

<論 文>

# 노면가진에 의한 차체의 동적거동에 관한 연구

조선휘\* · 이건우\* · 박종근\*\* · 조병관\*\* · 송성재\*\* · 한규진\*\*

(1988년 1월 8일 접수)

## Computer Simulation of Dynamic Response of Vehicles on Rough Ground

C.H. Cho, K.W. Lee, J.K. Park, B.K. Cho, S.J. Song and K.J. Han

**Key Words :** Vehicle Dynamics (차량 역학), Dynamic Response (동역학적 응답), Passenger Car (승용차), Lumped Mass (집중 질량), Suspension System (현가계), Commercial Dynamic Simulation Program (상용 동적 시뮬레이션 프로그램), Jacobian Matrix (자코비안 행렬)

### Abstract

It would be very useful if the dynamic response of a vehicle over rough ground could be predicted at the early design stage. This became more promising with the recent progress in computer hardware and software technologies. In this study, a model of a passenger car has been developed for the analysis of its dynamic response. This model can be easily used for the other passenger cars with little modification. The passenger car was modeled to be composed of lumped masses, rigid bodies, and the suspension systems with nonlinear properties. Even though a commercial dynamic simulation program, ADAMS, was used in this study, the developed model is valid for any other simulation program. Finally, the validity of the developed model and the analysis result was verified by an experiment.

### 1. 서 론

모든 기계장치의 제조공정에 있어서와 같이 자동차에 있어서도 기본 설계와 세부적 설계에 의하여 시작품을 제작하여 주행시험, 내구성 시험등 많은 시험을 거쳐서 취약점을 보완하게 되는데, 이의 제작에는 많은 시간과 경비가 소요된다. 그러므로 시작품 제작 이전의 단계에서 이 차량에 대하여 가진 요인에 대한 정적 및 동적 해석에 의한 시뮬레이션을 행할 수 있게 되면, 차량의 설계에 있어서 많은 시간과 경비의 절감을 기대할 수 있게 된다. 최근

컴퓨터 및 소프트웨어의 발달로 이 같은 요구에 대한 많은 연구가 이루어지고 있다.

불규칙한 노면을 차량이 주행할 때의 가진요인은 내적요인으로 기관회전부의 회전에 의한 여진력과 외적요인으로 차량 주위의 공기 흐름에 의한 요인, 그리고 노면의 요철에 의한 요인등을 생각할 수 있다. 이들 가진요인중에서 노면의 요철에 의한 요인이 가장 지배적이라 할 수 있다<sup>(1)</sup>.

따라서 본 연구에서는 노면의 요철에 의한 차량의 동적반응을 구할 수 있도록 국내의 소형 승용차를 모델로 현가장치의 비선형성을 고려한 전체 10 자유도의 동역학적 모델을 개발하였다. 모델을 개발함에 있어서 기본적으로 실차의 모든 요소들을 모델링하려고 노력하였으며 그 이유는 본 연구에서 개발된 모델이 실차의 현가장치 부품 설계에 사용

\*정회원, 서울대학교 공과대학 기계설계학과  
\*\*서울대학교 대학원

되도록 하기 위함이다.

개발된 모델에 대한 시뮬레이션은 동적해석 범용 프로그램인 ADAMS<sup>(2)</sup>를 사용하여 수행하였다. 이 부분의 유사한 연구에서는 대개 실차의 단순화한 모델을 사용하여 지배방정식을 유도하고 시뮬레이션을 수행하여 왔으나 본 연구에서 범용 프로그램을 사용한 이유는 다음과 같다. 첫째, ADAMS는 사용자가 원하는 임의의 두 부분에서의 상대변위, 상대 속도, 상대 가속도, 작용력 등을 제공해 주는 반면 지배 방정식을 유도하여 사용할 경우는 필요로 하는 출력 데이터에 따라 프로그램을 매번 수정하여야 하므로 실제 설계도로 사용하기에는 불편한 점이 있다. 둘째, 지배방정식을 유도할 경우는 실차를 상당히 단순화함으로써 모델에 포함되어 있지 않은 부품의 영향을 예측할 수 없어 이러한 부품을 설계하는데 크게 도움이 되지 않는다. 셋째, ADAMS는 주어지는 입력자료에 따라 지배 방정식을 자동으로 생성하므로 복잡한 지배 방정식을 유도하는 작업이 필요 없게 된다. 또한 현 추세가 자동차 설계시 모든 부품이 형상 모델링 시스템(geometric modeling system)<sup>(3)</sup>에 의한 삼차원 모델로 얻어지고 이와 함께 물성치도 얻어지게 되므로 형상 모델링으로 부터 동적 해석으로의 직접 연결을 위해서는 범용 프로그램의 사용이 더욱 편리하다고 하겠다.

끝으로 시뮬레이션 결과 및 모델의 타당성을 검증하기 위해서 실험 가능한 노면 조건에 대하여 실차를 이용한 실험을 수행하여 시뮬레이션 결과와 비교하였다.

## 2. 관련 연구

자동차의 동특성 해석에 관한 연구는 60년대 초반부터 많이 행해져 왔다. D.C. Clark<sup>(4)</sup>가 2차원 4자유도 모델을 구성하여 해석하였고 M. Mitschke<sup>(5)</sup>가 2차원 5자유도 모델을 구성하여 해석하였다. R.M. Kohn<sup>(6)</sup>가 3차원 7자유도 모델을 구성하여 해석하였다. 그 당시에는 선형화된 간단한 모델에 대하여 노면가진에 의한 동적 반응을 해석하였다.

80년대에 와서 A.K. Rao<sup>(7)</sup>가 3차원 16자유도 모델을 구성하여 노면가진에 의한 동적반응을 범용 컴퓨터 프로그램을 이용하여 해석하였다. 본 연구에서는 Rao의 모델을 기초로 하여 계산의 효율성을 높이기 위해 10자유도 모델로 개선하였다.

본 연구와 관련된 국내의 연구활동으로는 대형차량을 3차원 8자유도계로 모델링하여 동적 특성을 계산한 연구<sup>(8)</sup>, 자동차를 타이어의 감쇠효과를 고려한 2차원 5자유도계로 모델링하여 승차감의 관점에 최적화<sup>(9)</sup>, 그리고 샤프의 탄성까지 고려한 자동차의 동력학적 해석<sup>(10,11)</sup>이 있다. 본 연구에서 개발한 모델은 타이어의 감쇠효과 및 샤프의 탄성을 무시한 약점이 있으나 실차에 근사하다는 점이 장점이라 할 수 있겠다.

## 3. 모델링

### 3.1 가정

노면가진에 의한 차체의 동적반응을 해석하기 위하여 다음과 같은 가정을 세웠다.

- (1) 차량의 모든 질량계는 강체이다.
- (2) 스프링과 감쇠기의 조인트 부분의 마찰은 없다.
- (3) 범프 스톱퍼(bump stopper)는 부가된 스프링으로 처리한다.
- (4) 타이어와 지면의 접촉은 단순 점접촉이다.
- (5) 차량은 정속 직진 주행한다.

### 3.2 3차원 10자유도 모델

국내의 소형 승용차인 Pony 2를 모델로 하여 Fig. 1(b)에서와 같이 전륜과 후륜에서의 현가장치를 모델링하였고 Fig. 1(b)에 사용된 기호는 Fig. 1(a)에 설명되어 있다. 전후방현가계와 unsprung mass의 자유도 4개와 차체의 자유도 6개로 전체 10자유도가 구성된다. Fig. 1(b)의 각 중요 부분에 대한 모델링 방법을 3부분으로 대별하여 아래에 설명하였다.

#### (1) 타이어 모델

Fig. 1(b)에서 점선으로 둘러싸인 사각형 부분이 타이어가 노면과 접촉하고 있는 상태에서의 타이어 모델에 해당된다. 즉 회전 조인트( $R$ )가 타이어의 중심부분에 위치하고  $Z$ 축 방향의 원통조인트( $C_1$ )부분의 길이가 실제 타이어의 반지름이 되고  $C_1$ 에 평행하게 부착된 스프링이 타이어의  $Z$ 방향 강성효과를 주게 하였다(스프링 계수는 Table 1을 참조). 다음에 연결된 원통조인트( $C_2$ )와 병진조인트( $T_1$ )는 과장하여 도시한 것으로 실제로는 한곳에 집중되어 있다. 일반적으로 차체의  $Z$ 방향 운동만 관심이 있는 경우  $C_2$ ,  $T_1$ ,  $T_2$  등이 필요 없다고 생각

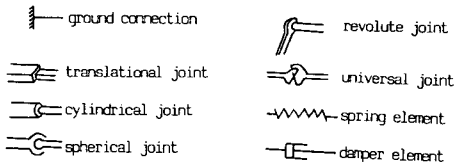


Fig. 1(a) Notation used

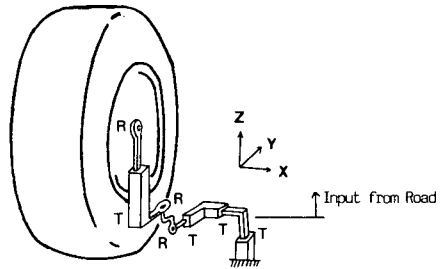
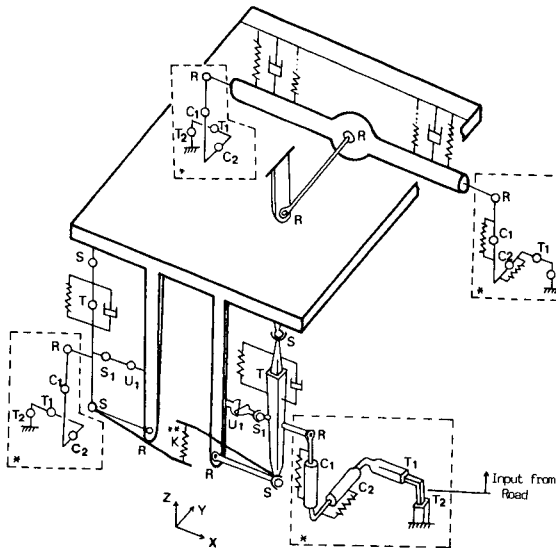


Fig. 2 Tire model by Rao



\* Dashed boxes represent tire assembly and road contact (joint R is located at the axle and C<sub>2</sub>, T<sub>1</sub>, T<sub>2</sub> are located at the contact point between the tire and the road)

\*\* K is equivalent spring to stabilizer(torsion bar)

Fig. 1(b) Suspension modeling

할 수 있겠으나 C<sub>2</sub>, T<sub>1</sub>을 도입함으로써 차체의 X, Y방향으로의 과도한 운동을 방지할 수 있고 X방향의 힘이 중요한 조향효과 등의 해석에 유리하며, 조인트 R-C<sub>1</sub>-C<sub>2</sub>-T<sub>1</sub> 중에서 C<sub>2</sub>에 의하여 캠버각 등도 나타낼 수 있어서 다른 연구에도 응용될 수 있는 장점이 있다. C<sub>2</sub>와 평행하게 부착된 스프링은 Y방향으로의 타이어의 강성효과를 포함시키기 위한 것이고 마지막 Z방향의 병진조인트(T<sub>2</sub>)는 노면 굴곡의 입력을 위해 추가되었다. 본 연구에서는 좌우 바퀴가 같은 변위를 가지는 경우이므로 X방향의 강성은 고려하지 않았고, 주된 관심대상이 Z방향이므로 Y방향의 강성은 모델이 넘어지지 않을 정도의 적당한 값(10000kgf/m)으로 주었다. 타이어의 무게에 의한 효과는 회전조인트(R)의 위치에 질량 및 관성모멘트를 제공함으로써 해결하였다. 본 논문에서 사용한 타이어 모델은 Fig. 2에서와 같이 Rao<sup>(7)</sup>에 의하여 제시된 모델을 개선

한 것이다. 즉 Fig. 2에서 조인트 R-T-R-R-T-T-T로 연결된 모델을 같은 효과가 나타나도록 Fig. 1(b)에서와 같이 조인트 R-C<sub>1</sub>-C<sub>2</sub>-T<sub>1</sub>-T<sub>2</sub> 수정하였으며 이와 같이 하면 ADAMS 프로그램내의 자코비안(Jacobian) 행렬을 구성하는 방정식의 수를 42개 줄일 수 있고 타이어 4개를 모두 수정할 경우 방정식의 수를 168개 줄일 수 있어 이것으로 전체 계산시간을 줄일 수 있다.

(2) 전방 현가계

실제 감쇠기는 윗쪽은 고무부싱(bushing)으로 차체와 연결되고 아랫쪽은 구면 조인트로 컨트롤 암(Lower control arm)과 연결된다. 따라서 Fig. 1(b)에서 처럼 윗쪽과 아랫쪽을 구면 조인트로 연결하고, 감쇠기의 기하학적 형상으로 부터 구면 조인트 사이를 병진 조인트로 처리 하였다. 전방 우측 현가계만 따로 Fig. 3에 표시하였다. Fig. 3에서 전방 우측 현가계의 차체에 대한 자유도는 식(1)에 따라 2개가 된다. 그 중 1개의 자유도는 2개의 구면 조인트 사이에 자체의 회전에 의한 불필요한 자유도이고 이 경우 ADAMS 프로그램에서는 자코비안 행렬이 특이 행렬이 되어 허용되지 않는다. 이를 해결하기 위하여 Fig. 1(b)에서와 같이 구면 조인트(S<sub>i</sub>)와 만능 조인트(U<sub>i</sub>)로 차체와 연결하여 전방 우측 현가계는 불필요한 자유도가 제거되고

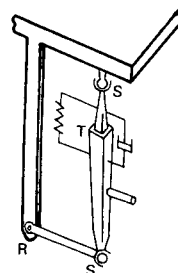


Fig. 3 Front right suspension

식(2)에 따라 1개의 자유도를 갖게된다.

$$6(n_L - n_j - 1) + \sum_{i=1}^{n_j} f_i = 2 \tag{1}$$

$$\begin{aligned} n_L &= 4 \\ n_j &= 4 \\ \sum f_i &= 8 \end{aligned}$$

$$6(n_L - n_j - 1) + \sum_{i=1}^{n_j} f_i = 1 \tag{2}$$

$$\begin{aligned} n_L &= 5 \\ n_j &= 6 \\ \sum f_i &= 13 \end{aligned}$$

단,  $n_L$  : number of links  
 $n_j$  : number of joints  
 $f_i$  : number of degrees of freedom allowed by a joint

(3) 후방 현가계

Fig. 1(b)는 단체현가방식으로 곁판 스프링을 사용하는 경우이다. 곁판 스프링은 코일 스프링에 비해 같은 무게에 대한 에너지 저장능력은 떨어지지

만 구조적 역할을 할 수 있는 것이 그 특징이다<sup>(12)</sup>.

따라서 Fig. 1(b)에서는 곁판 스프링을 탄성효과와 구조적 역할로 나누어 탄성효과로서 등가의 코일 스프링으로 처리하고 구조적 역할로서 뒷축의 운동이 곁판 스프링에 의하여 제한된다는 관점에서 차체와 뒷축을 회전 조인트로 연결하였다.

(4) 스프링과 감쇠기

전방현가계의 스프링과 감쇠기는 병진 조인트에 부과된 것이다. 후방현가계의 스프링의 위치는 실차에서 뒷축과 곁판스프링이 클램프된 지점이다. 중요한 스프링 상수, 감쇠기 계수, 타이어 강성계수, 질량, 질량 관성 모멘트 등의 값을 Table 1에 수록하였다. 이 자료들은 현대자동차에서 수행한 실험결과이고, 특히 질량, 질량관성 모멘트값들은 본 연구에서 수행한 실험조건에 맞도록(운전자의 자중, 실험장비의 자중등을 고려) 수정한 것이다. 그 밖의 시뮬레이션에 사용한 물성치는 기존의 자료와 계산에 의하여 구한 자료를 사용하였다.

Table 1 Constant of elements

Parameter	Value
Front coil spring	19800kgf/m
Rear leaf spring	26444kgf/m less 46mm deformation 58860kgf/m above 46mm deformation
Front shock absorber	980kgf-sec/m in rebound 540kgf-sec/m in compression
Rear shock absorber	1610kgf-sec/m in rebound 785kgf-sec/m in compression
Tire	166770kgf/m in vertical direction 0kgf/m above free length
Moment of inertia in sprung	1350kg-m <sup>2</sup> in pitch 250kg-m <sup>2</sup> in roll 1200kg-m <sup>2</sup> in yaw
Sprung mass	960kgf
Moment of inertia in rear axle	1.66kg-m <sup>2</sup> in pitch 14.6kg-m <sup>2</sup> in roll 14.6kg-m <sup>2</sup> in yaw
Rear axle mass	91.5kgf
Total mass	1120kgf

4. 실험

4.1 실험 계통도

본 연구에서 얻은 시뮬레이션 결과 및 모델의 타당성을 검토하기 위하여 Fig. 4에 나타낸 것과 같은 실험을 수행하였다.

Fig. 4에서 보는 바와 같이 가속도계의 신호가 어댑터를 지나 증폭기에 입력되고 증폭된 신호가 데이터 레코더로 입력 저장된다. 신호를 분석하기 위하여 데이터 레코더에 저장된 신호를 디지털 메모리스코프로 확인하면서 원하는 부분을 플로터로 그린다.

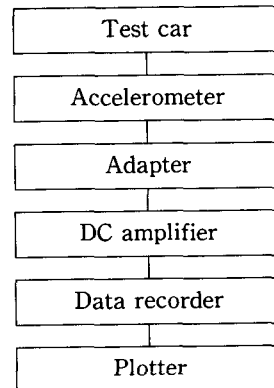


Fig. 4 Experimental setup for measuring acceleration

4.2 실험장비

본 실험에 사용한 장비는 아래와 같다.

- Accelerometer : Akashi, SERVO, AC-CELEROMETER V401B  
                  : Akashi, ADAPTER V401
- Adapter : SAN-EI, DC AMPLIFIER TYPE 6L5
- Amplifier : Kyowa, DATA RECORDER RTP-501AL
- Data recorder
- Digital memoryscope : Iwatsu, DMS-6340 DIGITAL MEMOR-YSCOPE
- Plotter : Watanabe, X-Y RECORDER WX4401
- Cassette tape : Kyowa, AC-C-90

실제 차체의 진동은 2Hz 이하의 저주파이므로 일반적인 가속도계의 측정치는 신뢰도에 문제가 있다. 본 실험에서는 0Hz~400Hz까지 선형 특성을 갖는 가속도계를 사용하였으므로 그 측정치의 신뢰도에 큰 문제가 없다고 생각된다.

4.3 실험방법

본 연구에서는 자동차의 상하방향의 운동에 관심이 있으므로 승용차가 정속주행시 노면가진에 의한 차체의 수직 방향의 가속도를 측정하였다. 측정지점은 Fig. 5에 나타난 바와 같이 우측 앞 좌석 프레임의 선단이고, Fig. 6은 실차에 장치한 측정장비를 나타내었다. 실험에 사용된 노면조건은 실제 측정치를 Fig. 7에서와 같이 3차 함수로 이상화하여 주행 속도는 20km/h와 30km/h의 2가지 경우

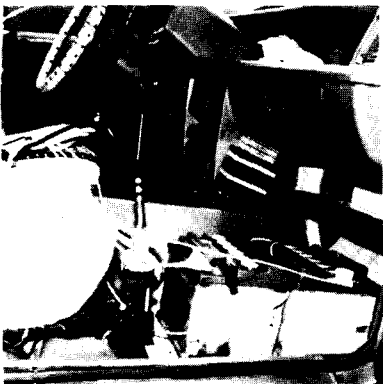


Fig. 5 Accelerometer installation

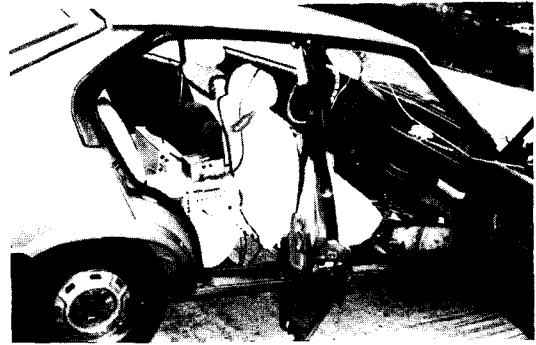
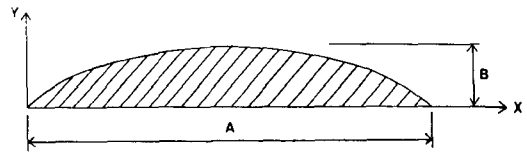


Fig. 6 Measuring instrument installation



A=1.00 meter

B=0.04 meter

First half equation:  $Y = -0.64 * X^3 + 0.48 * X^2$

Second half equation:  $Y = 0.64 * (X - 1)^3 + 0.48 * (X - 1)^2$

Fig. 7 Road condition

로 실험하였다.

5. 결과 및 고찰

ADAMS 시뮬레이션에서는 입력자료에 의한 초기 상태에서 정적 평형상태를 구한 후에 정적 평형 상태에서 노면가진에 의한 시간의 경과에 따른 동적 해를 구하므로 실차 실험의 경우에도 노면가진의 원인이 되는 둔덕으로부터 먼 지점에서 출발하여 둔덕 전후방에서는 일정 속도가 되도록 하여 시뮬레이션 경우의 정적 평형상태와 근사한 조건이 되도록 하였다.

위의 과정을 거쳐서 주행속도가 20km/h와 30 km/h인 경우의 시뮬레이션 결과와 실차 실험 결과를 Fig. 8과 Fig. 9에 비교하였다. Fig. 8은 주행속도가 20km/h인 경우이다. 시뮬레이션 결과와 실험 결과를 비교해 보면, 차륜이 둔덕을 통과할 때의 가속도의 크기나 시간에 따른 변화가 상당히 근사함을 알 수 있다. 또한 차체의 가속도 변화량은 후륜이 둔덕을 통과할 때의 영향이 전륜이 둔덕을 통과할 때의 영향보다 크게 나타남을 알 수 있다. 그 이유는 차량의 전반부에 엔진등의 큰 질량

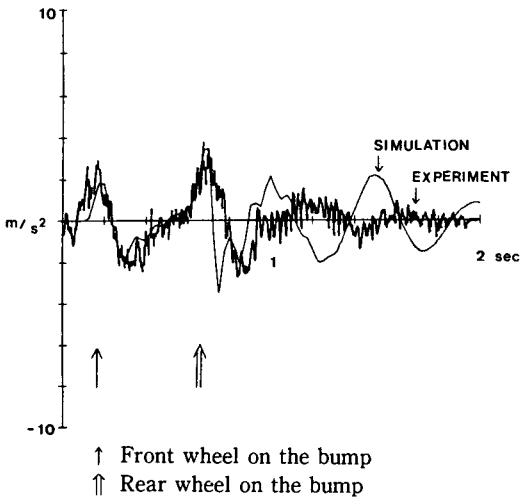


Fig. 8 Simulation and experiment results at 20km/h

이 있고 또 전방부의 스프링이 후방부보다 더 연성이기 때문으로 생각된다. 차륜이 둔덕을 통과한 뒤의 가속도의 변화는 실차의 경우 곧 정적 평형상태로 수렴하나 시뮬레이션 결과는 보다 큰 잔류 진동이 나타난다. 그 원인은 차체를 강체로 간주하였으므로 구조적 감쇄 효과 등을 모델링 과정에서 모두 고려하지 못한 영향으로 생각된다.

Fig. 9는 주행 속도가 30km/h인 경우이다. 이 때에도 Fig. 8과 비슷한 경향을 나타낸다.

한편 Fig. 10은 가속도계를 부착하기 위한 고정자의 고유 진동수를 구하기 위하여 충격 실험을 한 그래프이다. 고유 진동수는 약 35Hz 정도임을 알

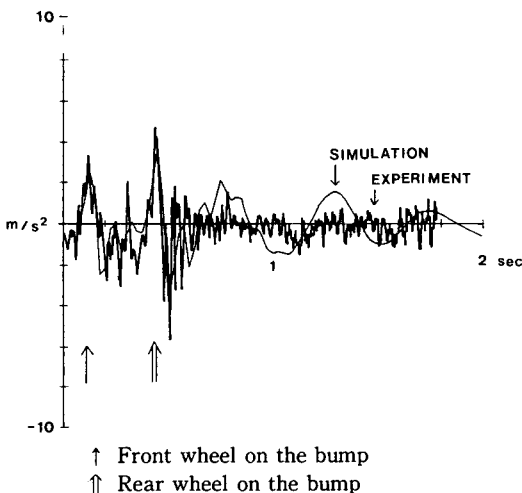


Fig. 9 Simulation and experiment results at 30km/h

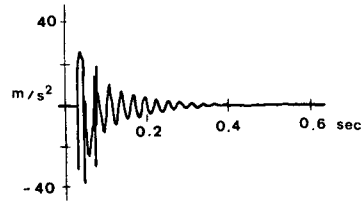


Fig. 10 Impact test result for natural frequency

수 있다. 그런데 Fig. 8과 Fig. 9의 실차 실험 그래프에 나타난 소음(noise)이 약 35Hz 내지 40Hz 정도를 나타내고 있는 것으로 보아 소음의 발생에 고정자의 영향이 큰 것으로 생각된다. 필터링(low pass filter)을 한다면 시뮬레이션 결과와의 비교가 더욱 용이할 것이다.

## 6. 결 론

노면 가진에 의한 소형 승용차의 동적 반응을 ADAMS 컴퓨터 프로그램을 이용하여 해석함으로써 다음의 결론을 얻었다.

(1) 국내 소형 승용차의 동적 해석을 위한 모델을 개발하였고 실차 실험을 통하여 모델의 타당성을 검증하였다. 개발된 모델은 본 연구의 대상인 Pony2 외에 다른 승용차에도 적은 수정으로 응용될 수 있을 것이다.

(2) 동적 해석을 위한 방법으로 범용 컴퓨터 프로그램인 ADAMS를 사용하였으므로 노면 조건이나 구성재의 물성치등을 ADAMS 입력자료를 통하여 간단히 수정할 수 있고, 그에 따른 다양한 출력 자료를 자동차 현가 장치 설계의 기본자료로 이용할 수 있다.

## 후 기

본 연구는 1987년도 한국학술진흥재단의 연구비 지원에 의하여 이루어 졌으며, 이에 관계제위께 감사드린다.

## 참 고 문 헌

- (1) S. Mola, "Fundamentals of Vehicle Dynamics", General Motors Institute.
- (2) ADAMS Users Guide, 1981. Mechanical Dynamics, Inc.

- (3) M.E. Morterson, 1985, "Geometric Modeling", Wiley.
- (4) D.C. Clark, 1962, "A Preliminary Investigation into the Dynamic Behavior of Vehicles and Highways", SAE Trans., Vol. 70, pp.447~455.
- (5) M. Mitschke, 1962, "Influence of Road and Vehicle Dimensions on the Amplitude of Body Motion and Dynamic Wheel Loads", SAE Trans., Vol. 70, pp.434~446.
- (6) R.H. Kohr, 1961, "Analysis and Simulation of Automobile Ride", SAE Trans., Vol. 69, pp.110~119.
- (7) A.K. Rao, F.Giannopoulos, 1981, "Dynamic Loads on Suspension Components Using Mechanism Programs", SAE Paper 811307.
- (8) 조병관, 1986, "노면가진에 의한 차체의 동적반응에 관한 연구", 서울대학교 공학석사 학위논문.
- (9) 김호룡, 최 섭, 1987, "자동차 현가장치의 최적설계에 관한 연구", 대한기계학회논문집, 제11권, 제 3호, pp.437~443.
- (10) 유완석, 1987, "사시의 탄성을 고려한 자동차의 동역학적 해석", 대한기계학회논문집, 제11권, 제 4호, pp.570~578.
- (11) 이종원, 박윤식, 박관흠, 조영호, 1983, "수치적 방법에 의한 승용차 동적해석", 자동차공학회지, Vol. 5, No. 3.
- (12) A.M. Wahl, Mechanical Springs, 2nd ed., McGraw-Hill.
- (13) 김희철, 이재순, 최신 자동차 공학, 동명사.