.9 60m Lane-change Trajectories

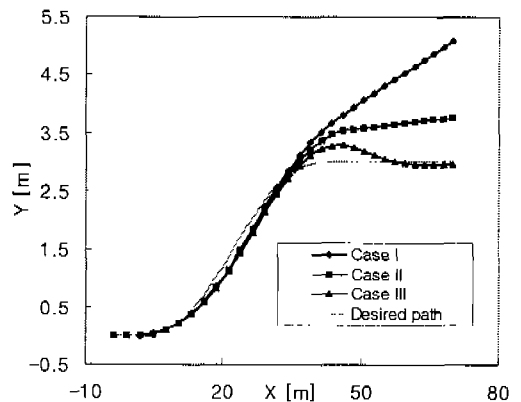


Fig.10 45m Lane-change Trajectories

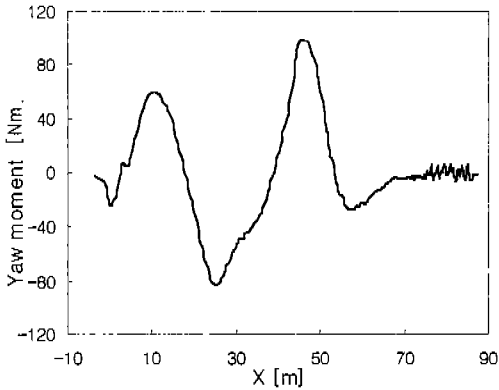


Fig.11 Stabilizing Yaw Moment

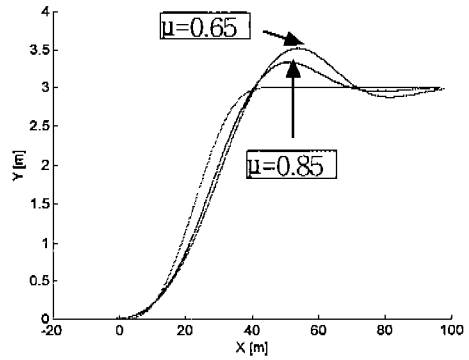


Fig.14 Trajectory changes for variation of  $\mu$

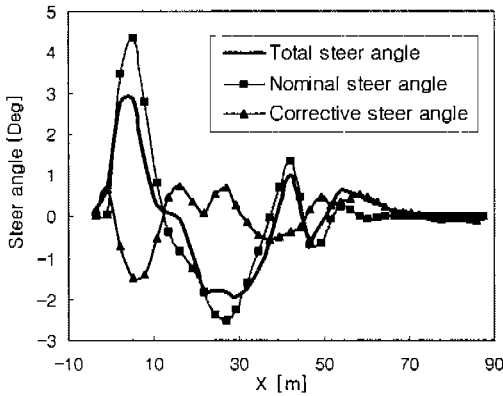


Fig.12 Additional Steering input

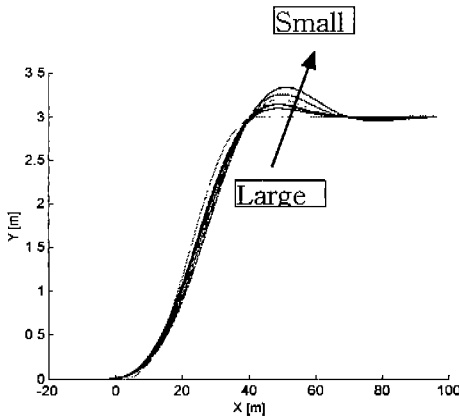


Fig.13 Trajectory changes for variation of  $C_a$

## 5. 결론

본 연구에서는 자율주행 차량의 제동을 동반한 차선 변경 제어 알고리즘을 제시하였다. 이 알고리즘은 역동력 문제를 이용한 명목 제어기와 DYC 및 부가적인 조향 제어기를 고려하였으며, 제시된 알고리즘의 성능의 검증에는 17 자유도 HILS 시스템이 이용되었다. 차량의 차선 변경 거동을 시뮬레이션 해 본 결과, 제안된 제어 알고리즘은 충돌 회피를 위한 횡 방향 제어에 이용될 수 있을 것으로 판단된다. 또한, 본 연구에서 쓰인 ABS HILS 장치는 제시된 제어 알고리즘의 성능 검증을 위한 유용한 도구로 사용 될 수 있을 것으로 판단된다.

## 참고 문헌

1. S. E. Shladover, et al., "Automatic Vehicle Control Developments in the PATH Program", IEEE Trans. on Vehicular Technology, vol. 40, no. 1, pp. 114-130, Feb. 1991.
2. Varaiya, P., "Smart Cars on Smart Roads: Problems of Control", IEEE Trans. on Automatic Control, Vol. 38, no. 2, pp.



195-207, February 1993.

3. Hedrick, J.K.; Tomizuka, M.; Varaiya, P., "Control Issues in Automated Highway Systems", IEEE Control Systems Magazine, Vol. 14, pp. 21-32, Dec. 1994.
4. Dirk. E. Smith and John Starkey, Effects of Model Complexity on the Performance of Automated Vehicle Steering Controllers: Controller Development and Evaluation, Vehicle System Dynamics, Vol 23, 1994.
5. Zvi Shiller and Satish Sundar, "Emergency Maneuvers for AHS Vehicles," SAE Paper #951839, SAE 1995 Trans. J. of Passenger Cars, section 6, Vol. 104, pp.2633-2643, 1995.
6. Jeha Ryu, Ji-sun Lee, and Hosoo Kim, "Evaluation of A Direct Yaw Moment Control Algorithm by Brake Hardware-In-the-Loop simulation", AVEC98 Paper #9836671, pp.231-236, Nagoya, JAPAN, 1998.
7. Howard Dugoff, P. S. Fancher, and Leonard Segel, An Analysis of Tire Traction Properties and Their Influence on Vehicle Dynamic Performance, SAE 700377, 1970.

Table 1 Vehicle Parameters

Parameter	Values
Weight	1412 kg
Front unsprung mass	37 kg
Rear unsprung mass	43 kg
Distance to front axle from car cg	1.17 m
Distance to rear axle from car cg	1.34 m
Yaw inertia	1397 kgm
Width between right and left wheel	1.5524 m
Tire longitudinal Stiffness	50000 N/slip
Tire lateral Stiffness	40000 N/rad

Table 2 Conditions for calculations of the nominal control inputs

Parameter	Values
차선 변경 구간 L	45 [m]
차선 변경 폭(W)	3 [m]
초기 속도	30 [%s]
감속도	-3 [%s]
타이어 종 강성 계수	50000 [N/slip]
타이어 횡 강성 계수	40000 [N/rad]