

〈논 문〉 SAE NO. 953763

## 실시간 차량 동역학 시뮬레이션 S/W 개발

### Development of a Real-Time Vehicle Dynamic Simulation Software

최 규 재\*, 이 관 호\*\*, 유 영 면\*  
G. J. Choi, K. H. Lee, Y. M. Yoo

#### ABSTRACT

In this research a real time vehicle dynamic simulation software, to be used on real time vehicle simulators, is developed using relative coordinates and suspension super-element concept. Accuracy of the software is verified through comparisons of simulation results with those of a commercial mechanical system dynamic analysis package. It is demonstrated that real time simulation on a workstation with a 15 D.O.F. vehicle model is possible.

주요기술용어 : Real time vehicle simulator(실시간 차량 시뮬레이터), real time vehicle dynamic simulation software(실시간 차량 주행역학 해석 프로그램), relative coordinates(상대좌표계), suspension super-element(현가장치 거대요소)

#### 1. 서 론

실시간 시뮬레이터(real time simulator) 기술은 최근 가속화 되고 있는 컴퓨터 기술발전 에 힘입어 활발히 그 영역을 넓히고 있는 중이며, 최근에는 자동차분야에서도 실시간 시뮬레이터가 개발되어 고성능 전자화 차량시스템 설계에 활용되기 시작하고 있는 중이다<sup>1)</sup>. 실시간 차량 시뮬레이터를 통하여 전자화 차량시스템의 개발 시 얻을 수 있는 효과가 막대하다는 사실은 이미 잘

알려진 사실이다. 또한 실제 차량 주행시험에서 는 실시할 수 없는 극한상황의 시험이 가능하기 때문에 차량의 주행 안전성 확보에도 커다란 도움을 얻을 수 있다. 이와 같이 유용한 실시간 차량 시뮬레이터를 개발하기 위해서는 실시간 차량 시뮬레이션이 가능한 프로그램의 개발이 가장 시급한 과제라 할 수 있다. 지금까지 개발된 실시간 차량 시뮬레이터에는 차량 동역학 시뮬레이션 시간략화된 차량 모델을 사용하여 차량 시뮬레이션 정확도가 떨어지거나<sup>2)</sup>, 대단히 계산량이 많은 차량 모델을 사용함으로써 초대형 컴퓨터가 필요로 하는 문제점이 있다<sup>3)</sup>. 또한 오늘날 일반

\* 정회원, 자동차부품연구원  
\*\* 자동차부품연구실

적으로 사용되고 있는 DADS<sup>4)</sup>, ADAMS<sup>5)</sup> 등의 범용 동역학해석 소프트웨어는 실시간 해석이 불가능한 문제점을 안고 있다.

본 연구에서는 이와 같은 문제점들을 보완하며 효율적으로 실시간 차량 시뮬레이터에 사용될 수 있는 실시간 차량 주행역학 해석 프로그램을 상대좌표계와 현가장치 거대요소(suspension super-element)를 사용하여 개발하였다.

## 2. 차량 주행 역학 해석 알고리즘

상대좌표계를 사용하여 그림 1과 같이 현가장치 거대요소로 연결된 두 물체 사이의 기구학적 관계를 모델링할 때 물체 j의 위치 벡터와 각속도 벡터는 다음과 같다.

$$r_j = r_i + r_{ij} \quad (1)$$

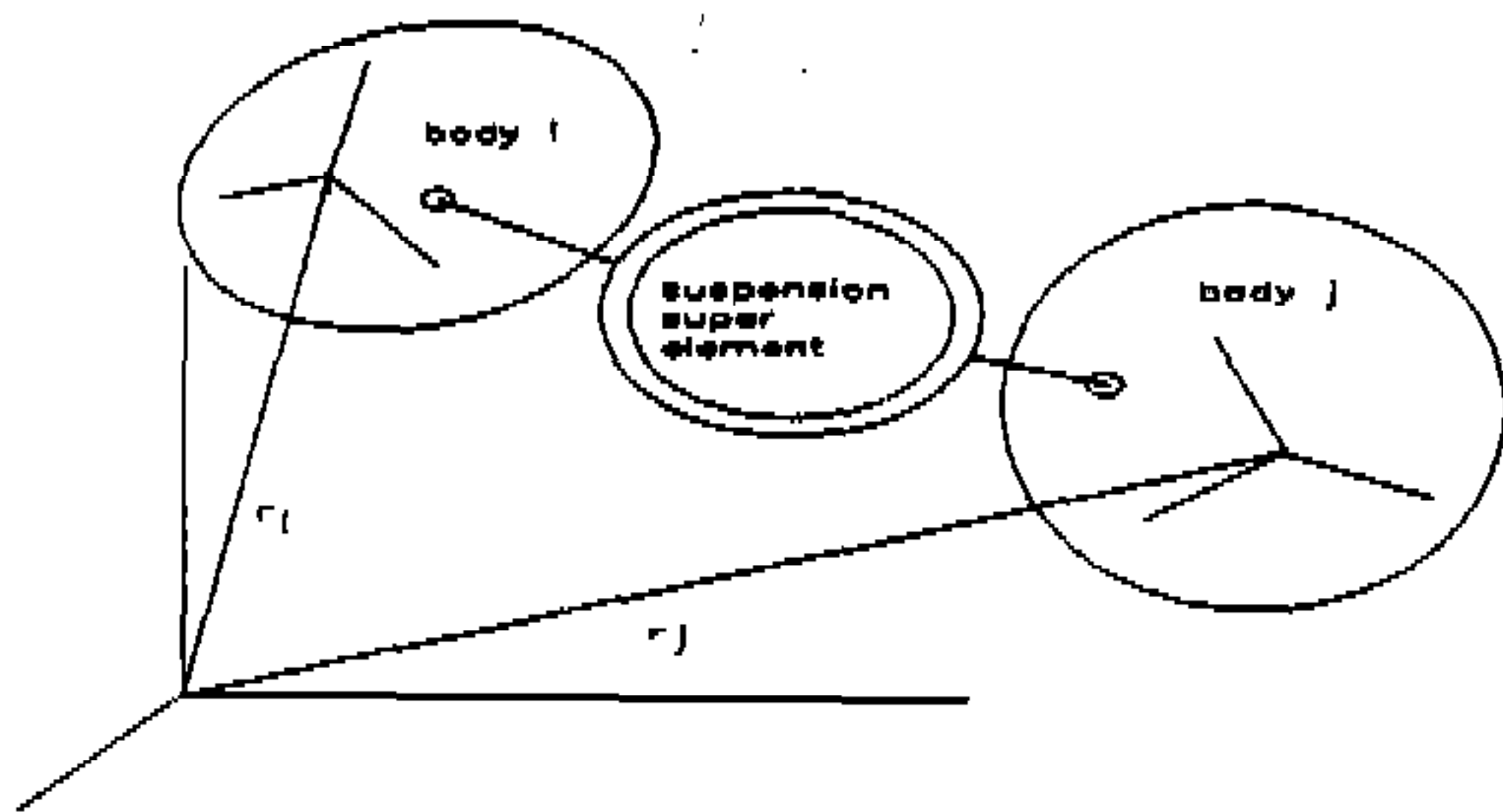


Fig.1 Kinematic representation of two bodies

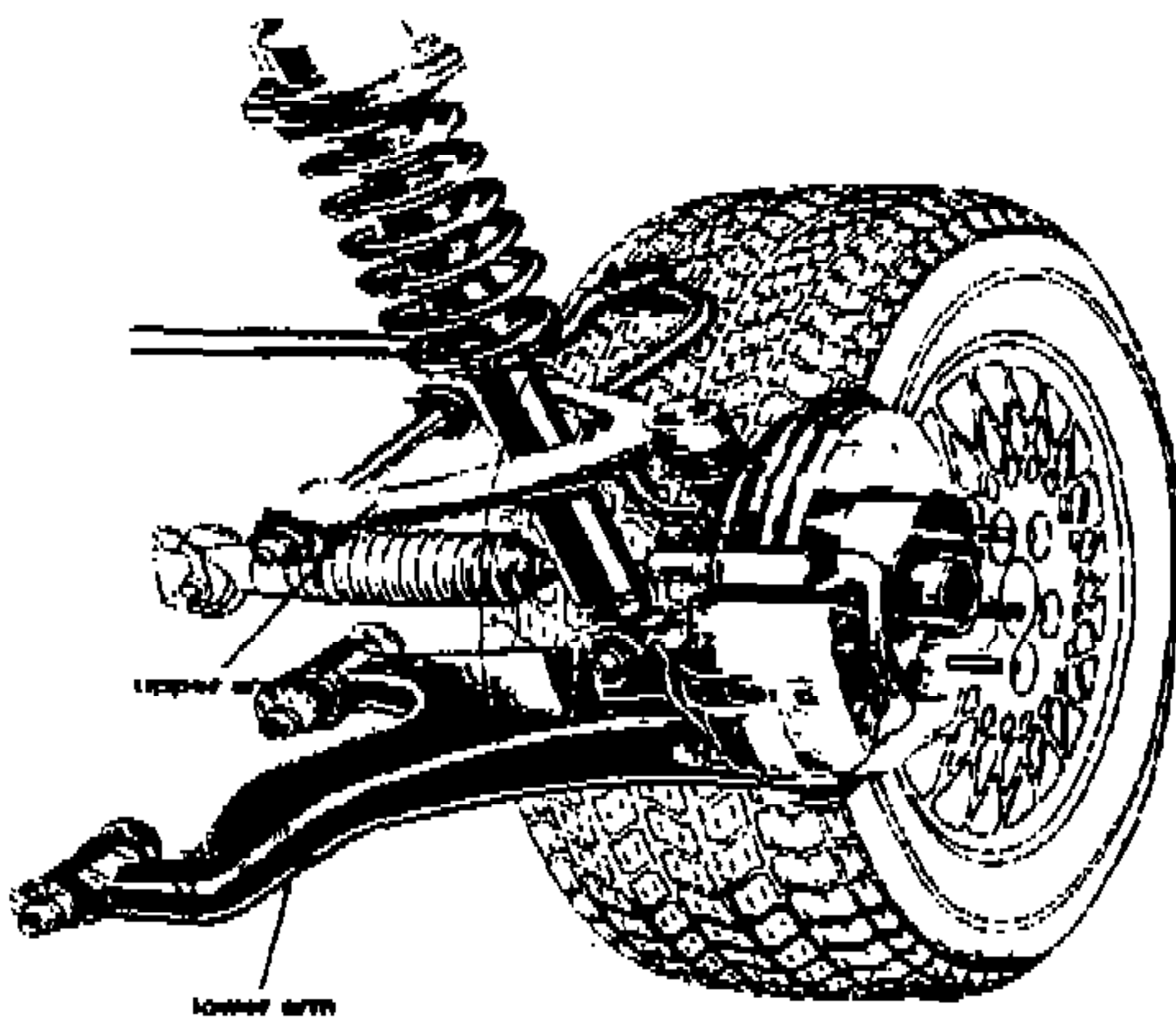


Fig.2 Double wishbone suspension

$$w_j = w_i + w_{ij} \quad (2)$$

여기에서 벡터  $r_{ij}$ 는 물체 i와 물체 j의 상대적인 병진 위치 벡터를 의미하며,  $w_{ij}$ 는 물체 i와 물체 j의 상대적인 회전 각속도 벡터를 의미한다.

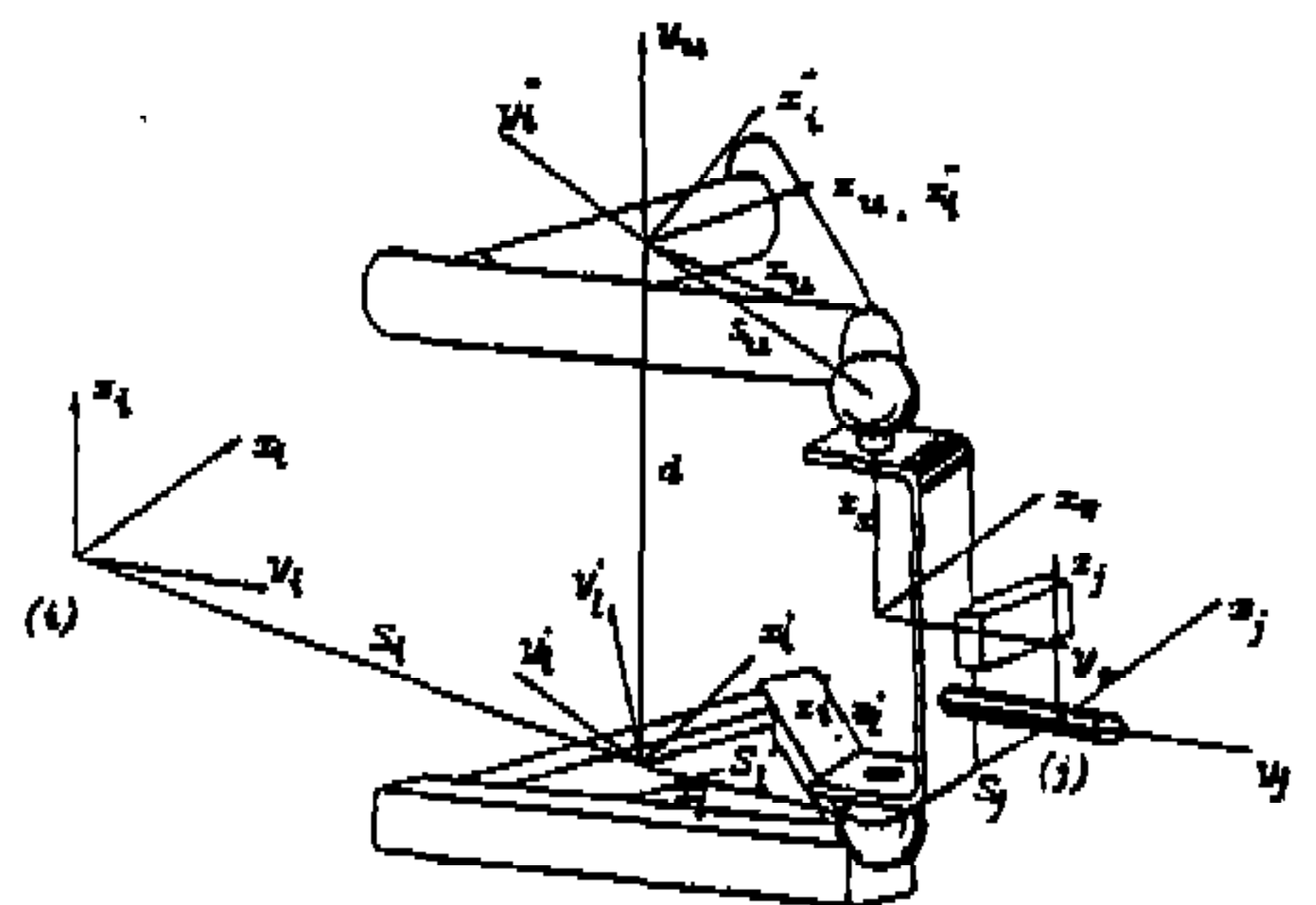
식 (1)과 식(2)를 미분하여 물체 i와 물체 j의 속도 및 가속도 관계를 얻을 수 있으며, 물체 j의 가상변위(virtual displacement)는 물체 i의 변위와 상대좌표 벡터를 이용하여 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\delta Z_j = B_{ij1} \delta Z_i + B_{ij2} \delta q_{ij} \quad (3)$$

여기에서  $\delta Z_i = [\delta r_i, \delta \pi_i]^T$ 는 물체 i의 변분 벡터이며,  $\delta q_{ij}$ 는 물체 i와 j의 상대자유도에 대한 변분 벡터이다. 또한  $\delta r_i$ 는 물체 i의 병진 운동에 대한 변분 벡터이며,  $\delta \pi_i$ 는 물체 i의 회전 운동에 대한 변분 벡터를 각각 나타낸다. 식(3)에서  $B_{ij1}$ 과  $B_{ij2}$ 는 그림 1과 같은 두 물체 사이의 속도변환 행렬(velocity transformation matrix)<sup>6)</sup>을 나타낸다. 물체 i와 물체 j의 속도 및 가속도 관계를 이용하여 다음과 같이 기술할 수 있다.

$$Y_j = B_{ij1} Y_i + B_{ij2} \dot{q}_{ij} \quad (4)$$

$$\dot{Y}_j = B_{ij1} \dot{Y}_i + B_{ij2} \ddot{q}_{ij} + D_{ij} \quad (5)$$



여기에서 속도벡터  $Y_i = [\dot{\gamma}_i, \omega_i]^T$ , 가속도 벡터  $\dot{Y}_i = [\ddot{\gamma}_i, \dot{\omega}_i]^T$ 를 각각 나타낸다.

이상과 같은 관계식을 이용하여 차량에 사용되는 다양한 종류의 현가장치 거대요소에 대한 속도 변환행렬과 가속도 항  $D_{ij}$ 를 구할 수 있다. 그림 2에는 차체와 바퀴가 double wishbone 현가장치 거대요소에 의해 연결된 시스템의 기구학적 개략도를 예시하였으며 본 연구에서는 MacPherson strut, double wishbone, solid axle 및 trailing arm 현가장치 등에 대한 현가장치 거대요소 이론을 개발하였고 각각을 모듈화하여 다양한 현가장치의 차량에 대하여 모듈식으로 정의함으로써 간편하게 다양한 차량에 대한 모델링이 가능하다.

차량시스템에서 힘요소는 translational spring damper element(coil spring, shock absorber), rotational spring damper element(torsion bar, friction), stabilizer, tire 등이며 발생하는 힘은 차량시스템의 운동방정식에 입력된다. 본 연구에서는 타이어를 모델링하기 위해 해석적인 접근방법<sup>7)</sup>을 사용하였다.

이상과 같은 기구학적 요소와 힘요소를 Newton-Euler 운동방정식을 이용한 n개의 강체시스템의 변분 방정식과 Lagrange multiplier를 도입하여 다음과 같이 운동방정식을 유도한다.

$$\sum_{i=1}^n \delta Z_i^T (M_i \dot{Y}_i - Q_i + \Phi_{Z_i}^T \lambda) = 0 \quad (6)$$

여기에서

$M_i$  : 6x6 inertia matrix of body i

$Q_i$  : 강체 i에 가해지는 외력 벡터

$\Phi_{Z_i}$  : 기구학적 구속조건식에 해당하는 Jacobian 행렬

$\lambda$  : 기구학적 구속조건식에 해당하는 Lagrange 승수

$Z_i$  : 강체 i의 변위 벡터

n : 시스템을 구성하는 강체의 수를 각각 나타낸다.

본 연구에서 사용한 차량 모델의 한 예는 그림 3에서 보는 바와 같이 6개의 강체(1개의 차체, 4개의 바퀴, 1개의 조향랙)와 이들을 연결하는 기구학적 관절들로 이루어져 있다. 그림에서 차량은 전륜에 double wishbone suspension, 후륜에 solid axle 형태의 현가장치를 가지고 있으며 차량의 운동을 표시하기 위해서는 모두 17개의 자유도가 필요하다. 그러나 전륜의 좌우 스트러트 축 회전각과 피니언의 회전각은 랙 앤 피니언 조향장치(rack & pinion steering mechanism)에 있는 두 개의 타이로드에 의해 운동이 구속되므로 2개의 기구학적 구속조건식이 추가되어 본

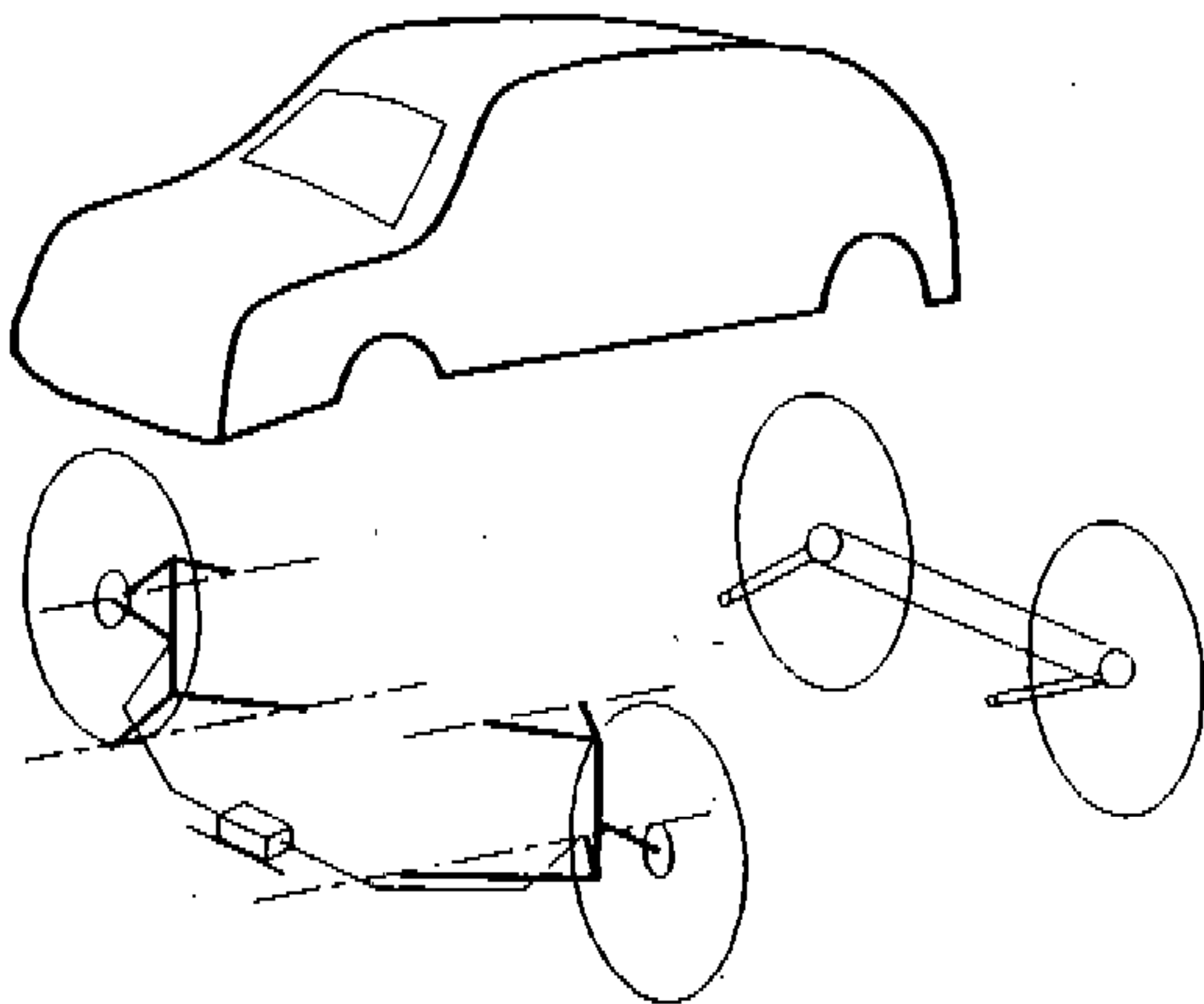


Fig.3 Vehicle model

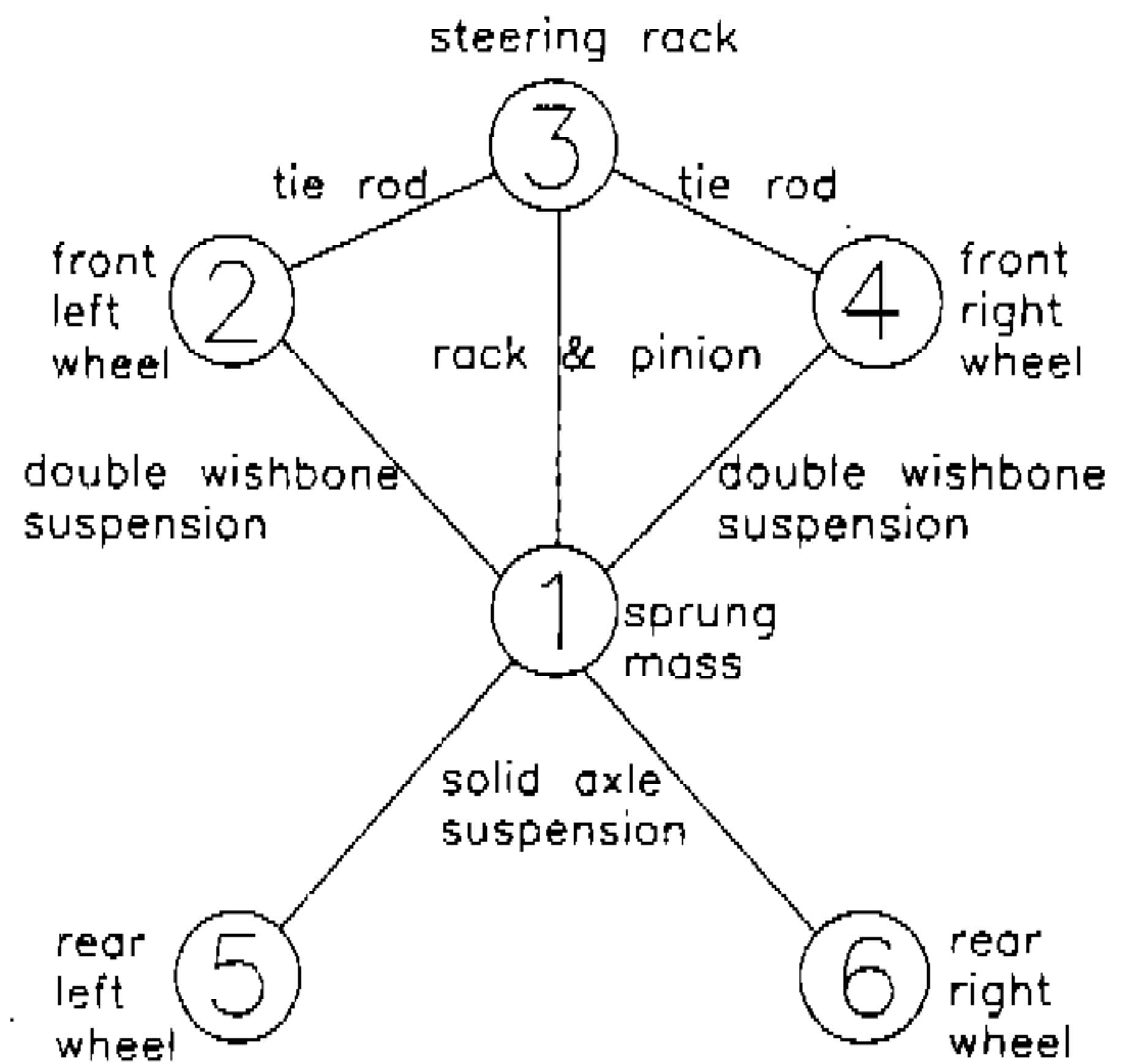


Fig.4 Graphical representation of the vehicle

모델의 운동자유도는 15가 된다. 이는 다른 현가장치를 사용하는 경우에도 마찬가지이다. 본 차량 모델에 대한 구성 개념도를 그림 4에 나타내었으며 상대좌표를 이용한 운동방정식을 구성하기 위해 cut joint 개념<sup>6)</sup>이 도입되었다.

식 (6)에 각 현가장치에 대한 식(3), 식(5)와 외력 벡터를 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} M_g & P_g^T \\ P_g & M_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{Y}_1 \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_g \\ \tau_g \end{bmatrix} \quad (7)$$

여기에서  $M_g, P_g, M_p, F_g, \tau_g$ 는 식(6)으로부터 구한 각 항을 나타내며  $\dot{Y}_1$ 는 sprung mass의 가속도 벡터,  $\lambda$ 는 Lagrange 승수를 각각 나타낸다.

식(7)을  $\lambda$ 에 대해 정리한 후  $\dot{Y}_1$  항에 대해 정리하면 다음과 같은 관계식을 얻을 수 있다.

$$\lambda = M_p^{-1} (\tau_g - P_g \dot{Y}_1) \quad (8)$$

$$(M_g - P_g^T M_p^{-1} P_g) \dot{Y}_1 = F_g - P_g^T M_p^{-1} \tau_g \quad (9)$$

식 (9)에서  $\dot{Y}_1$ 를 구한 후 식(8)로부터  $\lambda$ 를 구할 수 있다.  $\dot{Y}_1$ 와  $\lambda$ 를 구한 후 각 자유도에 대한 가속도를 구할 수 있다. 각 자유도에 대한 가속도를 구한 후 실시간 수치적분 방법을 통하여 다음 단계의 속도와 변위를 구함으로써 차량 시스템의 운동 특성을 파악하게 된다. 따라서 현가장치 거대요소 개념을 이용하여 구성한 차량의 운동방정식에서 풀어야 할 최대의 matrix 크기는 식(9)의 6×6로 다른 방법<sup>3), 6)</sup>에 비하여 계산시간을 크게 단축시킬 수 있다.

### 3. 실시간 시뮬레이터용 수치적분 알고리즘

전 절에서 유도한 방정식은 미분 대수방정식과 같은 형태의 방정식으로 나타나는데 이의 해를 구하기 전에 실시간 시뮬레이터의 수치해석 상의 특성을 살펴보면 다음과 같다. 첫째, 수치해석 상 매우 정확한 결과를 얻을 수 있는 implicit 알고리즘의 적용이 불가능하다. 둘째, 실시간 시뮬

레이터의 적분 알고리즘에는 variable integration time step을 쓸 수 없다. 셋째, integration time step size는 컴퓨터 내에서 차량 주행역학 프로그램을 풀어 해를 구하는데 걸리는 실제시간과 digital, analog I/O 등의 입출력 시에 걸리는 실제시간 등 부가적인 시간의 합보다 커야한다. 이와 같은 특성을 고려하면서 정확한 수치해를 구하기 위해서는 integration time step size의 크기에 따라 정확하고 안정적인 수치적분 알고리즘을 써야 한다.

본 연구에서는 Euler method와 2차, 3차 Adams-Bashforth method(이하 AB2 및 AB3 method)를 사용하여 특성을 비교 검토하고 실시간 시뮬레이션에의 사용 가능성을 고찰하였다.

### 4. 실시간 차량 시뮬레이션 프로그램의 검증

본 연구에서 개발된 프로그램의 정확도 검증을 위하여 범용 다물체 동역학 S/W인 DADS<sup>4)</sup>의 해석 결과와 비교검토 하였다. 주행 시뮬레이션 조건은 차량이 40km/h의 속도로 직진 주행 중 10m 앞의 폭 0.5m, 높이 0.05m의 원형 bump를 통과하는 것이다. 그림 5와 6에 비교 결과를 도시하였다. 그림 5는 차체 무게중심에서의 수직 방향 절대변위를 도시한 것이며 그림 6은 수직 방향 절대가속도를 도시한 것이다. 해석결과는 잘 일치하고 있으며 약간의 오차는 사용하고 있는 tire model의 차이에서 발생하고 있다.

### 5. 실시간 차량 시뮬레이션 프로그램 수행

전술한 수치적분 알고리즘을 사용하여 두가지의 주행조건(직진주행 중 bump 통과 및 step steering)에 대한 시뮬레이션을 실시하였다. 해석결과는 predictor-corrector implicit algorithm(PECE)<sup>8)</sup>을 사용한 결과와 비교검토하였으며 컴퓨터는 HP9000/750을 사용하였다. 차량 모델은 전륜이 MacPherson strut, 후륜이 solid axle suspension을 장착한 차량이다.

Bump 통과 조건은 2.5초 동안 조향 조작없이 직진 주행속도 36km/h로 3m 전방의 폭 1m,

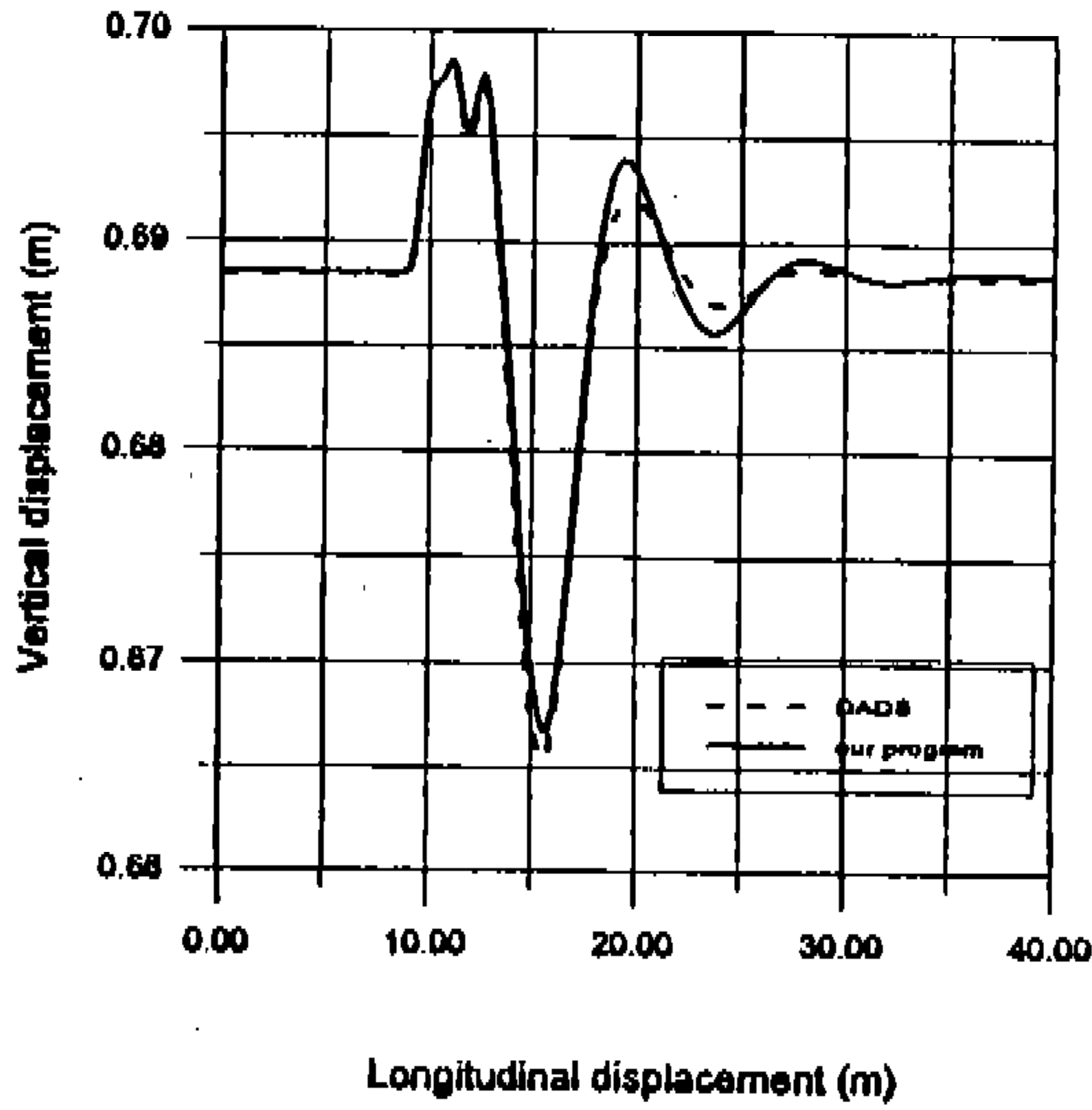


Fig.5 Vertical displacement

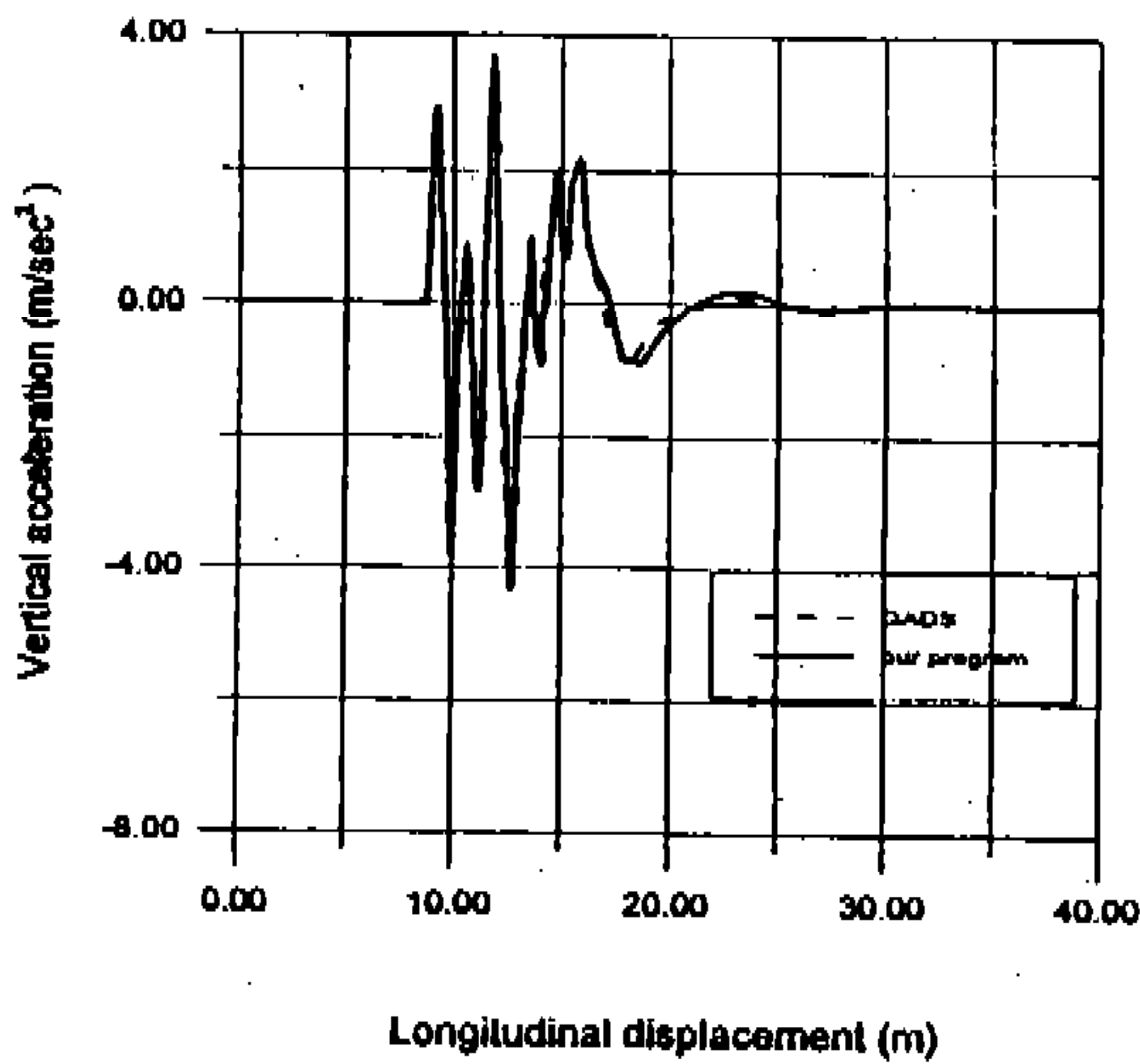


Fig.6 Vertical acceleration

높이 0.15m의 원형 bump를 통과하는 것이다. 표 1에서 알 수 있는 바와 같이 integration time step size가 2ms 이상인 경우에는 실시간이 가능함을 알 수 있다. 또한 step size가 증가할수록 계산 시간이 비례하여 감소하는 것은 각 step에서 한번씩 함수를 계산하는 explicit method를 채용하였기 때문이다. 그림 7과 8은 각 step size별로 구한 pitch angle과 vertical acceleration 결과를 도시한 것이다. Step size 2ms의 경우 Euler method와 AB3 method가 pitch

Table 1 Bump simulation result

(단위 : sec)

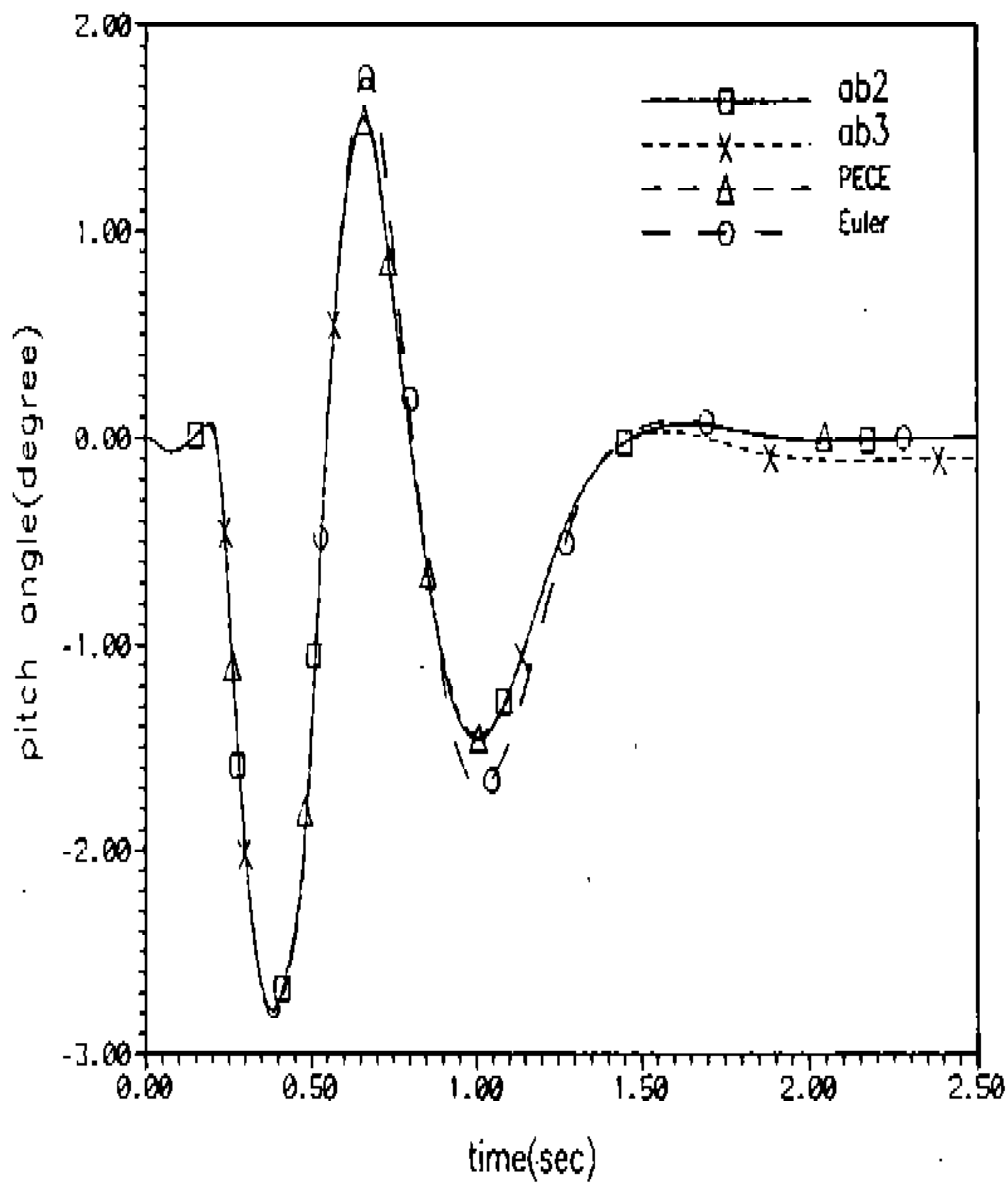
time step method	1ms	2ms	3ms	4ms	6ms
Euler	3.77	1.95	1.21	1.08	0.71
Adams-Bashforth 2-nd order	3.72	1.99	1.21	1.02	0.71
Adams-Bashforth 3-rd order	3.94	2.05	1.25	1.12	0.69
Adams-Moulton PECE	6.62			3.41	

Table 2 Step steering simulation result

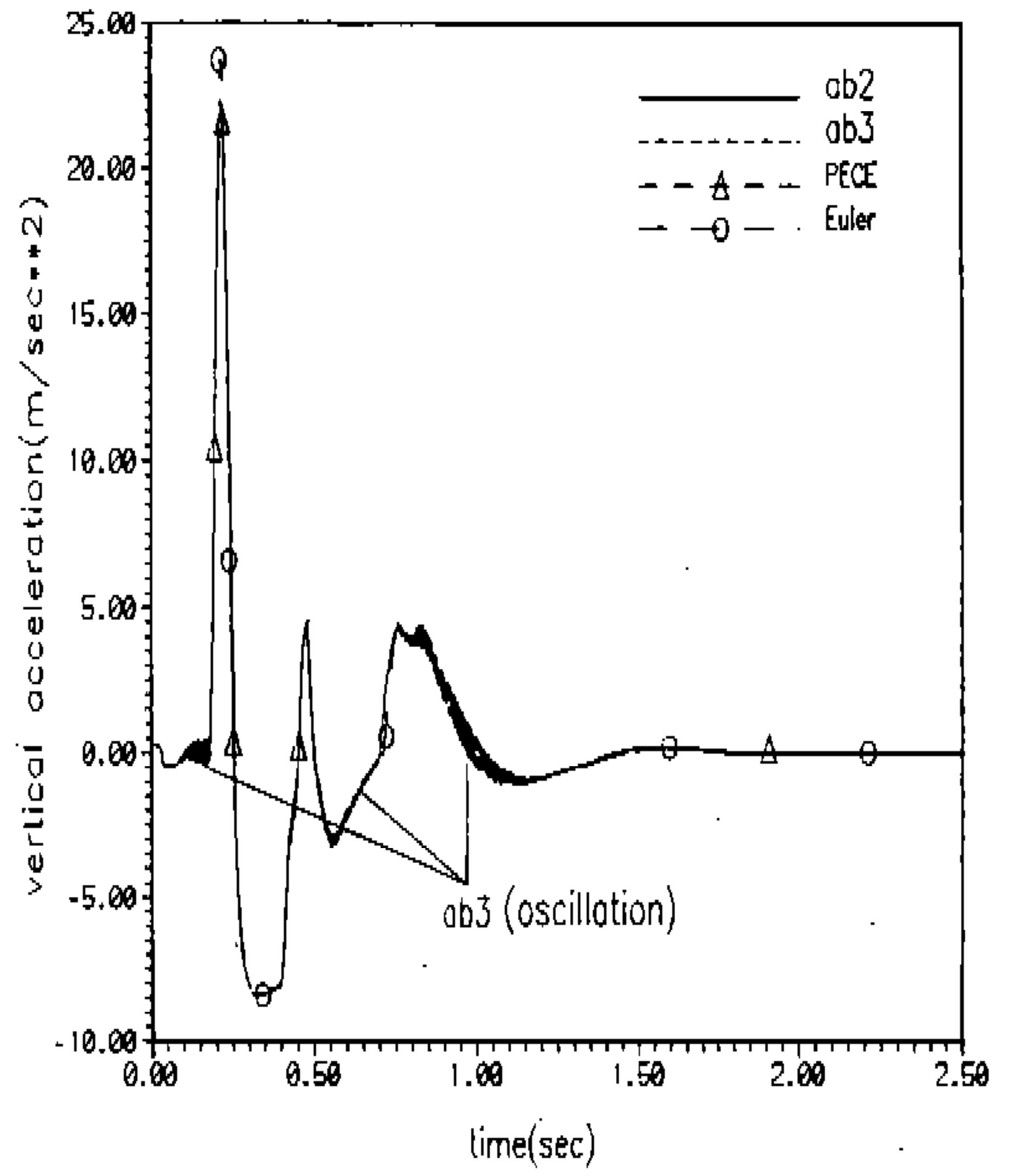
(단위 : sec)

time step method	1ms	2ms	3ms	4ms	6ms
Euler	7.35	3.72	X	X	X
Adams-Bashforth 2-nd order	7.32	3.65	2.47	1.93	X
Adams-Bashforth 3-rd order	7.38	3.73	2.58	X	X
Adams-Moulton PECE				4.25	

angle에서 약간의 차이가 발생하였으며 vertical acceleration에서는 AB3 method가 국부적인 oscillation이 발생하였다. Step size 3ms의 경우에는 Euler method와 AB3 method가 pitch angle에서 차이가 발생했으며 vertical acceleration에서는 AB2, AB3 method 모두 oscillation이 심하게 발생하였다. 이것은 step size가 커짐에 따라 알고리즘이 불안정해지기 때문이다. Bump 시뮬레이션을 통하여 실시간이 가능하고 안정적인 알고리즘은 step size가 2ms인 경우

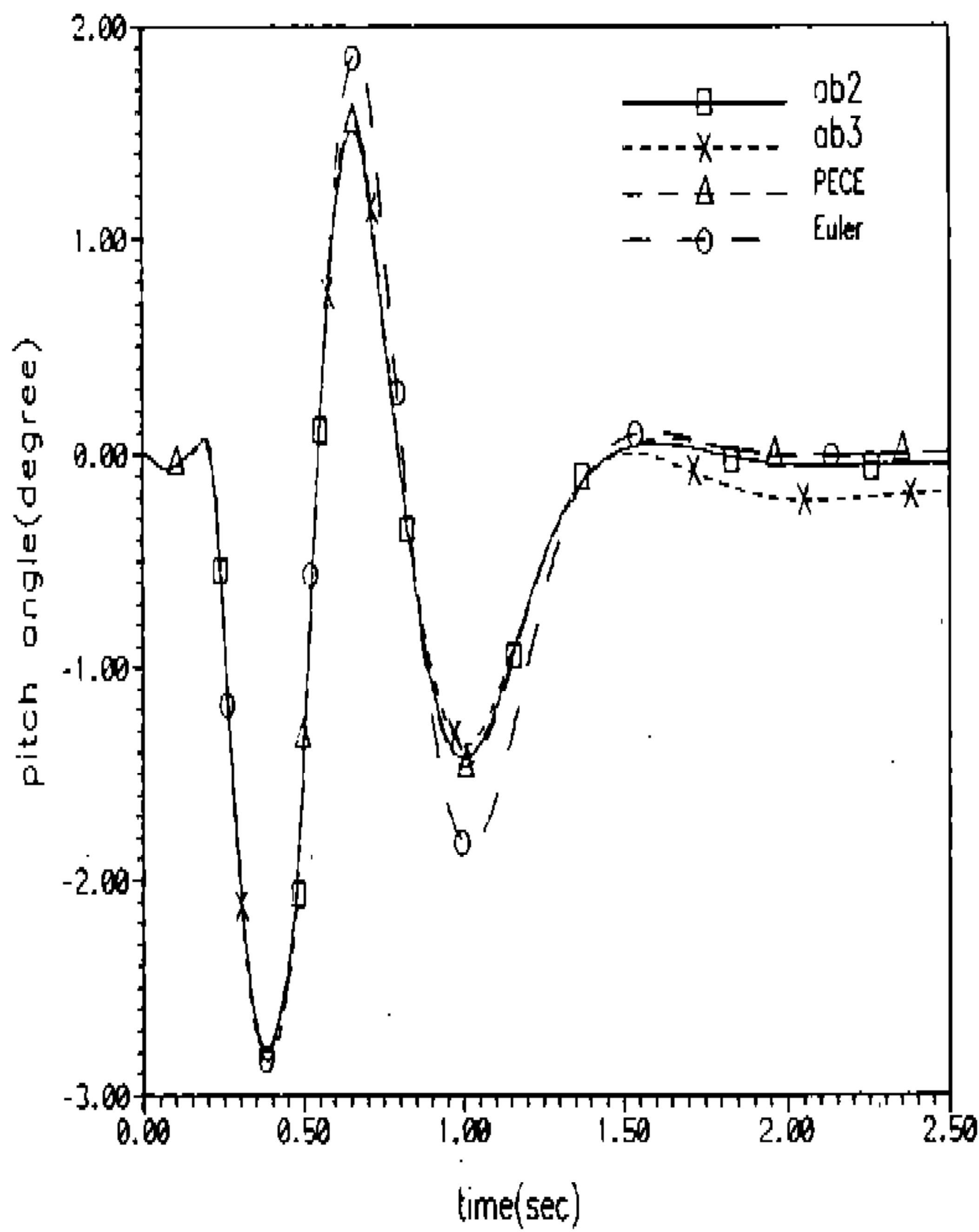


(a) Pitch angle

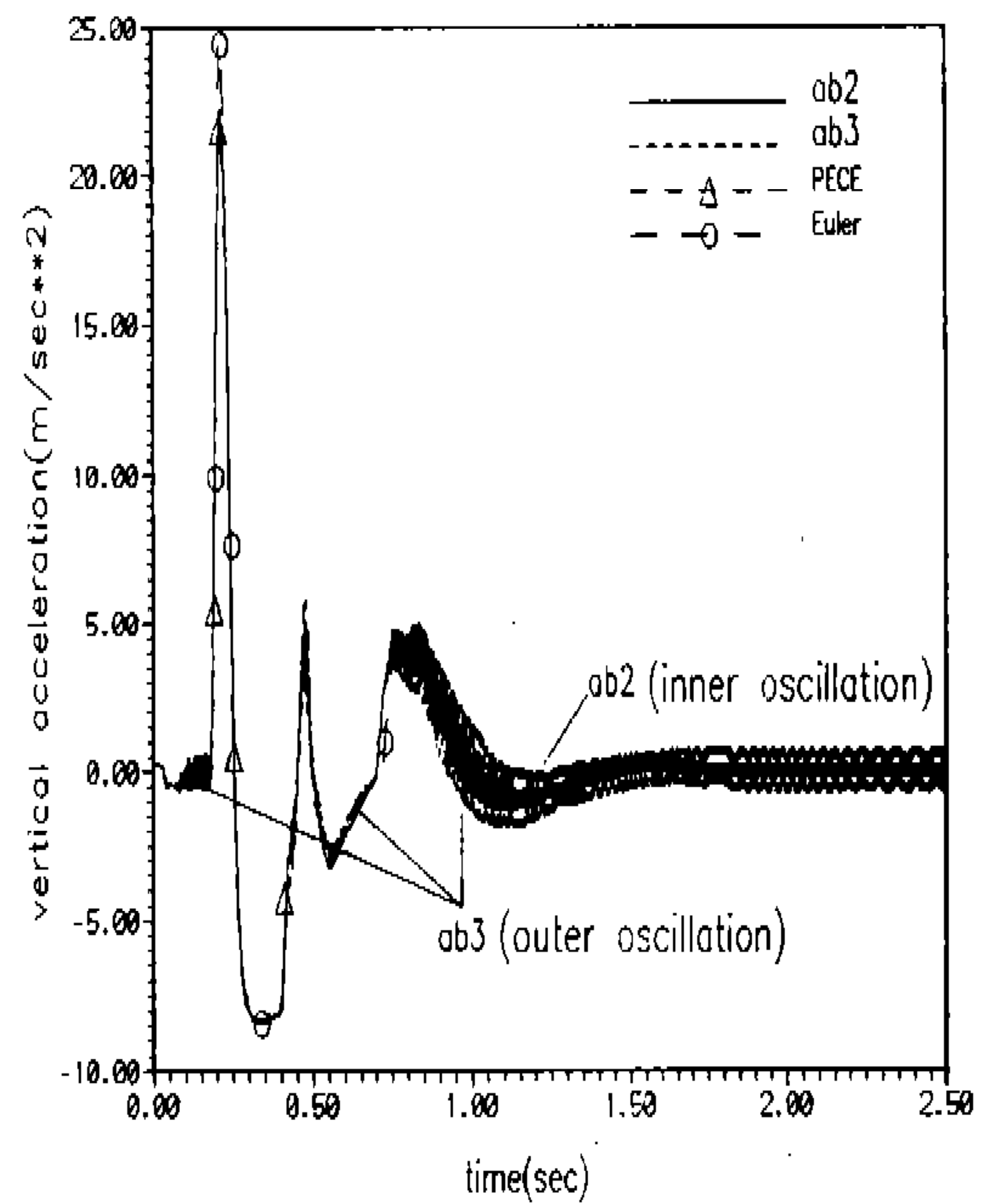


(b) Vertical acceleration

Fig.7 Simulation result (integration time step size : 2ms)



(a) Pitch angle



(b) Vertical acceleration

Fig.8 Simulation result (integration time step size : 3ms)

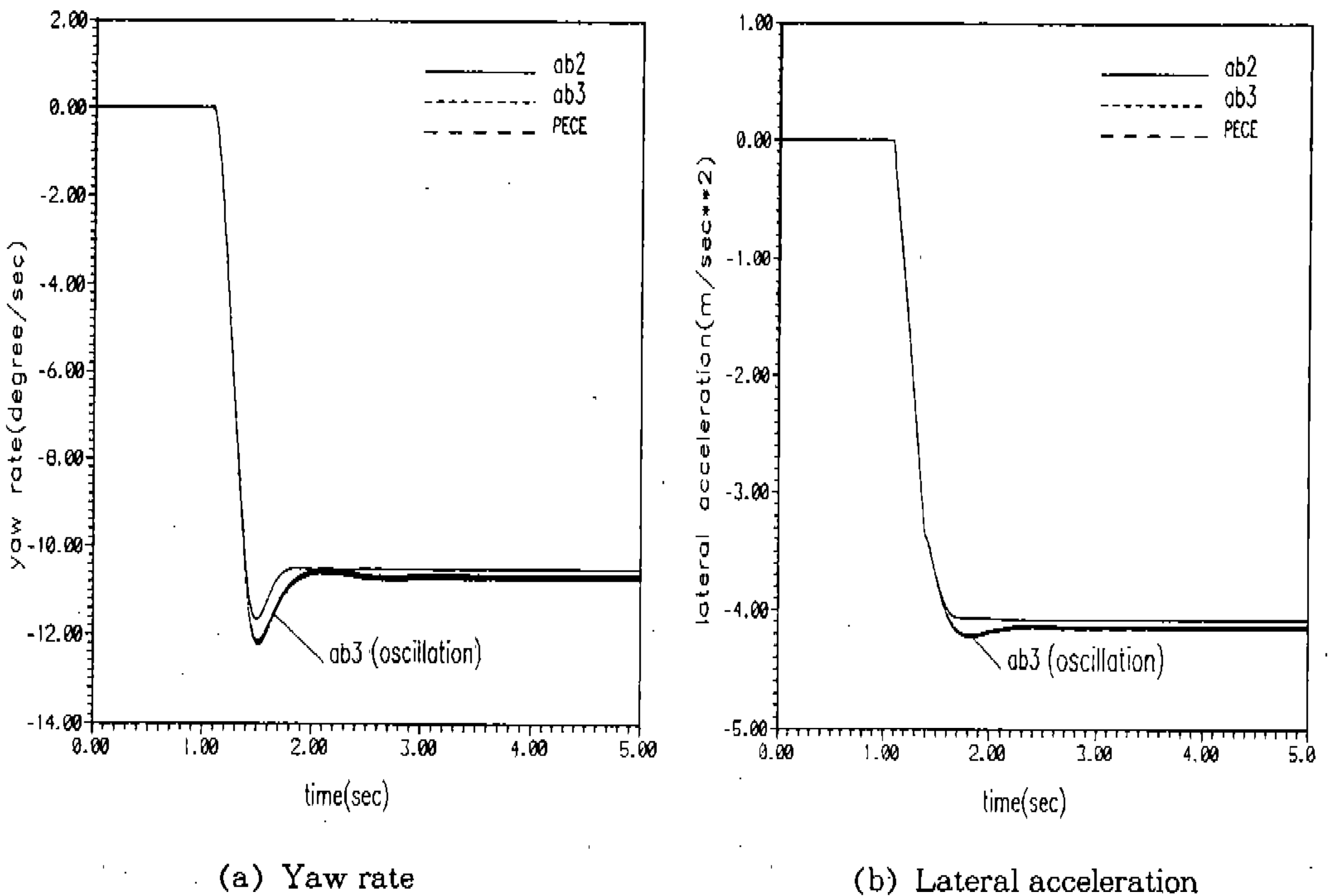
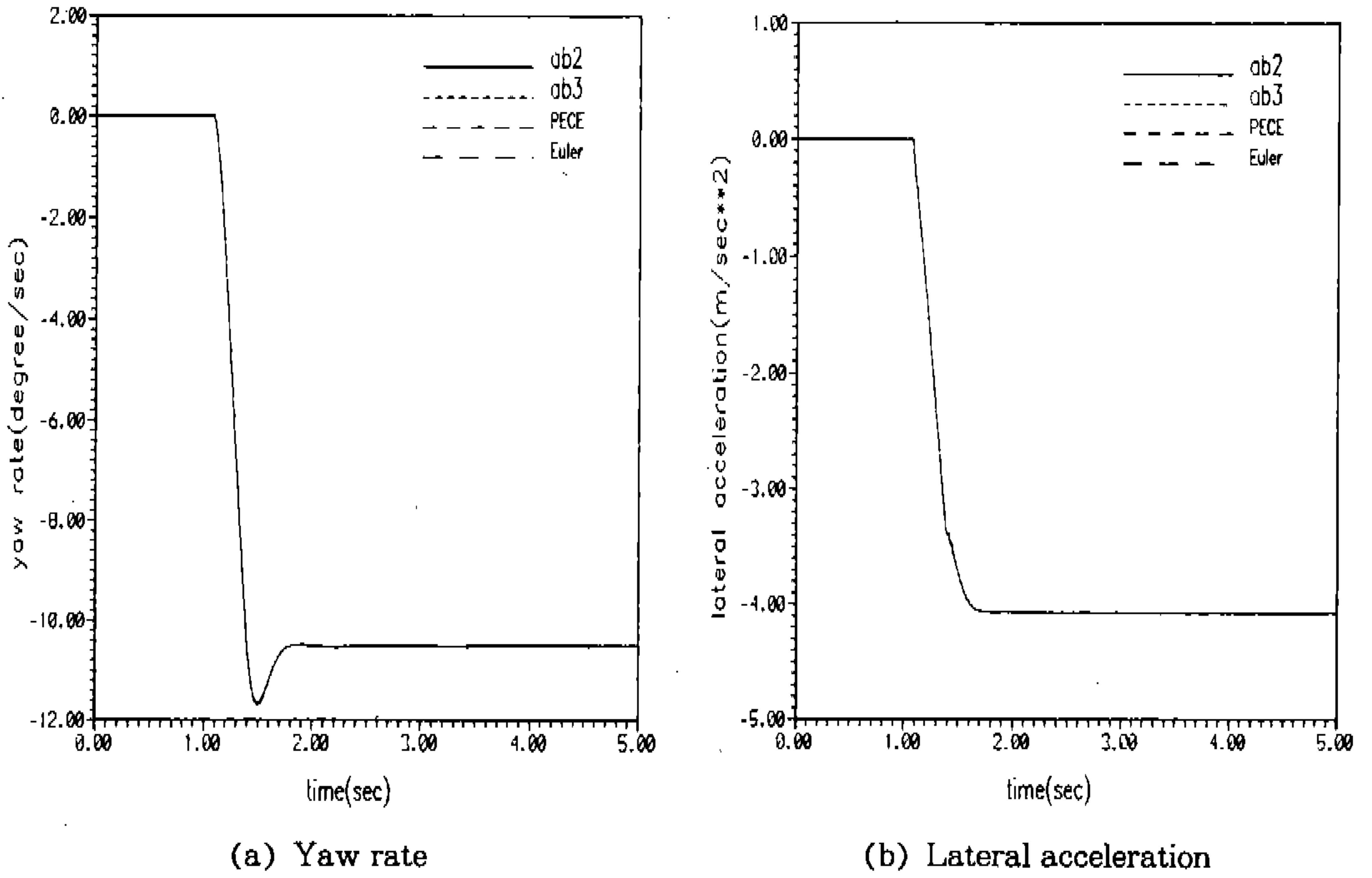


Fig.10 Simulation result (integration time step size : 3ms)

Euler method와 AB2 method이며 step size가 3ms인 경우에는 pitch angle상에 약간의 error가 발생하지만 Euler method인 것을 알 수 있다.

Step steering 조건은 5초 동안 80km/h의 속도가 평탄한 노면을 1sec 주행한 후  $200^\circ/\text{sec}$ 의 각속도로 급격한 조향을 실시하여 정상상태의 횡가속도가  $4\text{m}/\text{sec}^2$ 이 되도록 하는 것이다. 표 2에서 알 수 있는 바와 같이 step size가 2ms 이상인 경우에는 실시간이 가능함을 알 수 있다. 여기에서 X로 표시한 부분은 수렴이 불가능한 부분을 나타내며 Euler method는 3ms, AB2 method는 6ms, AB3 method는 4ms 이상에서는 해를 구할 수 없었다. 그림 9와 10은 각 step size별로 구한 yaw rate와 lateral acceleration 결과를 도시한 것이다. step size가 2ms인 경우 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. Step size가 3ms인 경우에는 Euler method는 해를 구할 수 없으며 AB3 method가 yaw rate와 lateral acceleration에서 국부적인 oscillation이 발생하고 있음을 알 수 있다. Step steering 시뮬레이션을 통하여 실시간 시뮬레이션이 가능하고 안정적인 알고리즘은 step size가 2ms, 3ms인 경우 Euler method와 AB2 method임을 알 수 있다.

실시간 차량 시뮬레이션 수행 결과 step size가 2ms 이상인 경우에는 항상 실시간이 가능함을 알 수 있다.

## 6. 결 언

본 연구에서는 기존 실시간 시뮬레이터를 분석하여 여러 문제점들을 파악하였으며 이를 토대로 현가장치 거대요소(suspension super-element) 개념을 도입하여 상대 좌표계와 속도 변환법을 이용하여 고성능 실시간 차량 주행역학 해석 알고리즘을 성공적으로 개발하였다. 이 알고리즘은 다양한 차량에 대한 적용이 가능하고 계산시간도 단축시킬 수 있었으며 일반 범용 workstation상에서 실시간 시뮬레이션이 가능함을 입증하였다.

향후 본 프로그램을 사용하여 실시간 hardware-in-the-loop 시스템을 구성한 후 각종 전자화 차량시스템의 개발에 효과적으로 활용될 수 있을 것이다.

## 후 기

본 연구는 G7 차세대자동차 기술개발 사업의 일환으로 수행되었으며 본 논문의 발표에 적극 협조해 주신 만도기계(주) 및 기아자동차(주) 관계자 여러분에게 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

1. H. Hanselmann, "Hardware-in-the-loop simulation as a standard approach for development, customization, and production test", SAE Trans. 930207, 1993
2. ADI Application report and catalogue
3. E. J. Haug, Introduction to the Iowa driving simulator and simulation research program, Technical report R-86, Univ. of Iowa, 1990
4. DADS user's manual, Computer aided design system Inc., 1991
5. ADAMS user's manual, Mechanical dynamics Inc., 1991
6. E. J. Haug, Intermediate dynamics, Prentice-Hall International Inc., 1992
7. G. Gim, Vehicle dynamic simulation with a comprehensive model for pneumatic tires, Ph. D. Thesis, Univ. of Arizona, 1988
8. L. F. Shampine and M. K. Gordon, Computer solution of ordinary differential equations : The initial value problem, Freeman, San Francisco, 1975
9. J. S. Shim, Driving simulation of a vehicle system with an artificial driver, Ph. D. Thesis, KAIST, 1993