

〈技術論文〉

자동차 스프링 시스템의 진동에 관한 연구

박종용* · 김원석* · 지성철* · 이장무** · 염영하** · 김중희***

(1988년 9월 2일 접수)

A Study on the Vibration of Automobile Spring Suspension System

J.Y. Park, W.S.Kim, S.C.Jee, J.M.Lee, Y.H. Yum and J.H. Kim

Key Words : Transmission (변속기), Planetary Gear (유성 기어), Multiple Disc Clutch (다판 클러치), Band Clutch (밴드 클러치), Shifting Control (변속제어)

Abstract

The spring suspension systems of passenger cars greatly influence the riding quality and safety. To properly design the suspension system, correct dynamic modelling and computational method have to be secured in this study. A computer program package was developed to investigate the dynamic behavior of a car and the suspension system for the case when the impulse input is acted on the car. Also, ADAMS, a commercial dynamic simulation program was used to analyze the dynamic behavior of a car passing over bumps. The actual dynamic behavior of the car was measured with a precision gyrometer and an accelerometer under driving conditions. The computed results agreed well with those of experiments.

1. 서 론

자동차의 현가 시스템은 승차감, 안정성과 가장 연관이 큰 부분으로서 현가시스템의 각종 제원이 차량의 동특성에 미치는 영향을 규명하기 위한 많은 연구가 행하여져 왔다. 초기에는 자동차를 2-4 자유도의 선형 스프링-댁쇼포트-질량계로 이상화된 동적모델을 사용하여 해석하였으나, 전자 계산 능력의 급속한 발전과 더불어 자동차의 모델은 더욱 복잡한 고자유도-비선형 시스템으로 발전되어 왔다^(1~4).

현가 시스템을 중심으로 한 자동차의 동특성을 해석하는 방법은 크게 두 가지로 대별할 수 있다. 첫번째의 방법은 특정의 자동차에 대하여 적절한 동적 모델링을 행하고 이에 대한 운동방정식(통상 연립 미분 방정식의 형태)을 유도하여 수치계산을 행하는 것이다. 두번째의 방법은 3차원 복합 물체 동적해석 프로그램(mutibody dynamics program)과 같은 범용, 또는 상용 프로그램 패키지를 이용하여 자동차내의 강체부분들의 관성 특성치와 연결부의 강성 및 감쇠 특성치와 기구학적 관계를 입력시켜서 수치계산을 수행할 수 있다^(5~8). 이와 같은 프로그램에는 ADAMS⁽⁵⁾, DADS⁽⁶⁾, NEWEUL⁽⁷⁾, MESA VERDE⁽⁸⁾ 등이 있어 외국에서 활발하게 이용되고 있으며 경우에 따라서 유한 요소 해석 프로그램인 NASTRAN⁽⁹⁾도 사용되고 있다. 국내에서도 최근 자동차의 동적 특성에 관한 연구가 수행되

* 정희원, 서울대학교 대학원

** 정희원, 서울대학교 공과대학 기계설계학과

*** 정희원, 현대자동차(주)

어 수 편 보고된 바 있다.

첫번째의 직접 모델링-프로그램 방법에 속하는 연구에는 승용차의 엔진 절연 해석을 위한 자동차의 동적 해석⁽¹⁰⁾, 승차감 향상을 위한 현가 시스템의 최적화⁽¹¹⁾ 등이 있고 두번째의 상용 패키지를 활용한 모델링 방법에 속하는 연구에는 노면 가진에 의한 차체의 동적 거동에 관한 연구⁽¹²⁾, 차체 프레임의 탄성을 고려한 자동차의 동적 해석 연구⁽¹³⁾ 등이 있다.

본 연구에서는 국내에서 제작된 차량을 대상으로 임펄스 입력이 가하여졌을 때의 동적 특성을 예측하기 위하여 동적 모델링과 연립 운동 방정식을 구하고 수치 적분 계산 프로그램을 작성하였다. 또한 상용 프로그램인 ADAMS를 이용하여 범프를 통과할 때의 차량의 동적 거동을 구하고 이를 실험적으로 검증하여 모델의 타당성을 입증하였다.

2. 임펄스 입력시의 차량의 동적 해석

2.1 차량의 동적 모델링

본 연구에서는 차량을 Fig. 1과 같이 17 자유도로 모델링하였으며 스프링, 쇼크 업조버, 스테빌라이저, 타이어력, 바퀴의 미끄러짐, 비선형 타이어 특성, 선회계의 콤플라이언스, 스티어링 비선형 특성의 영향등을 고려하였고 특히 조정성의 규명에 중점을 두었다. 차량의 조정성에 대한 연구의 목적은 브레이크와 스티어링 조작이 함께 가해졌을 때의 차량의 거동을 검토하는 것과 변수들 중에서 가장 영향력이 큰 변수를 결정하는 데 있다.

차량에 가해지는 외력은 스티어링 휠 토오크, 브레이크 토오크, 및 구동 토오크를 고려하였고 임펄스 입력을 스티어링 휠에 가하였을 때의 차량의 응답을 해석하였다. 차량의 응답은 롤(roll) 변화율, 요(yaw) 변화율, 측면 가속도, 롤 각도의 시간 영

역에서의 결과로 평가할 수 있도록 하였다.

연구대상의 국산 승용차에 대하여 Fig. 1과 같은 차량모델을 결정하고 다음과 같은 가정을 하였다.

- (1) 고정좌표계를 {0}라고 하고, 기준 회전좌표계를 스프링 질량(sprung mass) 중심에 설정하고 {1}로 표시한다.
- (2) 후방 언스프링 질량(unsprung mass) 중심에 좌표계 {2}를 설정한다. 좌표계 {1}에 대한 회전 각속도는 ${}^1\omega_2 = (\phi_R \hat{i} + 0 \hat{j} + 0 \hat{k})$ 가 된다.
- (3) 전방 언스프링 질량들은 좌표계 {1}에 구속되어 있는 질량으로 취급한다.
- (4) 타이어의 회전운동은 타이어에 가해지는 힘을 결정하는 데에만 고려한다.

위와 같은 가정하에 운동 방정식을 유도하였고 그 결과는 참고문헌 (14)에 수록하였다.

2.2 수치해석 방법

차량의 동적 거동을 해석하기 위한 운동 방정식으로 부터 작성된 프로그램의 개략도는 부록과 같다. 부록의 운동 방정식을 행렬형태로 나타내면 $[A] \{ \dot{x} \} = [B] \{ x \} + [C]$ 의 형태가 된다. 여기서 행렬 $[A]$, $[B]$ 는 입력 변수들에 의해 결정되어지는 상수들로 이루어져 있으며, $\{ x \}$ 는 17개 자유도에 해당하는 변수들(U, V, W, \dots)을 성분으로 하는 열벡터이고, $\{ \dot{x} \}$ 는 변수들의 미분 형태($\dot{U}, \dot{V}, \dot{W}, \dots$)로 이루어져 있다. 그리고 행렬 $[C]$ 는 힘과 모멘트에 상응하는 항들($\sum F_{xu}, \sum F_{yu}, \dots$)로 구성되어 있다.

먼저 시간 t 에서의 벡터 $\{ x \}$ 가 주어지면 개략도에 표현된 관계들에 의해서 행렬 $[C]$ 가 결정되어지고 Gauss 소거법을 이용하여 연립 방정식을 풀면 $\{ x \}$ 를 구할 수 있다. 이렇게 구하여진 각각의 결과들을 수치해석적인 방법을 이용하여 정해진 시간 간격(Δt)에 대해 적분을 수행하면 시간 $t + \Delta t$ 에서의 $\{ x \}$ 가 결정되고, 이 과정을 반복함으로써 해서 각 시간에서의 원하는 결과들을 얻게 된다.

프로그램내의 중요한 부 프로그램들은 다음과 같다.

- (1) SUBROUTINE INTGRL : Fourth Order Runge-Kutta 방법을 이용하여 적분을 수행하는 프로그램이다. 각 시간간격을 입력으로 지정하게 되어 있으며, 여기서는 0.0005초간격으로 적분을 수행한다.
- (2) SUBROUTINE LUDCMP, SUBROUTINE

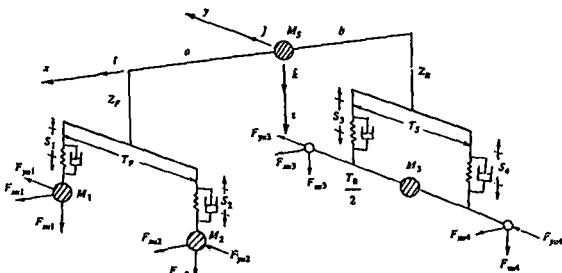


Fig. 1 Mathematical model of full vehicle

LUBKSB : 17×17의 행렬로 나타내어지는 1차 연립 미분 방정식을 Gaussian Elimination을 이용하여 해를 구하는 프로그램이다.

(3) SUBROUTINE POLINT : 곡선을 생성하는 프로그램으로서 몇 개의 점들에서의 값들을 입력시켜주면 임의의 점에서의 값을 출력시켜준다. 스프링의 변위와 캠버 각, 캐스터 각 등의 관계를 나타내는 데 사용한다.

3. MBD에 의한 차량의 동적 해석

정적이거나 동적인 해석에 기초를 둔 고전적인 해석방법이 많은 경비와 시간을 소용하게 되므로 MBD(multi-body dynamics)의 이론을 적용하여 계를 해석하는 방법이 현재 많이 시도되고 있다.

MBD는 계를 몇 개의 커다란 부분으로 나누고 각각의 부분에 대하여 6개의 일반 좌표(generalized coordinate)를 적용하여 운동 방정식을 표시한다. 직선운동에 대하여 $q_i = [x, y, z]^T$ 로, 회전운동에 대하여 $q_r = [\psi, \phi, \theta]^T$ 로 표시하여, 여기서 x, y, z 는 기준 고정 좌표계에 대한 질량중심의 좌표이며, ψ, ϕ, θ 는 오일러 각이다.

운동 방정식의 일반적인 형태는 Lagrange 방정식으로 주어진다.

$$\dot{P}_j - \frac{\partial E}{\partial q_j} - Q_j + \sum_{k=1}^n \frac{\partial f_{ck}}{\partial q_j} \lambda_k = 0 \quad j=1, \dots, 6 \quad (1)$$

계에 작용하는 힘은 구속함수 f 와 Lagrange 승수 λ 에 의하여 나타낼 수 있다. 적절한 수학적 처리를 하여 함축적인 형태로 나타내면

$$F(\dot{x}, x, \lambda, t) = 0 \quad (2)$$

여기서, $\dot{x} = [\dot{U}, \dot{q}, \dot{P}_r]$, $x = [U, q, P_r]$, P_r 은 일반 각운동량 벡터이고, U 은 q 와 동일한 좌표계를 나타낸다. 구속력을 받고 있는 계에는 구속력

$$f(x) = 0 \quad (3)$$

가 포함된다.

위의 식(2)과 식(3)을 시간에 따라 분할하고 Newton 법을 사용하여 각 시간에서 반복해(iterative solution)를 구한다. 이 과정에서 분산되어 있는 고유치에 의한 수학적 불안정성을 피하기 위하여 기어 스티프 적분법(gear stiff system integration formulae)를 사용한다. 따라서,

$$J(x, \lambda; \frac{K_0}{h}) [\Delta x, \Delta \lambda]^T = -F \quad (4)$$

의 방정식을 얻어내고, $[x, \lambda]^T$ 의 해를 구한다. 여기서 J 는 자코비 행렬을 나타내며, K_0 는 적분에 의해 주어지는 변수, h 는 각 시간 단계를 나타낸다.

이상의 이론에 의하여 작성된 상용 MBD 프로그램 패키지인 ADAMS⁽⁶⁾를 이용하여 동적모델링과 수치해석을 하였다.

주행시 노면 가진에 의한 차량의 동적응답을 해석하기 위하여 다음과 같은 가정하에 모델을 결정하였다.

- (1) 차체는 강체이며 질량은 중심에 집중되어 있다.
- (2) 차체와 현가계를 결합하는 부분의 질량은 무시하고 조인트로 처리한다.
- (3) 타이어의 질량은 차체의 질량에 비해 현저히 작으므로 무시한다.
- (4) 타이어가 접지하는 부분에 노면의 변화를 입력한다.

연구대상과 국산 승용차에 대하여 위와 같은 가정하에 Fig. 2과 같은 모델⁽¹²⁾을 구성하였다.

현가계의 스프링은 비선형을 고려하여, Fig. 3과 같이 변형량에 따른 하중 곡선을 도입하고 스프링 변형시 차체에 힘이 가해질 수 있도록 하였다. 스프링의 변형은 수직 방향에 국한시켰다. 전방 현가계의 스프링력은 코일 스프링의 변형에 따라 주어지며, 후방 현가계의 곁판 스프링은 상당 코일 스프링으로 변환시켜 모델내에서 작용하도록 하였다. 외부로부터의 노면의 변화가 타이어 부분에 입력되므로 타이어 모델이 수직 방향의 강성과 댐핑값을 갖도록 하였으며 수평 방향의 강성은 차량이 지

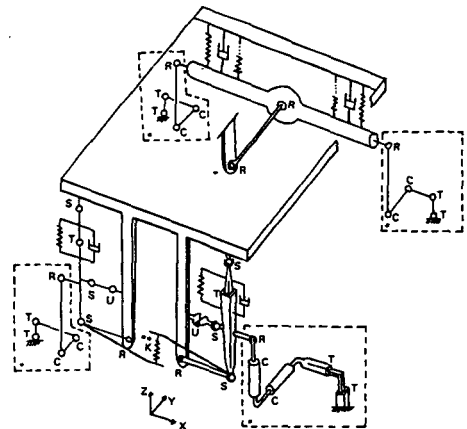


Fig. 2 Full vehicle model⁽¹²⁾

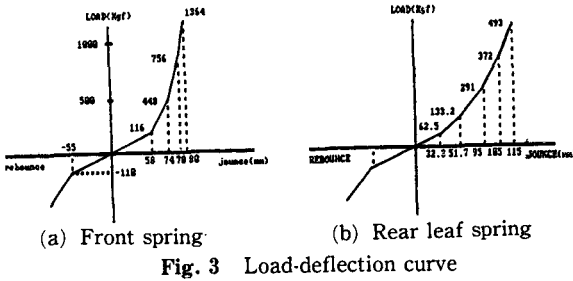


Fig. 3 Load-deflection curve

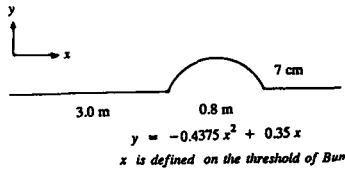


Fig. 4 Road bump model

지될 수 있는 적당한 값을 주었다. 도로 노면에 설치된 범프의 형상을 Fig. 4와 같이 구성하였다. 도로의 범프 형상 함수를 $y = -0.4375x^2 + 0.35x$ 로 정의하고 차량을 20 km/h로 정속 주행시키면서 차량의 거동을 확인하였다.

4. 수치해석 결과

4.1 임펄스 입력시의 수치해석 결과

초기 차량 속도를 80km/h로 하여 스티어링 휠에 임펄스 입력이 가하여졌을 때의 차량의 동적응답을 관찰하였다. 차량에 우측으로 임펄스 입력을 가하였을 때에는 순간적으로 차체의 중량이 전방 우측휠에 비하여 전방 좌측 휠에 부가적으로 작용하게 된다. 따라서 우측휠은 임펄스 입력이 클수록 수직하중이 감소하게 되며 타이어에 걸리는 힘이 감소하는 결과를 나타낸다. 측면 가속도는 임펄스 입력이 클수록 커지게 된다. 차량을 80km/h로 주행시키면서 우측 임펄스 입력이 90°인 경우에 시간에 대한 임펄스 입력의 변화를 Fig. 5에 보였다. 임펄스 입력이 주어졌을 때 차체에는 진동이 발생한다. 이 입력에 대하여 전방 좌우측 현가계의 언스프링 질량의 응답변위를 수치 해석한 결과를 Fig. 6의 (a), (b)에 보였다. 전방 우측 휠은 좌측 휠에 비하여 현가계에서의 변위가 상대적으로 인장된 상태에서 변화하게 된다. 따라서 좌측 휠은 압축력을 받게되어 타이어력이 크게 작용하게 된다. Fig. 7에는 측면 가속도를 나타내었다. 스프링 질량의 롤링 각도, 롤 변화율, 및 후방 차축의 회전 각도 변화는 Fig. 8(a), (b), (c)와 같다. 이 변수

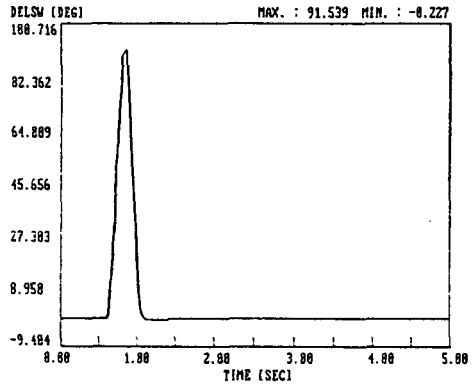
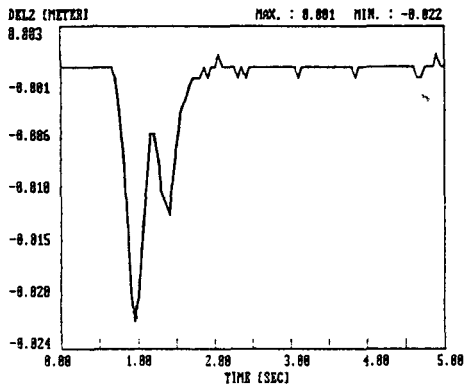
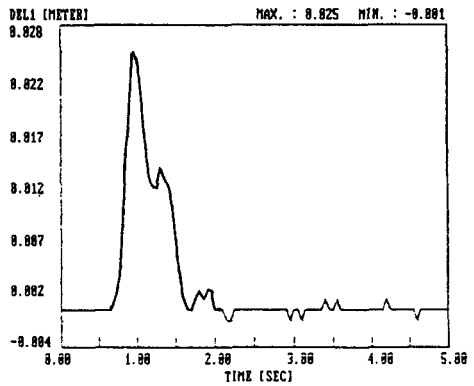


Fig. 5 Right-handed impulse input



(a) Displacement of front left unsprung mass



(b) Displacement of front right unsprung mass

Fig. 6 Time response

들은 임펄스 입력이 작용하는 순간에 진동을 하게 되고 시간이 경과함에 따라 차차 안정되어가는 경향을 보여준다. Fig. 9는 임펄스 입력시의 차체의 요 변화율을 나타낸다. 차체에 나타나는 진동은 스티어링 시스템의 동적특성의 결과로서 생겨난다. 즉 이러한 진동들은 현가계의 댐핑, 접지부분의 마찰계수, 캠버강성 및 타이어의 선회성능 등의 복합

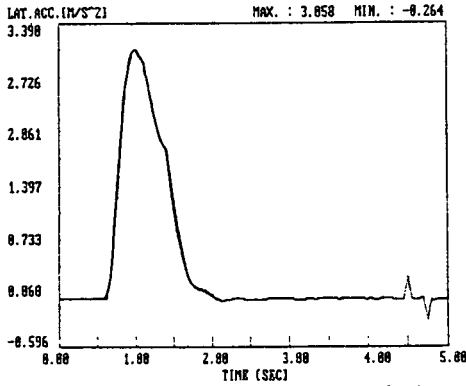


Fig. 7 Lateral acceleration of car body

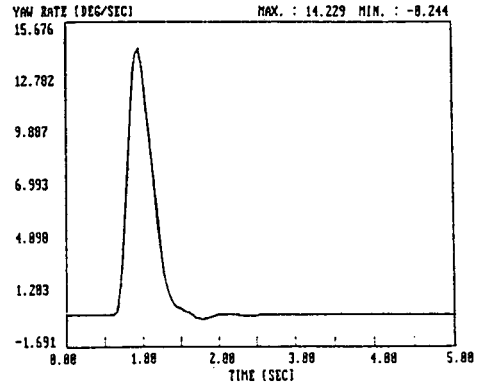
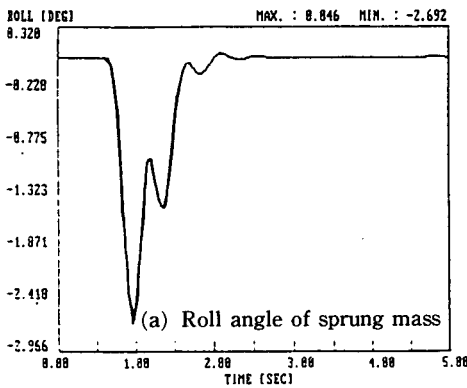


Fig. 9 Yaw rate of car body



(a) Roll angle of sprung mass

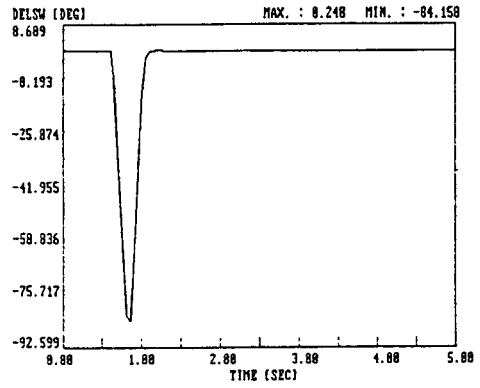
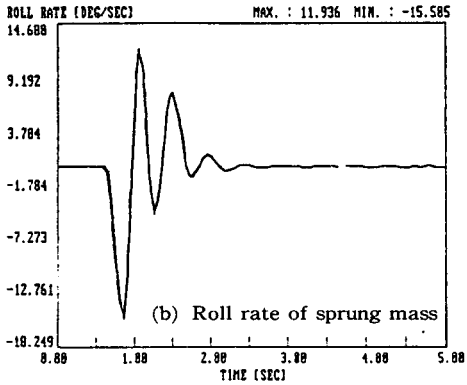


Fig. 10 Left-handed impulse input



(b) Roll rate of sprung mass

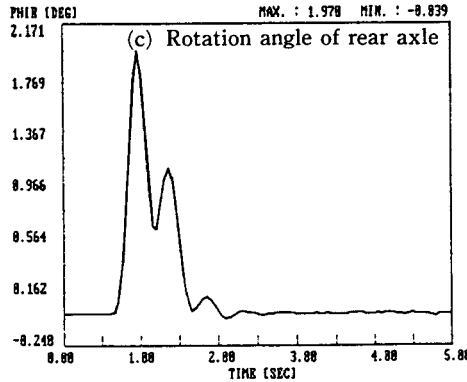


Fig. 8 Time response

적 관계에서 발생되며 현가계의 댐핑이 작을수록 진동은 크게 발생된다. Fig. 10으로 부터 Fig. 14에 차량의 속도가 80km/h이고 임펄스 입력이 왼쪽으로 82°인 경우의 결과를 나타내었다. 이상의 결과를 비교하면 차량의 속도에 따라 임펄스 입력이 클수록 차체에 발생하는 진동이 증대하며 특히 측면 가속도가 증대되는 현상을 확인할 수 있다.

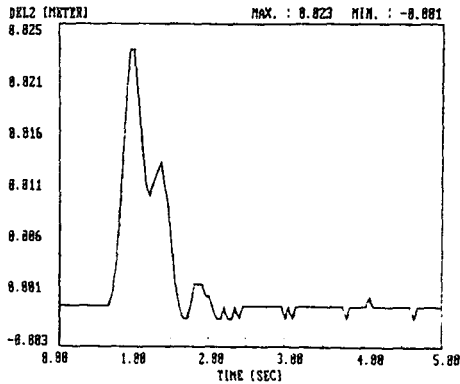
4.2 MBD에 의한 해석 결과

차량이 20km/h와 30km/h로 정속 주행할 때에 범프를 통과하는 시간을 Table 1에 나타내었다. Table 1에서의 총시간은 차량의 후륜이 범프를 완전히 통과하였을 때의 시간을 나타낸다. Front Top은 전륜이 범프의 정상에 도달하는 시간을 나타낸다.

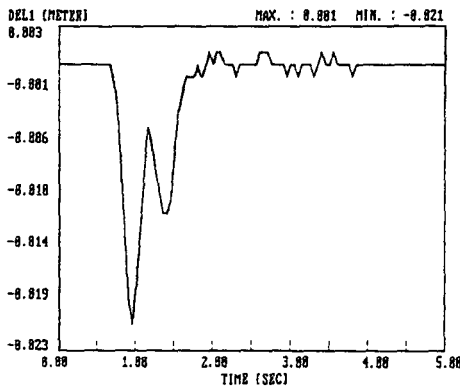
정속 주행으로 범프를 통과할 때의 전방 현가계

Table 1 Bump time lapse

Velocity	Total time	Front top	Rear top
20 km/h	1.65 sec	0.612 sec	1.033 sec
30 km/h	1.10 sec	0.408 sec	0.689 sec



(a) Displacement of front left unsprung mass



(b) Displacement of front right unsprung mass

Fig. 11 Time response

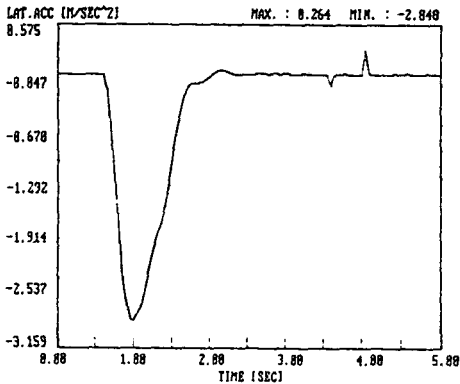
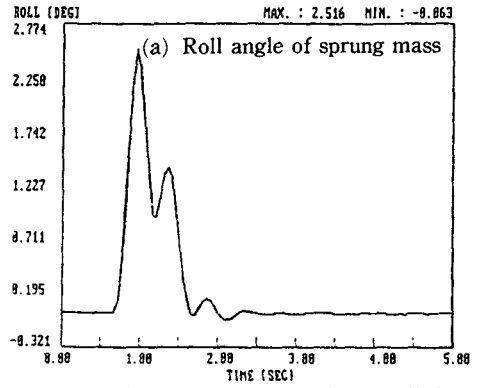
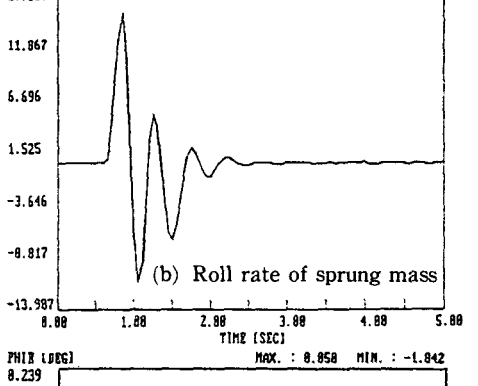


Fig. 12 Lateral acceleration of car body

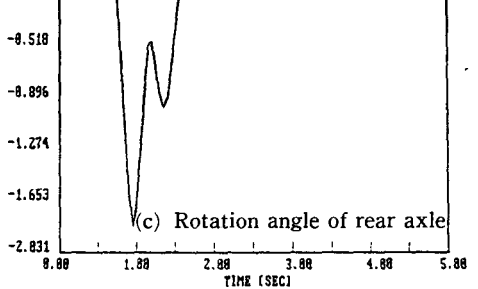
의 스프링의 길이 변화를 Fig. 15에 나타내었다. 범프를 통과할 때 급격한 스프링의 변위의 변화를 보여주고 통과후에는 변화가 감소함을 알 수 있다. 스프링력과 스프링 강성을 고려하여 각 시간마다의 스프링 길이의 변화를 계산할 결과를 Fig. 16에 나타내었다. Fig. 15는 스프링이 결합되어 있는 부분의 상대변위를 나타내고 Fig. 16은 스프링에 외력이 작용하여 생겨나는 변형량을 표시한 것이다. 두 경우 모두 범프를 통과할 때 급격한 스프링의 변화



(a) Roll angle of sprung mass



(b) Roll rate of sprung mass



(c) Rotation angle of rear axle

Fig. 13 Time response

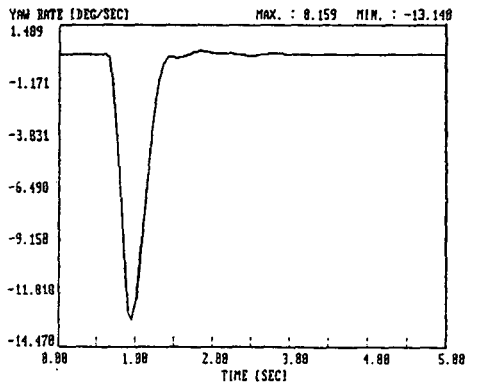


Fig. 14 Yaw rate of car body

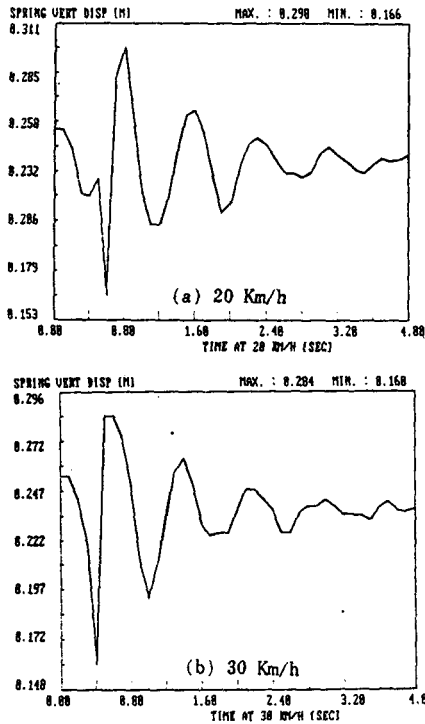


Fig. 15 Spring displacement of front suspension system

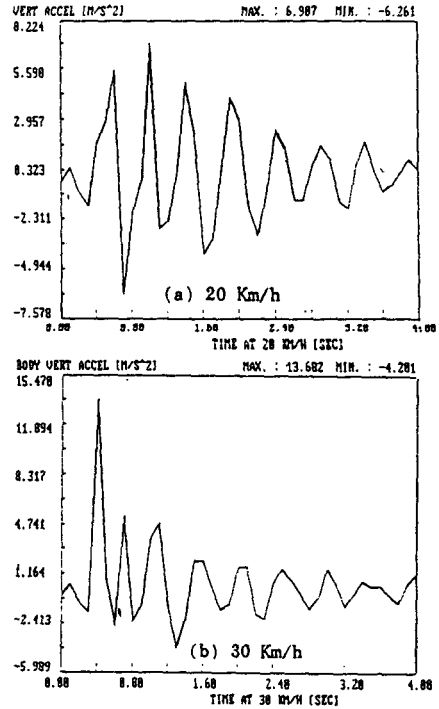


Fig. 17 Vertical acceleration passing over the bump

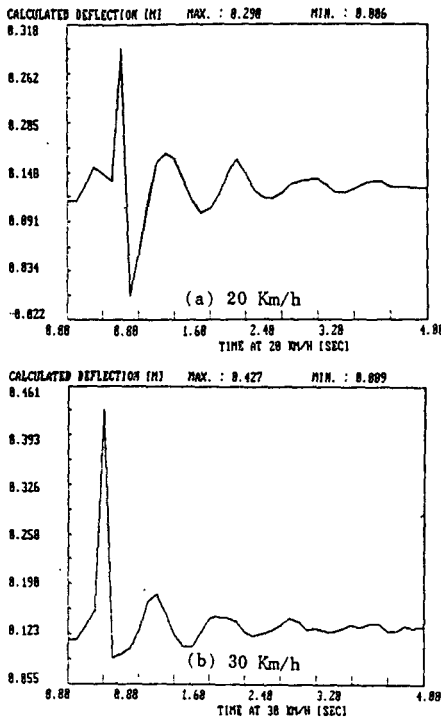


Fig. 16 Calculated spring deflection of front suspension system

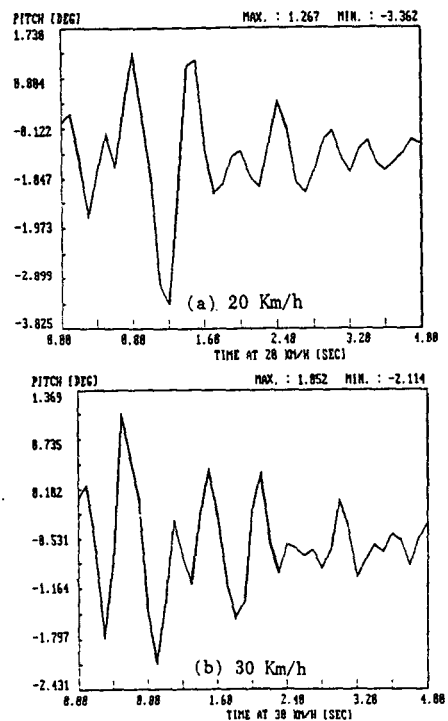


Fig. 18 Pitching motion of sprung mass system

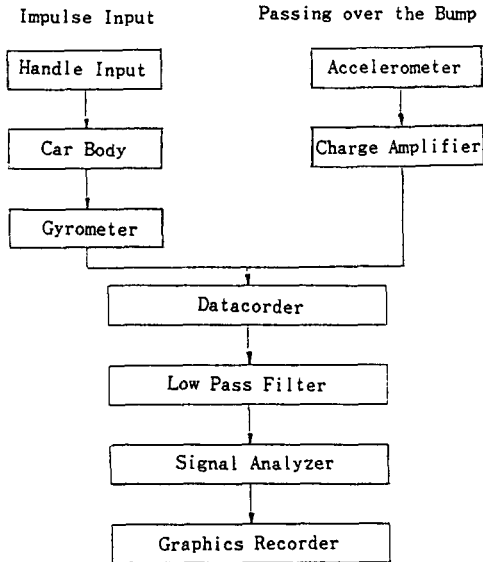


Fig. 19 Flow-chart of experiment

를 나타내며 시간이 경과함에 따라 변형이 작아짐을 보여주고 있다.

범프를 통과할 때의 차량의 수직 가속도를 Fig. 17에 나타내었다. 정속 주행시 차량의 양쪽 바퀴가 동시에 범프를 통과하게 되므로 차체의 롤링과 요잉 운동은 발생하지 않고 피칭 운동만 발생하게 된다. Fig. 18은 스프링 질량 중심에서의 피칭 운동을 나타낸다. 범프를 통과할 때 수직 가속도는 속도가 클수록 크게 나타나며 피칭운동은 감소한다. 이 변수들도 범프를 통과하여 시간이 지날수록 차츰 안정되어 가는 결과를 보여준다.

5. 해석 결과 및 고찰

4절의 수치 해석의 결과를 검증하기 위하여 실제 차량으로 실험을 행하였다. 실험의 개략도를 Fig. 19에 나타내었다. Fig. 20, Fig. 21은 각각 스티어링 휠에 입력을 주기 위한 핸들과 실험시의 차체의 거동을 살피기 위한 Gyrometer를 보여주고 있다.

Fig. 22는 좌측으로 82°의 임펄스 입력을 주었을 때의 입력 및 롤 각도, 롤 변화율, 요 변화율, 그리고 측면 가속도를 나타낸다. Fig. 23은 우측으로 90°의 임펄스 입력을 주었을 때의 입력 및 롤 각도, 롤 변화율, 요 변화율, 그리고 측면 가속도를 나타낸다. 실제 차량의 실험에서는 롤 각에 지구의 자전에 의한 DC 성분이 포함되어 있다. Fig. 24는 20 km/h의 속도로 범프를 통과할 때의 피칭 각과

수직 가속도를 나타낸다.

Fig. 25부터 Fig. 27에 실제 차량 실험과 수치 해석 결과를 비교하였다. 실선은 실제 차량 실험의

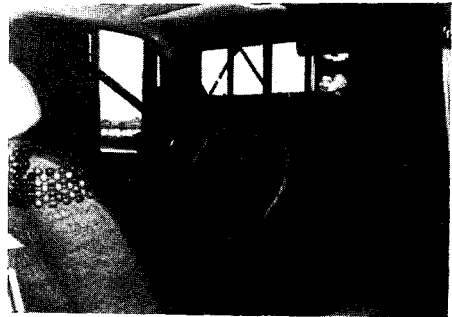


Fig. 20 Input handle mounted on the steering wheel

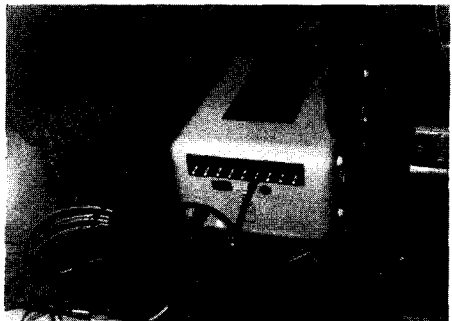
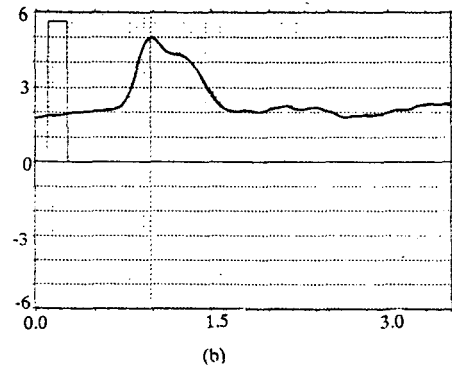
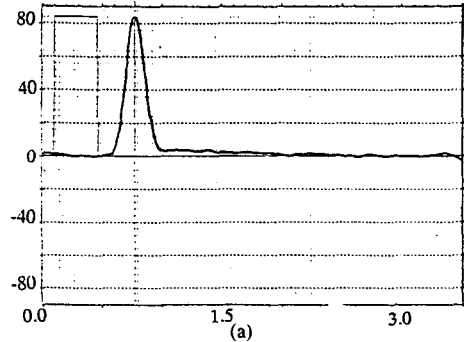
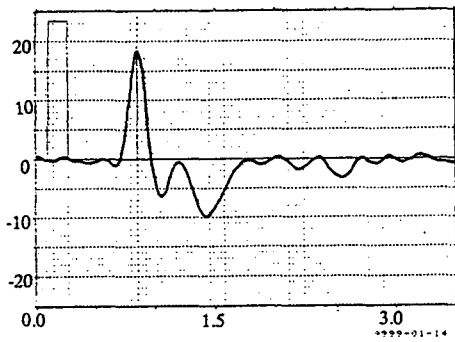
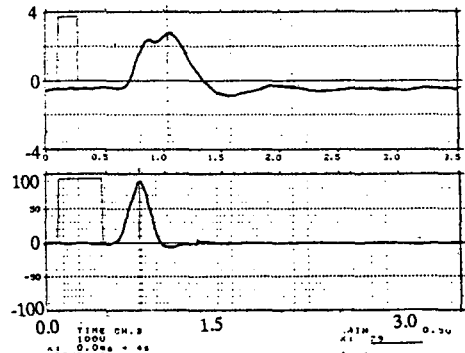


Fig. 21 Gyrometer mounted on the right floor

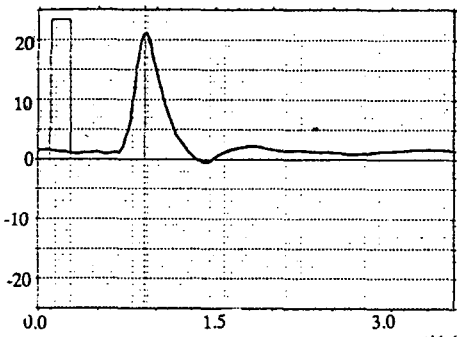




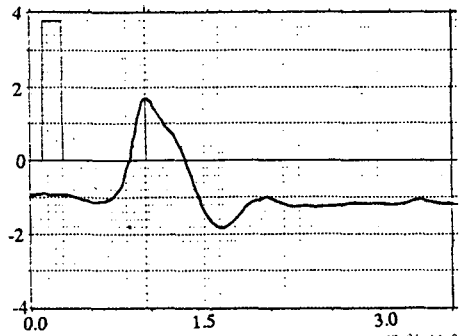
(c)



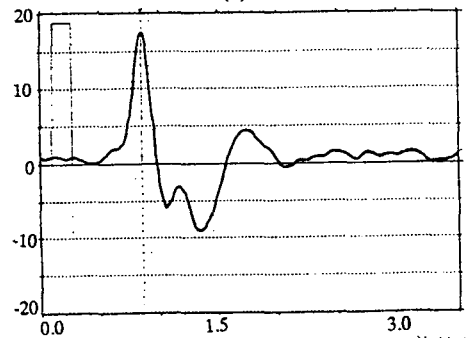
(a)



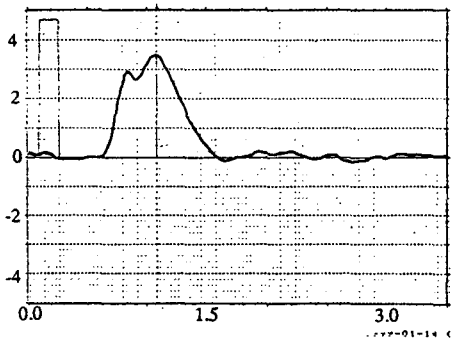
(d)



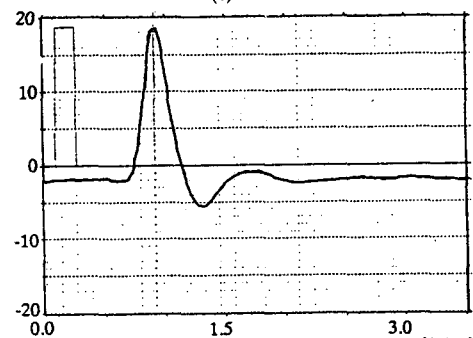
(b)



(c)



(e)



(d)

Fig. 22 Time response, (a) Left-handed impulse input (b) Roll angle (c) Roll rate (d) Yaw rate (e) Lateral acceleration

Fig. 23 Time response, (a) Right-handed lateral acceleration and impulse input (b) Roll angle (c) Roll rate (d) Yaw rate

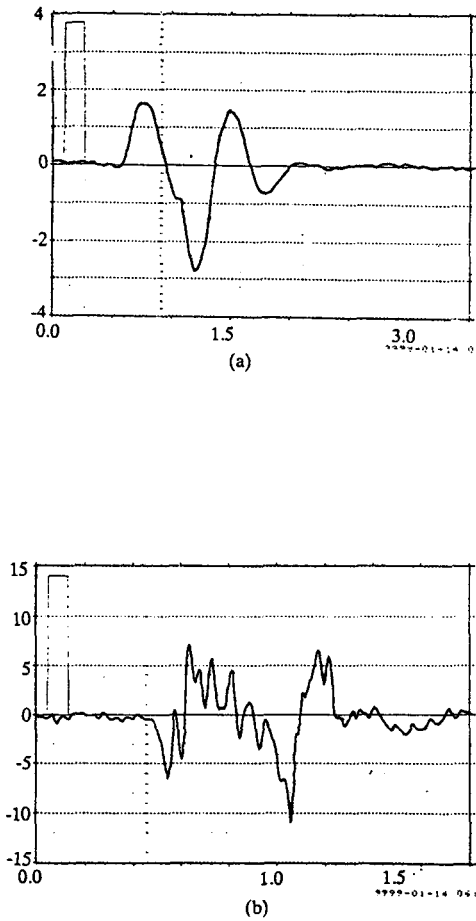


Fig. 24 Time response, (a) Pitch angle (b) Vertical acceleration passing over the bump at 20 km/h

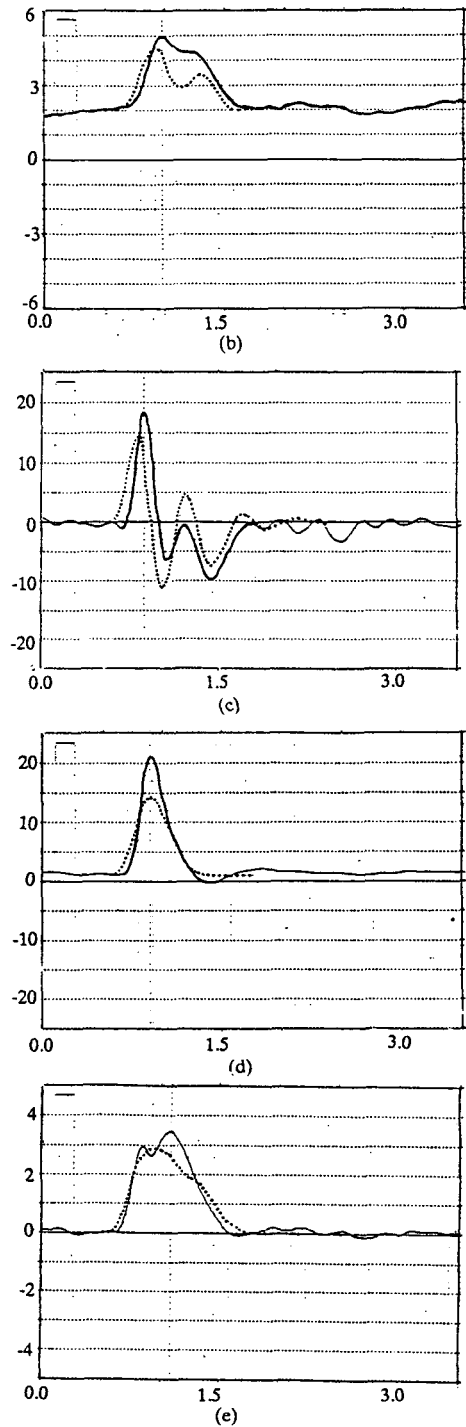
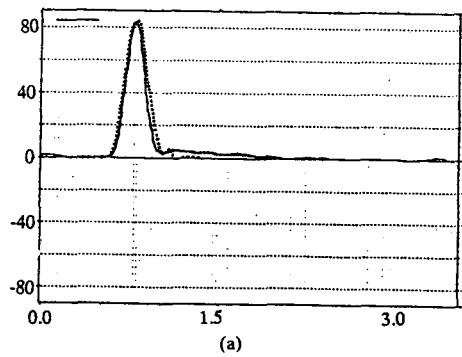


Fig. 25 Comparison of time response, computed, — experimental (a) Impulse input (b) Roll angle (c) Roll rate (d) Yaw rate (e) Lateral acceleration

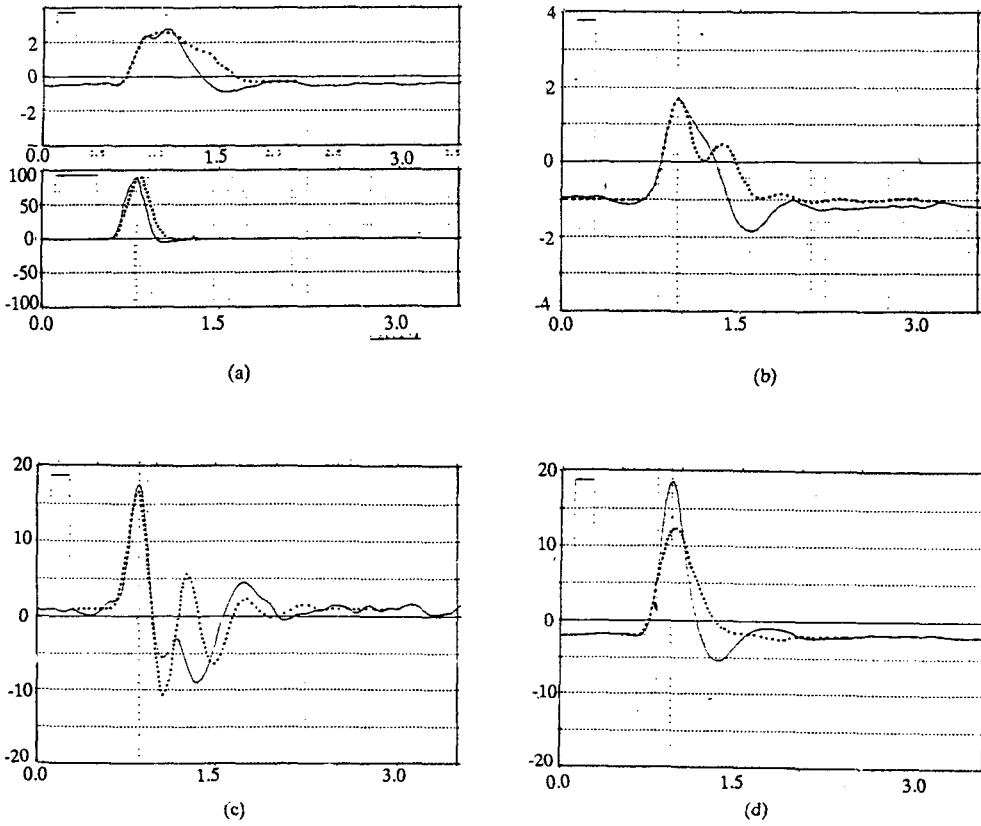


Fig. 26 Comparison of time response, ... computed, — experimental (a) Lateral acceleration and impulse input (b) Roll angle (c) Roll rate (d) Yaw rate

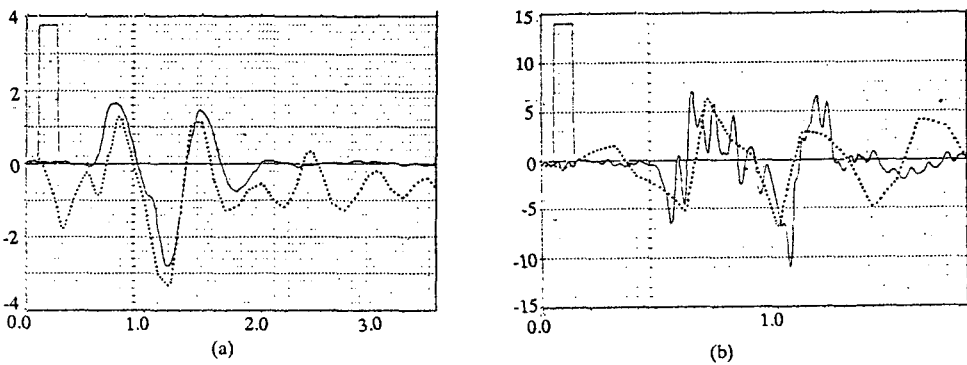


Fig. 27 Comparison of time response, (a) Pitch (b) Vertical acceleration passing over the bump at 20 km/hcomputed, — experimental

자료이고 점선으로 표시된 것은 수치해석의 결과이다. 전체적으로는 비교적 잘 일치하고 있으며 응답의 실험치가 수치 해석의 결과보다 고진동수(high frequency)의 상분을 포함하고 있는 것을 알 수 있다. 이것은 자유도가 매우 큰 실제의 차량계를 제한된 자유도의 계로 모델링한 것에 기인되며 차량의 안전도와 승차감 평가에는 큰 영향을 미치지 않을 것으로 생각된다.

6. 결 론

자동차 현가 스프링 시스템을 중심으로 자동차를 모델링하여 스티어링 휠에 임펄스 입력이 가하여졌을 때의 동적 거동을 예측할 수 있는 수치 해석 프로그램을 작성하여 국산 차량에 적용하였다. 또한 범프를 통과할 때의 거동을 ADAMS 상용 프로그램을 이용하여 테스트 그라운드에서 실운전 조건하에 동적 거동 시험을 수행한 결과는 수치해석의 결과와 잘 일치하고 있으므로 본 연구 결과는 승차감 향상을 위한 설계 변경의 수단으로 이용될 수 있다.

후 기

본 연구는 1987년도 산학협동재단연구비의 지원으로 수행되었으며 대원강업(주)와 산학협동재단에 감사한다. 또한 수치계산 프로그램의 초기 개발에 참여한 현대 자동차의 김호용씨와 수식을 검토하여 준 KIMM의 최영휴씨, 그리고 실험을 적극적으로 도와준 현대자동차의 유병규씨, 김호태씨에게 깊은 감사를 드린다.

참 고 문 헌

- (1) I.S.Mola, Fundamentals of Vehicle Dynamics, General Motors Institute.
- (2) Vehicle Handling Analysis Final Report, Bendix Research Lab., 1971
- (3) R.H. Kohr, 1961, "Analysis and Simulation of Automobile Ride", SAE Trans., Vol. 69.
- (4) J.T. Trom, 1985, "Nonlinear Analysis of a Mid-Size Passenger Car Using a General Purpose Dynamics Program", M.S. Thesis, The University of Iowa.
- (5) R.J. Antoun, P.B. Hackert, M.C. O'leary, and A. Sitchn, 1986, "Vehicle Dynamic Handling Computer

- Simulation--: Model Development, Correlation, and Applications Using ADAMS", SAE Paper 860574.
- (6) R. A. Wehage and E. J. Haug, 1982, "Generalized Coordinate Partitioning for Dimension Reduction in Analysis of Constrained Dynamic Systems", J. of Mechanical Design, Vol. 104.
- (7) E.J. Kreuzer and W.O. Schiehlen, 1983, "Generation of Symbolic Equations of Motion for Complex Spacecraft Using Formalism NEWEUL", AIAA Paper 83-302.
- (8) J. Wittenburg and U. Wolz, 1985, "MESA VERDE: a Symbolic Program for Nonlinear Articulated-Rigid-Body Dynamics", Proceedings of the 10th Design Engineering Division Conference on Mechanical Vibration and Noise, Cincinnati, Ohio.
- (9) A. Matsushita, et., 1986, "Effects of Suspension Characteristics on Vehicle Dynamics", Suzuki Technical Report, Vol. 76.
- (10) 정백기, 1983, "승용차 엔진의 진동 절연체에 관한 연구", 서울대학교 공학 석사 학위 논문.
- (11) 김호룡, 최 섭, 1987, "자동차 현가장치의 최적 설계에 관한 연구", 대한기계학회논문집 제 11권 제3호.
- (12) 조선희, 이진우, 1988, "노면 가진에 의한 차체의 동적거동에 관한 연구" 대한기계학회논문집, 제12권, 제3호.
- (13) 유원석, 1987, "샤시의 탄성을 고려한 자동차의 동력학적 해석", 대한기계학회논문집, 제11권, 제4호.
- (14) 이장무, 염영하, 박종용, 김원석, 지성철, 1988, "자동차 스프링 현가 시스템의 진동에 관한 연구", 산학협동연구보고서, 서울대학교.

부 록

