

상용차용 ABS ECU의 성능분석을 위한 HILS 시스템 개발

Development of HILS System for Performance Analysis of the ABS ECU for Commercial Vehicles

황 돈 하, 이 기 창, 전 정 우, 김 용 주, 조 정 목, 조 중 선, 오 상 진

(Don-Ha Hwang, Ki-Chang Lee, Jeong-Woo Jeon, Yong-Joo Kim, Jeong-Mok Cho, Joong-Seon Joh and Sang-Jin Oh)

Abstract : Antilock Brake System (ABS) is designed to prevent wheels from being locked-up under emergency braking of a vehicle. Therefore it improves directional stability of the vehicle, shortens stopping distance, and enhances maneuvering during braking, regardless of road conditions. Hardware In-the-Loop Simulation (HILS) is an effective tool for design, performance evaluation and test of vehicle subsystems such as ABS, active suspension, and steering systems. This paper describes a HILS model for ABS/ASR(Acceleration Slip Regulation) system applications. A fourteen degrees-of-freedom vehicle dynamics model is simulated in an alpha-chip processor board. The proposed HILS system is tested with a basic ABS control algorithm. The design and implementation of HILS system for the ABS ECU(Electronic Control Unit) development of commercial vehicle are presented. The results show that the proposed HILS system can be used to test the performance, stability, and reliability of a vehicle under braking.

Keywords : commercial vehicle, ABS(Antilock Brake System), full-air brake system, HILS(Hardware In-the-Loop Simulation), ECU(Electronic Control Unit), performance test

1. 서론

운전자의 안전과 환경문제에 대한 관심이 높아지면서 최근의 자동차 기술은 안전성 향상과 저연비 기술 등에 관한 연구가 활발히 진행되고 있다. 특히, 미끄러운 노면이나 좌·우륵에 작용하는 마찰계수가 다른 비대칭 노면 등의 환경적인 외란 요소들로부터 차량의 안정성, 제동성, 조향성 및 구동력을 향상시킬 수 있는 장치에 대한 연구가 선진국을 중심으로 1980년대부터 활발히 진행되어 실제 차량에 장착됨으로써 자동차의 고성능화와 안정성 향상에 기여하고 있다 [1-3].

현재 국내의 ABS(Antilock Brake System) 관련기술은 승용차의 경우 많은 연구를 통해 국산화되었으나, 상용차의 경우에는 ABS 기술연구가 미비하여 전적으로 수입에 의존하고 있는 상황이다. 이러한 여건에서 현재 생산되고 있는 국내 상용차의 경우 ABS 장착이 의무화되어 상용차용 ABS와 ASR(Acceleration Slip Regulation) 시스템의 국산화 개발이 시급히 요구되고 있다. ABS와 ASR 시스템은 종래의 제동 시스템에 추가된 자동차용 사고예방 장치의 하나로서, 주행중인 차량이 제동할 때 차륜 잠김현상(wheel locking)을

방지하여 제동효율과 조향성을 개선하고, 차량이 가속할 때 차륜 슬립현상(wheel slip)을 방지하여 추진력을 향상시키는 장치이다.

ABS와 ASR 시스템은 주행중인 차량의 안전성에 심각한 영향을 미칠 수 있는 장치이기 때문에 개발하는 과정에서 다양한 노면조건과 운전조건, 그리고 초기조건 등을 설정하여 실차시험을 수행해야 한다. 그러나 ABS 및 ASR 시스템이 동작하는 조건들을 항상 재현할 수 없고, 반복시험이 어려울 뿐만 아니라 실차시험을 위한 환경을 갖추는 데 많은 시간과 연구비 투자가 요구되기 때문에 이러한 경우 대부분 소프트웨어만을 이용하는 시뮬레이션 기법을 선택함으로써 보다 경제적인 연구를 수행하여 왔다 [4-6]. 그러나 시뮬레이션만을 이용하여 개발된 시스템을 실제 하드웨어로 구현할 때에는 하드웨어 설계 및 제작에 따른 여러 가지 문제점으로 인하여 시스템의 신뢰성을 저하시키게 된다. 최근에는 기존의 시뮬레이션 루프에 개발하고자 하는 시스템을 실제의 하드웨어로 대체하는 HILS (Hardware In-the-Loop Simulation) 기법이 각광을 받고 있다 [7-10].

HILS 기법은 주로 미사일, 항공기, 그리고 우주항공 분야와 같이 복잡한 시스템의 개발 및 시험에 사용되는 기법으로서, 충분히 만족할 만한 성능을 가진 HILS 시스템을 제작할 경우, 일반적인 시스템 개발방법을 이용했을 때보다 비용절감, 개발기간 단축, 그리고 높은 신뢰성을 가진 검증된 시스템 개발 등이 가능한 장점이 있다. 이러한 HILS 기법은 자동차 분야에서도 적용되어 제동시스템, 조향시스템, 그리고 현가시스템 등의 제어기 개발에 많이 이용되고 있다.

본 논문에서는 공압식 제동시스템을 사용하는 상용차용

논문접수 : 2002. 3. 12., 채택확정 : 2002. 8. 28.

황돈하 : 한국전기연구원 기기제어응용그룹 (dhhwang@keri.re.kr)

이기창 : 한국전기연구원 기기제어응용그룹 (leekc@keri.re.kr)

전정우 : 한국전기연구원 기기제어응용그룹 (jwjeon@keri.re.kr)

김용주 : 한국전기연구원 기기제어응용그룹 (yjkim@keri.re.kr)

조정목 : 창원대학교 제어계측공학과 (bigbio@hitel.net)

조중선 : 창원대학교 제어계측공학과 (sjoh@sarim.changwon.ac.kr)

오상진 : (주)동진전기 기술연구소 (sjoh57@hanmail.net)

※ 본 논문은 민군겸용기술사업(Dual Use Technology Program)에서 지원하여 연구하였으며, 이에 감사드립니다.

ABS 및 ASR 시스템의 ECU(Electronic Control Unit) 개발에 있어서 실차시험의 횟수를 줄이고, 동일한 조건으로 반복시험이 가능하여 시험의 효율성을 향상시킬 수 있는 HILS 시스템을 제안한다. 본 연구에서 설계 및 구현한 HILS 시스템은 실제 상용차에 탑재되는 공압식 제동 시스템, ABS 및 ASR 밸브 등의 하드웨어를 포함하여 구성하였고, 14자유도의 차량 동역학 모델을 적용하여 실시간 시뮬레이션의 신뢰성을 향상시켰다. 또한, 정밀한 차륜속도 신호의 생성을 위하여 고성능 DSP(Digital Signal Processor) 보드를 이용한 차륜속도 시뮬레이터를 구현하였다. 자체 개발중인 ABS 및 ASR 시스템의 ECU를 대상으로 한 성능시험을 통하여 본 연구에서 개발된 HILS 시스템의 성능을 분석하였다.

II. 상용차용 ABS와 ASR 시스템

1. ABS 및 ASR 시스템의 개요

눈길과 같이 미끄러운 노면에서 주행하는 차량에 제동을 가하면, 차륜은 제동력에 의해 정지하지만 차량은 관성의 법칙에 의해 계속 노면을 미끄러지면서 진행하게 된다. 이와 같이 차륜은 완전히 멈추었으나 차체는 계속 미끄러지면서 진행되는 현상을 차륜의 잠김현상이라 한다. 이러한 차륜의 잠김현상이 발생하게 되면 차륜과 노면사이의 제동 마찰계수(brake friction coefficient ; μ)가 감소하여 제동거리가 길어지고 횡방향 마찰계수(lateral friction coefficient)가 크게 감소하여 조향성도 상실하게 된다.

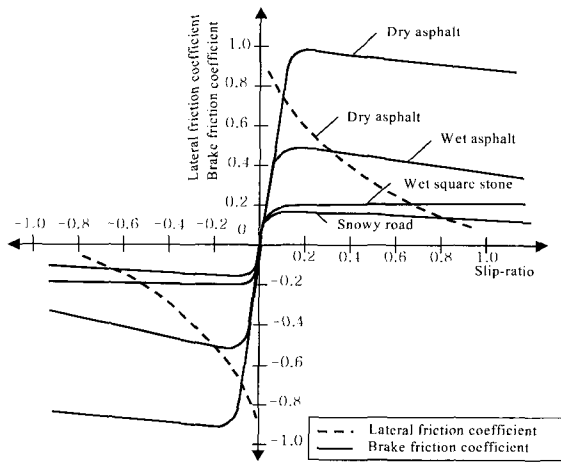


그림 1. 제동 마찰계수와 횡방향 마찰계수.
Fig 1. Brake friction coefficient & lateral friction coefficient.

그림 1은 여러 가지 노면상태에서의 슬립율에 대한 제동 마찰계수와 횡 마찰계수를 보여주고 있다. 제동 마찰계수는 슬립율이 0~0.2의 구간에서는 증가하고, 슬립율이 0.2 이상이 되면 조금씩 감소하는 경향을 나타낸다. 이와 반대로 횡 마찰계수는 슬립율이 증가할수록 감소하는 경향을 보여준다. ABS 및 ASR 시스템은 제동 마찰계수를 크게 하는 동시에 횡 마찰계수도 크게 하기 위해서 슬립율을 0.1~0.3의 영역에 존재하도록 제동력을 조절함으로써 제동거리를 단축하고 조향성을 제공한다.

2. 상용차용 ABS 및 ASR 시스템의 구성

상용 차량용 ABS 및 ASR 시스템은 제동시스템의 종류에 따라서 유공압식(Air-Over-Hydraulic Brake)과 공압식(Full-Air Brake)으로 구분된다. 일반적으로 국내에서 생산되는 16 [ton] 이하의 중형 상용차에는 유공압식 제동시스템이 채용되고, 16 [ton] 이상의 대형 상용차에는 공압식 제동시스템이 장착되고 있다. 본 논문에서는 국내 D사의 BS-106 시내버스(차량 총 중량 : 14,075 kg, 차량중량 : 9,850 kg, 공압식 제동시스템 및 ABS 채용)를 모델로 하여 HILS 시스템을 구축하였다.

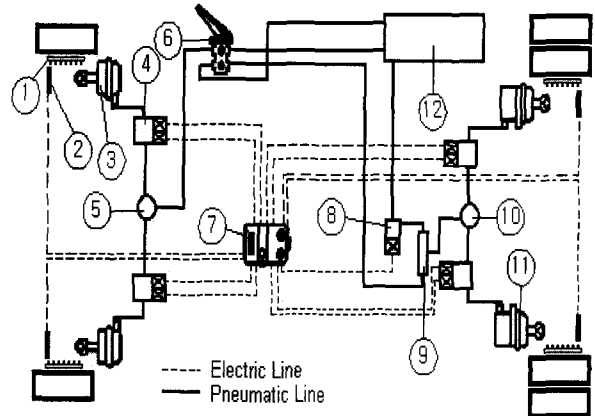


그림 2. 공압식 제동시스템용 ABS의 구성.
Fig. 2. ABS components for full air brake system.

- ① Pulse ring, ② Wheel speed sensor, ③ Power chamber, ④ Pressure control valve, ⑤ Quick release valve, ⑥ Service brake valve, ⑦ Electronic control unit (ECU), ⑧ ASR valve, ⑨ 2-way valve, ⑩ Relay valve, ⑪ Service chamber, ⑫ Brake tank.

그림 2에서는 BS-106 상용차용 공압식 제동시스템과 ABS 및 ASR 시스템의 주요 구성품을 나타내고 있다. 아날로그 차륜 속도신호를 발생시키는 펄스 링(①)과 차륜속도 센서(②), 전륜의 제동을 담당하는 파워챔버(③), ABS 동작시 차륜 제동력을 조절하는 압력 제어밸브(④), 제동압력을 빠른 속도로 제거하기 위한 퀵릴리즈 밸브(⑤), 운전자의 제동동작에 대해 공압을 제동시스템에 전달하는 서비스 브레이크 밸브(⑥), 차륜속도를 입력받아 ABS 제어 알고리즘에 따라 압력 제어밸브와 ASR 밸브를 제어하는 ECU(⑦), ASR 동작시 차륜 제동력을 제어하기 위한 ASR 밸브(⑧), 2개의 공압을 입력받아 그 중 큰 값을 선택하여 출력하는 2-way 밸브(⑨), 브레이크의 반응속도를 빠르게 하기 위한 릴레이 밸브(⑩), 후륜의 제동을 담당하는 서비스 챔버(⑪), 그리고 제동시 사용되는 공압을 저장하고 있는 브레이크 탱크(⑫) 등으로 이루어져 있다.

III. 상용차용 ABS HILS 시스템

1. 동역학 모델

ABS HILS 시스템의 시뮬레이션을 수행하기 위해 실시간으로 해석되는 시뮬레이션 결과의 신뢰성을 보장하기 위해서는 정확한 수학적 모델링이 필요하다. 동역학 모델에는

크게 차량 동역학 모델과 타이어 동역학 모델로 구성되고, 본 논문에서는 14자유도 상용차 동역학 모델과 Dugoff 타이어 모델을 사용하였다.

2. 대상 차량의 동역학 모델

차량의 제동시 또는 선회시 종방향과 횡방향 등의 운동 특성을 정확히 분석하기 위하여 14자유도 차량 동역학 모델을 구성하였다 [11]. 차량이 그림 3과 같이 3개의 강체로 구성되어 있다는 가정을 통하여 차체의 스프링 질량은 종방향, 횡방향, 그리고 수직 방향의 3자유도 병진운동과 롤링(rolling), 피칭(pitching), 그리고 요잉(yawing) 운동의 3자유도 회전운동으로써 6자유도를 가지며, 전후의 차축을 나타내는 언스프링 질량은 각각 수직운동과 롤링운동의 4자유도, 그리고 4개 바퀴의 회전운동 4자유도 등의 총 14자유도 차량모델을 구성하였다.

스프링 질량의 병진운동 및 회전운동에 대한 운동방정식은 (1)~(6)과 같다.

$$M\ddot{x} + M_s e \ddot{\theta} = \sum F_x - M(\ddot{z} \theta - \dot{y} \dot{\psi}) - M_s e \dot{\phi} \dot{\psi} + (M_{uf} l_f - M_{ur} l_r) \dot{\psi}^2 \quad (1)$$

$$M\ddot{y} - M_s e \ddot{\phi} + (M_{uf} l_f - M_{ur} l_r) \dot{\psi} = \sum F_y - M(\dot{x} \dot{\psi} - \dot{x} \dot{\phi}) - M_s e \ddot{\theta} \dot{\psi} \quad (2)$$

$$M_s \ddot{z} = \sum F_{si} - M_s(-\dot{x} \dot{\theta} + \dot{y} \dot{\phi} - e \dot{\theta}^2 - e \dot{\theta}^2) \quad (3)$$

$$I_x \ddot{\phi} - (I_y - I_z) \dot{\theta} \dot{\psi} = M_s a_y e \cos \phi + M_s g e \sin \phi + b \sum T_{yi} - t_{sj}(F_{s1} - F_{s2}) - t_{sr}(F_{s3} - F_{s4}) - K_{rj}(\phi - \phi_{uf}) - K_{rr}(\phi - \phi_{ur}) \quad (4)$$

$$I_y \ddot{\theta} - (I_z - I_x) \dot{\phi} \dot{\psi} = l_f(F_{s1} - F_{s2}) - l_r(F_{s3} - F_{s4}) - h \sum T_{xi} \quad (5)$$

$$I_z \ddot{\psi} - (I_x - I_y) \dot{\phi} \dot{\theta} = l_f(T_{y1} + T_{y2}) - l_r(T_{y3} + T_{y4}) - t_f(T_{x1} - T_{x2}) - t_r(T_{x3} - T_{x4}) - \sum M_{si} \quad (6)$$

여기서, x, y, z는 각각 x-방향, y-방향, z-방향의 거리, ϕ , θ , ψ 는 각각 롤링, 피칭, 요잉의 회전각, M은 차량의 전체 질량, M_s 은 스프링 질량, M_u 는 전후방 축의 질량, $\sum F_x$ 는 각 차륜에 작용하는 구동력(또는 제동력)과 공기저항력의 합, $\sum F_y$ 는 각 차륜에 작용하는 횡방향력과 측면 공기저항력의 합, $\sum F_{si}$ 는 각 차륜에 작용하는 서스펜션에 대한 힘의 합, T_x 는 x-방향 구동력, T_y 는 y-방향 구동력, I 는 관성모멘트, t_s 는 무게 중심에서 차륜 중심까지의 y방향 거리, t_r 는 차량의 무게 중심에서 서스펜션 장치까지의 y방향 거리, l 은 무게 중심에서 차륜 중심까지의 x방향 거리, e는 무게 중심에서 롤 센터까지의 거리, b는 지면에서 롤 센터까지의 거리, h는 지면에서 피치센터까지의 거리, K_r 은 롤 스테빌라

이저의 강성을 나타낸다. 첨자 f와 r은 각각 전방과 후방, 첨자 i(i=1~4)는 각 차륜을 의미하고, 첨자 u는 언스프링 질량을 나타낸다.

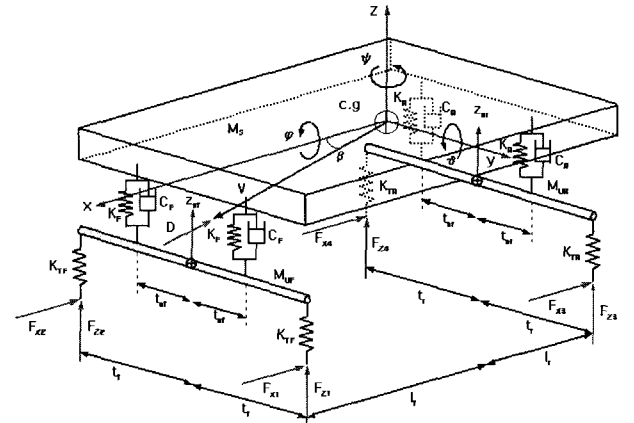


그림 3. 14 자유도 차량 동역학 모델.
Fig. 3. 14 D.O.F. vehicle dynamics model.

언스프링 질량의 병진운동과 회전운동에 대한 운동방정식은 (7)~ (10)과 같다.

$$M_{uf} \ddot{z} = -K_t(z_{uf} - z_{r1} + t_f \phi_{uf}) - K_l(z_{uf} - z_{r2} - t_f \phi_{uf}) + F_{s1} + F_{s2} \quad (7)$$

$$M_{ur} \ddot{z} = -2K_l(z_{ur} - z_{r3} + t_r \phi_{ur}) - 2K_t(z_{ur} - z_{r4} - t_r \phi_{ur}) + F_{s3} + F_{s4} \quad (8)$$

$$I_{xuf} \ddot{\phi}_{uf} = t_{sj} F_{s1} - t_{sj} F_{s2} - t_{sj} F_{l1} + t_{sj} F_{l2} - K_{rj}(\phi_{uf} - \phi) \quad (9)$$

$$I_{xur} \ddot{\phi}_{ur} = t_{sr} F_{s3} - t_{sr} F_{s4} - t_{sr} F_{l3} + t_{sr} F_{l4} - K_{rr}(\phi_{ur} - \phi) \quad (10)$$

여기서, I_u 는 전후방 축의 관성모멘트를 나타낸다. K_t 는 타이어 강성을 나타내며, 후방 차축의 양측 타이어는 각각 전방 타이어 2개를 이용한 모델로 가정하였다.

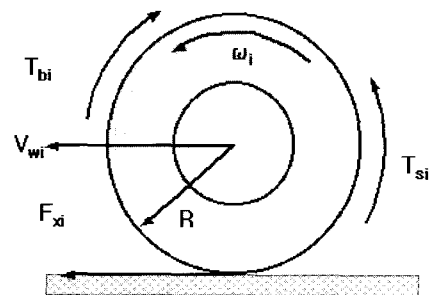


그림 4. 차륜 동역학 모델.
Fig. 4. Wheel dynamics model.

한편, 차량이 감속될 때 차륜에는 그림 4와 같은 여러 종류의 힘이 작용하고, 차륜 회전운동에 대한 운동방정식은 (11)과 같다.

$$I_w \dot{\omega} = T_{si} - T_{bi} - RF_{xi} - \mu RF_{zi} \quad (i=1, 2, 3, 4) \quad (11)$$

여기서, ω 는 차륜의 회전속도, I_w 는 차륜의 관성 모멘트, R 은 타이어의 유효반경을 의미한다. T_{si} , T_{bi} , μRF_{zi} 는 각각 타이어에 작용하는 동력원으로부터의 구동토크, 제동토크, 그리고 구름저항을 나타낸다.

3. 타이어 동역학 모델

타이어는 차량 시스템의 비선형성을 증가시키는 가장 중요한 인자중의 하나이며, 타이어에서 발생한 종·횡 방향의 마찰력이 차체의 운동을 야기하기 때문에 차량의 주행궤적을 예측하는 데 있어서 매우 중요하다. 타이어에서 발생하는 힘은 차량 동역학, 타이어 고유특성, 그리고 노면상황에서의 인자들에 의해 영향을 받는다.

지금까지의 타이어 모델은 Pacejka 모델이 비교적 정확하다고 알려져 있으나 매우 많은 매개변수 값들이 필요하고, 많은 양의 수식을 계산해야 하기 때문에 본 논문에서는 보다 간편한 Dugoff 모델을 사용하였다 [12].

Dugoff 모델은 각각의 타이어에서 발생하는 힘을 슬립율(λ), 슬립각(α), 수직하중(F_z), 그리고 속도(V_x) 등에 대한 비선형 함수관계로 나타내고, 종방향과 횡방향 구동력 F_x 및 F_y 는 (12)와 같다.

$$F_x = \frac{C_l \lambda}{1 - \lambda} f(S), \quad F_y = \frac{C_a \tan \alpha}{1 - \lambda} f(S) \quad (12)$$

여기서, C_l 는 직진방향의 강성(longitudinal stiffness), C_a 는 선회강성(cornering stiffness)이고, $f(S)$ 는 다음 (13)과 같다.

$$f(S) = \begin{cases} S(2 - S), & \text{if } S < 1 \\ 1, & \text{if } S > 1 \end{cases} \quad (13)$$

(13)에서 S 는 (14)로 나타내어진다.

$$S = \frac{\mu F_z [1 - \epsilon_r V_x \sqrt{\lambda^2 + \tan^2 \alpha}] (1 - \lambda)}{2\sqrt{C_l^2 \lambda^2 + C_a^2 \tan^2 \alpha}} \quad (14)$$

여기서, ϵ_r 은 도로의 점착 감소계수(road adhesion reduction factor)이다.

4. 차륜속도 시뮬레이터

ABS ECU는 차륜속도를 기본입력으로 하여 ABS 제어 알고리즘에 따라 밸브 제어신호를 출력한다. 상용차용 ABS HILS 시스템에는 제동시스템과 ECU를 제외한 나머지 부분은 소프트웨어적으로 구성하였기 때문에 ECU에 입력되는 차륜 속도센서의 신호를 구현해야 한다. 이때 사용되는 차륜속도 시뮬레이터는 ABS ECU에 입력되는 차륜속도 신호

를 실제의 신호와 유사하게 구현하는 장치로서, 차량모델로부터 얻어지는 차륜속도 값을 실제 차륜속도 센서의 신호로 변환하는 데에는 두 가지 방법이 있다.

첫 번째 방법은 소프트웨어적으로 차륜속도 시뮬레이터를 구현하는 방법으로서 비용절감의 장점은 있으나, 차륜속도 신호의 정밀도가 떨어지는 단점을 가지고 있다. 두 번째 방법은 별도의 하드웨어를 이용하여 차륜속도 시뮬레이터를 구현하는 방법으로서, 첫 번째 방법보다 정밀하고 안정된 차륜속도 신호를 구현할 수 있다는 장점이 있지만 비용이 많이 소요된다는 단점이 있다. 본 연구에서는 보다 정밀한 차륜속도 신호를 구현하기 위하여 TMS320C31 DSP 칩을 채용한 dSPACE사의 DS2302 신호발생 보드를 이용하여 차륜속도 시뮬레이터를 구현하였다[13]. 차륜속도 시뮬레이터의 구현 가능한 출력속도는 0~200[km/h]이고, 1[μ sec]의 샘플링 시간을 갖는 속도신호를 모의할 수 있다.

5. 상용차용 ABS를 위한 HILS 시스템 설계

상용차용 ABS ECU 개발을 위해 본 연구에서 설계한 HILS 시스템은 운전자를 포함한 MILS(Man In-the-Loop Simulation) 시스템으로의 확장을 고려하여 그림 5와 같이 운전자의 제동동작을 시뮬레이션 루프 속에 포함시켰다.

운전자가 제동동작을 시작함과 동시에 시뮬레이션 시스템은 압력센서로부터 제동력을 입력받아 실시간으로 차량 모델을 해석한 뒤 차륜 속도센서의 신호를 ABS ECU로 입력시키고, ABS ECU는 제어 알고리즘에 따라 제어모드를 결정하고 압력제어 밸브를 조절하여 휠 실린더의 제동력을 제어함으로써 ABS 기능을 수행하게 된다

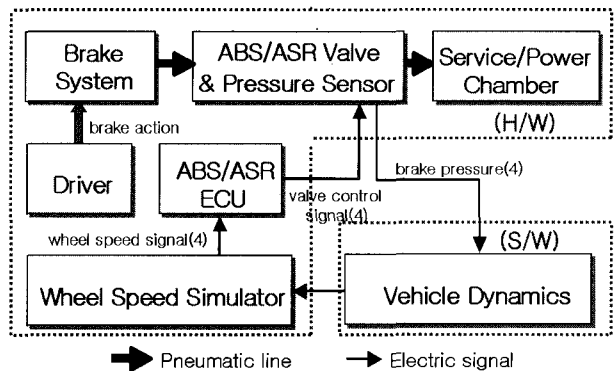


그림 5. HILS 시스템의 구성.

Fig. 5. Configuration of HILS system.

6. HILS 시스템의 H/W 구성

ABS HILS 시스템의 하드웨어에는 그림 6과 같이 ECU, Host PC, 시뮬레이션 시스템, I/O Interface, 그리고 제동 시스템으로 구성하였다.

공압식 제동시스템의 ABS 및 ASR 시스템을 소프트웨어적으로 차량모델에 포함시키기 위해서는 공압 시스템과 솔레노이드 밸브에 대한 정확한 모델링이 반드시 필요하다. 그러나 공압 시스템과 솔레노이드 밸브의 비선형적인 특성으로 인하여 수학적 모델링이 어렵기 때문에 본 연구에서는 공압식 제동시스템과 ABS 및 ASR 밸브를 실제 차량에서와 동일한 하드웨어 형태로 HILS 시스템에 포함시킴으로

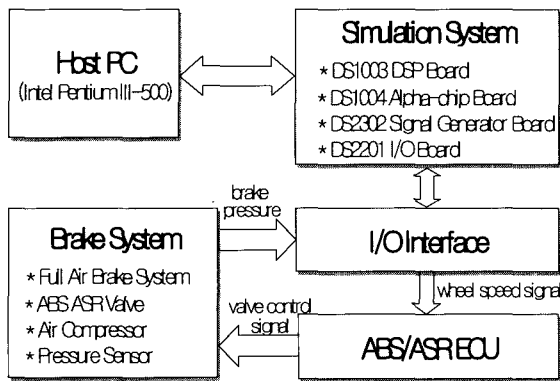


그림 6. ABS HILS 시스템의 H/W 구성.
Fig. 6. Hardware configuration of HILS system.

서 보다 신뢰성 높은 시뮬레이션이 가능하도록 하였다. Host PC에서는 차량의 동역학 모델, 시뮬레이션 실시간 코드 생성, 시뮬레이션 시스템으로 실시간 코드 다운로드, 그리고 실시간 시뮬레이션 데이터의 수집, 저장, 분석 및 모니터링을 담당하도록 하였다. 시뮬레이션 시스템은 연산속도가 60 [MFlops]인 TMS320C40 DSP 칩을 채용한 dSPACE사의 DS1003 프로세서 보드와 연산속도 1,200 [MFlops]인 DEC Alpha AXP 21164 칩을 사용한 DS1004 프로세서 보드를 사용하여 실시간 시뮬레이션을 구현하였다 [14 - 16].

7. HILS 시스템의 S/W 구성

ABS HILS 시스템의 소프트웨어 부분은 Mathworks사의 Matlab/Simulink와 dSPACE사의 ControlDesk 패키지를 이용하여 구성하였다. Matlab/Simulink를 이용하여 그림 7과 같이 14자유도 차량 동역학 모델을 Simulink 모델로 구현하였고, RTW(Real Time Work-shop)를 이용하여 Simulink 차량 동역학 모델에 대한 실시간 코드를 생성하게 하였고, Control Desk 패키지에서는 RTI(Real Time Interface)를 이용하여 Matlab /RTW를 이용해서 구현된 실시간 코드를 시뮬레이션 시스템으로 다운로드 한다.

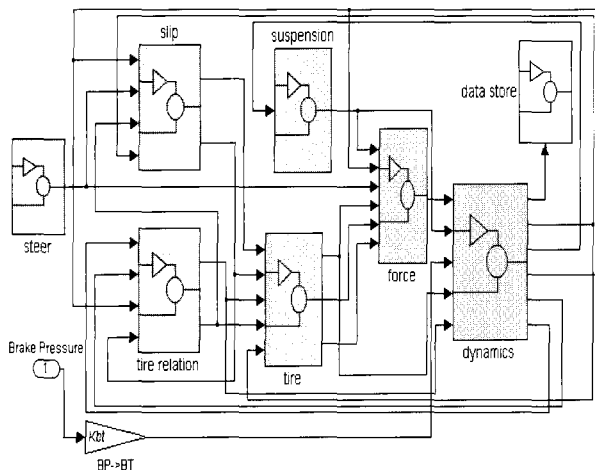


그림 7. Matlab/Simulink를 이용한 차량 동역학 모델.
Fig. 7. Vehicle dynamics model using Matlab / Simulink.

그리고 그림 8과 같이 Instrument Panel을 구성함으로써,

실시간 제어변수 수정과 Dynamics의 내부상태 모니터링이 가능하게 하였다. 이와 같은 HILS 시스템의 Instrument Panel을 통하여 차량속도, 4개의 차륜속도, 차륜 제동압력, 차륜 가/감속도, 차륜 슬립과 제동시간 등이 모니터링 가능하도록 하였고, Instrument Panel을 이용하여 획득된 데이터들을 이용한 ABS ECU의 성능에 대한 효과적인 분석이 가능하도록 구현하였다.

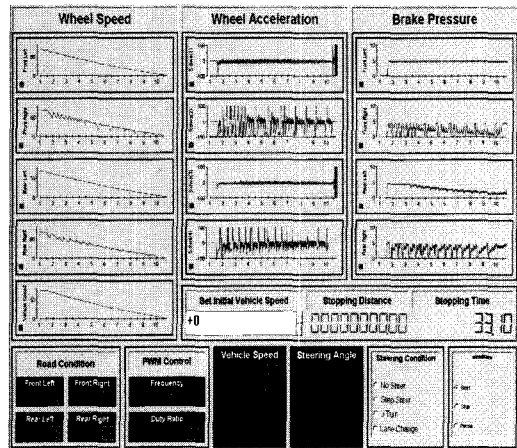


그림 8. ABS HILS 시스템의 Instrument Panel.
Fig. 8. Instrument panel of ABS HILS system.

8. 상용차용 ABS HILS 시스템 구현

그림 9는 본 연구에서 구축한 HILS 시스템을 나타내는 것으로서, 서비스 브레이크 밸브로부터 압력제어 밸브 사이의 공압라인(pneumatic line)은 길이를 축소하여 제작하였고, ABS 및 ASR 시스템의 성능과 직접적인 영향이 있는 압력제어 밸브와 파워/서비스 챔버 사이의 공압라인 연결은 실제와 동일한 사양으로 제작하였다. 그리고 제동동작에서 사용되는 공압은 외부 컴프레서(air compressor)와 압력조절기를 이용하여 실제 차량과 동일하게 8~8.5 [bar]의 일정한 공압(pneumatic pressure)이 항상 공급되도록 하였고, 파워/서비스 챔버에 가해지는 공압을 압력센서로 측정하여 동역학 모델의 입력 파라메타로 사용하도록 구성하였다.

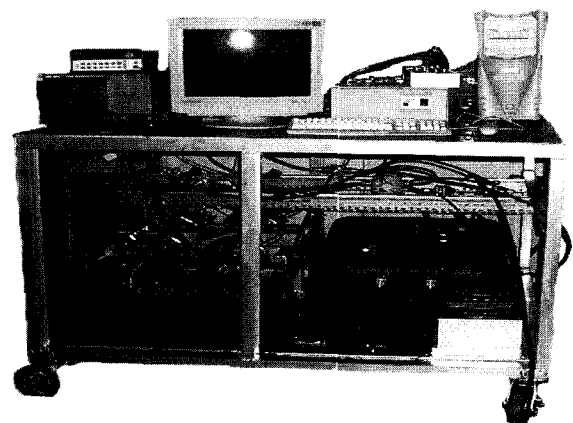


그림 9. ABS HILS system.
Fig. 9. ABS HILS system.

IV. 시험결과

본 연구에서 구축한 HILS 시스템의 성능분석을 위하여, 기본적인 ABS 제어 알고리즘을 사용하는 자체 개발 중인 ABS ECU의 성능시험을 수행하였다. 비대칭 노면과 저점착 노면에 대해 각각 차량속도가 70 [km/h]이고 조향각이 0°와 5°일 때의 제동 및 조향 특성을 분석하였다.

1. 비대칭 노면에서의 직선 제동시험

좌륜의 제동 마찰계수 0.8, 우륜의 제동 마찰계수 0.3, 조향 입력값을 0°로 설정한 비대칭 노면에 대한 HILS 시험을 수행하였다.

그림 10과 그림 11은 ABS 비동작시의 차량속도와 차륜속도, 그리고 제동압력과 차륜슬립을 나타내고 있다. 그림 11 (a)와 같이 제동압력 8~8.5 [bar]가 완전히 가해지면서 제동이 되기 때문에 노면 점착계수가 큰 좌륜은 제동시 차륜 잠김현상이 발생하지 않아 일정 슬립율을 유지하면서 제동되지만, 제동 마찰계수가 작은 우륜은 최초 제동시작 후 1.0 [sec] 내에 차륜 잠김현상이 발생하여 차륜이 미끄러지면서 제동됨을 확인할 수 있다.

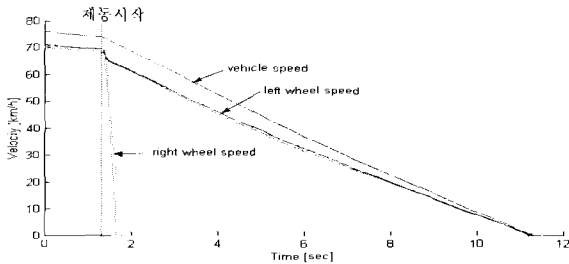
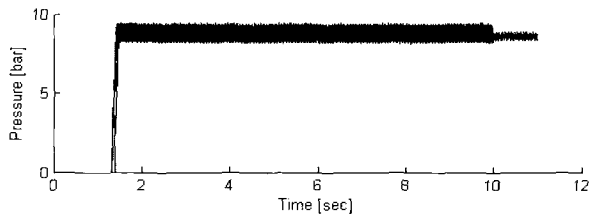
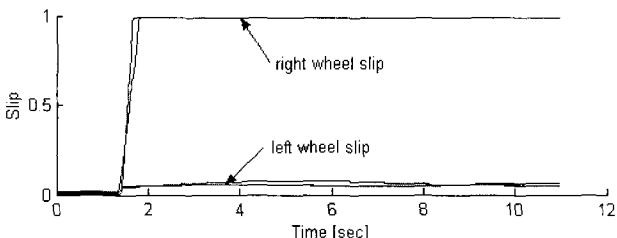


그림 10. ABS 비동작시의 차량속도와 차륜속도.
Fig. 10. Vehicle speed and wheel speed without ABS.



(a) 제동압력



(b) 차륜슬립

그림 11. ABS 비동작시의 제동압력과 차륜슬립.
Fig. 11. Brake pressure and wheel slip without ABS.

그림 12와 13은 ABS 동작시의 차량속도와 차륜속도, 그리고 제동압력과 차륜슬립을 보여주고 있다. 노면 점착계수가 큰 좌륜은 차륜 잠김현상이 발생하지 않아 일정 슬립율을

로 제동됨을 확인할 수 있으며, 제동 마찰계수가 작은 우륜은 차륜 잠김현상 경향을 판단하여 ABS가 차륜 잠김이 발생되지 않도록 그림 13 (a)에서와 같이 제동압력을 제어함을 확인할 수 있다. 또한, 차륜 잠김현상 경향이 발생하는 우륜은 그림 13 (b)에서와 같이 슬립율이 제어됨을 확인할 수 있다. 그림 13 (b)에서 제동이 9.5 [sec] 이후에 ABS ECU에 의해 제어되던 한쪽 차륜에 잠김현상이 발생함을 확인할 수 있다. 이것은 제동의 마지막 단계인 차륜속도가 10 [km/h] 이하의 저속영역에서 발생하는 것으로서, 비록 ABS의 성능에는 큰 영향을 미치지 않으나, ECU의 알고리즘 최적화와 함께 새로운 제어 알고리즘의 개발을 통하여 해결해야 할 문제이다.

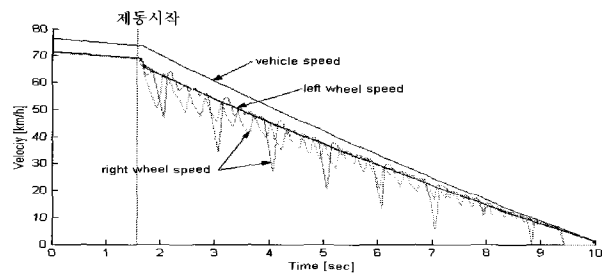
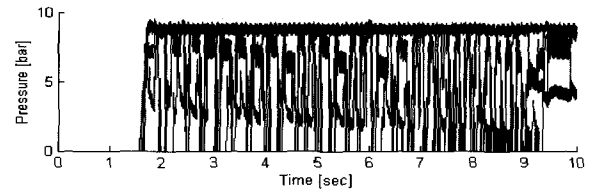
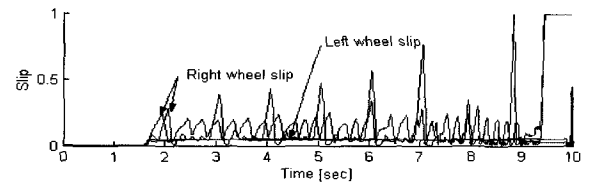


그림 12. ABS 동작시의 차량속도와 차륜속도.
Fig. 12. Vehicle speed and wheel speed with ABS.



(a) 제동압력



(b) 차륜슬립

그림 13. ABS 동작시의 제동압력과 차륜슬립.
Fig. 13. Brake pressure and wheel slip with ABS.

이상의 시험결과와 같이 ABS 비동작시에는 제동시간이 9.5 [sec]로 나타났고, 주행궤적은 그림 14의 ABS 비동작시의 주행궤적으로 나타남을 볼 수 있다. 이때, 점착계수가 낮은 우륜의 바퀴가 잠김으로 인하여 차량의 주행궤적이 그림 14와 같이 회전하고 있음을 볼 수 있다.

ABS 동작시의 제동시간은 8.4 [sec]로 ABS 비동작시의 제동시간과 비교했을 때 약 1.1 [sec]가 단축되었다. ABS의 제동시간과 차량의 제동거리는 비례관계에 있으므로 ABS 동작시의 제동거리가 ABS 비동작시의 제동거리보다 단축됨을 알 수 있다. 그림 14에 나타낸 ABS 동작시의 주행궤적은 ABS 비동작시보다 적게 미끄러짐을 확인할 수 있다.

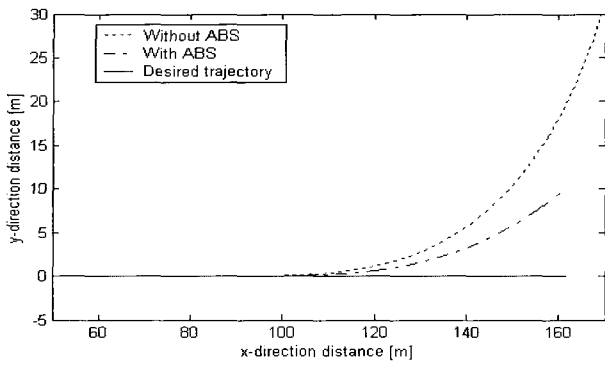


그림 14. ABS 비동작시와 동작시의 주행궤적.
Fig. 14. Trajectory of vehicle with and without ABS.

2. 저점착 노면에서의 조향 제동시험

저점착 노면의 제동 마찰계수는 0.3으로 설정하였으며, 이 값은 빗길과 같이 미끄러운 노면에서의 제동 마찰계수의 값을 나타낸다. 차량의 제동시 초기속도는 70 [km/h]로 설정하였고, 전륜이 좌측으로 5°로 조향된 상태에서 제동하는 경우를 설정하였다.

그림 15와 16은 ABS 비동작시의 차량속도와 차륜속도를 보여주고 있다. ABS가 동작하지 않기 때문에 그림 16 (a)의 제동압력과 같이 최대 제동력이 가해져 저점착 노면에서 모든 차륜에 잠김현상이 발생하여 차량이 미끄러지면서 제동됨을 확인할 수 있다.

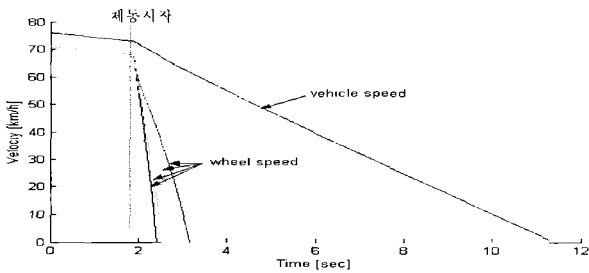


그림 15. ABS 비동작시의 차량속도와 차륜속도.
Fig. 15. Vehicle speed and wheel speed without ABS.

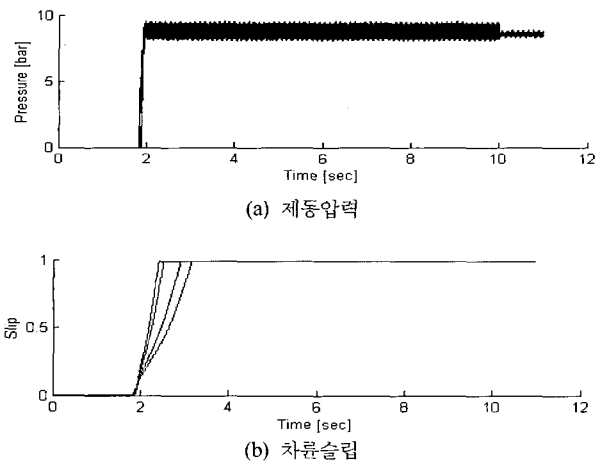


그림 16. ABS 비동작시의 제동압력과 차륜슬립.
Fig. 16. Brake pressure and wheel slip without ABS.

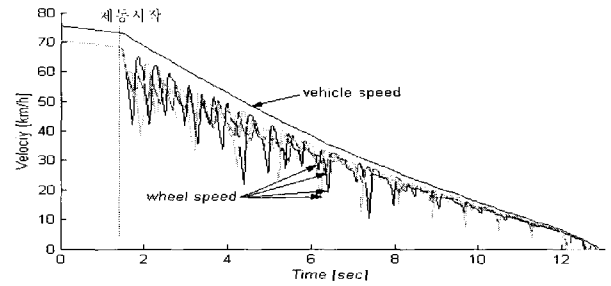


그림 17. ABS 동작시의 차량속도와 차륜속도.
Fig. 17. Vehicle speed and wheel speed with ABS.

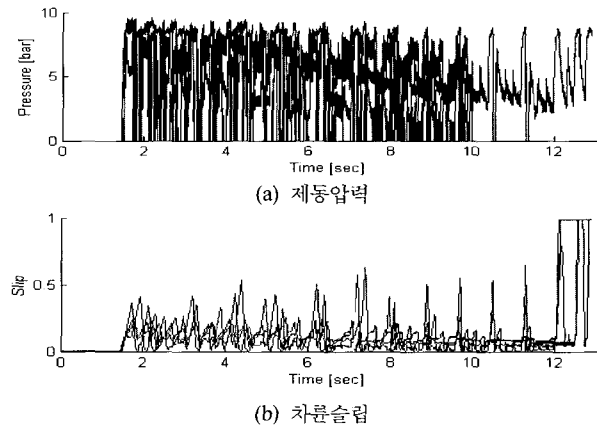


그림 18. ABS 동작시의 제동압력과 차륜슬립.
Fig. 18. Brake pressure and wheel slip with ABS.

그림 17과 18은 ABS 동작시의 차량속도와 각 차륜의 속도를 보여주고 있다. ABS는 각 차륜의 잠김현상 경향을 판단하여 그림 18 (b)의 각 차륜의 슬립율에 따라 차륜 잠김이 발생하지 않도록 그림 18 (a)와 같이 제동압력을 제어한다. 그림 19는 앞쪽 두 차륜을 차량 진행방향에 대하여 좌측으로 5°조향한 상태에서 제동시험 수행할 경우에 대한 ABS 비동작시 및 동작시의 차량 주행궤적을 보여주고 있다. 그림 19의 시험결과로부터 ABS 비동작시에는 차량이 완전히 미끄러지면서 조향성을 상실하지만, ABS 동작시에는 조향성을 유지하면서 제동이 이루어져 원하는 주행궤적을 추종함을 알 수 있다.

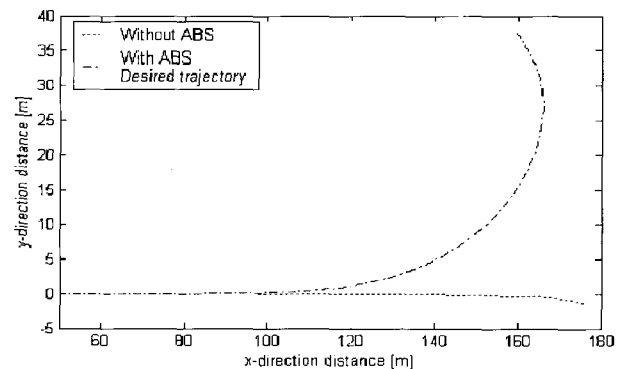


그림 19. ABS 비동작시와 동작시의 제동 주행궤적.
Fig. 19. Trajectory of vehicle's braking with and without ABS.

그림 15와 그림 17로부터 ABS 동작시의 제동시간이 ABS 비동작시의 제동시간 11.2 [sec]에 비해서 1.6 [sec] 늦은 12.8 [sec]임을 알 수 있다. 실제 ABS의 가장 중요한 기능은 차량의 안정성을 제공하는 것이므로 그림 19와 같이 주행 안정성을 제공하는 ABS의 성능은 충분히 만족할 만하다고 할 수 있다.

이상의 실험결과를 통해 본 연구에서 제시한 상용차용 ABS HILS 시스템이 ABS 성능시험을 충분히 수행할 수 있음을 확인할 수 있다. Instrument Panel을 통하여 제어기의 입력으로 사용되는 슬립율과 차륜 가속도를 직접 관측이 가능하고, 슬립율을 결정하는 차량속도와 각 차륜의 속도를 동시에 관측이 가능하다. 또한, 노면상태, 조향각 등 차량의 초기상태를 실시간 시뮬레이션 중에 확인할 수 있고, 실시간으로 획득된 데이터들은 모두 데이터 파일로 저장되고, 저장된 파일들은 Matlab에서 차량의 주행궤적과 각 데이터들을 확인할 수 있도록 구현하였다. 그러므로 ABS ECU 및 제어 알고리즘 개발에 있어서 실차시험의 횟수를 줄이고, 동일한 조건으로 반복시험이 가능하여 시험의 효율성을 향상시킬 수 있음을 알 수 있다.

V. 결론

본 논문에서는 유압식 제동시스템을 사용하는 승용차에 비하여 상대적으로 국내 개발이 저조한 공압식 제동시스템을 채용한 상용차의 ABS ECU 개발 및 성능분석을 위한 HILS 시스템을 제안하였다. 제안된 HILS 시스템은 대형버스에 장착되어 사용되는 실제의 공압식 제동시스템과 ABS 및 ASR 구성품을 사용하였고, 운전자의 제동동작에 따른 차량거동과 ABS 시스템의 특성을 실시간으로 해석하기 위하여 고성능 DSP 및 알파칩 프로세서 보드를 사용하여 Dynamics를 구현하였다. 또한, 차량속도 시뮬레이터를 구축하여, 실제의 차륜 속도센서 신호와 동일한 신호를 발생시켜 ECU의 입력으로 사용함으로써 실제 차량 주행과 유사한 시뮬레이션 환경을 구축하였다. 또한 개발 대상 상용차에 대한 14자유도 차량 동역학 모델을 적용하여 시뮬레이션 결과의 신뢰성을 크게 향상시켰다. HILS 시스템의 제어 성능과 시뮬레이션 결과의 상세한 분석을 위하여 Instrument Panel을 구성하여 제반 파라미터의 모니터링 및 실시간 변수 설정이 가능하도록 구현하였으며, 구현된 HILS 시스템이 ABS 및 ECU의 성능시험을 위해 충분히 활용 가능함을 보였다.

향후, 구축된 HILS 시스템을 이용하여 자체 개발중인 ECU의 성능시험과 함께 ABS 제어 알고리즘 최적화에 대한 연구가 추가적으로 수행될 예정이다.

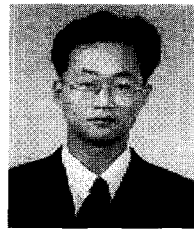
참고문헌

- [1] T. Shinomiya, T. Toda, M. Nishikimi, H. Saito, H. Tanaka, and F. Makino, "The sumitomo electronic antilock system," *SAE Paper* No. 880320, 1988.
- [2] A. Kolbe, B. Neitzel, N. Ocvirk, and M. Seiermann, "Teves MK IV Anti-Lock and traction control system," *SAE Paper* No. 900208, 1990.
- [3] M. Maier and K. Muller, "The new and compact ABS unit for passenger cars," *SAE Paper* No. 950757, 1995.
- [4] D. P. Madau, F. Yuan, L. I. Davis, and L. A. Feldkamp, "Fuzzy logic Anti-Lock brake system for a limited range coefficient of friction surface," *IEEE International Conference on Fuzzy Systems*, Vol. 2, pp. 883-888, 1993.
- [5] G. F. Mauer, "A fuzzy logic controller for an ABS braking system," *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*, Vol. 3, No. 4, pp. 381-338, November 1995.
- [6] W. K. Lennon and K. M. Passino, "Intelligent control for brake system," *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, Vol. 7, No. 2, March 1999.
- [7] D. Kempf, L. Bonderson, and L. Slafer, "Real time simulation for application to ABS development," *SAE Paper* No. 870336, 1987.
- [8] J. C. Lee and M. W. Suh, "Hardware In-the-Loop simulation for ABS/TCS," *Proceedings of the 1999 IEEE International Conference on Control Applications*, Hawaii, USA, pp. 652-657, August, 1999.
- [9] F. Svaricek, "Automatic valuation and verification of ABS controllers by using a hardware In-the-Loop simulation," *SAE Paper* No. 980241, 1998.
- [10] 황돈하, 조정목, 심우용, 김용주, 조중선, 박성경, "상용차용 ABS ECU의 성능분석을 위한 HILS 시스템 구축," 대한전기학회 추계학술대회 논문집, D권, pp. 609-611, November, 2000.
- [11] K. C. Lee, M. S. Kim, J. W. Jeon, D. H. Hwang, D. Y. Park, and Y. J. Kim, "A study on the ECU and control algorithm of ABS for a commercial vehicle," *Proceedings of the International Conference on Control, Automation and Systems (ICCAS 2001)*, Jeju, Korea, pp. 1234-1237, (Paper No. I-SE02-3), October 17-21, 2002.
- [12] H. Dugoff, P. S. Fancher, and L. Segel, "An analysis of tire traction properties and their influence on the vehicle dynamics performance," *SAE Paper* No. 700377, 1970.
- [13] "Direct digital synthesis board-board reference," *dSPACE Digital Signal Processing and Control Engineering*, GmbH, 1999.
- [14] W. Grega, "Hardware-In-the-Loop simulation and its application in control education," *29th ASME/ IEEE Frontiers in Education Conference*, 12b6, pp. 7-12, 1999.
- [15] R. Boot, "Automated test of ECUs in a hardware In-the-Loop simulation environment," *Proceedings of the 1999 IEEE International Symposium on Computer Aided Control System Design*, Hawaii, USA, pp. 587-594, August, 1999.
- [16] J. M. Cho, D. H. Hwang, K. C. Lee, J. W. Jeon, D. Y. Park, Y. J. Kim, and J. S. Joh, "Design and implementation of HILS system for ABS ECU of commercial vehicles," *IEEE International Symposium on Industrial Electronics Proceedings*, Vol. 2, pp. 1272-1277, Busan, Korea, June, 2001.



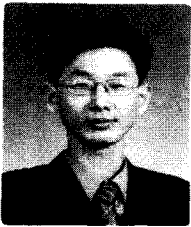
황 돈 하

1969년 2월 10일생. 1991년 영남대 공대 전기공학과 졸업. 1993년 동 대학원 전기전자공학과 졸업(석사). 2000년 동 대학원 전기공학과 박사수료. 1993년~현재 한국전기연구원 기기제어응용연구그룹 선임연구원.



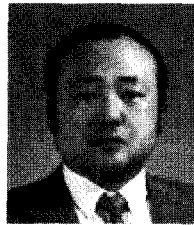
조 정 목

1972년 12월 7일생. 1997년 창원대 공대 제어계측공학과 졸업. 1999년 동 대학원 전기전자제어공학과 졸업(석사). 2000년~현재 동 대학원 전기전자제어공학과 박사과정.



이 기 장

1973년 3월 22일생. 1998년 부산대 공대 전기공학과 졸업. 2000년 포항공대 대학원 전자전기공학과 졸업(석사). 2000년~현재 한국전기연구원 기기제어응용연구그룹 연구원.



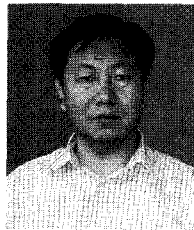
조 중 선

1958년 10월 6일생. 1981년 인하대 공대 기계공학과 졸업. 1983년 서울대 대학원 기계설계학과 졸업(석사). 1991년 미국 Georgia Tech. 대학원 기계공학과 졸업(공학박). 1984년~현재 창원대 전기전자제어공학과 교수.



전 정 우

1972년 4월 5일생. 1994년 영남대 공대 전기공학과 졸업. 1996년 동 대학원 전기전자공학과 졸업(석사). 1996년~현재 한국전기연구원 기기제어응용연구그룹 선임연구원.



오 상 진

1957년 5월 21일생. 1980년 한양대학교 공대 기계공학과 졸업. 1985년~1998년 (주)만도기계. 1998년~현재 (주)동진 전기 기술연구소 이사.



김 용 주

1953년 11월 12일생. 1975년 서울대 공대 전기공학과 졸업. 1984년 미국 R.P.I. 대학원 전기공학과 졸업(석사). 1987년 동 대학원 전기공학과 졸업(공학박). 1979년~현재 한국전기연구원 책임연구원. 1983년~1993년 한국전기연구

구원 전력기기연구실 실장. 1994년~1999년 한국전기연구원 발전기진단연구팀 팀장. 1996년~2000년 한국전기연구원 고속전철사업그룹그룹장. 1999년~2001년 한국전기연구원 산업전기연구단 단장. 2001년~2002년 한국전기연구원 산업전기연구단 전문위원 2002년~현재 한국전기연구원 기기제어응용연구그룹 그룹장. 2001년~현재 대한전기학회 국제이사. 전기기기 및 에너지변환시스템 부문학회 학술이사.