한국자동차공학회논문집 제 9 권 제 6 호, pp.119-128

8x4 차량의 제동특성 시뮬레이션 프로그램 개발

A Simulation Program for the Braking Characteristics of 8×4 Vehicles

서 명 원*, 박 윤 기**, 권 성 진**
Myungwon Suh, Yoonki Park, Seongjin Kwon

ABSTRACT

Recently safety systems for the commercial vehicle have been rapidly developed. However, we still have many problems in the vehicle stability and the braking performance. Especially, a commercial vehicle may meet a dangerous braking condition when the vehicle is lightly loaded or empty and the road is wet or slippery. To design the air brake system for commercial vehicles, since the air brake system has many design variables, there must have been intensive researches on a method how to prevent dynamic instability and how to maximize the vehicle deceleration.

In this study, mathematical models about an 8×4 vehicle and an air brake system including an ABS controller have been constructed for computer simulation. Also, simple examples are applied to show the usefulness of the computer program. Designers can use this simulation program for understanding the braking characteristics of 8×4 commercial vehicles such as trajectory, braking distance, longitudinal deceleration, lateral deceleration, and yaw rate on various road conditions.

주요기술용어 : 8×4 vehicle(8×4 차량), Air brake system(공압 브레이크 시스템), ABS(차량 미끄럼 방지장치)

1. 서 론

승용차량에 비해 대형 상용차량은 교통사고 발생시 많은 인명과 재산상의 피해를 초래한다. 이러한 사고 발생의 대처 방안으로 운전자의 조향 의도대로 빠르게 반응하면서 차량의 주행 궤도를 이탈하지 않도록 하는 차량의 안전장치 설계는 대단히 중요하다고 할 수 있다.

대형 상용차량의 사고예방 안전장치에 관한 연구는 소비자의 차량 안전도에 대한 요구증대와 인명 피해의 예방, 대형차량에 대한 안전법규의 강화라는 세계적 추세에 편승하여 큰 폭으로 증가하고 있으며, 기존 공압 브레이크 시스템(Air Brake System)의 성능을 크게 향상시키고 ABS (Antilock Brake System), TCS(Traction Control System) 기능을 보유한 EBS(Electronically Controlled Brake System)가 개발되어 장착되고 있으며, EBS를 기본으로 VDC(Vehicle Dynamics Control)의 개발이 외국에서 이루어지고 있다.[1)]

이러한 능동적인 사고예방 장치에 대하여 차

* 회원, 성균관대학교 기계공학부
** 회원, 성균관대학교 대학원

량 동적 거동의 영향을 분석하기 위해 컴퓨터 시뮬레이션을 이용한 동적 특성 연구가 매우 유용한 방법으로 인식이 되고 있으며, 컴퓨터 성능의 향상과 더불어 급속히 연구가 진행되고 있다. 또한 동적 특성 해석을 통한 차량 거동에 영향을 주는 설계인자들에 관한 연구들이 차량의 거동 연구와 더불어 진행되고 있다. 선진국에서는 대형차량에 관한 규제의 강화로 인하여 설계기준으로 컴퓨터 시뮬레이션 기술의 이용이 활성화되고 있으며, 시뮬레이션을 이용한 롤오버(Roll-over) 특성의 연구와 능동적인 현가장치에 관한 연구도 수행되었고, 차량 동역학 모델을 이용한 다양한 시뮬레이션이 시도되고 있다.

이처럼 대형차량의 동특성에 관한 연구는 많이 진행되어 왔으나, 공압 브레이크 시스템 장착 차량의 제동성, 조향 및 주행 안정성, 브레이크 시스템 설계에 관한 연구는 미비한 상태이고, 국내의 경우 차량의 제동성에 관한 연구만이 진행되었을 뿐이다.

이에 본 연구에서는 8×4 상용차량의 수학적 차량 모델을 구성하여 동특성 연구를 수행하고, 차량의 제동장치 설계에 직접적으로 활용할 수 있는 시뮬레이션 프로그램을 개발하여 다양한 운전조건에서의 차량의 제동 특성을 해석하고자 한다.

2. 차량모델

2.1 운동방정식

차량의 운동시 동특성을 해석하기 위하여 차량의 종방향, 횡방향, 차량 수직축 방향 회전운동(Yaw) 및 각 차륜의 회전운동에 대한 11자유도 차량모델을 수립하였고, 각 차륜 및 탠덤 축(Tandem Axle)에 관한 차량의 하중이동을 고려하였다. 본 연구에서 구성한 차량의 수학적 모델을 Fig. 1과 같이 나타내었다.

- 종방향 운동

차량의 종방향 운동방정식으로부터, 다음의 식을 구할 수 있다.

$$M(\dot{V}_x - V_y\dot{\theta}) = (F_{x1}+F_{x2})\cos\delta_1 - (F_{y1}+F_{y2})\sin\delta_1 + (F_{x3}+F_{x4})\cos\delta_2 - (F_{y3}+F_{y4})\sin\delta_2 + F_{x5}+F_{x6}+F_{x7}+F_{x8} \quad (1)$$

여기서, V_x는 차량의 종방향 속도, V_y는 횡방향 속도, $\dot{\theta}$는 요잉 속도, M은 차량의 질량, δ_1는 차량의 조향축 전축의 조향각이고, δ_2는 차량의 조향축 후축의 조향각이다. 아래첨자 x, y는 x방향, y방향을 뜻하며, 1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8은 각각 Fig. 1에서 차량의 각 타이어를 뜻한다. F_x와 F_y은 타이어 모델을 통하여 계산된 힘들로써 타이어에 작용하는 종방향과 횡방향 힘의 성분이다. 위에서 구해진 변수들을 이용하면 종방향의 운동방정식을 얻을 수 있으며 가속도 $\dot{V}_x$를 얻을 수 있다.

- 횡방향 운동

차량의 횡방향 운동방정식으로부터, 다음의 식을 구할 수 있다.

$$M(\dot{V}_y + V_x\dot{\theta}) = (F_{x1}+F_{x2})\sin\delta_1 + (F_{y1}+F_{y2})\cos\delta_1 + (F_{x3}+F_{x4})\sin\delta_2 + (F_{y3}+F_{y4})\cos\delta_2 + F_{y5}+F_{y6}+F_{y7}+F_{y8} \quad (2)$$

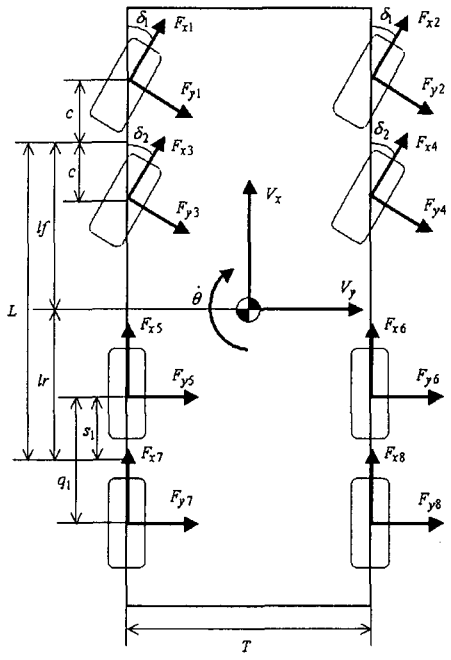

Fig. 1 8×4 vehicle model

식(2)에서 구하고자 하는 가속도 $\dot{V}_y$를 얻을 수 있다.

- 요잉 운동

차량의 요잉방향 운동방정식으로부터 다음의 식을 구할 수 있다.

$$I_z\ \ddot{\theta} = FT_1 + FT_2 + FT_4 + FT_5 + FT_6 + FT_7 + FT_8 \quad (3)$$

여기서, I_z는 z축의 질량 관성 모멘트이며, FT는 타이어에서 발생되는 종방향 성분의 힘 및 횡방향 성분의 힘에 의하여 차체의 무게 중심에서 발생되는 모멘트를 의미한다. 식(3)에서 구하고자 하는 가속도 $\ddot{\theta}$을 구할 수 있다.

2.2 하중 이동

8×4 차량의 조향축 2축은 독립 서스펜션에 의하여 지지되고, 나머지 2축은 탠덤 축(Tandem Axle)으로 구성되어 있다. 본 연구에서는 감속도에 의한 하중이동 방정식을 구성하기 위하여 먼저 조향축 2축을 하나의 축으로 단순화하여 하중이동 방정식을 구성한 후 다시 조향축 2축에서의 하중이동을 다음과 같은 방법으로 재분배하였다.

조향축 2축에서는 차량의 하중이동으로 차량의 앞쪽이 처지는 피칭 현상에 의하여 서스펜션의 강성이 같고 피칭운동이 차량의 무게중심을 회전의 중심으로 일어난다고 본다면, Fig. 2와 같이 하중분배는 무게중심으로부터 조향축의 각 축까지의 길이 비로 이루어진다. 식(4)는 이를 비례식으로 나타낸 것이며, 식(5)는 조향축의 전축과 후축에 분배되는 하중천이량의 합과 조향축의 2개 축을 하나의 축으로 가정하고 계산했을 때의 하중천이량이 같음을 나타낸 식이다. 식(4)와 식(5)를 이용하여 계산한 조향축의 전축과 후축의 하중천이량은 식(6)과 같다.

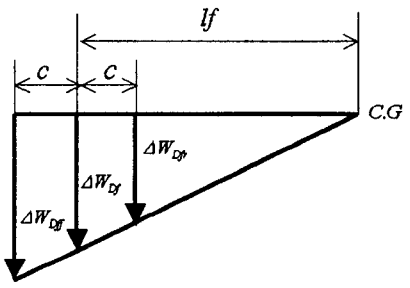

Fig. 2 Weight transfer of steering axles

$$lf + c : lf - c = \Delta W_{Dff} : \Delta W_{Dfr}$$

$$\therefore \Delta W_{Dff} = \frac{lf + c}{lf - c}\Delta W_{Dfr} \quad (4)$$

$$\Delta W_{Dff} + \Delta W_{Dfr} = \Delta W_{Df} \quad (5)$$

$$\Delta W_{Dff} = \frac{a + lf}{2a}\Delta W_{Df}$$

$$\Delta W_{Dfr} = \frac{a - lf}{2a}\Delta W_{Df} \quad (6)$$

여기서, lf는 차량의 무게중심으로부터 조향축 2축의 중심부까지 거리이고, c는 조향축 2축의 중심부에서 조향축의 전축 및 후축까지의 거리이다. ΔW_{Df}는 조향축 2축의 중심부에 작용하는 하중천이량이고, ΔW_{Dff}, ΔW_{Dfr}는 각각 조향축 전축의 하중천이량, 조향축 후축의 하중천이량이다.

2.3 브레이크 모델

대형 상용차량의 제동시 브레이크 압력은 공압을 사용하게 되며, 여러 가지 밸브의 사용유무에 의하여 브레이크 챔버에 가해지는 압력의 응답속도는 차량에 따라 모델링하는 것이 현실적으로 불가능하다. 이를 위해 챔버 브레이크 압력이 제동 시작 시간으로부터 최대 제동압력의 86.5 %에 도달하는 시간을 압력상승시간(Build Up Time)으로 프로그램에서 입력변수로 받아 들였다. 또한 챔버 브레이크 압력은 압력상승시간의 2배후에 최대 제동압력의 93.2%에 도달하게 되며, 시간에 대한 1차 지연요소를 가지는 식(7)과 같이 표현할 수 있다.

$$P = \frac{1}{2\tau s + 1} \times P_{max} \quad (7)$$

여기서, P는 계산되어지는 챔버 브레이크 압

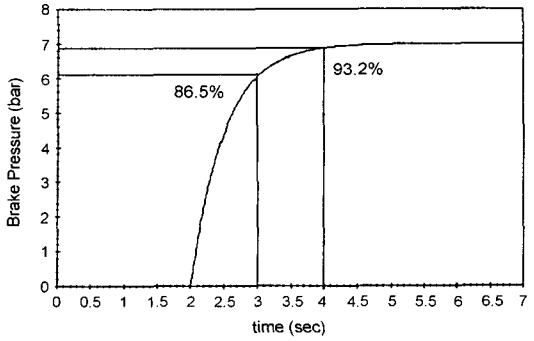

Fig. 3 Build-up time model

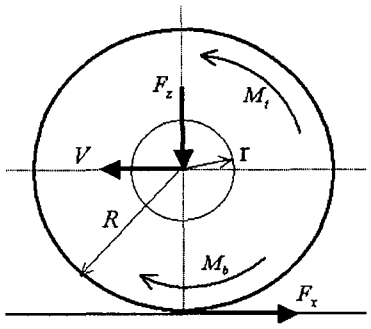

Fig. 4 Dynamic wheel model

력이며, τ는 브레이크 압력상승시간, P_{max}는 입력값으로 받아들이는 최대 제동압력(Maximum Brake Pressure)이다. Fig. 3에는 제동 시작 시간 2초 브레이크 압력상승시간 1초, 최대 제동압력 7bar일 때의 압력상승곡선이 나타나 있다.

2.4 차륜 동역학 모델

브레이크 토크는 브레이크 챔버에 가하여지는 압력이 푸쉬로드, 슬랙어드저스터(Slackadjuster), 브레이크 드럼을 통하여 전달되므로, 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$M_b = P \cdot A \cdot SAL \cdot Bf \tag{8}$$

여기서, 브레이크 효력 계수(Bf)는 브레이크 드럼의 S-캠에 전달되는 토크에 대한 브레이크 토크의 비율이다. 그리고 M_b는 브레이크 토크, P는 브레이크 라인압력, A는 챔버 면적, SAL는 슬랙어드저스터 길이를 나타낸다. 이를 이용하여 노면과의 마찰력과 브레이크력에 의한 차륜의 운동방정식을 식(9)과 같이 구성할 수 있으며 이를 Fig. 4에 표현하였다.

$$\begin{aligned} M_T &= M_t - M_b \\ I_T\dot{\omega} &= F_x R - M_b \end{aligned} \tag{9}$$

여기서, I_T는 휠의 관성 모멘트, $\dot{\omega}$는 휠의 각가속도, F_x는 브레이크력을 뜻하며, M_t는 타이어와 노면간의 마찰력에 의한 타이어 토크, M_b는 브레이크 토크를 각각 나타낸다. 위의 식으로부터 차륜의 회전속도를 구할 수 있다.

2.5 ABS 모델

ABS 장착 차량에 대한 적용성을 보여주기 위해서 Fig. 5와 같은 비교적 간단한 형식의 ABS 제어 모듈을 적용 예로 하였다. 즉, 목표 슬립율을 임의의 구간으로 정하여 목표슬립률 구간보다 슬립률이 낮으면 빠른 증압, 목표 슬립률 구간보다 슬립률이 높으면 빠른 감압, 목표 슬립률 구간 이내에서는 브레이크 압력을 유지하는 세 가지의 모드로 구성하였고, 시뮬레이션 프로그램 상에서는 목표 슬립률과 증압 및 감압시 압력제어의 기울기(bar/sec)를 입력값으로 받아 슬립률에 따른 브레이크 압력을 제어하였다.

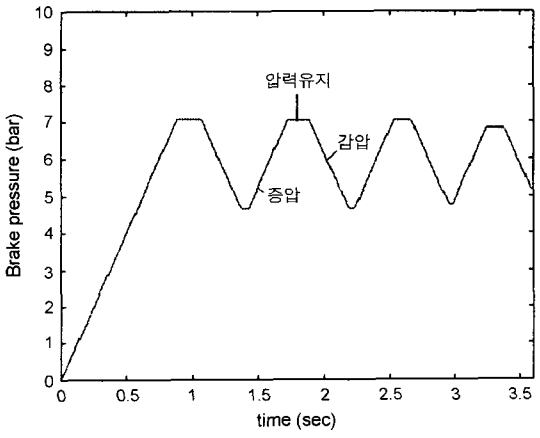

Fig. 5 ABS control model

2.6 타이어 모델

타이어는 차량의 비선형성을 증가시키는 가장 중요한 인자들 중 하나이며, 타이어에서 발생한 힘이 차체의 운동을 발생시키므로 차량의 주행특성을 예측하는데 있어서 대단히 중요하다.

특히 슬립률 변화에 따른 타이어와 노면사이의 마찰계수가 다르기 때문에 본 연구에서는 타이어의 힘을 슬립률, 슬립각과 타이어의 수직하중으로 표현하는 파세카(Pacejka)[4]에 의해 제안된 승용차 타이어 모델을 이용하였다. 그리고 승용차에 사용되는 파세카 타이어 모델을 대형 상용차에 적용하기 위해서는 승용차에 비해 상용차의 타이어 수직하중이 매우 큰 값을 가지므로 타이어 모델의 변수를 변환하여야 했다. 또한 타이어 모델의 검증을 위하여 종방향 및 횡방향 타이어 힘을 Mercedes-Benz사의 실험치[5]와 비교하여 일치하는 결과를 얻었다. 상용차에 적용한 타이어 모델을 이용하여 슬립률에 따른 종방향 타이어 힘을 Fig. 6에 나타내고, 슬립각에 따른 횡방향 타이어 힘을 Fig. 7에 나타내었다.

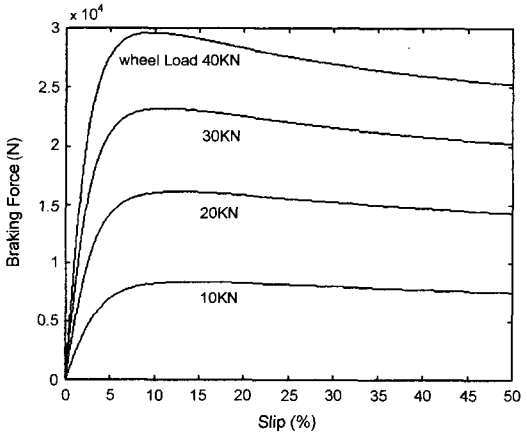

Fig. 6 Braking force of Pacejka tire model

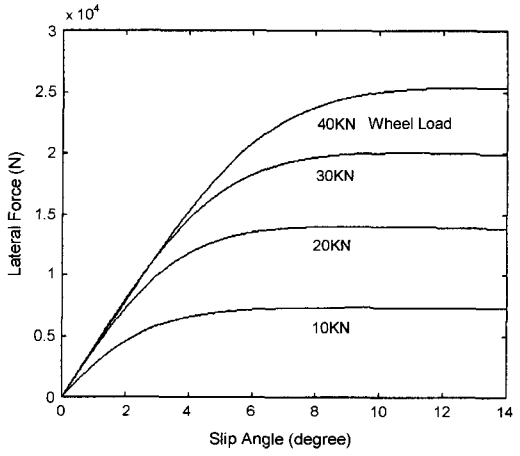

Fig. 7 Lateral force of Pacejka tire model

3. 프로그램 개발

8×4 차량의 제동특성을 해석하기 위해 개발된 시뮬레이션 프로그램은 다양한 운전조건에서 차량의 주행 안정성 및 제동특성을 분석하기 위해서 Fig. 8과 같이 구성되었다. 다양한 설계변수의 입력과 해석 결과의 분석이 용이하도록 차량의 운동방정식을 컴퓨터 프로그램으로 구성하였으며 사용한 컴파일러는 Microsoft Visual C++ 6.0이다. 프로그램은 크게 입력부, 해석부, 출력부 세 부분으로 나누어지며 각각의 역할 및 기능은 다음과 같다.

3.1 입력부

입력부에서는 시뮬레이션 하고자 하는 차량의 데이터(무게중심의 높이, 휠베이스, 차량 요잉 관성 모멘트, 차륜 관성 모멘트, 타이어 구름

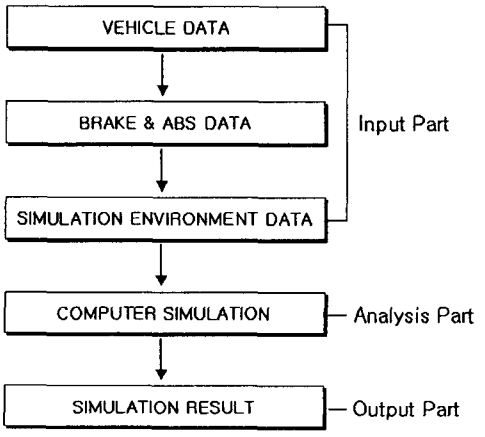

Fig. 8 Overview of the program

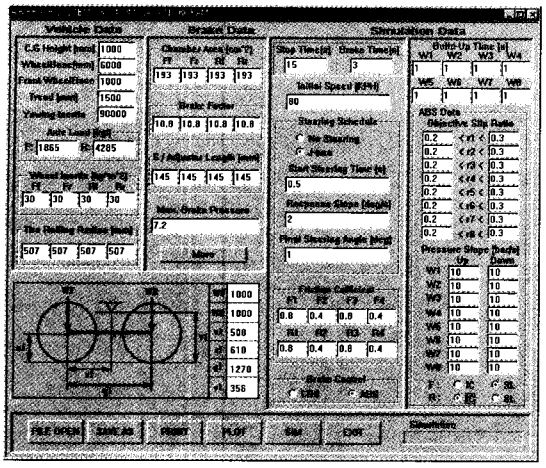

Fig. 9 Screen of simulation input data

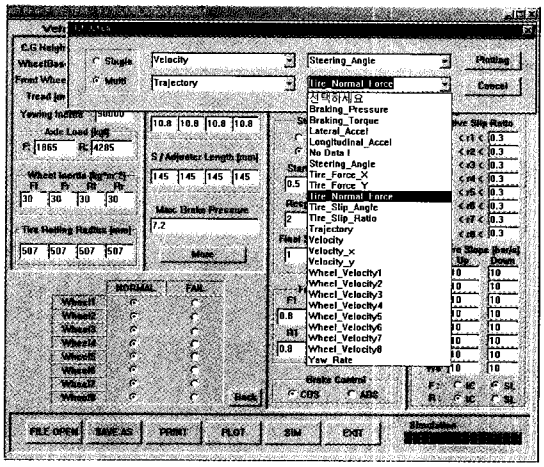

Fig. 10 Screen of simulation plot option

반경, 축하중), 차량의 탠덤 축 데이터(비현가 하중, 탠덤 축 제원), 브레이크 데이터(챔버 면적, 브레이크 효력 계수, 최대 제동압력, 압력상승시간), ABS 데이터(목표 슬립율 범위, 증감압시 압력 기울기) 및 선회 데이터(조향 시작 시간, 조향각 기울기, 최종 조향 각도)를 입력할 수 있도록 Fig. 9와 같이 구성하였다. 그리고 시뮬레이션 환경 데이터(초기 차량 속도, 노면 마찰계수, 제동 시작 시간, 시뮬레이션 시간)를 설정할 수 있도록 하였다. 또한 데이터베이스를 통하여 기존에 저장된 입력 데이터를 로딩(Loading)할 수 있는 기능도 개발되었다.

3.2 해석부

해석부에서는 입력부에서 설정된 각각의 변수를 인식하고, 읽어들인 변수에 따른 시뮬레이션을 수행한다. 차량의 직진주행 및 선회주행(J-turn)에 대한 해석을 수행할 수 있으며, CBS (Conventional Brake System) 및 ABS 적용 선택, ABS 제어 방법의 선택에 따른 차량의 제동특성을 해석할 수 있도록 구성되었다. 또한 임의의 차륜의 제동불능(Brake Failure)에 따른 차량의 제동특성도 해석할 수 있다.

시뮬레이션은 차량 동역학 모델과 브레이크 모델로 구성된 프로그램의 내부적 모듈에서 이루어지게 된다. 그리고 시간에 대한 변수의 적분 방법으로는 시뮬레이션시 보편적인 방법인 룬지-쿠타(Runge-Kutta) 4차 시간적분법을 이용하였다.

3.3 출력부

시뮬레이션이 끝난 후 출력부에서는 Fig. 10과 같이 다양한 데이터의 분석이 이루어수 있도록 출력 데이터를 그래프화하여 시간에 따른 제동압력, 제동토크, 종가속도, 횡가속도, 타이어 수직하중, 조향각, 제동력, 횡력, 슬립각, 슬립률, 각 차륜속도, 차체속도, 요율, 제동거리의 변화를 분석할 수 있도록 구성하였다. 또한 사용자가 결과를 프로그램 상에서 확인하는 방법 이외에 출력(Print)하여 확인할 수 있는 모듈도 개발되었다.

4. 시뮬레이션 적용 예

제동특성 해석의 유용성을 확인하기 위해 시뮬레이션 프로그램을 이용하여 Table 1의 제원을 갖는 차량에 적용하였다. 시뮬레이션은 이면도로(Split-μ) 직진제동시와 이면도로 선회제동시의 환경에 대하여 수행하였으며, 선회 조향각의 입력은 Fig. 11과 같다. 또한, 차량의 정상상

Table 1 Vehicle parameter for simulation

Vehicle weight	10000kgf
Yawing inertia	90000kg m^2
C.G height	1.210m
Wheelbase	6.0m
Tire rolling radius	0.507m
Steering-axle wheel inertia	30kg m^2
Tandem-axle wheel inertia	60kg m^2

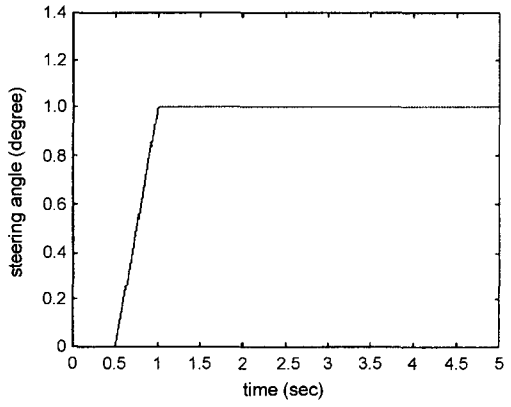

Fig. 11 Steering input schedule for J-turn

태 유지시의 제동특성을 알아보고자 시뮬레이션 시작 후 3초에서 제동을 가하였다. 시뮬레이션에 사용된 차량의 ABS 시스템은 다음의 세 가지 제어기준을 적용하였다.

1) IC/IC

모든 차륜이 독립적으로 슬립율의 변화에 대하여 브레이크력을 조절하는 경우로써, 독립 제어 (Independent Control-IC)방식은 차륜제어 방식으로 좌우 차륜을 독립 제어한다. 첫 번째 IC는 8×4 차량의 조향축에 대하여 좌우 독립제어를 행하는 것을 뜻하고, 두 번째 IC는 차량의 탠덤 축에 대하여 좌우 독립제어를 행하는 것을 뜻한다.

각 축의 독립 제어방식은 후륜의 슬립률을 기준으로 좌측 두 차륜과 우측 두 차륜은 동일하게 제어된다.

2) IC/SL

저마찰 노면 기준(Select Low-SL) 제어방식이란 마찰력이 낮은 쪽의 브레이크력을 기준으로 제어하는 방식이다. 즉 저마찰 노면의 슬립률을 기준으로 좌우 차륜을 동일하게 제어하는 축제어 방식이다. IC/SL의 경우 차량의 조향축은 독립제어 방식, 탠덤 축은 저마찰 노면 기준 제어방식으로 제어를 수행한다.

3) SL/SL

차량의 조향축과 탠덤 축에 대하여 저마찰 노면 기준 제어방식으로 제어를 수행하는 방식으로 탠덤 축의 저마찰 노면 기준 제어방식은 후륜의 저마찰 노면 슬립률을 기준으로 네 차륜이 동일하게 제어된다.

도로노면의 마찰계수가 다른 이면도로 상황에서 차량이 급제동하는 경우, 마찰계수가 높은 방향으로 차량이 이탈하거나 스핀(Spin)현상이 발생하여 차량은 매우 위험한 상태에 이를 수 있다. 이러한 현상을 해결하기 위한 방법으로 저마찰 노면의 슬립률을 기준으로 좌우를 동일하게 제어하는 SL(Select Low) 제어방법이 이용되고 있으며, 본 논문에서도 이러한 특성을 알아보고자 IC/IC, IC/SL, SL/SL의 세 가지 ABS 제어 시스템을 적용하였다. 그리고 노면의 마찰계수는 좌측은 건조 아스팔트 노면인 0.8로 가정하였고 우측의 노면은 마찰계수가 0.4인 빗길 노면으로 가정하여 시뮬레이션을 수행하였다.

4.1 이면도로 직진제동시 차량동특성

Fig. 12, Fig. 13, Fig. 14, Fig.15는 이면도로 직진제동시에 CBS차량과 ABS 세 가지 제어방식에 따른 IC/IC, IC/SL, SL/SL 차량의 거동, 요율, 횡가속도, 요각를 나타내고 있다.

이면도로 직진주행 제동시 좌우의 제동 압력이 동일할 경우는 마찰계수가 높은 노면에서 제동력이 크게 발생하게 되고 이로 인하여 차량은 마찰계수가 높은 방향으로 회전하는 경향이 있다. CBS 차량의 경우는 차륜의 로크가 발생하고, Fig. 12, Fig. 13, Fig, 14와 Fig. 15에서 알 수 있

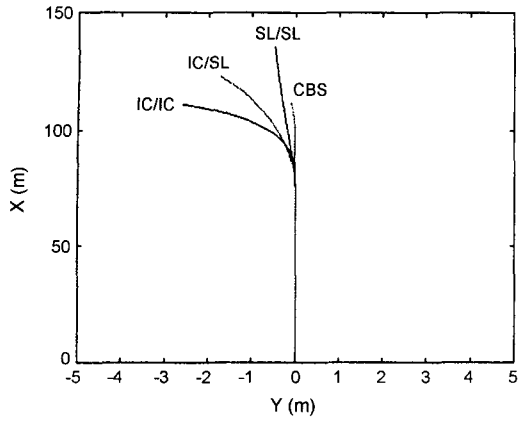

Fig. 12 Trajectory of 8×4 vehicle without steering on a split-μ surface

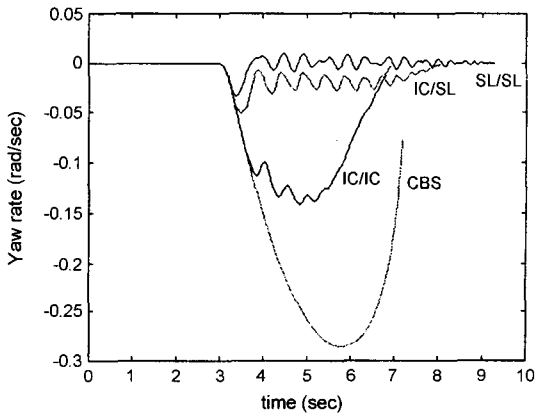

Fig. 13 Yaw rate of 8×4 vehicle without steering on a split-μ surface

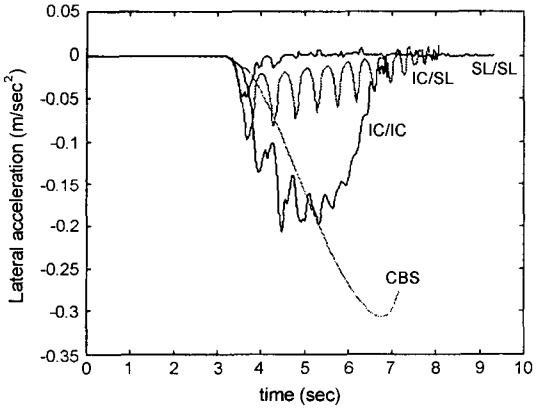

Fig. 14 Lateral acceleration of 8×4 vehicle without steering on a split-μ surface

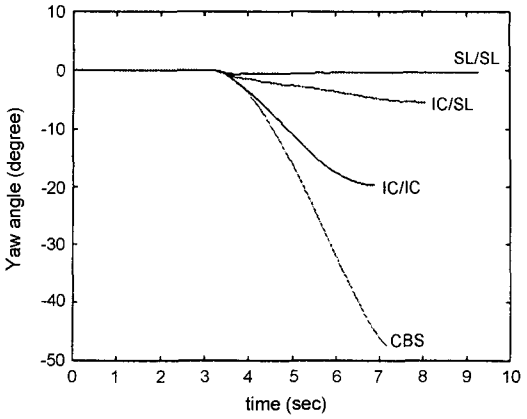

Fig. 15 Yaw angle of 8×4 vehicle without steering on a split-μ surface

듯이 요율과 횡가속도 및 요각이 음(-)의 방향으로 크게 증가하며 차량은 스핀현상이 일어남을 알 수 있으며, 제동시 궤도를 크게 이탈하지는 않으나 차량이 회전하여 매우 불안정한 제동을 나타낸다. IC/IC 차량은 각 차륜의 슬립률을 독립적으로 제어하여 마찰계수가 높은 방향으로 차량이 궤도를 이탈하고 있음을 알 수 있다. 또한 요율과 횡가속도 및 요각이 음(-)의 방향으로 증가하였다. IC/SL 차량의 제동시간은 IC/IC 차량에 비하여 약간 더 길지만 요율과 횡가속도 및 요각이 더 적은 영역에서 차량이 정지하였다. SL/SL 차량은 궤도를 크게 이탈하지 않고 IC/IC, IC/SL 차량에 비하여 제동시간이 증가하며 요율과 횡가속도 및 요각의 변화가 적게 나타나 안정적으로 정지함을 알 수 있다.

4.2 이면도로 선회제동시 차량동특성

Fig. 16, Fig. 17, Fig. 18, Fig. 19에서는 이면도로 선회제동시의 CBS 차량과 ABS의 세 가지 제어방식에 따른 IC/IC, IC/SL, SL/SL 차량의 거동, 요율, 횡가속도, 요각을 나타내고 있다.

이면도로 주행중 조향 입력을 행한 후 제동력을 가하면 CBS 차량은 요율, 횡가속도 및 요각이 음(-)의 영역으로 크게 변화하여 차량에는 스핀현상이 발생하게 된다. IC/IC 차량은 선회 궤도를 이탈하면서 정지하며, 요율과 횡가속도 및

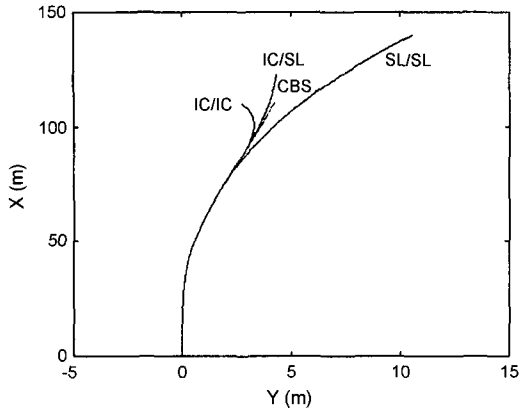

Fig. 16 Trajectory of 8×4 vehicle during J-turn on a split-μ surface

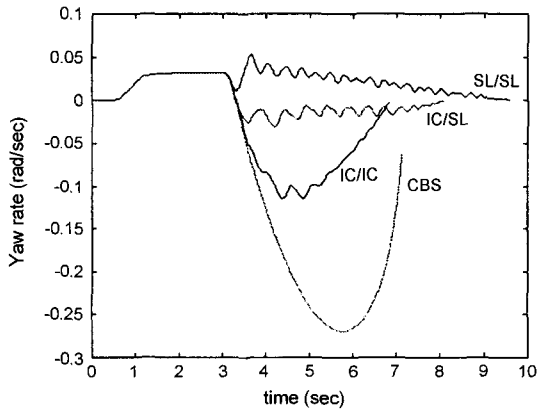

Fig. 17 Yaw rate of 8×4 vehicle during J-turn on a split-μ surface

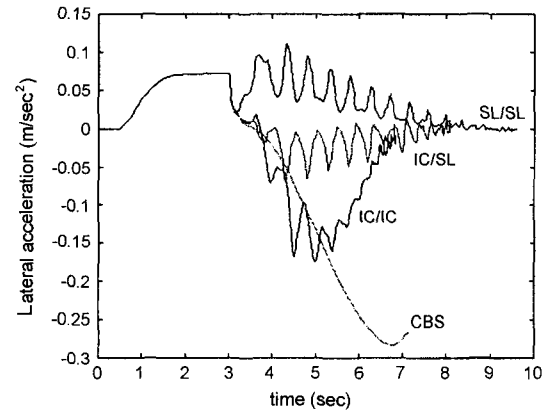

Fig. 18 Lateral acceleration of 8×4 vehicle during J-turn on a split-μ surface

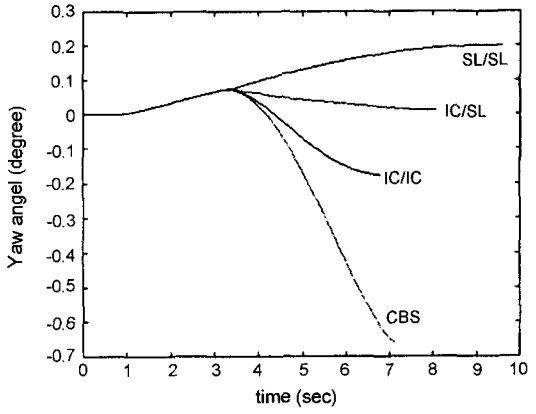

Fig. 19 Yaw angle of 8×4 vehicle during J-turn on a split-μ surface

요각은 음(-)의 방향으로 크게 증가하였다. IC/SL 차량은 선회궤도를 이탈하기는 하지만 그 정도가 IC/IC 차량보다는 양호하며, SL/SL 차량은 선회 궤도를 이탈하지 않고 정지하며, 요율과 횡가속도가 양(+)의 값으로 유지하고, 요각이 일정하게 증가하고 있음을 알 수 있다. 즉, SL/SL 차량은 선회 궤도를 유지하며 정지하였으나 나머지 차량은 궤도를 이탈하거나 차량이 회전하였음을 알 수 있다. 제동거리와 제동시간이 약간 길어지는 단점을 가지고 있지만 요율과 횡가속도 또한 SL/SL 차량은 변화량이 적어 더욱 안정적임을 알 수 있다.

5. 결 론

본 연구에서는 8×4 차량에 대하여 11자유도 수학적 차량 모델을 구성하였고, 브레이크 시스템 모델 및 ABS 제어 모델을 포함한 전 차량 모델을 구성하여 각 차량의 입력데이터에 따른 단일노면과 이면도로시의 제동, 직진과 선회시의 제동, 임의의 바퀴의 제동불능에 따른 제동시 차량의 거동 및 상태를 분석할 수 있도록 하였다. 또한 입력 및 출력 데이터의 저장을 위한 데이터베이스 프로그램을 구축하였으며, 모든 상태량의 출력 및 그래프 출력이 가능한 출력 프로그램을 개발하였다. 본 시뮬레이션 프로그램을 이용

하면 차량데이터의 입력, 시뮬레이션, 결과분석의 순차적인 작업으로 다양한 설계변수에 따른 제동결과를 해석하는 것이 가능하며 이를 차량의 설계에 직접적으로 이용한다면 실차 실험의 부담을 줄일 수 있을 것으로 기대된다.

또한 본 연구에서는 8×4 차량의 이면도로 직진주행시 제동과 이면도로 선회주행시 제동에 관한 차량 동특성의 해석을 수행하였으며 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 이면도로에서 ABS 시스템을 장착하지 않은 8×4 차량은 스핀현상과 같은 매우 위험한 상황에 이를 수 있음을 시뮬레이션을 통하여 확인하였다.

2) 이면도로에서 세 가지 ABS 제어방식을 각각 시뮬레이션 하였으며 저마찰 노면 기준 제어방식은 차량의 주행 안전성 향상에 크게 기여함을 알 수 있었다.

3) 향후 ABS보다 세밀한 제어기능을 갖는 ESP (Electronic Stability Program) 및 VDC의 제어기능을 부가하여 제어모델을 구성한다면 더욱 안정적이고 효율적인 제어가 이루어질 수 있을 것으로 기대된다.

후 기

본 논문은 한국과학재단 산하 성균관대학교 산업설비 안전성평가 연구센터의 연구비지원으로 이루어진 것으로써, 이에 관계자 여러분께 감사 드립니다.

참 고 문 헌

1) F. Hecker, S. Hummel, O. Jundt, K. D. Leimbach, I. Faye, H. Schramm, "Vehicle Dynamics Control for Commercial Vehicles," SAE 973284, 1997.
2) R. Limpert, "Brake Design and Safety", Society of Automotive Engineers, pp.201-239, 1992.
3) W. A. Leasure, Jr., S. F. Williams, Jr., "Anti-Lock Systems for Air-Braked Vehicles," SAE 890113, 1989.
4) E. Bakker, H. B. Pacejka, L. Lidner, "A New Tire Model with an Application in Vehicle Dynamics Studies," SAE 890087, 1989.
5) E. Gohring, E. C. von Glasner, H. C. Pflug, "Contribution to the Force Transmission Behavior of Commercial Vehicle Tires," SAE 912692, 1991.