

바퀴 슬립과 잠김 방지 제어를 고려한 차량의 종렬 브레이크 제어

Vehicle Longitudinal Brake Control with Wheel Slip and Antilock Control

양 흥, 최 용 호, 정 길 도*
(Hong Liang, Yong-Ho Choi, and Kil-To Chong)

Abstract : In this paper, a 4-wheel vehicle model including the effects of tire slip was considered, along with variable parameter sliding control, in order to improve the performance of the vehicle longitudinal response. The variable sliding parameter is made to be proportional to the square root of the pressure derivative at the wheel, in order to compensate for large pressure changes in the brake cylinder. A typical tire force-relative slip curve for dry road conditions was used to generate an analytical tire force-relative slip function, and an antilock sliding control process based on the analytical tire force-relative slip function was used. A retrofitted brake system, with the pushrod force as the end control parameter, was employed, and an average decay function was used to suppress the simulation oscillations. The simulation results indicate that the velocity and spacing errors were slightly larger than those obtained when the wheel slip effect was not considered, that the spacing errors of the lead and follower were insensitive to the adhesion coefficient up to the critical wheel slip value, and that the limit for the antilock control under non-constant adhesion road conditions was determined by the minimum value of the equivalent adhesion coefficient.

Keywords : automatic highway vehicles, wheel slip, antilock control, sliding control, variable parameter, smoothing

I. 서론

도로의 수용능력, 교통 혼잡 및 고속도로 안정성과 같은 수송 문제가 사회적 문제로 인식되면서, 지능형 차량 및 도로 시스템(IVHS: Intelligent Vehicle Highway Systems)에 대한 연구가 활발하게 이루어지고 있다. 지능형 차량 및 도로시스템과 관련된 연구로 최근 주목 받고 있는 것은 근접한 간격의 차량군집 내에서 이동하는 자동화 차량이 안전하게 차선을 확보하는 첨단 자동차 제어 시스템(AVCS: Advanced Vehicle Control Systems)의 개발이다. 스로틀(throttle)과 브레이크(brake) 사의의 통합 제어 설계는 AVCS 연구의 중요한 주제이다[3,7,9,18]. Swaroop는 지연이 없는 선형 제어를 설계하기 위하여 스로틀 제어와 브레이크를 포함하는 2차 모델을 개발하였으며[16], Chien은 안정성 문제까지 고려한 보다 향상된 기술을 제안하였다[2]. Maciucua과 Hedrick은 향상된 비선형 슬라이딩 브레이크 제어를 발표한바 있다[15]. Huang과Ren은 스로틀과 브레이크의 스위칭에 제어의 지연시간을 영으로 가정한 학습 스위치 알고리즘을 소개하였다[8]. Choi와 Hedrick은 제어와 응답 사이의 입력 지연을 이용한 제어 방법을 제안하였으나 그들의 결과는 브레이크 제어에서 유압 동력학 프로세스와 비규칙적인 입력 지연을 고려하지 않았다[3]. Gedrdes, Gerde, Hedrick은 마스터/슬레이브 실린더(master/slave cylinder)의 유압 동력계에 기반한 브레이크 지연

을 해결하는 방법으로 슬라이딩 제어를 소개하였고, 통합된 스로틀-브레이크 제어 프로세스의 성능을 확인하기 위하여 실험 결과를 제시하였다[4,5,6].

구동장치를 이용하여 브레이크 페달(pedal)을 작동시키는 개선된 브레이크 시스템은 브레이크 제어의 가장 보편적인 방법이다. Maciucua[14] 등이 제안한 개선된 브레이크 시스템에서 진공 부스터(vacuum booster)의 푸시로드(pushrod)에 가해지는 힘은 종단 제어 요소로서 이용된다[11,14]. 작은 목표치 입력 힘은 큰 진동판 힘과 불확실성을 갖는 출력 힘에 의해 결정되므로 시뮬레이션에서 큰 진동이 발생할 수 있다. Maciucua는 이러한 진동을 감소시키기 위하여 고속 푸리에 변환(FFT: Fast Fourier Transform) 평활화(smoothing)를 이용하였다. Maciucua와 Hedrick은 바퀴의 평균 예상 압력을 기준으로 진동을 감소시켰다[15]. Liang은 종단 제어 요소로 푸시로드 힘을 갖는 가변 파라미터 슬라이딩 제어를 이용하였으며, 시뮬레이션 진동의 고주파와 저주파 모두를 억제하기 위하여 평균 감쇠 함수를 도입하였다[12]. 이러한 연구들은 바퀴의 슬립을 고려하지 않았으며, 실제의 시스템을 위하여 바퀴의 슬립을 고려한 연구가 필요하다. 따라서 본 연구에서는 바퀴의 슬립이 존재하고 잠김방지 시스템이 장착된 시스템에 대하여 종렬차량의 브레이크제어를 위한 가변 매개변수 슬라이딩 제어를 제안하였다.

슬립이 존재하는 작동 상황에서 시스템의 브레이크 능이 큰 경우, 차륜에 잠김 현상이 발생할 수 있다. 브레이크장치 중에서 고급화된 잠김 방지 브레이크 장치(ABS: Antilock Brake Systems)는 제동시에 잠김과 슬립을 방지하기 위해 고안된 폐회로 장치이다[1,17,19,20]. Haskara는 타이어 힘-연관 슬립 곡면과 차량의 종렬 운동 동역학, 그리고 전형적인 바퀴의 동역학에 기반한 동적 스파크(spark) 상승을 통하여 회전 방지 가속에 대한 바퀴 슬립 제어를 연구하였다[7]. Li는

* 책임저자(Corresponding Author)

논문접수 : 2004. 6. 8., 채택확정 : 2005. 1. 11.

양흥 : 전북대학교 전자공학과(liangxl@yahoo.com)

최용호 : (주) 세이S.A 기술연구소제품개발팀(yhchoi@seahsa.co.kr)

정길도 : 전북대학교 전자정보공학부(kitchong@chonbuk.ac.kr)

※ 본 연구는 전북대학교 메카트로닉스 지역 연구 센터(RRC)의 지원 하에 연구되었음.

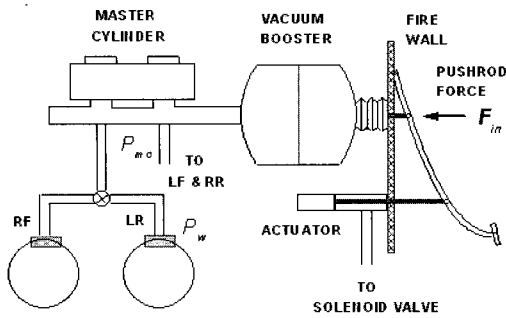


그림 1. 브레이크 시스템의 개략도.
Fig. 1. Brake system diagram.

HILS(Hardware-In-the-Loop Simulation)을 기반으로 ABS에 적용하여 차량 전자 제어 시스템을 개발하였으며, 차량을 이용한 실험을 통하여 점착성이 큰 노면 상태에서 잠김 방지 브레이크의 감가속도가 약 $9m/s^2$ 까지 도달하는 것을 보였다 [10]. 전형적인 ABS는 마스터 실린더와 바퀴 캘리퍼(caliper) 실린더 사이의 고주파 압력 변동 특성을 갖는 고압 유체의 흐름을 제어하기 때문에 종단 제어 요소로서 푸시로드 힘과 그 특성들을 이용하는 잠김 방지 브레이크 제어는 여전히 관심의 대상이 되는 주제이다.

본 논문에서는 타이어-노면 슬립 효과를 포함하여 다양한 상황에서의 차량 제어와 추종 성능을 평가할 것이다. 차량 종렬 제어의 성능을 향상시키기 위하여 가변 파라미터 슬라이딩 제어뿐만 아니라 타이어 슬립 효과까지 고려한 4륜 차량 모델을 고려되었다. 가변 슬라이딩 파라미터는 브레이크 실린더의 큰 압력 변화를 보상하기 위하여 바퀴에서의 압력 미분의 제공근에 비례하도록 설계하였다[11]. 건조한 노면 상태에서의 전형적인 타이어 힘과 슬립의 관계 곡선은 분석적인 타이어 힘과 슬립의 관계 설정을 위해 이용되며, 이러한 분석적 타이어 힘과 슬립의 관계 함수에 기반한 잠김 방지 슬라이딩 제어를 설계하였다. 종단 제어 요소로서 푸시로드 힘을 갖는 개선된 브레이크 시스템이 사용되었으며, 평균 감쇠 함수를 이용하여 시뮬레이션 진동을 억제하였다.

2장에서는 타이어-힘 모델과 4륜 종렬 상태 방정식에 대하여 기술하였다. 그 다음 장에서는 본 연구를 통해서 제안하는 브레이크 프로세스에 대한 가변 슬라이딩 제어기에 대하여 설명하였으며, 4장에서는 스위칭 논리를 이용한 속도와 위치 제어를 위한 슬라이딩 평면에 대하여 제어기를 유도하였다. 5장에서 잠김 방지 제어 프로세스에 관하여 기술하였으며, 제어기의 성능을 증명하기 위한 시뮬레이션 결과가 6장에 제시되어 있고, 7장에서 최종적으로 결론을 도출하였다.

II. 타이어-노면 마찰력을 갖는 차량 종렬 모델

본 연구에서 사용된 브레이크장치의 개략도는 그림 1과 같으며, 4륜 종렬 차량 모델이 사용되었다. 그림에서 힘 F_{in} 은 진공 부스터의 출력 힘 F_{out} 을 제어하고, F_{out} 은 마스터 실린더 압력 P_m 과 스페이브 실린더 압력 P_w 를 제어한다. 차량 브레이크 제어 과정에서 차량의 네 바퀴는 모두 동일한 파라미터(바퀴 초기치, 타이어 힘, 브레이크 압력, 등)를 갖는다고 가정한다. 타이어와 노면의 접촉 면에서 발생하는 바퀴

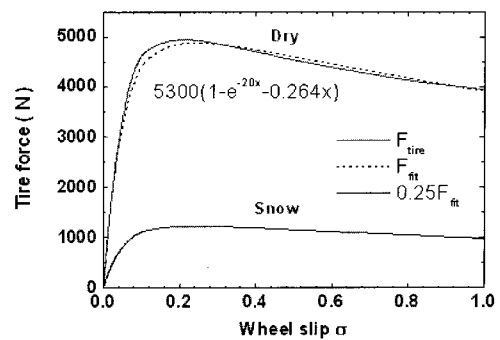


그림 2. 건조한 노면에서의 일반적인 타이어 힘-연관 슬립 곡선.
Fig. 2. A typical tire force-relative slip curve on a dry road.

의 점착 마찰력은 바퀴 슬립 σ 에 따른다. 이것은 차량의 속도 v 와 타이어 속도 $\omega_w h$ 의 차이로 결정되며, 이 속도 값들의 최대값에 의해 정규화 된다[17]. 바퀴 슬립 σ 는 (1) 과 같다.

$$\sigma = \frac{\omega_w h - v}{\max(\omega_w h, v)} \tag{1}$$

바퀴의 속도는 $\omega_w = R_g \omega_e$ 이고, 매개변수 h , R_g , ω_e 는 각각 타이어 반경, 기어 비, 그리고 엔진 속도를 의미한다[4]. 각각의 바퀴에서 타이어와 노면 사이의 마찰력은 바퀴의 슬립, 수직 항력, 그리고 타이어와 노면의 점착 계수 μ 에 의해 결정된다. 건조한 노면 상태에서의 일반적인 타이어의 힘과 관련된 슬립 곡선 F_{tire} 는 그림 2에서 보는 바와 같으며[7], 이것을 이용하여, F_{fit} 를 (2)와 같이 구할 수 있다[21].

$$F_{fit} = a(1 - e^{-b\sigma} - c\sigma) \tag{2}$$

건조한 노면 상태에 대한 조절 파라미터는 각각 $a = 530 N$, $b = 20$, $c = 0.264$ 이다. 타이어와 노면의 점착 계수와 타이어 힘은 노면과 타이어의 상태에 따라 좌우된다[1]. 시뮬레이션에서 사용될 눈길 위에서의 타이어 힘-연관 슬립 곡선은 그림 2에서 보이는 바와 같이 대략 $0.25F_{fit}$ 로 설정할 수 있다[7].

종렬 상태 방정식은 차량에 작용하는 모든 힘과 토크 및 차량의 속도 v 와 각 바퀴의 각속도 ω_w 를 반영하여 아래와 같이 쓰여질 수 있다.

$$\dot{v} = \frac{R_g}{\beta} (4hF_w - M_{rr} - hF_a - F_g) \tag{3}$$

$$\dot{\omega}_w = \frac{1}{I_w} \left(\frac{\tau_e}{4R_g} - \tau_b - hF_w - \frac{M_{rr}}{4} \right) \tag{4}$$

β 는 차량, 엔진, 동력 전달 계통, 바퀴의 관성을 모두 결합한 전체 값이다. τ_e 와 τ_b 는 각 바퀴에 대한 엔진 토크와 브레이크 토크를 나타내며, M_{rr} 는 회전 저항이다. 그리고, $F_a = C_a v^2$ (C_a : 공기역학 상수)와 $F_g = mgh \sin \theta$ (θ : 노면 경사각)는 각각 공기역학적 저항과 노면의 경사각으로 인해

발생하는 힘을 나타낸다. I_w 는 바퀴의 관성을 의미하며, F_w 는 각 바퀴의 타이어 힘을 의미한다. 각 타이어의 힘은 (2)를 이용하여 얻을 수 있다.

III. 브레이크 제어

1. 브레이크 모델

그림 1에서와 같이 마스터 실린더 압력 P_{mc} 가 브레이크 시스템에 대한 입력으로 이용되는 경우, 각 바퀴의 전체 브레이크 토크는 단일-상태 모델로부터 결정되고, 브레이크 토크는 바퀴 P_w 에서의 압력에서 push-out 압력 P_{po} 를 뺀 값에 이득 K_b 를 곱한 값에 비례하며 (5)로 표현된다.

$$\tau_b = \text{sign}(P_w - P_{po})K_b(P_w - P_{po}) \quad (5)$$

유체의 압축 특성과 push-out 압력으로 인해 시스템은 브레이크 압력에 대한 명령이 발생된 시간과 그것이 바퀴에 나타나는 시간 사이에 시간 지연이 발생한다. 바퀴 압력 P_w 는 그림 3에서와 같이 브레이크 유체의 부피의 함수로 생각할 수 있으며, 마스터 실린더와 슬레이브 실린더 사이의 유체 동역학은 아래의 수식으로 표현할 수 있다.

$$\dot{V} = \text{sign}(P_{mc} - P_w)C_q\sqrt{|P_{mc} - P_w|} \quad (6)$$

여기에서 P_{mc} 는 마스터 실린더의 압력이며, C_q 는 유동 계수이다.

2. 가변 매개변수 슬라이딩 제어

바퀴의 토크 측정은 막대한 비용을 필요로 하기 때문에 제어 시스템은 바퀴 압력으로부터 발생하는 신호를 이용한다. 브레이크의 목표치 토크 τ_{bd} 를 바퀴의 목표치 압력 P_{wd} 로 변환하고 유압 동역학은 1차 비선형 시스템으로 표현될 수 있다고 가정하여, 브레이크 제어를 위한 슬라이딩 평면을 $S_b = P_{wd} - P_w$ 와 $\dot{S}_b = -\lambda'_b S_b$ 로 정의할 수 있다. 실제 동역학식을 슬라이딩 평면 방정식에 대입하여 다음과 같은 슬라이딩 제어기를 구할 수 있다.

$$\dot{P}_w = \dot{P}_{wd} - \lambda'_b(P_{wd} - P_w) \quad (7)$$

또한 (6)으로부터 (8)을 유도할 수 있다.

$$\dot{P}_w = \text{sign}(P_{mc} - P_w)\frac{\partial P_w}{\partial V}C_q\sqrt{|P_{mc} - P_w|} \quad (8)$$

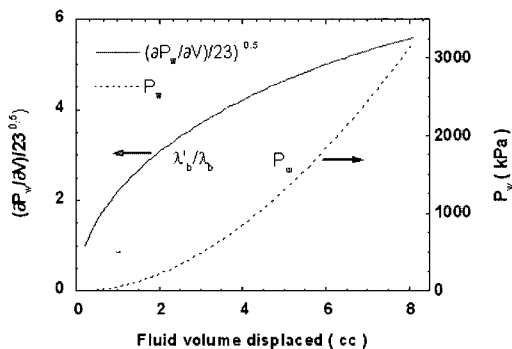


그림 3. 바퀴에서의 압력.
Fig. 3. The pressure at the wheel.

브레이크 제어를 위한 마스터 실린더의 목표치 압력 P_{mcd} 는 (7)과 (8)로부터 다음과 같이 유도할 수 있다.

$$P_{mcd} = P_w + \text{sign}(\dot{P}_{wd} - \lambda'_b(P_w - P_{wd}))\left(\frac{\dot{P}_{wd} - \lambda'_b(P_w - P_{wd})}{\frac{\partial P_w}{\partial V}C_q}\right)^2 \quad (9)$$

위 식에서 λ'_b 는 가변 슬라이딩 파라미터이며 다음과 같다.

$$\lambda'_b = \lambda_b \left(\frac{\frac{\partial P_w}{\partial V}}{\left(\frac{\partial P_w}{\partial V}\right)_b}\right)^{n_p} \quad (10)$$

λ_b 는 상수 슬라이딩 파라미터이고, 첨자 b 는 $(\partial P_w / \partial V)_b = 23$ 과 $V_b = 0.22$ 에서 최저 한계 기준치를 나타낸다. n_p 는 슬라이딩 제어의 가변 파라미터에 대한 거듭제곱 지수이다. $n_p = 0$ 이고 $\lambda'_b = \lambda_b$ 이면, (10)은 상수 슬라이딩 파라미터로 간단히 정리된다. 또한 $n_p = 1$ 일 경우, λ'_b 는 (10)에서 $\partial P_w / \partial V$ 의 인수를 상쇄시키고, 전체 브레이크 영역에서 비교적 균일한 피드백을 제공한다. $n_p = 0.5$ 로 선택하면, V 가 0.22에서 8 cc로 증가함에 따라 λ'_b / λ_b 는 1에서 5.5로 증가한다(그림 3 참고). $n_p = 0$ 인 경우와 비교해 볼 때 가변 슬라이딩 파라미터 λ'_b 는 ($n_p = 0.5$ 인 경우) 결과적으로 큰 브레이크 제어 피드백을 도출하고, 큰 값의 V 에서 작은 추적 오차를 보이게 된다. 그러므로 $n_p = 0.5$ 는 (10)에서 λ'_b 가 $\partial P_w / \partial V$ 의 인자를 부분적으로 보상하도록 하며, 이로 인해 브레이크 제어 프로세스 동안에 더욱 우수한 승차감뿐만 아니라 비교적 작은 브레이크 제어 피드백과 추적 오차를 보이게 된다.

3. 푸시로드 힘 제어

앞 장에서는 중단 제어 요소로서 마스터 실린더 압력을 이용하는 제어방법에 대하여 논의하였다. 그러나 이 방법은 브레이크 시스템의 대규모 재설계를 필요로 한다[6]. 브레이크 페달에 액츄에이터 지지(pulling)를 장착한 개선된 브레이크 시스템은 이 브레이크의 적용을 위한 가장 간단한 구조이다 [13]. 그림 1에 표시된 푸시로드 힘 F_m 이 중단 제어 요소로 사용되는 경우, 부스터의 진동판 힘 F_d 는 F_m 에 의해 제어된다. 진공 부스터의 목표치 출력 힘 F_{outd} 는 P_{mcd} 로부터 정의되며, 목표치 입력 힘 F_{ind} 는 다음 식에 의해 계산된다.

$$F_{ind} = F_{outd} - F_{dd} + F_{rs} \quad (11)$$

여기에서 F_{rs} 는 스프링의 복원력이며, F_{dd} 는 목표치 진동판 힘이다. 브레이크 제어를 위한 슬라이딩 평면은 $S_m = F_m - F_{ind}$ 와 $\dot{S}_m = -\lambda_m S_m$ 으로 정의할 수 있다. 그리고 실제 동역학식을 대입하여 슬라이딩 제어기를 다음과 같이 유도할 수 있다.

$$\dot{F}_m = \dot{F}_{ind} - \lambda_m(F_{ind} - F_m) \quad (12)$$

F_{ind} 는 F_{dd} 와 F_{outd} 에 비해 매우 작기 때문에, F_{dd} 와 F_{outd} 의 작은 불확실성은 F_{ind} 와 F_m 에 매우 큰 진동을 발생시킬

수 있다. 이것은 시뮬레이션에서 상당히 큰 피드백 진동을 발생시킨다.

4. 평활화를 위한 평균 감쇠(decay) 함수

시스템 응답을 평활화하고 제어 파라미터를 추정하기 위해서 고속 푸리에 변환(FFT), 최소제곱 추정, 지수 망각법(exponential forgetting)을 이용한 최소제곱 추정 등이 이용된다 [7,8,14]. 이들 통합-평활화 기술은 랜덤 데이터를 처리하는데 있어서 매우 유용한 방법이다. 시뮬레이션 상에서 파라미터 값들이 최대값과 최소값에 걸쳐 변화하면서 진동하고 포락선(envelop curve)을 따라 느리게 변화하는 것을 확인할 수 있다. 이것은 슬라이딩 제어 프로세스에서의 데이터 분포는 랜덤(random)하지 않음을 의미한다. 따라서 이러한 기술들은 시뮬레이션에서 스위칭 하는 데이터에 관한 만족스러운 결과를 얻을 수 없다. 본 연구는 인접한 두 데이터 값들의 평균을 취하면 무시할 정도의 작은 진동이 발생하는 것을 밝히고 있다. 지수 감쇠 요소의 도입으로 더욱 부드러운 결과를 얻을 수 있다. 파라미터 F_{outb} , F_{db} , F_w 를 부드럽게 하기 위한 평균 감쇠 함수는 다음과 같다.

$$A_{ad}(t) = A_{ad}(t - dt) + \left(\frac{A(t) + A(t - dt)}{2} - A_{ad}(t - dt) \right) \left(1 - \exp\left(-\frac{dt}{\tau_s}\right) \right) \quad (13)$$

여기에서 dt 는 시뮬레이션 업데이트 간격이고, τ_s 는 평활화의 감쇠 혹은 응답 시상수이며, $A(t)$ 와 $A_{ad}(t)$ 는 각각 평활화 이전과 이후의 파라미터이다. (13)은 인접한 두 데이터 값들의 평균을 결합한 지수 감쇠 평활화로 시뮬레이션 진동을 억제한다. τ_s 의 선택은 빠른 진동에 대해서는 거의 영향을 주지 않으므로 목표치 혹은 실제 시스템의 응답시간에 맞게 설정된다.

IV. 속도 제어와 거리 제어

1. 속도 제어

속도 추적을 위한 슬라이딩 제어의 목적은 설정된 목표치 속도 $v_d(t)$ 를 따라가도록 하는 것이다. 슬라이딩 평면은 $S_v = v - v_d$ 로 정의되고, 시스템의 상태는 $\dot{S}_v = -\lambda_u S_v$ 에 의해 슬라이딩 평면으로 유도된다. 선두 차량에 대한 적절한 가속도 조작 입력은 다음과 같이 구할 수 있다:

$$a_{synth} = \dot{v}_d - \lambda_u (v - v_d) \quad (14)$$

2. 거리 제어

거리 제어기에 대하여, 선두 차량의 위치, 속도, 가속도는 각각 x_l , \dot{x}_l , \ddot{x}_l 로 표시하고, 추종 차량에 대해서도 각각의 대응하는 양을 x_f , \dot{x}_f , \ddot{x}_f 로 표시한다. 거리 오차는 아래 식과 같이 정의된다[5]:

$$\varepsilon = \Delta - (x_l - x_f) \quad (15)$$

Δ 는 선두 차량과 추종 차량 사이의 거리 목표치이다. 슬라이딩 평면은 $S_u = \varepsilon + \lambda_k \varepsilon$ 로 정의되고, 시스템 상태는 $\dot{S}_u = -\lambda_u S_u$ 에 의해서 슬라이딩 평면으로 유도된다. 추종 차량에 대한 조작 가속도는 아래 식과 같다.

$$a_{synth} = \ddot{x}_l - \lambda_k \dot{\varepsilon} - \lambda_u (\varepsilon + \lambda_k \varepsilon) \quad (16)$$

3. 스로틀과 브레이크 스위칭

스로틀이 완전 닫혀있을 때의 스로틀 특성은 0 이다. 그러나 공기는 스로틀 보조관을 통하여 기관 내로 계속 유입된다. 이는 최소 기관(manifold) 압력 P_{ci} 와 닫힌 스로틀 토크 τ_{ct} 를 형성한다. 이 파라미터들은 엔진 스피드에 따라 변화하고, 엔진 램프의 최저 밸브 위치를 정의한다[6]. 따라서 엔진 토크 τ_e 는 두 부분으로 나뉘어질 수 있다. 하나는 닫힌 스로틀 토크 τ_{ct} 이고 다른 한 부분은 제어가 가능한 토크 τ_{ec} 이다. 잔여 가속도 a_{resid} 는 (4)에서 제어 입력을 제거한 $\tau_{ec} = \tau_b = 0$ 을 통해 다음과 같이 정의될 수 있다.

$$a_{resid} = \frac{1}{\beta} \left[\tau_{ct} - R_g (M_{rr} + hF_a + F_g) \right] \quad (17)$$

목표치 가속도가 a_{resid} 보다 큰 경우, 차량을 가속시키기 위해 더 큰 엔진 토크가 필요하다. 반대의 경우에는 브레이크 토크가 요구된다. 떨림 현상을 제거하기 위하여 비교적 적은 히스테리시스 $\Phi = 0.05 \text{ m/s}^2$ 를 적용하면 스로틀과 브레이크 사이의 스위칭 기준은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} a_{synth} > a_{resid} + \Phi &\Rightarrow \text{Throttle} \\ a_{synth} < a_{resid} - \Phi &\Rightarrow \text{Brake} \\ a_{synth} + \Phi \geq a_{resid} \geq a_{resid} - \Phi &\Rightarrow \text{Hold} \end{aligned} \quad (18)$$

일단 제어 작동이 취해지면 제어를 위한 스로틀에 대한 엔진 토크와 브레이크 토크에 대한 목표치 토크는 (4)로부터 다음과 같이 유도되며

$$\tau_{ed} = R_g (4I_w \dot{\omega}_w + 4hF_{wd} + M_{rr}) \quad (19)$$

$$\tau_{bd} = \frac{\tau_{ct}}{4R_g} - \left(I_w \dot{\omega}_w + hF_{wd} + \frac{M_{rr}}{4} \right) \quad (20)$$

타이어 목표치 힘 Fwd는 조작 가속도로부터 (21)과같이 구해진다.

$$F_{wd} = \frac{1}{4h} \left(\frac{\beta a_{synth}}{R_g} + M_{rr} + hF_a + F_g \right) \quad (21)$$

V. 잠김 방지 제어

(2)의 타이어 힘-연관 슬립으로부터 최대값 F_{wc} 에 도달하는 타이어 힘에 대한 임계 슬립값 σ_c 는 다음과 같이 계산된다.

$$\sigma_c = \frac{1}{b} \ln \frac{b}{c} = 0.216 \quad (22)$$

$$F_{wc} = a \left(1 - \frac{c}{b} - \frac{c}{b} \ln \frac{c}{b} \right) = 4927 \text{ N} \quad (23)$$

F_{wc} 에 대응하는 바퀴의 목표치 가속도 $\dot{\omega}_{wd}$ 는 (4)로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\dot{\omega}_{wd} = \frac{1}{I_w} \left(\frac{\tau_e}{4R_g} - \tau_b - hF_{wc} - \frac{M_{rr}}{4} \right) \quad (24)$$

바퀴 슬립 σ 가 임계 슬립 보다 큰 경우, 바퀴 슬립이 증가함에 따라 타이어 힘은 감소하며, 이것이 바퀴를 자동으로 잠기도록 한다. 임계슬립 σ_c 에 가까운 바퀴 슬립을 유지하기 위하여 잠김 방지 슬라이딩 제어를 도입하였다. 잠김 방

지 스톱을 제어와 잠김 방지 브레이크 제어를 위한 슬라이딩 평면은 $S_s = \omega_{wc} - \omega_{wcd}$ 와 $\dot{S}_s = -\lambda_s(\sigma - \sigma_c)\omega_{wc}$ 로 정의된다. 실제 동역학 식을 대입하여 잠김 방지 슬라이딩 제어를 (25)와 같이 유도할 수 있다:

$$\dot{\omega}_{wc} = \dot{\omega}_{wcd} - \lambda_s(\sigma - \sigma_c)\omega_{wc} \quad (25)$$

잠김 방지 슬라이딩 제어를 위한 엔진 토크와 브레이크 토크의 목표치는 아래와 같다.

$$\tau_{ed} = R_g(4I_w\dot{\omega}_{wc} + 4hF_w + M_{rr}) \quad (26)$$

$$\tau_{bd} = \frac{\tau_{ed}}{4R_g} - \left(I_w\dot{\omega}_{wc} + hF_w + \frac{M_{rr}}{4} \right) \quad (27)$$

바퀴 슬립이 존재하는 경우의 타이어 힘 F_w 는 (2)로부터 계산된다.

VI. 시뮬레이션

시뮬레이션을 위한 파라미터들은 [6]의 논문에서와 비슷한 값으로, 1 ms 스텝 크기(업데이트 간격)와 변속기의 세 번째 기어 사용, 그리고 다양한 파라미터 값들을 표 1과 같이 설정하였다. 푸시로드 힘 F_m 는 종단 제어 요소로 사용되었다. 그림 4는 시뮬레이션 과정을 도식적으로 표현하고있다.

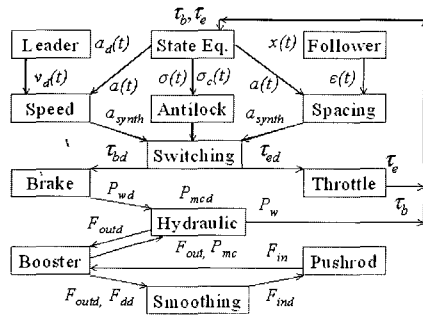


그림 4. 브레이크 스톱을 시뮬레이션 과정
Fig. 4. Schematic diagram of the brake and throttle simulation process.

표 1. 시뮬레이션에 이용한 파라미터 값.

Table 1. Parameter values used in the simulation.	
$dt = 1$ ms	$m = 2148$ kg
$\lambda_u = 1.5$	$\beta = 234$ kgm
$\lambda_k = 1$	$h = 0.33$ m
$\lambda_b = 10$	$M_{rr} = 72.6$ Nm
$\lambda_s = 10$	$C_a = 0.5334$ kg/m
$\lambda_{in} = 20$	$R_g = 0.326$
$\Phi = 0.05$ m/s ²	$C_q = 1.49$ cm ³ /s \sqrt{kPa}
$MAX = 0.1834$ kg/m	$K_b = 0.81$
$V_m = 0.0027$ m ³	$P_{po} = 115$ kPa
$P_o = 10.67$ kPa	$V_a = 1.25$ cc
$A_{mc} = 4.9 \times 10^{-4}$ m ²	$P_a = 85$ kPa
$A_d = 0.0533$ m ²	$V_b = 0.22$ cc

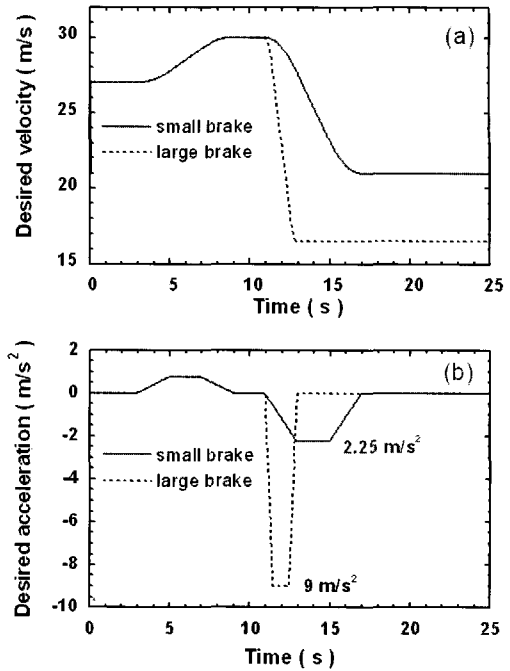


그림 5. 선두 차량의 목표치 (a) 속도 특성 (b) 가속도 특성.
Fig. 5. The desired lead car (a) velocity and (b) acceleration profiles.

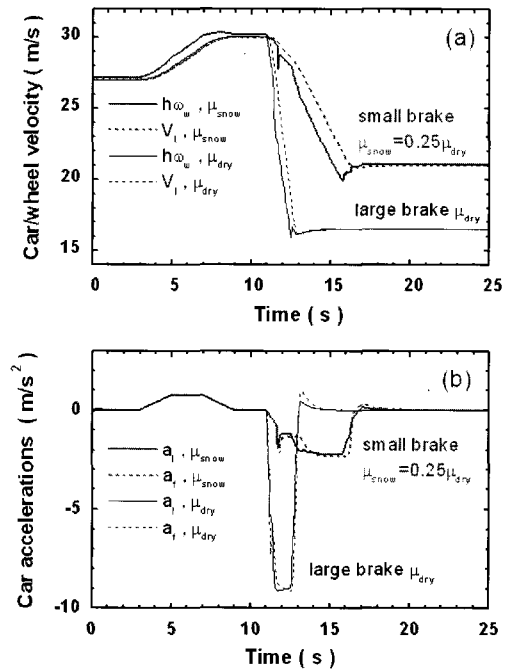


그림 6. 브레이크 가속에 대한 (a) 선두 차량의 속도와 바퀴 속도 (b) 차량 가속도.
Fig. 6. (a) Lead car velocity and wheel speed and (b) lead car and following car acceleration, for the brake acceleration.

상태 방정식 (3)과 (4)는 각각 차량과 바퀴의 가속도와 속도를 계산하는데 사용된다. 바퀴의 슬립율과 타이어 힘은 (1)과 (2)를 이용하여 계산된다. 속도 제어기 (14)와 함께 선두 차량의 목표치 가속도와 속도는 그림 5로부터 계산되어 선두 차량의 목표치 조작 가속도를 지정한다.

한편, (16)의 거리 제어기는 추종 차량의 목표치 조작 가속도를 계산하는데 쓰인다. 스톱과 브레이크에 대한 목표치 토크 및 타이어 힘은 각각 (19), (20), (21)을 이용하여 계산한다. 바퀴 슬립율이 임계 슬립 σ_c 보다 큰 경우, 스톱과 브레이크에 대한 잠김 방지 제어 목표치 토크는 (26)과 (27)을 통해 계산된다. 마스터 실린더의 목표치 압력 P_{mcd} 는 슬라이딩 제어 (9)와 힘 F_{outd} 로부터 계산된다. 실시간 진동판 힘 F_d 는 진공 부스터의 동역학식으로부터 계산되고, 출력 힘 F_{out} 와 P_{mc} 를 산출한다. 그러나 평균 감쇠 함수, (13)은 F_{outd} 를 구할 때 사용되며, F_{ind} 를 구하기 위하여 F_d 와 (11)이 이용되고, 그 다음 슬라이딩 제어 (12)에 의해 F_{in} 이 결정된다. 토크 파라미터 τ_b 와 τ_c 는 다음 업데이트 시점의 시뮬레이션을 위하여 상태 방정식 (3)과 (4)에 피드백된다. 눈길에서의 작은 브레이크와 건조한 도로에서의 큰 브레이크에 대한 비교 시뮬레이션 결과는 다음 그림들에서 확인된다.

그림 6(a)에서 선두 차량의 바퀴 속도와 차량 속도는 목표치 속도와 가속도에 대한 기존 ABS 제어 시뮬레이션 결과 [10]와 비교하여 매우 부드러움을 확인할 수 있다. 왜냐하면 전형적인 ABS 제어의 펄스-해제(pulse-release) 압력 변화는 높은 압력과 바퀴 속도의 심한 변동을 야기시키는 마스터 실린더와 바퀴 실린더 사이에서 이용되었기 때문이다. 그러나, 본 논문에서는 푸시로드 힘이 이용되었고, 이는 미미한 시스템 지연을 일으키고, 브레이크 압력은 상대적으로 부드러워진다. 스톱과 브레이크의 스위칭 시에 작은 히스테리시스 $\Phi = 0.05 \text{ m/s}^2$ 와 시스템 지연으로 인해 바퀴의 속도는 여전히 약간의 변동을 보인다. 그림 6(b)을 통해 스톱과 브레이크 사이의 스위칭 부근에서의 약간의 변동을 제외하면 선두 차량과 추종 차량들의 가속도는 상당히 부드러움다는 것을 확인할 수 있다.

그림 7(a)는 큰 브레이크와 작은 브레이크에 대하여 목표치 속도에 대한 선두 차량의 최대 속도 추적 오차($v_l - v_d$)가 각각 0.35 m/s 와 0.4 m/s 임을 보이고있다. 그림 7(b)에서는 큰 브레이크와 작은 브레이크에 대한 최대 거리 오차는 각각 0.35 m 와 0.4 m임을 알 수 있다. 슬립 효과를 고려하지 않은 경우의 위치 오차는 그림 7(b)에서 비교되고 있다.

그림 8(a)와 (b)는 작은 브레이크 가속 변화에 대한 점착율에 따른 선두 차량과 추종 차량들의 최대 바퀴 슬립과 거리 오차를 보여주고 있다. 점착율 μ/μ_{dry} 가 1에서 0.25로 감소할 경우, 최대 바퀴 슬립은 임계치 $\sigma \approx 0.2$ 보다 작기 때문에 느리게 변화하고, 최대 거리 오차는 거의 변화가 없다는 것을 확인할 수 있다. 그러나 μ/μ_{dry} 가 0.25에서 0.19로 더욱 감소할 경우, 최대 바퀴 슬립은 0.6까지 급격히 증가한다. 잠김 방지 제어는 바퀴의 잠김을 방지하기 위한 동작을 취하는데, 목표치 브레이크 감속이 잠김 방지 제어 프로세스가 제공하는 브레이크 감속 보다 큰 경우, 더 큰 위치 오차가 발생하게 된다.

선두 차량에 대한 최대 거리 오차(차량 위치의 목표치에 따라 상대적임)는 3.5m 까지 증가한다는 것을 알 수 있다. 추종 차량에 대한 최대 거리 오차는 초기에 0.5에서 1.1로 증가하고, 이후 0.5로 감소한다. 이것은 큰 바퀴 슬립과 거리 오차를 경험한 선두 차량으로 인해 발생하는 현상이다. 이는

바퀴 슬립이 임계 값보다 작기만 하다면, 본 연구에서 이용한 제어 프로세스에 대하여 점착율과 바퀴 슬립은 최대 거리 오차를 크게 증가시키지는 않는다는 것을 의미한다.

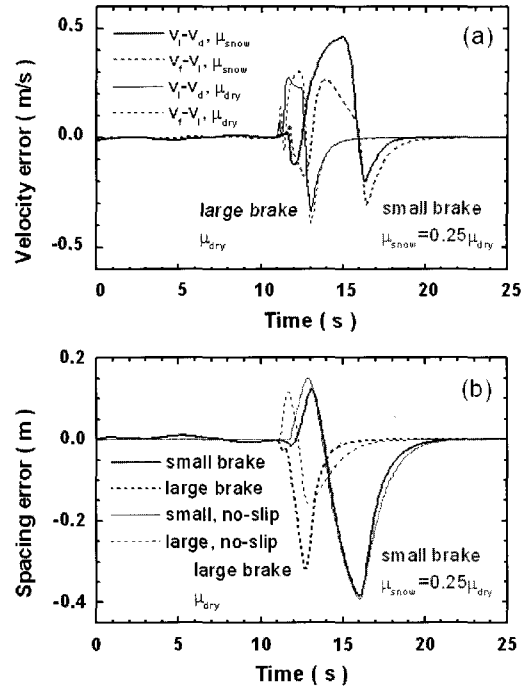


그림 7. 브레이크에 따른 선두 차량과 추종 차량 사이의 오차 (a) 속도 오차 (b) 거리 오차.

Fig. 7. The tracking errors between the lead and following cars (a) speed errors (b) spacing errors.

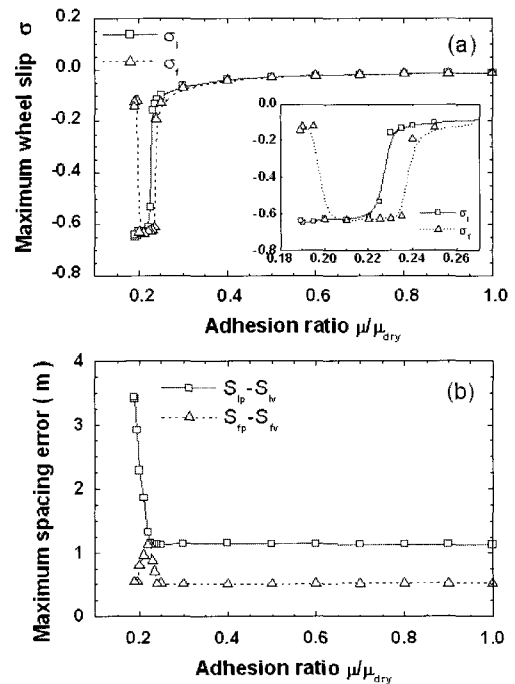


그림 8. 점착율에 따른 (a) 바퀴 슬립과 (b) 거리 오차.

Fig. 8. (a) The simulation wheel slip and (b) spacing error, depend on the adhesion ratio.

VII. 결론

본 논문에서는 마스터/슬레이브 실린더의 브레이크 유압 동역학식과 종단 제어 요소로서의 푸시로드 힘, 그리고 잠김 방지 슬라이딩 제어 프로세스를 이용한 바퀴 슬립을 갖는 종렬 차량에 대하여 가변 슬라이딩 파라미터를 갖는 브레이크 제어기를 제안하였다. 작은 브레이크와 큰 브레이크 모두에 대한 시뮬레이션 결과로부터 브레이크 영역에서의 속도와 거리 오차는 바퀴 슬립 효과를 고려하지 않은 결과에 비해 약간 크다는 것을 알 수 있었다. 선두 차량과 추종 차량들 상의 최대 거리 오차는 임계치보다 적은 바퀴 슬립을 취하는 점착 율에 대해서는 민감하지 않음을 확인하였다. 불안정한 점착 노면 상태에서의 잠김 방지 슬라이딩 제어를 위한 가속 한계는 등가 점착 계수의 최소값에 의해 결정된다. 종단 제어 요소로서 푸시로드 힘을 갖는 잠김 방지 미끄럼 제어는 일반적인 ABS에서의 결과와 비교해 상대적으로 부드러운 바퀴 슬립과 차량/바퀴 속도를 제공한다.

참고문헌

- [1] L. Austin and D. Morrey, "Recent advances in antilock braking systems and traction control systems," *Proc. of the I MECH E Part D Journal of Automobile Engineering*, vol. 214, pp. 625-638, 2000.
- [2] C. C. Chien, P. Ioannou, and M. C. Lai, "Entrainment and vehicle following controllers design for autonomous intelligent vehicles," *Proc. of American Control Conference*, vol. 1, pp. 6-10, July, 1994.
- [3] S. B. Choi and J. K. Hedrick, "Robust throttle control of automotive engines," *Trans. of the ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 118, no. 1, pp 92-, Mar., 1996.
- [4] J. C. Gerdes and J. K. Hedrick, "Brake system requirements for platooning on an automated highway," *Proc. of American Control Conference*, vol. 1, pp. 165-169, Jun., 1995.
- [5] J. C. Gerdes and J. K. Hedrick, "Vehicle speed and spacing control via coordinated throttle and brake actuation," *Control Eng. Practice*, vol. 5, issue 11, pp. 1607-1614, 1997.
- [6] J. C. Gerdes (1996). "Decoupled design of robust controllers for nonlinear systems: as motivated by and applied to coordinated throttle and brake control for automated highways," PhD dissertation of Mechanical Eng. in Univ. of California, 1996.
- [7] I. Haskara, Ü. Özgüner, and J. Winkelman, "Wheel slip control for antispin acceleration via dynamic spark advance," *Control Eng. Practice*, vol. 8, issue 10, pp. 1135-1148, Oct. 2000.
- [8] S. N. Huang and W. Ren, "Vehicle longitudinal control using throttles and brakes," *Robotics and Autonomous Systems*, vol. 26, no. 4, pp. 241-245, 1999.
- [9] L. R. Ray, "Nonlinear Tire Force Estimation and Road Friction Identification: Simulation and Experiments," *Automatica*, vol. 33, no. 10, pp. 1819-1833, 1997.
- [10] J. K. Lee and K. H. Park (1999). "Optimal robust control of a contactless brake system using an eddy current," *Mechatronics*, vol. 9, no. 6, pp. 615-631, 1999
- [11] J. Li, F. Yu, J. W. Zhang, J. Z. Feng and H. P. Zhao, "The rapid development of a vehicle electronic control system and its application to an antilock braking system based on hardware-in-the-loop simulation," *Proceedings of the I MECH E Part D Journal of Automobile Engineering*, vol. 216, no. 2, pp. 95-105, 2002.
- [12] H. Liang, K. T. Chong, T. S. No, and S.Y. Yi, "Vehicle longitudinal brake control using variable parameter sliding control," *Control Engineering Practice*, vol. 11, issue 4, pp. 403-411, 2003.
- [13] D. B. Maciucă and J. K. Hedrick, "Brake dynamics effect on AHS lane capacity," *Systems and Issues in ITS (SP-1106), SAE Paper 951929, Future Transportation Technology Conference*, Costa Mesa, CA. (1995a).
- [14] D. B. Maciucă, J. C. Gerdes and J. K. Hedrick, "Automatic braking control for IVHS," *Proc. of the International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC)*, Tsukuba, Japan, 1994.
- [15] D. B. Maciucă, "Nonlinear robust and adaptive control with application to brake control for automated highway systems," PhD dissertation, 1997.
- [16] D. B. Maciucă and J. K. Hedrick, "Advanced nonlinear brake system control for vehicle platooning," *Proc. of the third European Control Conference (ECC)*, Rome, Italy, 1995b.
- [17] E. Ono, K. Asano, M. Sugai, S. Ito, M. Yamamoto M. Sawada & Y. Yasui, "Estimation of automotive tire force characteristics using wheel velocity," *Control Engineering Practice*, vol. 11, issue 12, pp. 1361-1370, Dec. 2003.
- [18] J. P. Pauwelussen, L. Gootjes, C. Schröder, K. -U. Köhne, S. Jansen and A. Schmeitz, "Full vehicle ABS braking using the SWIFT rigid ring tyre model," *Control Engineering Practice*, vol. 1, issue 2, Feb. 2003.
- [19] M. W. Suh, Y. K. Park and S. J. Kwon, "Braking performance simulation for a tractor-semitrailer vehicle with an air brake system," *Proceedings of the I MECH E Part D Journal of Automobile Engineering*, vol. 26, pp. 43-54, 2002.



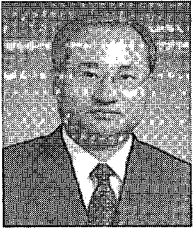
양홍

Lianghong was born on July 16, 1966. She received the B.S. degree in Measuring Technology and Instrumentation from the University of Shanghai for Science and Technology in 1988 and received the M.S. in the research institute of robotics of Shanghai Jiao Tong University in 1996. 1996-Ph.D. candidate of Chonbuk National University 제어계측공학과. Her research interests include automated vehicle modeling and control system, robot control system.



최용호

1975년 5월 29일생. 2002년 2월 전북대학교 제어계측공학과 졸업. 2004년 8월 전북대학교 대학원 메카트로닉스공학과 졸업. 관심분야는 원격 제어, 생산 자동화 시스템.



정길도

1960년 7월 24일생. 1984년 미국 오레곤 주립대학 기계공학(공학사). 1986년 미국 조지아공대 기계공학과(공학석사). 1993년 미국 텍사스 A&M대학기계공학과(공학박사). 1993년~1995년 영남대학교 기계공학과 전임강사. 1995년~현재

전북대학교 전자정보공학부 부교수. 관심분야는 시스템규명, 멀티미디어전송, 시간지연 시스템제어, 컴퓨터 네트워크 모델링.