

# 타이어의 비선형성 보상을 위한 노면 형상의 재구성

## Regeneration of Road Profile to Compensate Nonlinearities of Tires

김명규\*, 김광석\*\*, 유완석\*\*\*  
Myung Gyu Kim, Kwang Suk Kim, Wan Suk Yoo

### ABSTRACT

For the stress and vibration analysis of vehicle components by computer simulation, it is necessary to find the forces acting on the vehicle components due to the road profile undulation. A precise modeling of tires is not easy due to nonlinear effects between tire-ground. In this study, a new method is proposed to regenerate road profiles that preserves the same PSD of wheel with a linear tire model. Using the frequency response function between road-wheel, the digital signal processing method, and DADS program, road profile is regenerated from the computer simulation.

주요기술용어: Tire(타이어), Road Profile(노면형상), Simulation(시뮬레이션), Frequency Response Function(주파수 응답 함수)

### 1. 서론

자동차 부재의 주행중 응력 및 진동 특성 등을 분석하는 방법으로는 일반적으로 실차 시험에 의한 방법과 해석적 방법에 의한 것으로 분류된다. 실차 시험에 의한 시험 분석 방법은 일반 노면이나 벨지인 노면(Belgian road), 비포장로(cross country road) 등을 실제 주행하거나 노면 시뮬레이터(road simulator)를 이용한다. 주행 결과 나타나는 차량 각 부재의 응력 및 진동 현상을 측정, 분석하여 실 주행 조건에서 발생할 수 있는 하중 및

부품수명을 예측한다. 대상 부재에 스트레인 게이지를 부착하여 국부 변형률(local strain history)을 구하거나 동하중 이력(dynamic load history)을 구하여 피로 수명을 산출하며, 가속도의 측정에 의하여 진동특성을 구한다. 자동차 제조업체들은 내구 시험이나 진동시험을 위해서 각사에서 정의된 내구시험노면을 통하여 무수한 반복시험을 행하고 있으며 차량에 가해지는 하중조건을 시험도로에서 채취하여 실험실 내부에서 계속 반복하중을 가할 수 있는 시뮬레이션 테스트도 수행하고 있다.<sup>1,2)</sup> 그러나 이와 같은 실험에 소요되는 시간 및 비용이 과다하게 요구되는 단점이 있다. 부품의 탄성을 고려한 차량의 동역학 해석과 유한요소법을 이용하는 컴퓨터 시뮬레이션에 의한 해석적 내구

\* 부산대학교 대학원  
\*\* 정회원, 안동과학대학 자동차과  
\*\*\* 정회원, 부산대학교 기계공학부

력 분석 방법이 근래에 활발하게 사용되고 있다. Liu와 Haug<sup>3,4)</sup>는 컴퓨터 시뮬레이션을 사용하여 기계요소의 수명예측 방법을 제시하였다. Baek<sup>5,6)</sup>은 탄성 다물체동역학 해석의 결과 계산된 탄성부품에 대한 동하중 이력을 유한요소 프로그램의 입력으로 사용함으로써, 차량부품의 피로수명 해석과 함께 피로수명예측 연구를 수행하였다.

그러나 컴퓨터 시뮬레이션에 의한 해석적 방법에서 결과의 신뢰도를 결정하는데 중요한 영향을 미치는 하중조건 및 경계조건의 명확한 설정은 쉽지 않다. 하중 조건을 설정하기 위해서 현가장치 각 부재의 국부 변형률/응력 이력이나 가속도 측정을 통해 동하중을 구하는 것은 많은 시간과 함께 측정 결과의 신뢰성이 떨어지는 경우도 발생한다. 실험을 통한 측정오차를 피하기 위해, 제동력에 의한 감속도 값이나 상하 방향의 바운스(bounce) 운동시 작용하는 가속도 값을 고려한 하중조건을 해석에 사용하는 경우가 많다. 그러나, 이 경우 역시 현가장치와 차체의 진동특성 등 동적인 영향이 구체적으로 묘사되기는 어렵다.

컴퓨터 시뮬레이션에서 차량이 임의 노면을 주행할 때 노면 PSD(power spectral density)와 타이어/휠의 운동 PSD를 이용하여 실차 주행시와 동일한 휠의 신호를 재현할 수만 있으면 현가장치에 작용되는 정확한 전달력을 구할 수 있다. 하지만 노면입력을 실제 시험에 의해 측정된 데이터를 사용한다 하더라도 시뮬레이션 모델에서 타이어의 모든 비선형성을 고려하기에는 어려움이 있다. 따라서 타이어의 특성은 선형으로 가정하되 타이어의 비선형 특성이 모두 고려되도록 가진원인 노면 입력을 수정하여 줌으로써 휠 응답이 시험과 동일하게 되도록 만들 수 있다면 현가장치에 작용하는 전달력을 실제 시험과 유사하게 구할 수 있다.

본 연구에서는 벨지언 노면에서의 상하 방향 1채널 전달력에 대한 하중조건을 주관심 대상으로 다루었다. 이 방법은 전체 4바퀴에 대한

상하 방향 4채널뿐만 아니라 전후·좌우, 상하의 12채널 시뮬레이션으로의 확장도 가능하다. 4채널로 확장할 때에는 차량 현가시스템과 차체 고유 진동수 사이의 공진을 고려하여야 하므로, 차체의 탄성 변형이 포함되도록 탄성체 모델로 구성하여야 한다. 그러나, 본 연구에서는 노면형상 재구성을 위한 기본 알고리즘 개발에 주관심을 두었으므로, 가장 간단한 1채널 즉, 강체 차체를 가진 1/4 차량의 경우를 다루었다. 실제로 타이어는 수직방향의 변형에 대해 발생하는 수직력은 어느 범위내에서는 선형성을 가지고 있다.

본 연구에서는 타이어를 선형으로 가정할 때 고려할 수 없는 타이어의 비선형성을 보상하기 위하여 휠의 가속도 응답이 시험과 동일하게 되도록 노면형상을 재구성하는 방법을 제시하였다. 시뮬레이션을 통한 노면 입력과 휠의 가속도 사이의 전달함수를 근거로 하여 디지털 신호처리 기법을 이용한 노면 형상의 재현 방법을 제시하였다.

## 2. 현가 시스템에서 하중 전달 특성

컴퓨터 시뮬레이션에서의 하중 조건은 실차 주행시의 내구 및 진동 시험 결과와 시뮬레이션 결과를 일치시키기 위한 중요한 조건 중 하나가 된다. 노면 형상이나 차량 속도, 제동 등의 운전 조건에 의하여 현가장치에 나타나는 전후·좌우·상하 방향 가속도 값이 결정된다. 비포장도로 주행시험의 경우 전후·상하 방향으로의 가속도가 지배적으로 나타나지만, 일반 포장로나 벨지언 노면에서는 상하 방향의 운동이 지배적이다. 따라서, 제동 등이 없는 조건에서의 현가장치를 통한 전달력의 분석은 현가장치의 상하 방향 운동을 주로 고려하여야 한다.

Fig.1에서 나타낸 바와 같이 일반 승용차의 벨지언 노면 및 비포장로 주행 시험 결과 나타나는 현가장치와 휠의 상하 방향 가속도 PSD

의 주파수 특성은 20 Hz 이하의 특성을 가지고 있다. 이는 현가장치의 휠 홉(hop) 주파수와 일치하는 전달력의 피크 주파수가 나타나는 것을 의미한다. 이 주파수 영역에서의 노면 가진력은 현가장치를 통해 차체에 전달되어 내구력에 영향을 주는 힘의 주파수 영역을 결정한다고 판단할 수 있다.

따라서 본 연구에서는 탄성 차체와 현가시스템을 궁극적으로 연결하는 단계 이전에 차체와 현가장치 요소를 강체로 가정하여 20 Hz 이하의 저주파 영역에서 노면형상에 의한 현가장치의 운동을 계산하는 방법을 사용하였다.

승용차에서는 차체의 고유진동수가 비교적 높기 때문에 현가장치의 휠 홉 진동과 연성되는 경우가 드물지만, 상용차에서는 연성되는 경우가 아주 높다. 따라서 상용차(버스, 트럭 등)의 경우 차체 탄성 모드와 정적 모드, 강체 모드의 합성이 필수적이다. 승용차에서는 현가시스템과 관련된 승차 진동이나 내구성 문제는 주로 50 Hz 이하에서 다루어지며, 차량 각 부재의 고유진동수가 특정한 노면의 특정 가진 주파수에 공진이 발생하는 경우를 제외하면 휠 홉 주파수 대역에서의 가진력을 중점적으로 다루는 것이 합리적이다. 따라서 이러한 현가장치의 운동을 실질적으로 재현함으로써 노면 입력에 의한 하중 전달이나 차량의 운동을 예측할 수 있다.

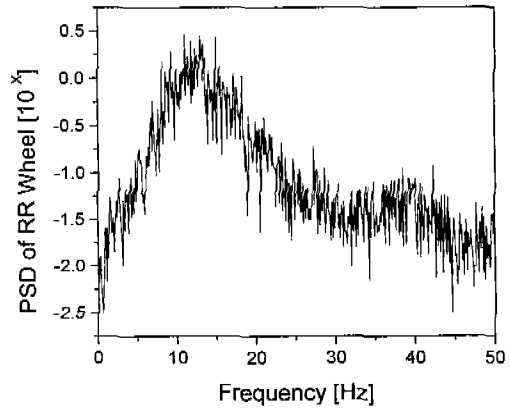


Fig. 1 Power spectral density of front wheel acceleration on Belgian road

가속도 값이 정확하게 재현될 수 있는 노면 형상의 구성이 필요하다. 실제로 비선형 특성을 가지는 노면과 타이어를 선형시스템으로 가정할 수 있다면, 노면 입력이 최초로 전달되는 휠에서 가속도의 PSD 및 노면 입력과 휠 가속도 사이의 FRF(frequency response function)를 이용하여 가진 조건을 재현할 수 있다. FRF를 이용하여 노면 입력 파일을 재구성하기 위해서 노면 입력과 휠 가속도 출력 사이의 서브 시스템이 선형이라는 가정이 필요하다. 현가장치의 기구학적 특성, 쇼크 업소버 특성 등의 비선형 특성이 현가장치의 상하방향 운동에 영향을 미치지만, 타이어와 노면 입력 사이는 타이어의 상하 방향 강성이 거의 일정하므로 이 서브 시스템은 선형 시스템으로 가정할 수 있다.

$$\{Y\} = [H_{ij}]\{X\} \quad (1)$$

$$\{X\} = [H_{ij}]^{-1}\{Y\} \quad (2)$$

여기서,  $\{X\}$ 는 각 바퀴에 작용하는 노면의 가진 입력을 의미하며,  $\{Y\}$ 는 각 바퀴의 수

### 3. 노면 형상 재구성 방법

차량 시스템은 다중입력, 다중출력 시스템이나 본 연구에서는 제동력 등에 의한 전후 방향 힘의 입력이 크지 않은 벨지언 노면 및 일반 포장로 특성을 고려하여 상하 방향 1채널에 대한 입력 조건을 고려한다.

컴퓨터 시뮬레이션을 통해 실제 시험 결과와 동일한 차량의 동적 응답 특성을 얻기 위해서는 노면 입력의 첫 번째 전달 경로인 휠에서의

직방향 가속도,  $[H_{ij}]$ 는 노면과 타이어 사이의 FRF 행렬을 의미한다. 하지만 본 연구에서는 1/4 차량에 대한 수직방향 1채널만 고려하였으므로,  $[H_{ij}]$ 는  $1 \times 1$  행렬로 구성된다.

FRF는 실제 시스템의 선형 근사(linear approximation)에 의해서 구해질 수 있으며, 정확한 크기와 주파수를 이용한 FRF는 비선형 시스템의 선형 근사를 가능하게 해준다. 그러나 기여도(coherence)가 낮은 경우 FRF를 이용한 시스템의 해석은 바람직하지 않다. 실제 필드 테스트에서 타이어가 노면과 분리될 정도로 큰 노면 입력과 주행조건이 주어지면 타이어와 노면 형상사이에 강성의 불연속점이 생기고 비선형화가 된다. 이 경우는 노면 형상 재현시 기여도 값이 매우 낮은 부분이 생기며, 결과적으로 노면 재현이 잘 되지 않는다. 벨지언 노면에서의 내구 주행 시험시 또는 일반 노면에서의 승차 진동 시험시에 타이어와 노면은 항상 접촉된 상태에서 주행된다고 볼 수 있다. 특수한 노면의 경우 불연속점이 발생하지만, 이 경우에는 노면 형상의 특수한 경우로 분리시켜 재현하는 것이 타당하다.

시험에 의해 구해진 휠 중심에서의 가속도 응답과 시뮬레이션에 의해서 계산되는 휠 중심에서의 가속도 응답특성이 시간역과 주파수역에서 모두 동일하도록 노면형상을 재구성하는 방법의 전체흐름도(flow chart)를 Fig. 2에 표시하였다.

### (1) 차량 현가장치 모델 구성

차량 현가장치 모델을 구성하고 준정적 상태(quasi-static condition)에서 현가장치 강성 및 기하학적 특성을 SPMD(suspension parameter measuring device) 등을 이용하여 결정한다. 동적 상태에서의 모델 검증은 현가장치의 상하·전후 방향 등의 진동 시험 결과와 시뮬레이션에 의한 진동 분석 결과의 비

교에 의해서 이루어지며, 주로 20 Hz 이하의 주파수 영역에서 모델 검증이 이루어진다.

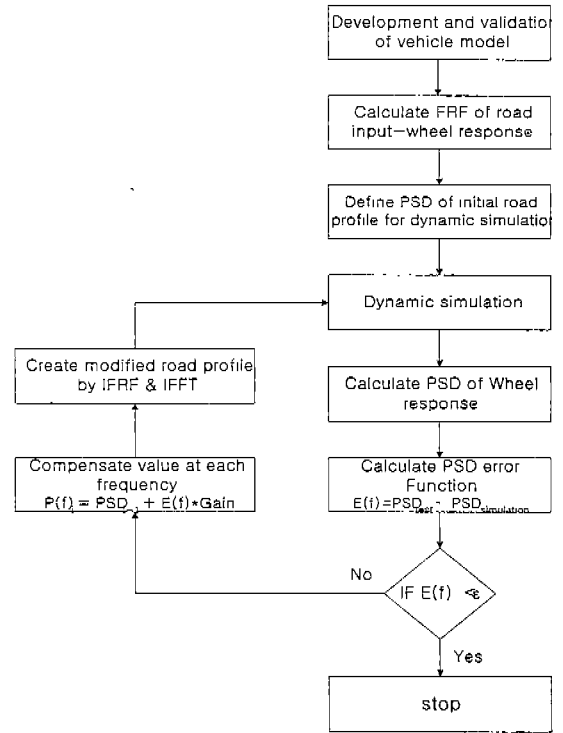


Fig. 2 Flow chart of road regeneration method

### (2) 차량 모델의 FRF 특성 결정

출력 값인 휠의 가속도 응답을 가지고 입력 값인 노면형상을 구하기 위해서는 입력과 출력 사이의 전달함수를 알아야 한다. 노면 입력과 시뮬레이션 모델의 휠 가속도 응답사이의 FRF 특성을 구하기 위해서 관심있는 주파수역을 포함하는 백색잡음(white noise) 신호 성분을 가진 노면 입력에 의해서 휠 가속도를 동시에 측정한다.

$$X_i(f_k) = \Delta t X_{ik} = \Delta t \sum_{n=0}^{N-1} x_{in} e^{-\frac{j2\pi kn}{N}} \quad (3)$$

노면 입력에 대한 자기 스펙트럼 밀도 (auto-spectral density)를 구하고, 노면 입력과 휠 가속도 응답사이의 상호 스펙트럼 밀도(cross-spectral density)를 구한 다음 휠과 노면 사이의 FRF 행렬을 구성한다.

ASD :

$$G_{xx}(f_k) = \frac{2}{n_d N \Delta t} \sum_{i=0}^{n_d} |X_i(f_k)|^2, \quad k = 0, 1, \dots, \frac{N}{2} \quad (4)$$

CSD :

$$G_{xy}(f_k) = \frac{2}{N \Delta t} [X^*(f_k) Y(f_k)], \quad k = 0, 1, \dots, \frac{N}{2} \quad (5)$$

FRF :

$$H(f) = \frac{G_{xy}(f)}{G_{xx}(f)} = |H(f)| e^{-i\phi(f)} \quad (6)$$

여기서,  $n_d$ 는 데이터 샘플링 프레임,  $\phi(f)$ 는 FRF의 위상지연을 의미한다.

Fig. 3과 Fig. 4는 각각 휠 중심의 가속도의 자기 전력 밀도함수(auto-spectral density)와 노면 입력과 휠 가속도 사이의 상호 전력 밀도함수(cross-spectral density)를 표시한다. Fig. 5는 노면 입력과 휠 응답 사이의 FRF를 표시한 그림이다.

### (3) 초기 노면 형상 생성

컴퓨터 시뮬레이션에서 현가장치를 가진 시키는 노면 형상의 초기 PSD를 Fig. 6과 같이 가정한다. 이 노면 형상은 기본적으로 백색잡음 특성을 가진다.<sup>7,8,9,10)</sup>

Road profile PSD :

$$G_z(f) = a \left(\frac{V}{f}\right)^N \quad (7)$$

여기서,  $a$ 는 노면 거칠기 정도,  $V$ 는 차량의 속도,  $f$ 는 주파수[Hz],  $N$ 은 지수를 의미한다. 이 노면 형상 PSD를 이용하여 공간역에서 동역학 해석을 위한 초기 노면 형상을 생성한다. 이때, 생성된 공간역 노면 데이터의 최대·최소값 및 평균값 등이 확인되어야 한다. 과도한 크기의 데이터가 포함되는 경우 차량의 반응을 불안정하게 할 수 있으며 반복에 의한 노면 형상의 수렴이 어렵게 된다.

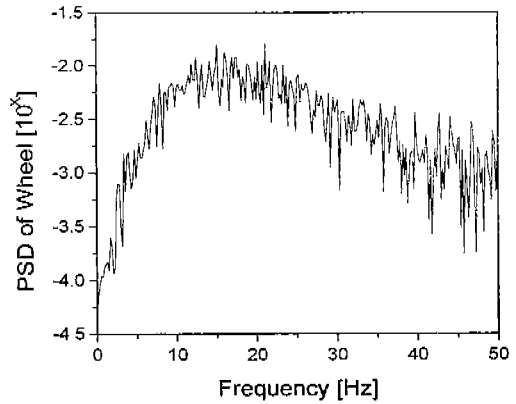


Fig. 3 Auto-spectral density of wheel acceleration

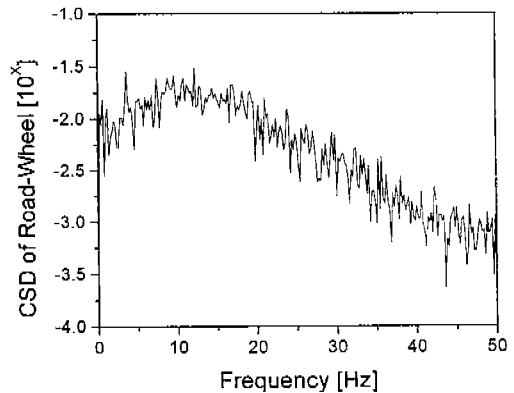


Fig. 4 Cross-spectral density of wheel acceleration and road input

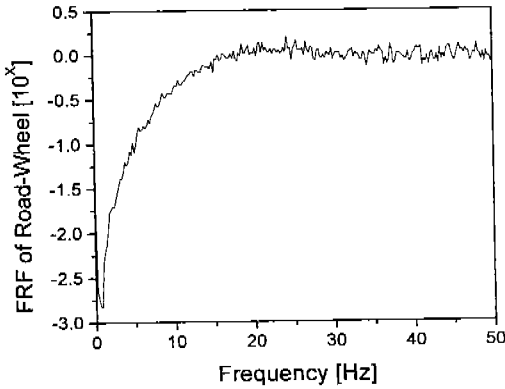


Fig. 5 Frequency response function of road input-wheel acceleration response

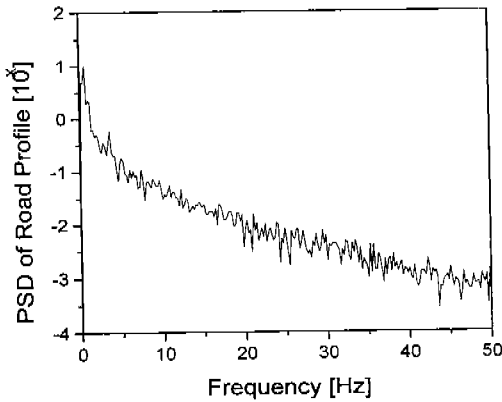


Fig. 6 Auto-spectral density of initial road profile

(4) 초기 노면 형상을 사용한 차량 동역학 시뮬레이션

초기 노면 형상을 이용하여 동역학 시뮬레이션을 수행한다. 시뮬레이션 결과로부터 휠 중심의 가속도 PSD를 계산한다. 데이터 처리 방법은 시뮬레이션 모델의 FRF를 구하는 과정에서의 방법과 동일하게 하고, FIR 필

터링 방법도 동일하게 적용하여 시간 신호의 추종이 가능하도록 한다.

(5) 오차 함수

초기 노면 형상에 의한 휠 가속도 신호의 PSD 값을 시험 결과 구해진 휠 가속도 신호의 PSD 값과 비교한다. 다음 식과 같이 오차함수를 정의할 수 있다.

Error function :

$$E(f) = PSD_{test} - PSD_{simulation} \quad (8)$$

휠 가속도 PSD의 차이를 각 주파수 별로 계산하여 다음 단계의 노면 입력 신호를 보정하는데 사용한다.

(6) 반복과정

시뮬레이션과 테스트 결과 구해진 목표 PSD의 값 차이를 나타내는 오차 함수를 이용하여 응답 보정 함수(response correct function)를 만든다. 이를 식 (9)에 표시하였다. 시스템의 과특성(overdriving)을 방지하기 위해서 반복과정을 위한 이득(gain) 값은 0.5 보다 작은 범위에서 결정한다.

보정 응답 :

$$P(f)_i = PSD_{i-1} + E(f)_i \cdot Gain \quad (9)$$

응답 보정 함수 및 휠-노면 입력 사이의 전달 함수를 이용하여 수정된 노면 형상을 만든다.

수정된 노면 파일 :

$$D(f)_i = H^{-1}(f) \cdot P(f)_i + D(f)_{i-1} \quad (10)$$

수정된 노면 파일 D(f)를 디지털 신호처리 방법을 이용한 IFFT(inverse fast Fourier transform)를 취하여 공간역에서의 신호를 계산한다. 반복과정 중에 노면 형상 파일은 각 프레임별로 계산되어진다. 반복과정에서 오차함수는 PSD의 주파수별로 표현되며, 이득 값에 의한 오차함수의 최소값도 주파수별

로 계산된다. 보정함수도 각 주파수 대역간에 이산화된 부분이 없도록 이득값의 평활화(smoothing)가 필요하다.

(7) 오차함수 수렴 확인

각 반복단계마다 주파수역에서 휠 가속도의 PSD 비교에 의해서 오차함수의 수렴을 확인한다. 또한 IFFT를 통한 시간신호의 피크값 및 위상 차이를 비교 확인한다. 오차함수의 수렴을 위해 수정된 구동파일  $D(f)$ 를 이용하여 동특성 해석을 수행한 후 휠에 나타나는 가속도 PSD를 구한 다음 오차함수를 계산한다. 오차함수의 값이 수렴할 때까지 반복해서 수행한다. 차량 모델의 비선형 특성이 커서 휠-노면간의 FRF가 평활화하지 않을 경우 오차함수의 수렴이 어려우므로 시뮬레이션 모델의 구성에 주의가 요구된다.

Fig. 7과 Fig. 8은 첫 번째 반복과정 후의 노면 형상과 휠 중심의 수직방향 가속도를 각각 표시한 그림이다. 초기의 노면 형상에 대해서는 응답특성이 큰 차이가 남을 확인할 수 있다. Fig. 9와 Fig. 10은 2번 이상의 반복과정을 마친후의 노면 형상 및 휠 중심의 수직 방향 가속도를 표시한 그림이다. 이 경우 시험 데이터에 거의 잘 일치함을 확인할 수 있다.

4. 재구성된 노면 사용 결과

현가장치와 차체 사이의 전달력을 계산하기 위하여 현가장치 시스템의 기구학적인 비선형 특성과 쇼크 업소버, 스프링, 범퍼 스톱퍼(bumper stopper), 부싱 등의 비선형 특성이 상세하게 모델링 될 수 있는 동력학 해석 상용 프로그램인 DADS를 이용하였다. Fig. 11은 재생성된 노면 입력을 사용하여 시뮬레이션한 결과 구해진 현가장치 조인트와 차체 사이의 반력을 표시한 그림이다. 시

뮬레이션에서 사용한 타이어 모델은 타이어의 인벨롭(envelope) 특성을 고려하지 않고 상하 방향의 강성과 감쇠 특성만을 고려하였기 때문에 실차 주행시 좌우 방향 노면 요철에 의해 나타나는 차량의 좌우 방향 움직임에 의한 노면 전달력은 고려되지 않았다. 시뮬레이션 모델에서 서스펜션 요소와 차체의 결합 부위 강성 효과는 부싱 등 컴플라이언스(compliance) 요소를 이용하여 실차와 상응하게 설정되었다.

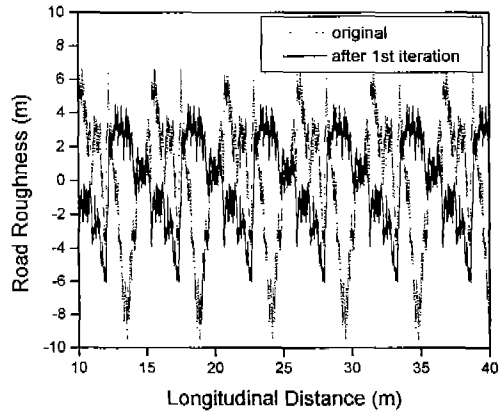


Fig. 7 Road profile after the first iteration

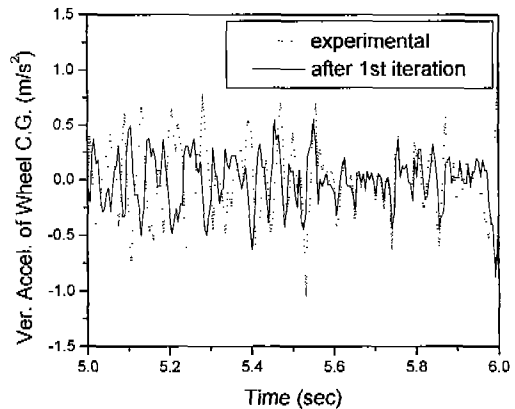


Fig. 8 Vertical acceleration of wheel after the first iteration

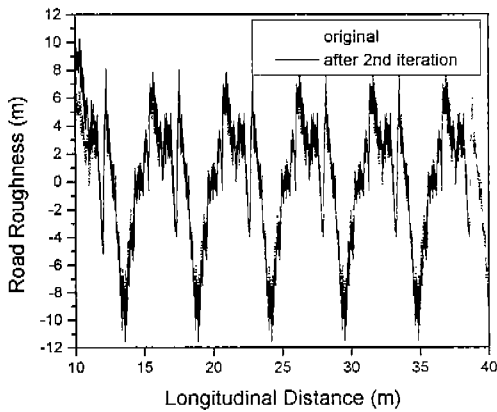


Fig. 9 Road profile after the second iteration

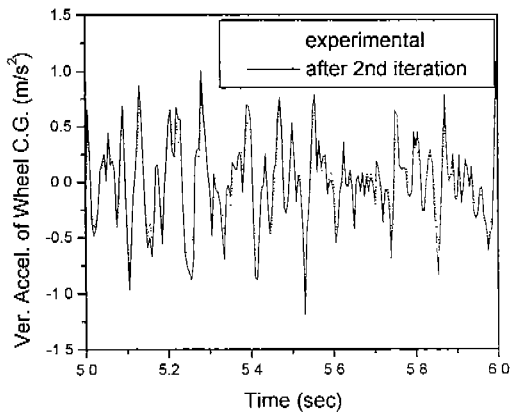


Fig. 10 Vertical acceleration of wheel after the second iteration

## 5. 결론

본 연구에서는 컴퓨터 시뮬레이션을 통한 차량의 내구시험 및 진동시험에서 중요한 요소인 정확한 반력을 구하는 방법을 연구하였다. 이를 위하여 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 구해진 휠의 가속도 응답 특성이 시험에서 측정된 휠의 가속도 응답 특성과 동일하게

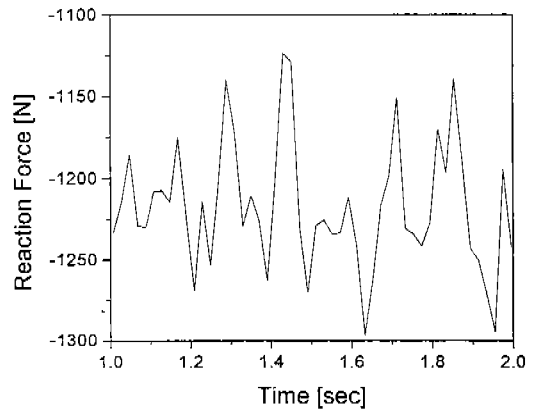


Fig. 11 Reaction force at lower control arm ball joint in lateral direction

되도록 노면입력을 재구성하는 방법을 제시하였다. 제안된 노면 재구성 기법은 보다 정확한 현가장치의 조인트 반력을 계산하기 위해 타이어의 전후·좌우 힘을 모두 고려하는 전차량 모델에 대해서도 적용될 수 있다. 이러한 결과는 내구성 해석과 같은 시험조건에 대하여 시뮬레이션을 통해서도 동일한 응력을 계산할 수 있음을 예측할 수 있다.

본 연구에서는 1/4 차량의 1채널 상하 방향 운동에 대해서만 고려하였지만, 동일한 원리를 이용하여 4채널을 고려한 전차량 예제에 대해 확장이 가능하며 현재 연구 진행중에 있다. 또한 상하·전후·좌우 12채널 모든 방향에 대한 하중 시뮬레이션으로의 확장도 가능하며 향후 연구과제로 고려할 것이다.

## 후 기

본 연구는 한국과학재단 특정기초연구(과제번호 97-0200-1001-5)의 지원으로 연구되었습니다.



## 참고문헌

1. R.W.Murphy, "Endurance Testing of Heavy Duty Vehicles", SP-506, SAE Paper No.820001, 1982.

2. Y.S.Garud, "A New Approach to the Evaluation of fatigue under Multiaxial Loadings", Journal of Engineering Materials and Technology, Trans. ASME, vol.103, pp.118-125, 1981.

3. T.Liu, "Computational Methods for Life Prediction of mechanical Components of Dynamic System", Ph.D. Thesis, The Univ. of Iowa, Iowa City, Iowa, 1986.

4. E.J.Haug, T.S.liu, L.Johnson, W.K.Baek, et. al., "Progress in Flexible system Dynamics and Vehicle Life Prediction", Technical Report 86-20, The Univ. of Iowa, 1986.

5. W.K.Baek, R.I.Stephens, and B.Dopker, "Integrated Durability Analysis", Trans. of the ASME, Journal of Engineerinf for Industry, Vol.115, No.4, pp.492-499, 1993.

6. W.K.Baek, "Computational Life Prediction Methodology for Mechanical

Systems Using Dynamic Simulation, Finite Element Analysis, and Fatigue Life Prediction Methods", Ph.D. Thesis, The Univ. of Iowa, Iowa City, Iowa, 1990.

7. J.G.Wendenborn, "The Irregularities of Farm Field Roads and Fields as Sources of Farm Vehicle Vibration", J. of Terramechanics, Vol. 3, No. 3, pp.9~40, 1966.

8. C.J.Dodds, J.D.Robinson, "The Description of Road Surface Roughness", J. of Sound and Vibration, Vol. 31, No. 2, pp.175~183, 1973.

9. ISO/TC108/SC2/WG4 N57, Reporting Vehicle Road Surface Irregularities, 1982.

10. Y.M.,Pevzner and A.A. Tikhonov, "Spatial Description of the Micro-Profile of Automotive Roads", Automobil'naya Promyshienmost, Vol.30, No.1, pp.9-14, 1964.

11. J.S.Bendat and A.G.Piersol, "Random Data : Analysis and Measurement Procedures", John Wiley & Sons, New York, 1986.