

자동차용 미끄럼 방지 제동 장치의 동특성에 관한 시뮬레이션 연구

김 경 훈\*

조 형 석\*

홍 예 선\*\*

\* 한국과학기술원 생산공학과

\*\* 한국과학기술원 CAD/CAM실

A Simulation Study on the Dynamics of an Antiskid Brake Systems  
for Automotive Vehicles

Kyung Hoon Kim      Hyung Suck Cho      Yeh Sun Hong  
KAIST Production Eng.      KAIST CAD/CAM Lab

Abstract

This paper considers modelling and control of ABS(Anti-skid Brake System) which avoids dangerous wheel locking due to excessive brake pressure during the vehicle braking.

The brake pressure is controlled by on and off's of solenoid valves via the variation of the wheel circumferential deceleration measured using tacho-sensors. The dynamic model between the brake pressure and the wheel acceleration of a vehicle is mathematically derived.

The computer simulation shows that the threshold value of the on-off control is critical to the performance of the ABS.

1. 서 론

차량이 급제동하거나 미끄러운 노면위에서 제동할 때에는 brake locking 현상이 발생하기 쉽다. Brake locking은 과도한 브레이크 압력으로 인해 바퀴의 회전이 정지한 상태에서 바퀴가 노면 위를 미끄러지는 현상이다. Brake locking이 발생하면 차량의 조향성능이 급격히 떨어져 사고가 발생할 우려가 생기고, 제동력이 떨어져서 제동거리도 길어지게 된다. Anti-lock (skid) brake system (이하 ABS)은 brake locking을 감지하여 과도한 브레이크 압력이 걸리는 것을 방지함으로써 항상 최대의 제동력을 유지하여 차량 제동시의 조향성능

향상, 방향 안정성 향상, 제동거리 단축 등 제동성능을 향상시키는 장치이다.

본 논문에서는 차량의 제동 메커니즘과 브레이크 압력 제어 시스템을 수학적으로 모델링하고, 이를 기초로 ABS에 적합한 압력 제어 밸브의 모델을 선정하였다. 그리고, 논리제어 방식의 브레이크 압력 제어 알고리즘의 threshold value를 여러가지로 바꾸어 가면서 ABS의 성능을 비교, 검토하였다.

2. Brake locking 이 차량에 미치는 영향

차량의 제동시 brake locking이 발생하면, 바퀴는 노면과 미끄럼 접촉을 하게되어 진행방향의 마찰계수가 떨어져서 제동력이 감소되므로 제동거리가 길어진다.[1] 또한, 진행방향과 수직방향의 마찰계수가 급격히 떨어져서 타이어에 작용하는 side force를 견디지 못해 방향안정성과 조향성능이 크게 감소한다. Fig. 1 은 brake locking에 의한 wheel skid와 제동력 계수 (braking effort coeff.),  $\mu$  와 횡방향력 계수 (cornering force coeff.),  $\mu_c$  의 관계를 보여준다. 이 때 skid와 두 계수는 다음과 같이 구한다.

$$\text{Skid} = \left( 1 - \frac{r \omega}{v} \right) \times 100 \% \quad (1)$$

$$\text{braking effort coefficient, } \mu = \frac{F}{N} \quad (2)$$

$$\text{cornering force coefficient, } \mu_c = \frac{F_c}{N} \quad (3)$$

그림에서 skid가 작을 때, skid가 커짐에 따라 제동력계수가 증가하는 것은, 타이어의 deflection에 의해 접촉면의 반경이 작아져서 앞에서 정의한 wheel skid가 0보다 커지는 것이고, 실제 접촉면에서는 skid가 없는 상태이다. 이 구간은 deflection이 커질수록  $\mu$ 가 증가하게 된다. 그림에서 보면 skid가 10 - 30%에서 가장 큰 제동력을 얻을 수 있다는 것을 알 수 있다. ABS는 wheel skid를 이 구간안으로 유지할 수 있도록 브레이크 압력을 제어해야 한다.

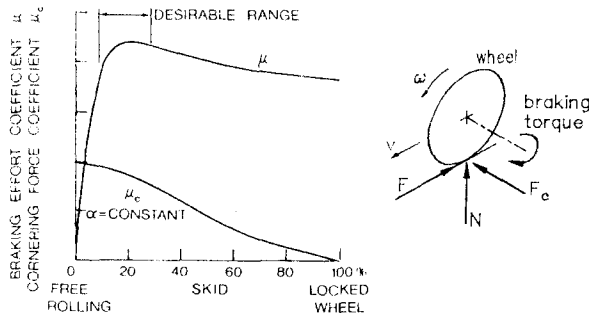


Fig. 1 Effect of brake locking during vehicle braking [1]

### 3. ABS의 구조와 작동원리

Brake locking은 브레이크 압력이 과도하여 생기는 현상이므로, locking이 발생했을 때에 브레이크 압력을 떨어뜨렸다가 locking의 위험이 사라졌을 때에 다시 압력을 올려주는 동작을 반복하는 것이 ABS의 기본 동작원리이다. 바퀴의 slip은 차체 속도와 바퀴의 원주속도의 차이로부터 구할 수 있으나, 차체의 속도를 직접 측정하기는 어려우므로, 바퀴의 회전속도의 급작스런 감속으로부터 brake locking을 감지하는 방법을 사용한다.

Fig. 2은 ABS의 구성을 나타낸다. ABS는 바퀴의 속도 센서와 전자 제어기, 브레이크 압력 모듈레이터로 구성된다.

바퀴에 장치된 속도센서는 바퀴의 순간 순간의 회전속도를 전자제어기에 보내게 된다.

전자제어기는 보통 4개의 모듈들로 구성되어 있다.

속도 센서로부터 받은 신호로부터 바퀴의 원주 가속도를 계산하는 신호처리 모듈을, 바퀴가 locking되는 순간을 판단하는 모듈을, locking이 충분히 제거되어 다시 브레이크 압력을 올려야 할 때를 판단하는 모듈과 압력 모듈레이터를 구동하는 신호를 발생시키는 모듈을 등이다.

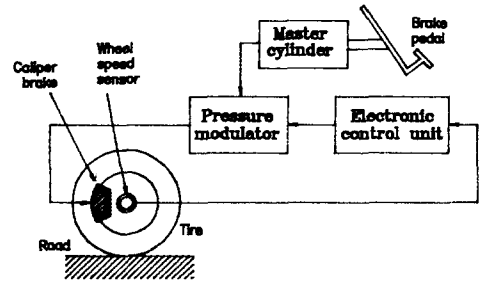


Fig. 2 Schematic diagram of ABS

압력 모듈레이터는 전자제어기의 구동신호에 따라 브레이크의 압력을 상승, 하강시키는 작용을 하는 2개의 솔레노이드 밸브로 fig. 3와 같이 구성할 수 있다. 그림에서 valve-1은 압력의 상승을 제어하고 valve-2는 하강을 제어하는 데, ABS는 고장이 발생했을 경우에도 일반 브레이크는 그대로 작동되어야 하므로 valve-1은 normally open, valve-2는 normally closed type을 사용한다.

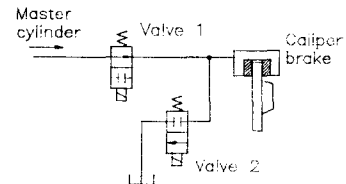


Fig. 3 Valve unit for ABS

### 4. 수학적 모델링

차량이 제동할 때 바퀴에 전달되는 제동 토크  $T_b$ 는 다음과 같다.

$$T_b = 2 \mu_b r_b F_b \quad (4)$$

$\mu_b$ ; brake pad와 brake disc 사이의 마찰계수

$r_b$ ; 축중심으로부터  $F_b$ 의 작용점까지의 거리

$F_b$ ; brake pad가 disc에 가하는 힘

그리고, 이 때 brake pad에 가해지는 힘,  $F_b$  는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_b = A_b P_b \quad (5)$$

$A_b$  ; brake wheel cylinder의 단면적

$P_b$  ; brake 압력

이 때 자동차 바퀴에 가해지는 외력과 바퀴의 직선가속도, 회전가속도 사이의 관계는 fig. 4에서 다음과 같다.

$$\Sigma M_o = F_r r'_w - W \cdot e - T_b = I_w \dot{\omega} \quad (6)$$

$$\Sigma F = -F_r = (W/g) \dot{v} \quad (7)$$

$I_w$  ; 자동차 바퀴의 회전관성 모우멘트

$W$  ; 바퀴에 작용하는 수직하중

$r'_w$  ; 바퀴의 접촉면의 회전반경

$F_r$  ; 바퀴에 작용하는 노면의 마찰력

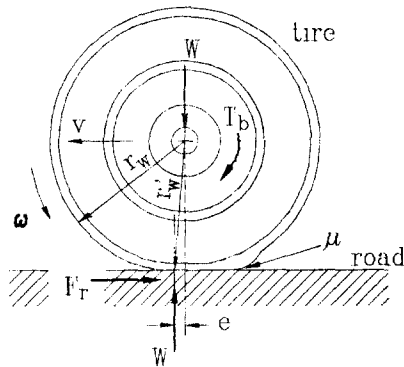


Fig. 4 Forces acting on the wheel during braking

이 때에 wheel slip이 없는 경우에는

$$r'_w \omega = v \quad (8)$$

$$F_r \leq \mu_s W \quad (9)$$

$\mu_s$  ; 노면과 바퀴 사이의 정지 마찰계수

이고, wheel slip이 있는 경우는

$$r'_w \omega < v \quad (10)$$

$$F_r = \mu_k W \quad (11)$$

$\mu_k$  ; 노면과 바퀴 사이의 운동 마찰계수

로 나타낼 수 있다.

Wheel slip이 없다고 가정할 때, 식 (6), (7), (8)로부터 제동력은 다음과 같이 구할 수 있다.

$$F_r = \frac{W r'_w}{I_w g + W r'_w} (T_b + W \cdot e) \quad (12)$$

Valve spool의 방정식은 일반적인 2차 미분 방정식으로 표시할 수 있다.

$$m_{s1,2} \ddot{x}_{s1,2} + b_{s1,2} \dot{x}_{s1,2} + k_{s1,2} x_{s1,2} = F_{m1,2} \quad (13)$$

$m_{s1,2}$  ; 밸브 스푼의 질량

$b_{s1,2}$  ; 밸브 스푼의 viscous damping coeff.

$k_{s1,2}$  ; 밸브 스프링의 탄성계수

$F_{m1,2}$  ; magnetic force

또한 이 때 spool displacement와 유량의 관계는 다음과 같다.

$$Q_{v1} = c_{d1} w_{s1} x_{s1} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_s - p_b)} \quad (14)$$

$$Q_{v2} = c_{d2} w_{s2} x_{s2} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_b} \quad (15)$$

$$Q_b = Q_{v1} - Q_{v2} \quad (16)$$

$Q_{v1}$  ; 밸브 1을 통해 브레이크로 흘러 들어가는 유량

$Q_{v2}$  ; 밸브 2를 통해 브레이크로부터 흘러나오는 유량

$Q_b$  ; 브레이크로 흘러 들어가는 유량

Solenoid의 magnetic force는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\tau_{m1,2} \frac{dF_{m1,2}}{dt} + F_{m1,2} = k_{m1,2} \left( \frac{i_{1,2}}{x_{s1,2} + x_{c1,2}} \right)^2 \quad (17)$$

$k_{m1,2}$  ; magnetic force coeff.

$x_{c1,2}$  ; clearance

$i_{1,2}$  ; valve current

$\tau_{m1,2}$  ; magnetic force time constant

Brake pressure의 관계식은 continuity equation 으로부터 다음과 같이 구할 수 있다. [3]

$$Q_b = \frac{dV_b}{dt} + \frac{V_b}{\beta} \frac{dp_b}{dt} \quad (18)$$

$$\dot{p}_b = \frac{\beta}{A_b(x_{bo} - x_b)} (Q_b - A_b \dot{x}_b) \quad (19)$$

$V_b$  ; volume of brake cylinder

$\beta$  ; brake oil bulk modulus

$x_b$  ; brake pad의 displacement

$x_{bo}$  ; initial brake cylinder displacement

## 5. 압력 제어 알고리즘

차량은 운행 도중 여러가지의 변화하는 운전환경에 접하게 된다. 제동시의 운전환경 변화에 대한 ABS의 응답은 브레이크 압력의 변화형태에 따라 크게 좌우된다. 노면 마찰계수의 갑작스런 증가나 브레이크 히스테리시스, 제동시 변속기와 차축이 연결되어 생기는 바퀴의 회전 관성 모멘트의 변화에 대해 어느 정도 적응성을 가진 ABS를 구현하기 위해서는 브레이크 압력제어 모드에 따른 상승과 감소 외에도 압력의 유지와 완만한 속도의 압력 상승 구간이 필요하다. [2] 솔레노이드 밸브는 on-off 제어용이므로, 완만한 기울기의 압력상승-밸브 입력 전류를 펄스로 인가하여 압력을 단속적으로 상승시키는 방법으로 실현한다.

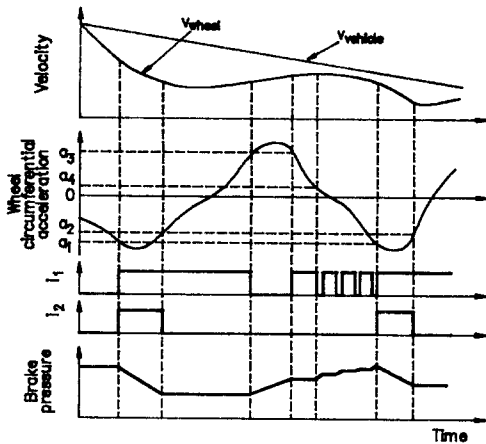


Fig. 5 ABS control cycle

ABS의 제어 알고리즘은 fig. 5에 나타나 있다. 브레이크 로킹의 진행에 따라 바퀴의 원주 가속도는 wheel slip이 발생하기 전보다 더욱 빠른 속도로 감소하게 된다. 바퀴의 원주 가속도가  $a_1$  threshold를 넘어서면 valve-1을 닫고 valve-2를 열어서 브레이크 압력을 감소시킨다. 압력이 감소함에 따라 바퀴의 원주 가속도는 올라가게 되는데, 이 값이  $a_2$ 보다 높아지면 더이상 압력이 감소하는 것을 중단시키고, 가속도가 더욱 증가하여  $a_3$ 보다 높아지게 되면, 브레이크 로킹 상태가 현저하게 개선된 것으로 판단하여 브레이크 압력을 증가시켜서, 더 큰 제동력을 얻을 수 있게 한다.

압력이 증가함에 따라 바퀴의 원주 가속도는 다시 떨어지고 앞과 같은 방법으로 바퀴의 원주 가속도에 따라 브레이크의 압력을 하강, 상승시키는 동작을 되풀이 하게된다.

## 6. ABS의 시뮬레이션

앞에서 설명한 제동 메커니즘의 모델을 기초로 우선 ABS가 없는 일반적인 차량의 제동을 컴퓨터로 시뮬레이션하여 brake locking 현상을 관찰하였다. (6, [2]에서 타이어에 작용하는 수직항력  $W$ 의 작용점과 바퀴 중심간의 편차,  $e$ 는 편이상 0으로 두었고, brake cylinder의 변위  $x_b$ 는 실제 얼마되지 않으므로 무시하였다. 그리고, 노면의 운동 마찰 계수는 [1]로부터 다음과 같은 식으로 모델링하였다.

$$\mu_k = \mu_0 - c_f \times \text{slip} \quad (20)$$

$c_f$ ; friction coeff. const.

$$\text{slip} = 1 - \frac{r_w \omega}{V}$$

시뮬레이션에 사용된 각각의 parameter는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} W/g &= 250 \text{ kg} \\ v_0 &= 36 \text{ km/h} \\ \mu_s &= 0.4 \\ c_f &= 0.1 \\ r_w^i &= 0.3 \text{ m} \\ I_w &= 0.72 \text{ kg m}^2 \\ \rho &= 0.93 \times 10^3 \text{ kg/m}^3 \\ \beta &= 1.66 \times 10^4 \text{ bar} \\ A_b &= 1.59 \times 10^{-3} \text{ m}^2 \\ V_b &= 50 \text{ ml} \\ \mu_b &= 0.3 \\ r_b &= 0.13 \text{ m} \end{aligned}$$

이 때에 master cylinder로부터 발생되는 유압  $p_s$ 는 인력으로 페달을 밟아서 발생하기 때문에 응답속도를 고려하여 다음과 같은 함수로 주었다.

$$p_s = (1 - e^{-t/\tau}) (p_s)_{max} \quad (21)$$

$$\tau = 0.3 \text{ sec}$$

$$(p_s)_{max} = 25 \text{ bar}$$

ABS가 없는 경우의 시뮬레이션 결과는 fig. 6에 나타나 있다. 바퀴의 로킹이 발생하기 전까지는 바퀴의 원주 가속도가 일정한 값으로 유지되다가

로킹이 심해질 수록 급격하게 떨어진다. 이 때 slip이 없는 상태에서의 바퀴의 최저 원주 가속도는 (6), (12)로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$r_w(\dot{\omega})_{\min} = -\frac{(T_b)_{\max}}{I_w + M r_w^2} r_w \quad (22)$$

$$= -0.408 \text{ g}$$

압력 제어 알고리즘의  $a_1$  threshold 값은 이 값보다 낮은 값으로 선정해야 한다.

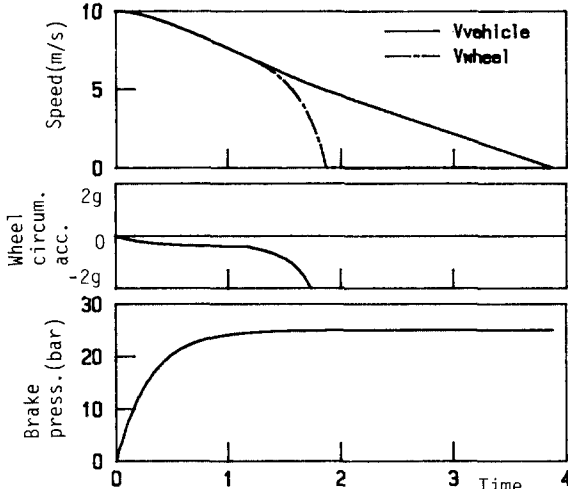


Fig. 6 Simulation results of vehicle braking (No ABS)

시뮬레이션에서 밸브의 dynamics는 일반적으로 실현가능한 영역에서 다음과 같이 선정하였다.

$m_{s1}$	50 g	$m_{s2}$	50 g
$b_{s1}$	50 N/sec m	$b_{s2}$	50 N/sec m
$k_{s1}$	10 N/mm	$k_{s2}$	10 N/mm
$k_{m1}$	$3.2 \times 10^{-4} \text{ Nm}^2/\text{A}^2$	$k_{m2}$	$3.2 \times 10^{-4} \text{ Nm}^2/\text{A}^2$
$\tau_{m1}$	0.01 sec	$\tau_{m2}$	0.01 sec
$c_{d1}$	0.6	$c_{d2}$	0.2
$w_{s1}$	0.5 mm	$w_{s2}$	0.3 mm
$(x_{s1})_{\max}$	1.0 mm	$(x_{s2})_{\max}$	0.6 mm
$\delta_{s1}$	0.2 mm	$\delta_{s2}$	0.2 mm
$\lambda_{c1}$	1.0 mm	$\lambda_{c2}$	1.0 mm
$(i_1)_{\max}$	0.5 A	$(i_2)_{\max}$	0.4 A

$\delta_{s1,2}$ : valve spring initial deflection

Table 1 Parameter values of valve 1,2

솔레노이드 밸브는 전류가 흐를 때의 응답속도가 스프링으로 스폴이 복원될 때 보다 빠르기 때문에, fig. 3 와 같은 밸브의 구성에서는 압력이 떨어지는 구간의 응답이 더욱 빠르게 된다. 이러한 상태에서 시뮬레이션을 하면 압력이 너무 빠른

속도로 감소하게되어, 압력이 과도하게 떨어지므로 제동력 역시 크게 감소한다. 그러므로 valve-2의 응답이 valve-1 보다 조금 늦어지도록 설계해야 한다.

수차례의 시뮬레이션 결과, 압력이 과도하게 감소하는 것을 방지하기 위해 압력을 떨어뜨리는 구간에서도 밸브에 흐르는 전류를 펄스로 제어하는 방법을 선택하였다. 이렇게 선정된 밸브로 브레이크의 압력을 제어했을 때, 응답 특성은 fig. 7 과 같다.

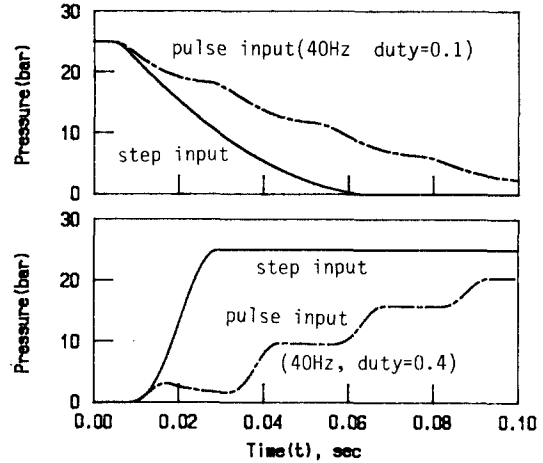


Fig. 7 Pressure gradients of valve unit for ABS

이러한 압력제어 시스템을 이용하여 ABS를 구성했을 때, 논리 제어 알고리즘의 threshold value를 변화시켜 가면서 시뮬레이션하였다. 몇가지 threshold 값에 대한 시뮬레이션 결과를 fig. 8 에 제시하였다. 그런데, 각각의 경우의 ABS의 성능을 비교 평가하는 기준으로서, 제동거리와 차량이 완전히 정지할 때 까지 wheel slip의 시간에 대한 적분값을 성능 함수로 선정하였다.

$$J = \int_{t_0}^{t_f} (\text{slip}) dt \quad (\text{index of slip})$$

$$= \int_{t_0}^{t_f} \left(1 - \frac{r'_w \omega}{V}\right) dt \quad (23)$$

제동거리는 짧아질수록 차량의 제동시 사고 위험을 줄여주고, wheel slip 의 시간에 대한 적분값은 slip의 누적치이므로, 그 값이 낮을 수록 더욱 우수한 성능을 나타내게 된다. 그러나 이 두 값은

서로 상반될 수 있으므로 서로 함께 고려되어야 한다. 여러가지 threshold 값에 대한 ABS 성능함수의 값의 변화를 table 2에 나타내었다.

a1/g	a2/g	a3/g	a4/g	Stopping distance (m)	Index of slip
No ABS				16.2	1.8
-0.5	-0.4	0.5	0.1	17.3	0.0018
-0.6	-0.5	0.6	0.1	17.0	0.0053
-0.6	-0.7	0.6	0.3	17.0	0.0053
-0.7	-0.6	0.7	0.1	15.2	0.0300
-0.7	-0.6	1.0	0.1	15.3	0.0118
-0.8	-0.7	0.8	0.1	15.1	0.0567
-0.8	-0.7	0.8	0.4	15.1	0.0567
-0.9	-0.8	0.9	0.1	15.1	0.0844
-1.0	-0.9	1.0	0.1	15.1	0.132
-1.5	-1.3	1.5	0.5	15.2	0.363
-2.0	-1.8	2.0	1.0	15.4	0.615

Table 2 Performances of ABS with different threshold values

Table 2에서 a1 threshold가 -0.6 g 이하 일때에는 브레이크의 압력이 너무 낮은 상태에 머물러서 제동력이 감소하므로, slip index는 아주 낮으나 ABS가 없어 full locking이 일어난 경우보다 제동거리는 길어지는 현상을 보인다. 그리고, a1과 a3의 폭이 커질수록 압력변동이 심해지고 slip index의 값이 커지는 것을 볼 수 있다. 또한, a1이 -0.8 g 일 때의 결과를 보면, a4 threshold의 값은 성능에 대한 영향이 미약하다는 것을 알 수 있다. 전체적인 결과를 검토해 볼 때 a1, a3 threshold의 값이 ABS의 성능에 크게 영향을 미치는 것을 알 수 있다. Table 2에서는 a1이 -0.7 g, a3가 1.0 g 일 때에 가장 뛰어난 성능을 나타낸다.

## 7. 결 론

이상과 같이 본 논문에서는 차량의 제동 메커니즘과 ABS의 브레이크 압력 제어 시스템을 수학적으로 모델링하였다. 그리고, 수학적 모델을 이용한 시뮬레이션을 통하여 ABS의 동특성을 관찰하고, 바퀴의 원주속도를 입력으로 하는 논리 제어기의 threshold value를 변화시켜가며 그 동특성을 관찰함으로써, 주어진 모델에 적합한 threshold value를 선정할 수 있었다. 그리고, a1, a3 threshold value의 영향이 ABS의 성능에 어떤 역할을 하는지 관찰할 수 있었다.

## 참 고 문 헌

- [1] J. Y. Wong, "Theory of ground vehicles," John Wiley & Sons, 1978
- [2] Heinz Leiber and Armin Czincze, "Antiskid system for passenger cars with a digital electronic control unit," SAE Trans., 1980
- [3] Herbert E. Merritt, "Hydraulic control systems," John Wiley & Sons, 1967

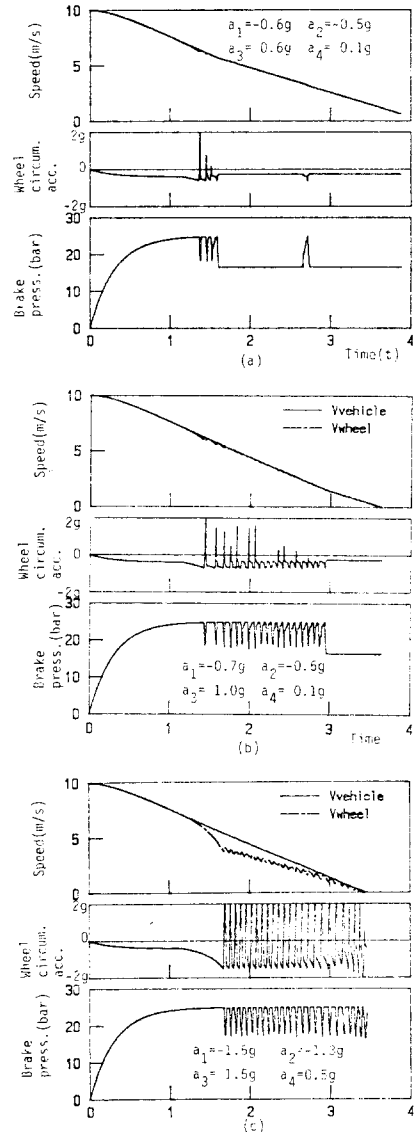


Fig. 8 Simulation results of vehicle braking with ABS