

## 제동 장치를 이용한 차량통합운동제어시스템 개발

송 정 훈\*†

\* 동명대학교 메카트로닉스공학과

### Development of Vehicle Integrated Dynamics Control System with Brake System Control

Jeonghoon Song\*†

\* Dept. of Mechatronics Engineering, Tongmyong Univ.

(Received September 20, 2016 ; Revised March 31, 2017 ; Accepted March 31, 2017)

**Key Words:** Nonlinear Observer(비선형 관측기), Vehicle Integrated Control System(차량 통합제어시스템), Vehicle Model(차량 모델), Fuzzy Logic Control(퍼지 로직 제어), Sliding Model Control(슬라이딩 모드 제어)

**초록:** 이 논문은 횡방향 안정성 및 조향성능 개선을 위한 차량 통합운동제어시스템(IDCB)의 개발에 관한 것이다. IDCB의 개발을 위하여 8자유도의 차량 모델 및 비선형 관측기를 설계하였다. 퍼지 로직 제어 방법 및 슬라이딩 모드 제어 방법을 이용하여 전륜 및 후륜의 제동압력을 독립적으로 제어하여 차량의 요 속도 및 횡방향 미끄러짐 각이 목표값을 추종하도록 하였다. 결과를 살펴보면 비선형 관측기는 만족할 만한 수준의 관측 결과를 보여주었다. 개발된 IDCB는 다양한 노면 조건 및 운전 조건에서 요 속도 및 횡방향 미끄러짐 각이 목표값을 잘 추종하도록 하여 차량의 횡방향 안정성 및 조향성을 개선시키는 것을 확인할 수 있다.

**Abstract:** This study is to develop a vehicle Integrated Dynamics Control System(IDCB) that can stabilize the lateral dynamics and maintain steerability. To accomplish this task, an eight degree of freedom vehicle model and a nonlinear observer are designed. The IDCB independently controls the brake systems of four wheels with a fuzzy logic control and a sliding model control. The result shows that the nonlinear observer produced satisfactory results. IDCB tracked the reference yaw rate and reduced the body slip angle under all tested conditions. It indicates that the IDCB enhanced lateral stability and preserved steerability.

- 기호설명 -

$A$  : 차량 무게중심에서 전륜까지 거리(m)  
 $A_w$  : 마스터 실린더 단면적(m<sup>2</sup>)  
 $b$  : 차량 무게중심에서 후륜까지 거리(m)  
 $B_{roll}$  : 롤 축의 비틀림 감쇠계수(rad/s)  
 $C_{of}, C_{ar}$  : 앞/뒤 타이어의 횡방향 강성계수(N/rad)  
 $F_x, F_y, F_z$  : 타이어 종방향/횡방향/수직방향 힘(N)  
 $F_t$  : 타이어 구동력(N)  
 $f_r$  : 타이어 구름 저항력(N)  
 $h_s$  : 상질량 무게중심에서 차량 무게중심까지

지 거리(m)

$I_w$  : 바퀴 회전 관성모멘트(kg m<sup>2</sup>)  
 $I_x$  : 롤 축에서 차량 관성모멘트(kg×m<sup>2</sup>)  
 $I_z$  : 요 축에서 차량 관성모멘트(kg×m<sup>2</sup>)  
 $K_{roll}$  : 롤 축의 비틀림 강성계수(N×rad)  
 $m_s$  : 스프링 상질량(sprung mass) (kg)  
 $m_{total}$  : 차량 총질량(kg)  
 $P_b$  : 제동 유압(N/m<sup>2</sup>)  
 $R_b$  : 바퀴 중심점에서 제동 패드까지 거리(m)  
 $R_w$  : 바퀴 반경(m)  
 $T_b, T_t, T_{roll}$  : 타이어 제동/구동/구름 저항 토크(Nm)  
 $t_f, t_r$  : 전폭(m)

† Corresponding Author, [jhsong@tu.ac.kr](mailto:jhsong@tu.ac.kr)

- $v_{CoG}, v_x, v_y$ : 차량 무게중심/종방향/횡방향 속도(m/s)
- $\beta$  : 횡방향 미끄러짐 각(rad)
- $\delta_f$  : 조향각(rad)
- $\gamma$  : 요 각(yaw angle) (rad)
- $\mu$  : 타이어와 노면간의 미끄러짐 계수
- $\phi$  : 롤 각(rad)
- $\omega$  : 바퀴 회전 속도(rad/s)

### 1. 서 론

최근 자동차 샤시(chassis) 부품에 전자제어 기술을 도입한 능동 샤시 제어 시스템 개발이 활발히 이루어지고 있다. 그 중 대표적인 것이 ABS(Anti-lock Brake System)에 새로운 전자제어 시스템을 결합한 ESP(Electronic Stability Program)이다. ESP 시스템은 ABS 시스템이 종방향 속도(longitudinal velocity)에 근거하여 제동력을 제어하는 것에 비하여 횡방향 운동까지 고려하여 차량의 안정성을 강화시키고자 개발된 시스템이다.<sup>(1)</sup> 또한 AFS (Active Front wheel Steering) 시스템은 기존 EPS (Electric Power Steering) 시스템의 기능을 한층 강화시켜 단순히 보조 조향력을 제공하는 것 뿐만 아니라 능동적으로 조향각을 제어하는 역할까지 수행한다.<sup>(2)</sup> 횡방향 운동 안정성과 조향성을 개선시키기 위한 샤시 부품의 능동화 연구도 활발히 진행되고 있다. 이 때 2개 이상의 부품을 통합 제어하면 단일 부품을 각각 제어하는 것 보다 효과적인 결과를 얻을 수 있다.<sup>(3,4)</sup> 샤시통합제어는 제동 시스템과 조향 시스템을 통합하여 제어하는 것이 일반적이다. 이는 두 시스템의 통합 제어가 상대적으로 쉬우며 응답 속도가 빠르기 때문이다. Song, Boada 등, He 등<sup>(3-5)</sup>은 제동시스템과 조향시스템의 통합 제어 시스템을 제안하였다.

하지만 조향 시스템을 이용한 횡방향 안정성 강화는 조향 성능을 악화시킬 수 있다. 또한 횡방향 미끄러짐 각(side slip angle)이 커지면 노면과 타이어의 접착 계수(adhesion coefficient)가 포화현상을 발생시켜 제어할 수 있는 범위가 좁아진다는 단점이 있다.<sup>(6)</sup>

따라서 이 연구에서는 네 바퀴의 제동 압력을 독립적으로 제어하여 횡방향 운동 안정성과 조향 성능을 개선하기 위한 차량 통합운동제어시스템(IDCБ, Integrated Dynamic Control system with Brake System)을 제안하고자 한다. IDCБ는 조향 시스템을 제어하지 않기 때문에 시스템 구성이 간단하며 기존 ABS 시스템의 소프트웨어만을 개량하면 된다는 장점이 있다. 또한 기존 ESP와는 달리 차량

의 선회 운동 중 전륜 바깥쪽 바퀴와 후륜 안쪽 바퀴만을 제어하기 때문에 제동 성능의 저감을 최소화시킬 수 있다.

IDCБ의 개발을 위하여 8자유도의 비선형 차량 모델 및 3자유도의 비선형 관측기를 설계하였다. 또한 피치 로직 제어법을 사용하여 요속도 및 횡방향 미끄러짐 각이 각각 목표 요속도 및 목표 횡방향 미끄러짐 각을 추종하도록 하였으며 슬라이딩 모드 제어법을 이용하여 제동 압력이 목표 제동 압력을 구현하도록 하였다.

### 2. 차량 모델

이 연구에서 사용된 차량 모델은 종방향 운동, 횡방향 운동, 요(yaw) 운동 그리고 롤(roll) 운동을 포함하며 네 바퀴의 회전운동을 각각 표현하는 8 자유도의 차량 모델이다(Fig. 1). 만약 차량이 평면 운동만 한다고 가정하면 피치 운동, 차체 상하 운동(heave) 그리고 바퀴 상하 운동에 의한 영향은 무시할 수 있다.

따라서 차량 모델은 다음과 같다.<sup>(3,7-9)</sup>

$$m_{total}(\dot{v}_x - v_y \dot{\gamma}) - m_s h_s \dot{\gamma} \dot{\phi} = \sum_{i=1}^4 F_{xi} \quad (i = 1, 2, 3, 4) \quad (1)$$

$$m_{total}(\dot{v}_y + v_x \dot{\gamma}) + m_s h_s \ddot{\phi} = \sum_{i=1}^4 F_{yi} \quad (2)$$

$$I_z \ddot{\gamma} = aF_{y1} + \frac{t_f}{2} F_{x1} + aF_{y2} - \frac{t_f}{2} F_{x2} - bF_{y3} + \frac{t_r}{2} F_{x3} - bF_{y4} - \frac{t_r}{2} F_{x4} \quad (3)$$

$$I_x \ddot{\phi} + B_{roll} \dot{\phi} + K_{roll} \phi = m_s g h_s \sin \phi - m_s (\dot{v}_y + v_x \dot{\gamma}) h_s \cos \phi \quad (4)$$

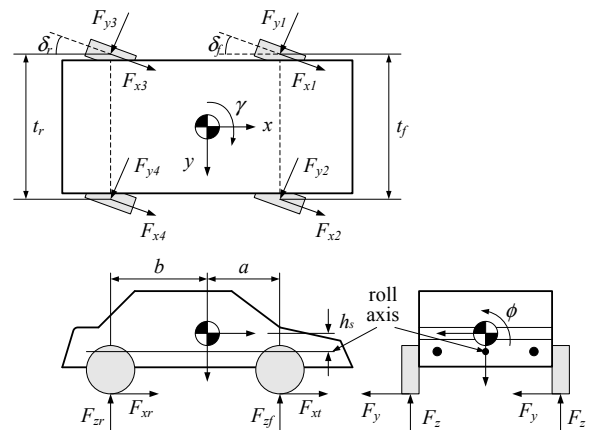


Fig. 1 Vehicle model<sup>(3)</sup>

$$I_{wi}\dot{\omega}_i = -T_{bi} - T_{ii} - T_{rolli} \\ = -P_{bi}A_wR_b - F_{ii}R_w - F_{zi}f_{ri}R_w \quad (5)$$

여기서  $i=1, 2, 3, 4$ 이며 각각 전좌륜, 전우륜, 후좌륜, 후우륜을 뜻한다.

### 3. 비선형 관측기

일반적으로 관측기는 센서를 이용하여 어떠한 물리량을 직접적으로 측정하기 매우 어렵거나 많은 비용이 요구된다면 이를 수학적으로 추정하기 위하여 사용된다.<sup>(8,9)</sup>

개발된 차량 모델은 비선형 모델로써 널리 알려진 Luenberg 관측기를 직접적으로 적용하여 상태 변수를 추정하기는 매우 어렵다.<sup>(7)</sup> 따라서 선형화 방법 및 차량 모델의 단순화를 통하여 관측기를 설계한다.

이 연구에서는 관측기를 이용하여 차속, 횡방향 미끄러짐 각 그리고 요속도를 추정한다. 관측기 설계에 사용된 단순화된 3자유도의 차량 모델은 다음과 같다.

$$\dot{v}_{CoG} = \frac{\cos \beta}{m_{total}}(F_{x1} + F_{x2} + F_{x3} + F_{x4}) \\ + \frac{\sin \beta}{m_{total}}(F_{y1} + F_{y2} + F_{y3} + F_{y4}) \quad (6)$$

$$\dot{\beta} = \frac{\cos \beta}{m_{total}v_{CoG}}(F_{y1} + F_{y2} + F_{y3} + F_{y4}) \\ + \frac{\sin \beta}{m_{total}v_{CoG}}(F_{x1} + F_{x2} + F_{x3} + F_{x4}) - \dot{\gamma} \quad (7)$$

$$I_z \ddot{\gamma} = aF_{y1} + \frac{t_f}{2}F_{x1} + aF_{y2} - \frac{t_f}{2}F_{x2} - bF_{y3} + \frac{t_r}{2}F_{x3} \\ - bF_{y4} - \frac{t_r}{2}F_{x4} \quad (8)$$

관측기를 설계하기 위하여 다음과 같은 시스템을 정의한다.

$$\dot{x} = f(x, u) \quad (9) \\ y = c(x)$$

여기서 상태변수, 입력, 측정값은 다음과 같다.

$$x = [v_x \quad \beta \quad \dot{\gamma}]^T \\ u = [F_{x1} \quad F_{x2} \quad F_{x3} \quad F_{x4} \quad \delta_f]^T$$

$$y = [v_x \quad \dot{\gamma}]^T$$

또한 상태변수 관측기는 다음과 같이 정의한다.

$$\dot{\hat{x}} = f(\hat{x}, u) + L(\hat{x}, u) \times (y - \hat{y}) \quad (10) \\ \hat{y} = c(\hat{x})$$

여기서  $L(\hat{x}, u)$  은 관측기 이득 행렬이며 실제 값과 추정 값의 차이인 추정 오차  $\tilde{x}(t)$ 가  $t \rightarrow \infty$ 일 때 0으로 수렴하도록 설정하여야 한다.<sup>(7,8)</sup>

오차 미분방정식은 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\dot{\tilde{x}}(t) = \dot{x}(t) - \dot{\hat{x}}(t) = f(x, u) - f(\hat{x}, u) - L(\hat{x}, u) \cdot (y - \hat{y}) \quad (11)$$

$f(x, u)$  와  $c(x)$  는 테일러 급수를 이용하여 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$f(x, u) \approx f(\hat{x}, u) + \frac{\partial f(\hat{x}, u)}{\partial x} \cdot (x - \hat{x}) \quad (12)$$

$$c(x) \approx c(\hat{x}) + \frac{\partial c(\hat{x})}{\partial x} \cdot (x - \hat{x}) \quad (13)$$

식 (12)와 식 (13)을 식 (11)에 대입하고 정리하면 오차 미분방정식은

$$\dot{\tilde{x}}(t) = \left[ \frac{\partial f}{\partial x}(\hat{x}, u) - L(\hat{x}, u) \cdot \frac{\partial c(\hat{x})}{\partial x} \right] \cdot \tilde{x} \quad (14)$$

이 된다. 관측기 동적 고유값 행렬(dynamic eigenvalue matrix)인  $G$ 를 이용하여 식 (14)의 대괄호 안을 풀면 최적의  $L(\hat{x}, u)$ 를 구할 수 있다.

$$G = \begin{bmatrix} \lambda_1 & 0 & 0 \\ 0 & \lambda_2 & 0 \\ 0 & 0 & \lambda_3 \end{bmatrix} = \frac{\partial f}{\partial x}(\hat{x}, u) - L(\hat{x}, u) \times \frac{\partial c}{\partial x}(\hat{x}) \quad (15)$$

여기서  $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$  는 관측기의 고유값이며 극 배치(pole displacement) 기법을 이용하여 각각 -50, -60, -600으로 선정하였다.<sup>(8,9)</sup>

### 4. 차량 통합운동제어시스템

이 연구에서 개발된 통합운동제어시스템(IDCB)는 2단계의 과정을 통하여 최적의 제동 압력을 계

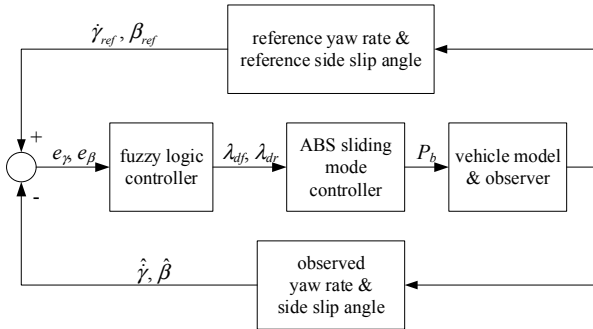


Fig. 2 Control block diagram

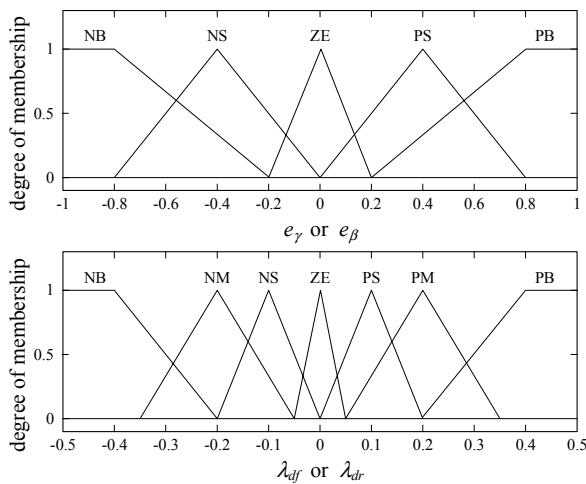


Fig. 3 Membership functions for inputs and outputs

산한다(Fig. 2). 주어진 정보를 이용하여 목표 요 속도(reference yaw rate,  $\dot{\gamma}_{ref}$ ) 및 목표 횡방향 미끄러짐 각(reference side slip angle,  $\beta_{ref}$ )을 산출한다. 이들과 관측기에서 추정된 요 속도와 미끄러짐 각을 비교하여 계산된 오차( $e_{\gamma}, e_{\beta}$ )를 퍼지 로직 제어기(FLC)의 제어 입력으로 한다. FLC는 오차를 최소화시키기 위한 전륜 및 후륜의 목표 슬립( $\lambda_{df}, \lambda_{dr}$ )을 계산하여 FLC의 출력으로 한다.

두 번째 단계는 전륜 및 후륜의 제동 압력( $P_{bf}, P_{br}$ )을 구하는 것이다. 목표 슬립을 입력으로 하고 제동 압력을 출력으로 하여 슬라이딩 모드 제어기(SMC)를 이용하여 계산할 수 있다.

#### 4.1 퍼지 로직 제어기 (FLC)

이 연구에서는Mamdani 퍼지 추론 모델을 사용하여 FLC를 제작하였다. FLC의 제어 입력은 요 속도 오차 및 횡방향 미끄러짐 각 오차이다. 각각 [-1 1] 그리고 [-1 1]의 전체 집합(universe of discourse)을 가지며 각각 5개의 삼각형 멤버십 함수(membership function)로 구성된다(Fig. 3).

이 연구에서 설정된 목표 요 속도는

$$\dot{\gamma}_{ref} = \frac{v_x \delta_f}{a+b+K \times m_{total} \times v_x^2} \quad (16)$$

$$K = \frac{bC_{ar}\mu_r - aC_{af}\mu_f}{2(C_{af}\mu_f)(C_{ar}\mu_r)(a+b)}$$

이다. 과도한 제동 입력에 의하여 차량의 불안정 상태를 방지하기 위하여 다음과 같은 최대 허용값을 가지도록 설정하였다.<sup>(7)</sup>

$$\dot{\gamma}_{ref} = \begin{cases} \dot{\gamma}_{ref} & |\dot{\gamma}_{ref}| \leq 0.85g \\ 0.85 \frac{\mu \times g}{v_x} \text{sgn}(\dot{\gamma}_{ref}) & |\dot{\gamma}_{ref}| > 0.85g \end{cases} \quad (17)$$

한편 목표 횡방향 미끄러짐 각은 0으로 가정한다.<sup>(3,5)</sup>

FMC의 출력은 전륜 바깥쪽 바퀴 및 후륜 안쪽 바퀴의 슬립이며 각각 [-0.5 0.5]와 [-0.5 0.5]의 전체 집합을 가진다. 이들은 각각 7개의 삼각형 멤버십 함수로 구성된다(Fig. 3). 이 때 제어되지 않는 전륜 안쪽 바퀴 및 후륜 바깥쪽 바퀴의 슬립은 운전자의 제동 입력으로 결정된다.

#### 4.2 슬라이딩 모드 제어기 (SMC)

SMC는 FLC에서 계산된 목표 슬립을 제동 압력으로 구현시키기 위하여 필요하다.

식 (5)로부터

$$\dot{\omega}_i = -(K_{absi}P_{bi} + \tau_{zi} + \tau_{ri}) \quad (18)$$

여기서  $K_{absi} = A_w R_b / I_{wi}$ ,  $\tau_{zi} = F_{ti} R_w / I_{wi}$ ,  $\tau_{ri} = F_{zifri} R_w / I_{wi}$ 이다.  $\tau_x$ 와  $\tau_r$ 의 추정값은  $\hat{\tau}_x$ 와  $\hat{\tau}_r$ 로 표시하며 각각의 추정 오차는 알려진 범위 내( $\tau_x^*$ 와  $\tau_r^*$ )에 존재한다고 가정한다.

한편 미끄러짐 표면(sliding surface)은 다음과 같이 정의한다.

$$S = \left( \frac{d}{dt} + \lambda \right) \int_0^t \lambda_r dr \quad (19)$$

여기서  $\lambda$ 는 양수이며  $\lambda_r = \lambda_{di} - \lambda_{si}$ 이다.  $\lambda_{si}$ 는 각 바퀴의 슬립 (slip)이며 다음과 같이 계산된다.

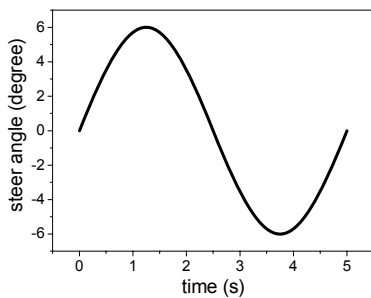
$$\lambda_{si} = \frac{v_x - \omega_i R_w}{v_x} \quad (20)$$

식 (18)의 양변을 미분하면 다음과 같이 되며

$$\dot{S} = \dot{\lambda}_r + \lambda \lambda_r \quad (21)$$

**Table 1** Specification of vehicle

|                              |                       |             |                                |
|------------------------------|-----------------------|-------------|--------------------------------|
| $a$                          | 1.203m                | $A_w$       | $\pi \times 0.02^2 \text{m}^2$ |
| $b$                          | 1.217m                | $B_{roll}$  | 2600N×rad/s                    |
| $C_{\alpha_f}, C_{\alpha_r}$ | 30000N/rad            | $h_s$       | 0.2m                           |
| $I_w$                        | 2.1kg×m <sup>2</sup>  | $I_x$       | 489.9kg×m <sup>2</sup>         |
| $I_z$                        | 1627kg×m <sup>2</sup> | $K_{roll}$  | 45000N×rad                     |
| $m_s$                        | 1160kg                | $m_{total}$ | 1280kg                         |
| $R_b$                        | 0.16m                 | $R_w$       | 0.3m                           |
| $t_f, t_r$                   | 1.6m                  |             |                                |



**Fig. 4** Steering input

연속제어법(continuous control law)에 따라  $\dot{S} = 0$  일 때 최적의 제동입력인  $P_{bi}$ 를 구할 수 있다. 따라서 이 연구에서 구하고자 하는 전륜 바깥쪽 바퀴 및 후륜 안쪽 바퀴의 제동압력은 다음과 같다.

$$P_{bi} = -\frac{1}{v_x K_{absi}} \left[ (\hat{\tau}_{xi} - \hat{\tau}_{ri}) v_x - \omega_l \dot{v}_x - \frac{v_x^2 \lambda}{R_w} (\lambda_{di} - \lambda_{si}) \right] + \frac{\tau_{xi}^* - \tau_{ri}^* + \eta}{K_{absi}} \text{sat} \left( \frac{S}{\Phi} \right) \quad (22)$$

SMC 제어기에 대한 보다 자세한 사항은 참고 문헌 (3)을 참고하기 바란다.

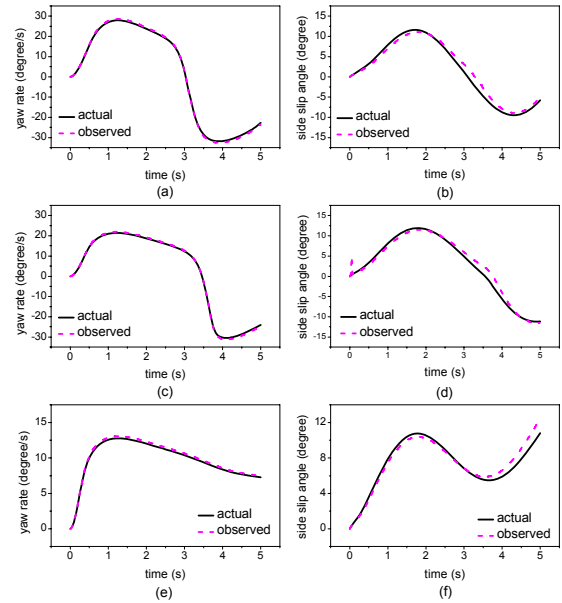
### 5. 컴퓨터 시뮬레이션 및 결과 및 고찰

이 연구에서 개발된 비선형 관측기 및 IDCB의 성능을 평가하기 위하여 다양한 노면 조건 및 조향 입력이 주어졌을 때 차량의 응답을 살펴보았다. 이때 ABS를 장착한 차량의 응답을 표시하여 IDCB에 의한 성능 개선을 비교 분석하였다.

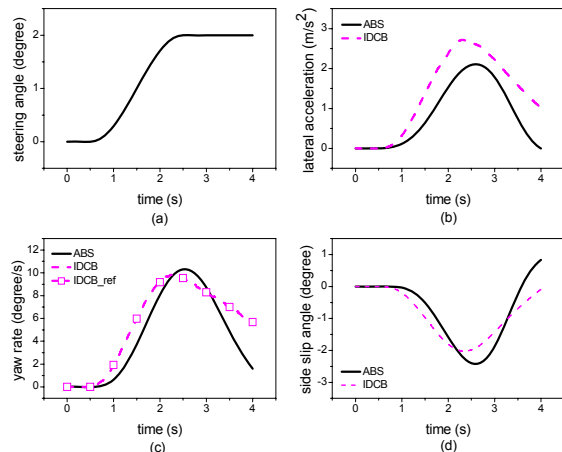
Table 1은 이 연구에서 사용된 차량의 제원을 나타낸 것이다.

#### 5.1 비선형 관측기의 성능 평가

먼저 개발된 관측기의 성능 평가를 실시하였다. 차량의 초기 속도는 20m/s이며 0.1bar의 일정한 제동 압력이 가해진다고 가정하였다. 사용된 조향



**Fig. 5** Performances of nonlinear observer



**Fig. 6** Performances of IDCB and ABS on wet asphalt

입력은 Fig. 4에 나타내었으며 IDCB는 적용하지 않았다.

Fig. 5는 관측기의 yaw rate 및 횡방향 미끄러짐 각의 관측 성능을 나타낸다. Fig. 5(a), (b)는 건조한 아스팔트 노면에서의 요 속도 및 미끄러짐 각을 나타내며 Fig. 5(c), (d)는 젖은 아스팔트에서의 응답을 나타낸다. Fig. 5(e), (f)는 눈길에서의 응답을 각각 나타낸다. 그림에서 actual은 모의실험에서 얻어진 결과이며 observed는 관측기를 이용하여 추정된 결과를 나타낸다.

결과를 살펴보면 관측기는 노면 조건에 상관없이 요 속도를 잘 추정하는 것을 확인할 수 있다. 횡방향 미끄러짐 각의 추정은 요 속도의 추정 보다는 약간의 오차를 발생시키지만 신뢰성은 충분

한 것으로 판단된다.

5.2 IDCB 성능 평가 – ramp 조향입력

차량이 젖은 아스팔트 노면에서 25m/s의 속도로 주행하다가 급 제동 압력이 가해졌을 때의 제어기 및 차량 응답을 살펴보았다. 이때 Fig. 6(a)에 나타낸 것과 같은 ramp 조향 입력이 가해졌다고 가정한다.

Fig. 6(b), (c), (d)는 위의 운전조건에서 ABS 또는 IDCB를 장착한 차량의 응답을 나타낸다. Fig. 6(c)의 ref.는 식 (16)에 의하여 계산된 목표 요 속도 (reference yaw rate)를 의미한다. Fig. 6(c)에서 나타낸 것과 같이 IDCB의 요 속도는 목표 요 속도를 매우 잘 추종하고 있는 것을 확인할 수 있다. 또한 Fig. 6(d)는 IDCB를 장착한 차량의 횡방향 미끄러짐 각은 ABS를 장착한 차량의 것보다 최대 19.9% 감소하였음을 나타낸다. 이러한 결과는 IDCB에 의하여 차량의 횡방향 안정성 및 조향 성능을 개선됨을 나타낸다.

한편 Fig. 6에 나타내어진 결과를 살펴보면 IDCB를 장착한 차량의 응답이 ABS를 장착한 차량의 응답보다 더 빠른 것을 확인할 수 있다. 이는 IDCB의 횡방향 운동에 대한 제어가 초기에서부터 적절히 이루어지고 있음을 의미한다.

5.3 IDCB 성능 평가 – sinusoidal 조향입력

매우 미끄러운 노면 조건인 눈길에서 IDCB의 성능 평가를 실시하였다. 초기 속도는 15m/s이며 조향 입력은 Fig. 7(a)에 나타내었다. Fig. 7(b)에 표시한 것과 같이 IDCB는 목표 요 속도를 잘 추종하고 있으며 횡방향 가속도도 조향 입력에 잘 응답하는 것을 확인할 수 있다. 하지만 ABS의 횡방향 가속도는 조향 입력에 거의 반응하지 않고 미끄러짐 각도도 크게 증가하여 횡방향 안정성 및 조향 성능이 매우 악화되어 조향 불능의 상태에 있음을 알 수 있다.

5.4 IDCB 성능 평가 – split-μ 노면

IDCB의 횡방향 안정성을 확인하기 위하여 split-μ 노면에서 조향 입력이 없을 때 실험을 실시하였다. split-μ 노면이란 좌우 바퀴의 노면 조건이 현저히 다른 노면을 의미한다. 조향 입력은 없지만 노면 조건에 의하여 횡방향 운동이 발생되므로 차량의 횡방향 운동 성능 평가에 많이 사용되고 있다.<sup>(7)</sup>

이 연구에서는 차량 무게중심에서 왼쪽은 눈길이고 오른쪽은 건조한 아스팔트이다. 운전 조건은 차량이 초기 속도 30m/s로 주행하다가 급제동 압력이 가하여 진 것으로 가정한다.

Fig. 8은 ABS 차량의 횡방향 가속도는 최대 6.8

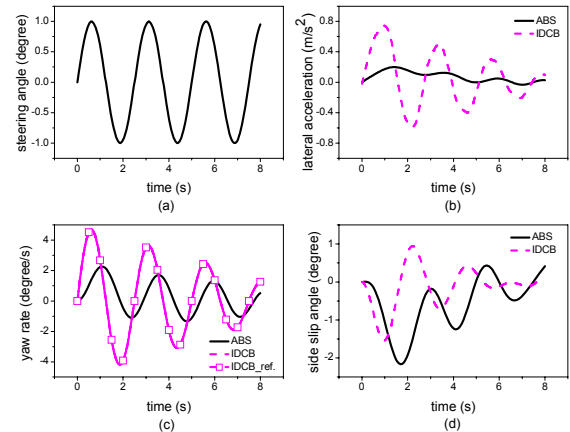


Fig. 7 Performances of IDCB and ABS on snow paved road

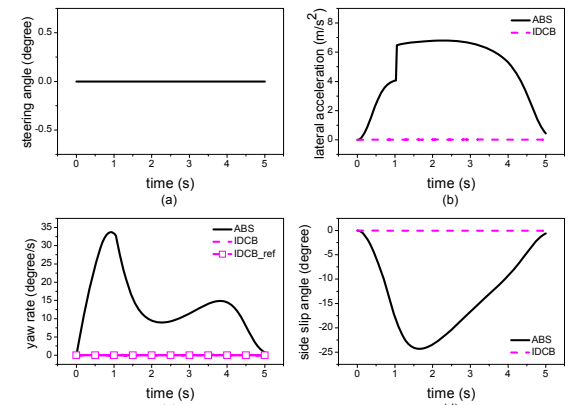


Fig. 8 Performances of IDCB on split-μ road

m/s<sup>2</sup>, 요속도는 최대 33.7degree/s 그리고 횡방향 미끄러짐 각은 최대 -24.3degree가 발생하였음을 나타내지만 IDCB 차량은 모든 값이 거의 0에 가까운 값을 보여주고 있다. 이는 양쪽 바퀴의 마찰 계수 차이로 인하여 ABS 차량은 오른쪽 방향으로 선회하며 진행하는 것을 나타내며 IDCB 차량은 거의 직진 운동하는 것을 의미한다. 약 1초 정도에서 ABS 차량의 횡방향 가속도 및 요 속도의 급격한 변화는 차량이 오른쪽 건조한 아스팔트 노면으로 완전히 넘어갔음을 의미한다. 실험 후반부 이 들의 값이 0으로 감소하는 것은 차량 속도가 0에 가까워졌기 때문이다.

6. 결론

미끄러운 노면에서 차량의 횡방향 안정성 및 조향 성능을 개선시키기 위하여 제동 시스템을 이용한 통합운동제어시스템(IDCB)을 개발하였다.

이 연구에서 얻어진 결론은 다음과 같다.

(1) 요 속도 및 횡방향 미끄러짐 각을 추정하기 위하여 비선형 관측기를 설계하였다. 다양한 노면 조건에서 관측기 성능이 평가되었으며 실험 결과 만족할 만한 추정 결과를 얻을 수 있었다.

(2) IDCB는 요 속도 및 미끄러짐 각이 목표 요 속도 및 목표 횡방향 미끄러짐 각을 동시에 추종하게 하기 위하여 개발되었다. 성능 평가 결과 다양한 노면 조건에서 요 속도가 목표 요 속도를 잘 추종하였으며 횡방향 미끄러짐 각은 젖은 아스팔트 노면에서 ramp 조향입력이 가해졌을 때 최대 19.9% 감소되었음을 알 수 있었다.

(3) split- $\mu$  노면에서 조향 입력 없이 급제동입력이 가해졌을 때 IDCB 차량은 요속도 및 횡방향 가속도의 발생이 억제되어 거의 직진 운동을 하였다. 하지만 ABS 차량의 횡방향 가속도는 최대  $6.8\text{m/s}^2$ , 요속도는 최대  $33.7\text{degree/s}$  그리고 횡방향 미끄러짐 각은 최대  $-24.3\text{degree}$ 가 발생하여 운전자의 조향 의지와는 달리 선회 운동을 하였음을 확인할 수 있었다.

(4) 이러한 결과를 살펴보면 IDCB 차량의 횡방향 안정성 및 조향 성능은 ABS 차량보다 개선되었음을 확인할 수 있다. 향후 조향 장치, 제동 장치 그리고 현가 장치 등 다양한 샤시 부품의 통합 제어기법을 개발하여 차량 주행 안정성의 개선을 위하여 노력할 예정이다.

## 후 기

이 논문은 2017학년도 동명대학교 교내학술연구비 지원에 의하여 연구되었음.

## 참고문헌 (References)

(1) Annamalai, R., Marathe, M., Karle, U. S., Venkatesan,

K. P., McCoy, C. and Toth-Antal, B., 2013, "Development of Vehicle Yaw Stability Controller," *SAE Transactions*, SAE 2013-26-0086.

(2) Song, J., 2013, "Design and Comparison of AFS Controllers with PID, Fuzzy-Logic, and Sliding-Mode Controllers," *Advances in Mechanical Engineering*, <http://ade.sagepub.com/content/5/401548>.

(3) Song, J., 2013, "Development and Comparison of Integrated Dynamics Control Systems with Fuzzy Logic Control and Sliding Mode Control," *J. Mechanical Science and Technology*, Vol. 27, No. 6, pp. 1853~1861.

(4) Boada, M. J. L., Boada, B. L., Munoz, A. and Diaz, V., 2006, "Integrated Control of Front-wheel Steering and Front Braking Forces on the Basis of Fuzzy Logic," *Proc. IMechE, Part D: J. Automobile Eng.*, Vol. 220, No. 3, pp. 253~267.

(5) He, J., Crolla, D. A., Levesley, M. C. and Manning, W. J., 2006, "Coordination of Active Steering, Driveline, and Braking for Integrated Vehicle Dynamics Control," *Proc. IMechE, Part D: J. Automobile Engineering*, Vol. 220, No. 10, pp. 1401~1421.

(6) Her, H., Suh, J. and Yi, K., 2014, "Integrated Control of the Differential Braking, the Suspension Damping Force and the Active Roll Moment for Improvement in the Agility and the Stability," *Proc. IMechE, Part D: J. Automobile Eng.*, Vol. 229, No. 9, pp. 1145~1157.

(7) Kiencke, U. and Nielsen, L., 2000, *Automotive Control Systems*, Society of Automotive Engineers, New York.

(8) Song, J., Boo, K. and Lee, D. H., 2007, "Nonlinear Observer and Robust Controller Design for Enhancement of Vehicle Lateral Stability," *J. Mechanical Science and Technology*, Vol. 21, No. 5, pp. 79~86.

(9) Song, J., 2008, "Enhanced Braking Steering Yaw Motion Controllers with a Non-linear Observer for Improved Vehicle Stability," *Proc. IMechE, Part D: J. Automobile Eng.*, Vol. 2229, No. 3, pp. 293~304.