

< 논 문 >

# 웨이브렛 변환 이용한 감쇠율 예측과 승용차 하쉬니스 평가에의 응용

## A Study on Estimation of Damping Coefficient Using Wavelet Transform and Its Application to the Evaluation of Harshness in Passenger Car

이 상 권\*  
Sang-Kwon Lee

(1999년 2월 10일 접수 ; 1999년 5월 1일 심사완료)

**Key Words** : Wavelet Transform (웨이브렛 변환), Suspension System (현가 시스템), Harshness(하쉬니스), Damping Ratio (감쇠율), 승용차(Passenger Car)

### ABSTRACT

Estimation of damping ratio for vibration signals measured on the passenger car's seat is useful for the objective evaluation of impact harshness in car. The vibration signal is a transient signal represented by many coupled modes of suspension system. Wavelet transform automatically decouples these modes in the time-frequency domain. Damping ratios for decoupled modes are obtained by logarithmic treatment for the Wavelet transformed signal. The objective evaluation using Wavelet transform has been well corresponded with subjective evaluation done by skilled engineers.

### 1. 서 론

자동차에 있어서 승차감(ride comfort)은 핸들링(handling) 및 안전도(stability)와 더불어 자동차의 성능 개선을 위해서 오랜 동안 연구가 수행되어져 왔다. 특히 하쉬니스(harshness)의 개선은 차량의 승차감을 개선하는데 있어서 중요한 부분이다<sup>(1,2)</sup>. 충격 하쉬니스(impact harshness)는 자동차가 도로 주행중 돌기 부분을 통과할때 발생하는 충격 진동의 감지로 인식되는데, 주관적인 평가와 객관적인 평가가 있다. 주관적인 평가는 시험자의 감성에 의지하는 반면, 객관적인 평가는 충격 진동 신호의 초기진폭과 진동의 감쇠량(damping ratio)에 의해서 일반

적으로 평가 되고 있다<sup>(3)</sup>. 1 자유도(single degree of freedom)를 가진 시스템의 진동 감쇠량 측정은 신호의 엔벨로프(envelope)<sup>(4)</sup>을 통하여 예측할 수 있다. 또한 주파수 응답함수를 이용하여 공진 주파수에서 진폭이 3 dB 적은 곳의 주파수밴드(bandwidth)를 측정하여 예측하는 방법도 있다<sup>(5)</sup>. 그러나 도로의 돌기 부분을 통과시 발생하는 승객 좌석에서의 충격 진동은 자동차의 현가시스템의 각종 진동 모드(mode)가 연성(couple)된 상태의 진동을 운전자에게 짧은 시간 동안 전달하여 감쇠되는 비정상신호(non-stationary signal)이므로 신호의 감쇠과정(damping process)이 복잡하다. 이 경우 각종 모드가 연성된 신호의 엔벨로프를 측정하여 충격 신호의 감쇠량을 예측하기는 어렵다. 또한 감쇠량이 적은 신호의 경우 주파수 응답함수를 이용할 경우 오차가 크다<sup>(5)</sup>. 본 논문에서는 감쇠과정이 복잡한 충격신호

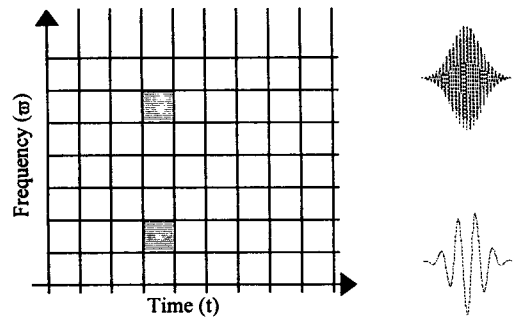
\* 정회원, 인하대학교 공과대학 기계공학과

의 감쇠량을 정확히 예측하기 위해서 비정상 신호의 해석기법에 많이 이용되는 시간-주파수 해석(time-frequency analysis) 기법을 이용하고자 한다. 시간-주파수 해석기법 중에는 STFT<sup>(6)</sup>(short time fourier transform), 이중선형변환<sup>(9)</sup>(bilinear transform) 등이 이용 있는데, STFT는 비정상신호를 짧은 시간동안에 신호를 정상신호로 가정하여 순간적인 FFT를 취한 것이다. 이 경우에는 불확실성 원리<sup>(10)</sup>(uncertainty principal)에 의해서 시간분해능(time resolution)을 증가 시키면, 주파수분해능(frequency resolution)이 감소한다. 이 시간 주파수 분해능을 동시에 증가 시키는 기법으로 이중 선형 변환중에 한 기법인 위그너 분포<sup>(9,10)</sup>(Wigner-Ville distribution)가 이용되고 있으나 이 경우는 순간적인 자기상관계수(auto-correlation)를 이용한 것으로 만약 신호가 두개 이상의 다른 주파수 성분을 포함할 경우 상호상관계수(cross-correlation)에 의한 혼신성분(cross-terms)<sup>(11)</sup>이 존재함으로 신호의 분석을 어렵게 한다. 이 경우 혼신 성분의 문제를 피하고, 시간 및 주파수 분해능을 증가 시키는 방법으로 WT<sup>(12,13)</sup>(wavelet transform)이 이용되고 있다. 특히 WT는 저주파에서 주파수 분해능을 증가 시키고, 고주파에서는 시간 분해능을 증가 시킴으로서 충격신호의 시간-주파수해석에 많이 이용되고 있다. 최근에는 WT를 이용하여 다 자유도계를 가진 시스템의 감쇠량의 평가에 관한 연구가 진행 응용되고 있다<sup>(14)</sup>. 본 논문에서는 승차감의 개선을 위해서 충격 하쉬니스에 영향을 주는 현가 시스템(suspension system)의 변경에 따른 충격 신호의 변화를 WT를 이용하여 시간-주파수 영역에서 분해(decomposition)하여, 변경된 시스템의 감쇠량 초기진폭을 예측하여 하쉬니스에 대한 객관적인 평가를 하였고, 이것을 숙련된 시험자들의 주관적인 평가와의 관계를 확인하였다.

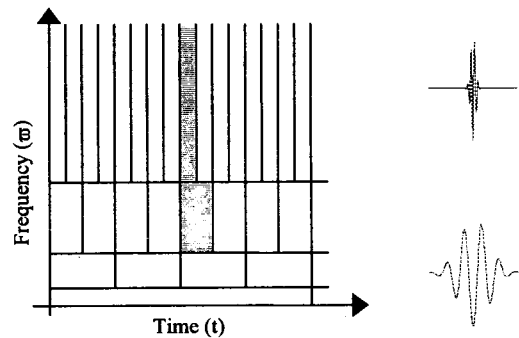
## 2. 웨이브렛 변환을 이용한 감쇠율의 측정

### 2.1 웨이브렛변환의 이론

신호의 주파수 해석을 위해서 오래동안 사용되어지고 있는 FT(fourier transform)은 신호를 푸리에 계수(fourier coefficient)에 의해서 주어지는 삼각함수의 선형적인 합성으로 분해한다. 이 방법은 해석시 삼각함수가 시간에 대해서 무한한 성질 때문에 신호에 대한 지역정보(local information)을 얻지 못할 수가 있다. 이 문제를 해결하기 위해서 Gabor<sup>(8)</sup>



(a) Gabor time-frequency grid



(b) Wavelet transform grid

Fig. 1 Time-frequency explanation :

는 Fig. 1(a) 와 같이 신호  $x(t)$ 를 시간-주파수 영역의 정사각형에 할당하여, 시간-주파수 영역으로 분해 하였다. 이 정사각형들은 불확실성 원리를 만족하는 기본요소 신호가 차지하는 최소 영역이다. 따라서, Gabor의 신호  $x(t)$ 에 대한 시간-주파수 해석기법의 수학적 표현은 식 (1)과 같으며, 이때 사용되는 기본 요소 신호는 식 (2)와 같이 가우시안(Gaussian) 형태의 창문(window)을 가진 삼각함수 신호이다.

$$x(t) = \sum_{n,k} a_{n,k} f(t-kT) e^{jn\omega t} \quad (1)$$

$$f(t) = e^{-2t^2/\sigma} \quad (2)$$

여기서  $T = 2\pi / \omega\sigma^{1/2}$ 이다. Gabor의 시간-주파수 해석기법을 이용하여 불확실성 원리를 만족하면서 직사각형 형태의 시간-주파수 영역을 차지하는 기본요소신호를 구성하여 신호에 대한 시간-주파수 해석을 하는 것이 STSF<sup>(6)</sup>이다. 이 경우, 시간분해능과 주파수 분해능은 직각사각형의 모양에 따라서 시간분해능 및 주파수분해능이 서로 다르지만 시간축과

주파수축을 따라서는 일정하다. 반면에 WT는 기본 요소 신호를 시간축을 따라서 이동(shift) 하고, 주파수축을 따라서는 스케일링(scaling) 하면서, 지역 정보를 얻을 수 있도록 신호를 시간-주파수 영역에서 분해 한다<sup>(12,13)</sup>. 이 경우 각 기본요소가 차지하는 영역은 시간-주파수축을 따라 Fig. 1(b)와 같이 이동, 팽창(dilation)하며 조정이 가능하다. 이때 사용되는 기본요소 신호를 Mother Wavelet 이라 부른다. Mother Wavelet이 되기 위해서는 함수  $g(t)$ 는 허용성<sup>(15)</sup>(admissibility)이 존재해야 하며, 함수  $g(t) \in L^2(R)$ 가 다음 조건을 만족할 때 허용성이 있다.

$$C_g = \int_{-\infty}^{\infty} \frac{|G(\omega)|^2}{|\omega|} d\omega < \infty \quad (3)$$

여기서  $G(\omega)$ 는 함수  $g(t)$ 의 FT이고,  $L^2(R)$ 은 모든 유한한 에너지 신호들이고,  $R$ 은 실수들을 나타낸다. 상수  $C_g$ 는 함수  $g(t)$ 의 허용상수(admissibility constant)이고, IWT (Inverse Wavelet Transform)을 가능하게 하는 조건이다. 예로서  $g_1(t) = e^{j\omega t}$ 는  $R$ 에서 정의 되지만 유한한  $L^2(R)$ 을 가지지 못하므로 허용성이 존재하지 않는다. 그러나 함수  $g_2(t) = e^{-\alpha^2} e^{j\omega t}$ 는 충분히 큰 양수  $\alpha$ 에 대해서는 식 (3)을 만족하므로 허용성이 있다. WT에서 많이 사용되고 있는 Mother Wavelet은 Morlet Wavelet<sup>(16)</sup> 이고 다음과 같이 정의 된다.

$$g(t) = e^{j\omega_0 t} e^{-t^2/2} \quad (4)$$

Morlet Wavelet의 FT는 다음과 같다.

$$G(\omega) = \sqrt{2\pi} e^{-\frac{1}{2}(\omega - \omega_0)^2} \quad (5)$$

$G(\omega)$ 는  $\omega \leq 0$ 에서 식 (3)의 허용성을 만족하지 않으므로 실제 사용시에는  $\omega_0 > 5$ 을 사용한다. Morlet Wavelet을 이용하여, 함수  $x(t)$ 의 WT는 다음과 같이 정의<sup>(12,13,15)</sup> 된다.

$$W_g(a, b) = \frac{1}{\sqrt{a}} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) g\left(\frac{t-b}{a}\right) dt \quad (6)$$

여기서,

$$\int_{-\infty}^{\infty} |x(t)|^2 dt < \infty \quad (7)$$

이며,  $x(t)$ 는  $\pm \infty$ 에서 영으로 수렴함을 뜻한다. 또한 팽창값  $a > 0$ 이고, 이동값  $b \geq 0$ 이며 지역성(locality)을 나타낸다.  $g^*(\cdot)$ 는  $g(\cdot)$ 의 공액 복소수이다.  $1/\sqrt{a}$ 에 의해서 WT의 값은 노멀라이징(Normalizing)되며, 이것은 각 Mother Wavelet  $g(t)$ 에 의해서 주어지는 합성 에너지는 팽창값  $a$ 에 독립적임을 의미한다. 여기서 주파수  $\omega$ 대신 팽창값  $a$ 를 사용함으로 WT는 시간-주파수 해석 대신, 시간-스케일링 해석(time-scale analysis)이라고도 불린다. 식 (6)으로부터, 함수  $x(t)$ 에 대한 WT는, 기본 요소함수  $g(t)$ 를 이용하여,  $x(t)$ 를 시간-주파수 영역으로 분해함을 의미한다. 여기서 함수  $x(t)$ 가 여러 모드가 연성된 충격 응답(impulse response) 신호인 경우에는 WT를 통하여 각 모드를 시간-주파수 영역에서 자동적으로 비연성(decoupling)화 된다. 신호  $x(t)$ 의 스펙트럼  $X(\omega)$ 과 Morlet Wavelet의 스펙트럼  $G(\omega)$ 를 이용한 WT를 구하면, parseval theorem<sup>(12,15)</sup>과 FT의 이동성질<sup>(12)</sup>을 이용하여 식 (6)은 다음과 같이 표현된다.

$$W_g(a, b) = \sqrt{a} \int_{-\infty}^{\infty} X(\omega) G_{a,b}^*(a\omega) e^{i\omega b} d\omega \quad (8)$$

여기서,  $\sqrt{a} G_{a,b}(a\omega)$ 과  $X(\omega)$ 은 각각 Mother Wavelet 함수  $\frac{1}{\sqrt{a}} g\left(\frac{t}{a}\right)$ 와 신호  $x(t)$ 의 FT이다. 주파수( $\omega$ )와 팽창값( $a$ )의 관계는 다음과 같이 표현<sup>(11)</sup> 된다.

$$a = \frac{\omega_g}{\omega} \quad (9)$$

여기서  $\omega_g$ 는 신호  $x(t)$ 와 Mother Wavelet의 기본 주파수이며  $b$ 는  $t$ 에 관계하는 이동값이다. Morlet Wavelet를 이용한 WT는 연속함수인 Mother Wavelet  $g(t)$ 를 이용하므로 CWT (Continuous Wavelet Transform)이라 불린다. DWT(Discrete Wavelet Transform)을 얻기 위해서, Mother Wavelet을  $a = a_0^j$ 와  $b = kb_0 a_0^j$ 를 이용하여 디지털이징(discretizing)할 수 있다. 여기서  $a_0 > 1$ 이며 고정된 팽창 값 이다. 또한  $b_0$ 는 고정된 이동 값 이다. 디지털이징된 Mother Wavelet을 변수,  $j$ 와  $k$ 로 표현하면,

$$\psi_{j,k}(t) = a_0^{-j/2} \psi(a_0^{-j} t - kb_0) \quad (10)$$

이다. 변수  $i, k$ 는 정수이며, 식 (10)을 식 (6)에 대입하면, 다음과 같은 DWT<sup>(15)</sup>을 얻을 수 있다.

$$W_{\psi}(j, k) = a_0^{-j/2} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \psi^*(a_0^{-j}t - kb_0) dt \quad (11)$$

여기서 함수  $\psi_{j,k}(t)$ 가  $L^2(R)$ 에서 직교(orthogonal) 관계가 되도록 함수  $\psi_{j,k}(t)$ 와 변수  $a_0, b_0$ 을 선택할 수가 있다. 이 경우 Mother Wavelet은 OMW (Orthogonal Mother Wavelet)이라 불린다. 대표적인 OMW는 Daubechies<sup>(17,18)</sup>가 개발한 Daubechies Wavelet이고, 여기서  $a_0=2, b_0=1$ 이 선정되어, 다음과 같이 표현된다.

$$\psi_{j,k}(t) = 2^{-j/2} \psi(2^{-j}t - k) \quad (12)$$

$$\int \psi_{r,k}(2^{-r}t - k) \psi_{s,l}(2^{-s}t - l) dt = \begin{cases} 1 & \text{when } r = s, k = l \\ 0 & \text{elsewhere} \end{cases} \quad (13)$$

따라서 MWT(Morlet Wavelet Transform)은 CWT 혹은 NOWT(Non-Orthogonal Wavelet Transform)이라 불리며, Daubechies Wavelet은 DWT 혹은 OWT(Orthogonal Wavelet Transform)이라 불린다. OWT의 장점은 신호를 표현하는데 상호 독립적인 최소의 Mother Wavelet 수만 요구되어 잉여분(redundancy)<sup>(15,17)</sup>이 없고 계산 속도가 빠르다. 따라서 이 방법은 영상처리 및 데이터의 압축 등에 많이 이용되고 있다. 그러나 Mother Wavelet이 위치하는 수가 적어 실제 신호를 따라가면서 충분히 대응(Matching)하지 못하므로 신호에 대한 동일성을 유지하지 못하는 경우가 있으므로 주의해서 사용해야 한다<sup>(19)</sup>.

### 2.2 시스템의 감쇠율 평가

자동차의 충격하쉬니를 해석하기 위해서 일반적으로 사용되는 모델은 Fig. 2와 같으며, 이것은 타이어, 현가시스템, 차체, 엔진 그리고 승객의 좌석 등으로 구성되어 있다. Fig. 2의 같은 선형 다 자유도계(linear multi degree of freedom)에서 구조물의 한 점에서 측정된 자유 진동의 응답은 구조물의 여러 가지 모드가 연성된 결과로 나타난다. 이 신호를 N개의 주요한 비연성된 모드로 분해하기 위하여 WT를 이용할 수 있다. 따라서, WT에 의해서 비연성된 신호  $x(t)$ 는 N개의 1 자유도계의 충격응답(impulse response)의 선형적인 합으로 표현된다.

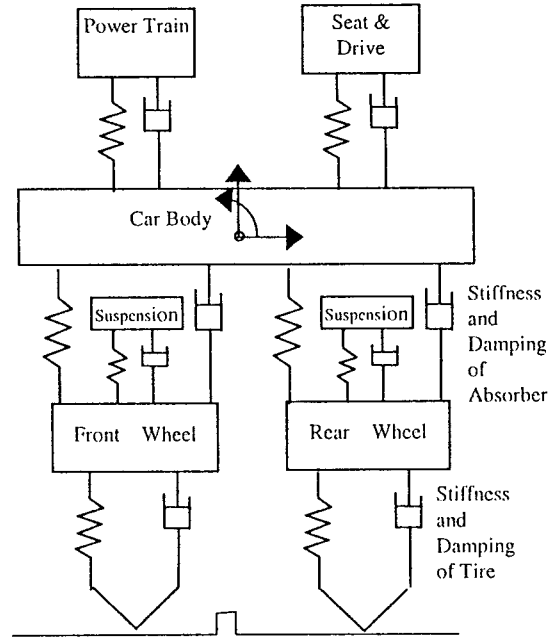


Fig. 2 Dynamic model of suspension system and body of car

$$x(t) = \sum_{i=1}^N A_0_i e^{-\zeta_i \omega_{n_i} t} \cos(\omega_{d_i} t + \phi_{0_i}) \quad (14)$$

여기서  $A_0, \zeta, \omega_{n_i}, \omega_{d_i}, \phi_{0_i}$ 는  $i$ 번째 모드의 진폭(amplitude), 감쇠율(damping ratio), 비감쇠 각 진동수(undamped angular frequency), 감쇠 각 진동수(damped angular frequency)이며  $\phi_{0_i}$ 는 각 지연(phase lag)이다. 여기서 감쇠에 의한 항  $(c_i / 2m_i)^2$ 이 강성에 의한 항  $k_i / m_i$ 보다 적을 경우  $x(t)$ 는 해석적 신호<sup>(4)</sup>(analytic signal)로 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} x(t) &= x_a(t) \\ &= \sum_{i=1}^N A_0_i e^{-\zeta_i \omega_{n_i} t} e^{j(\omega_{d_i} t + \phi_{0_i})} \\ &= A_i(t) e^{j\theta_i(t)} \end{aligned} \quad (15)$$

일반적으로 해석적 신호  $x_a(t)$ 는 신호  $x(t)$ 를 HT<sup>(4)</sup>(Hilbert Transform)하여 얻어진다. 여기서,  $A_i(t)$ 는  $i$ 번째 모드의 엔벨로프이고, 이것은  $x_i(t)$ 에 대한 로그(log)를 취하여 얻을 수 있다<sup>(4)</sup>. 엔벨로프  $A_i(t)$ 가 기본요소함수  $g(t)$ 의 창문(window) 안에서 시간에 대한 변화량이  $e^{j\theta_i(t)}$ 에 비해 적으므로<sup>(20)</sup>, 식 (8)과 식 (14)을 이용하여  $x(t)$ 에 대한 WT를 구하면 다음과 같이 표현된다.

$$\left( W_g \sum_{i=1}^N x_i \right) (a, b) \approx \sqrt{2a\pi} \int_{i=1}^N A_i(t) \delta(\omega - \omega_{d_i}) e^{-\frac{1}{2}(a\omega - \omega_{d_i})^2} e^{j\omega b + \phi_{0_i}} d\omega \quad (16)$$

여기서  $A_i(t) = A_{0_i} e^{-\zeta_i \omega_{n_i} t}$ 이며  $\delta$  함수의 이동 성질을 이용하여, 식 (16)은 다음과 같이 요약된다.

$$\left| \left( W_g \sum_{i=1}^N x_i \right) (a, b) \right| \approx \sqrt{2a\pi} \sum_{i=1}^N A_i(b) e^{-\frac{1}{2}(a\omega_{d_i} - \omega_{g_i})^2} \quad (17)$$

$$\angle \left( W_g \sum_{i=1}^N x_i \right) (a, b) \approx \sum_{i=1}^N (\omega_{d_i} b + \phi_{0_i}) \quad (18)$$

여기서  $i$ 번째 모드에 대한 감쇠율을 구하기 위해서 식 (17)에 대하여 로그를 취하면 다음과 같고

$$\begin{aligned} & \text{Log}_e \left( \left| \left( W_g \sum_{i=1}^N x_i \right) (a, b) \right| \right) \\ & \approx \sqrt{2a\pi} \sum_{i=1}^N \left( A_{0_i} \zeta_i \omega_{n_i} b - \frac{1}{2}(a\omega_{d_i} - \omega_{g_i})^2 \right) \end{aligned} \quad (19)$$

팽창값  $a = a_i$ 에서 감쇠 각 고유진동수  $\omega_{d_i}$ 를 식 (9)로부터 구하면

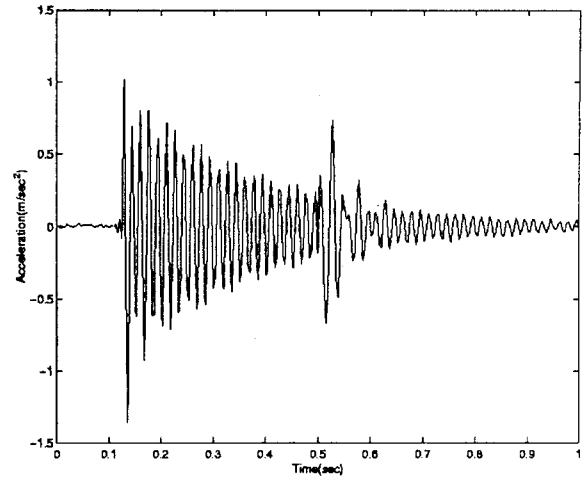
$$\omega_{d_i} = \frac{\omega_{g_i}}{a_i} \quad (20)$$

이므로 식 (20)을 식 (19)에 대입하면,  $a\omega_{d_i} - \omega_{g_i} = 0$ 이므로, 감쇠율  $\zeta_i$ 는 다음과 같이 구해진다.

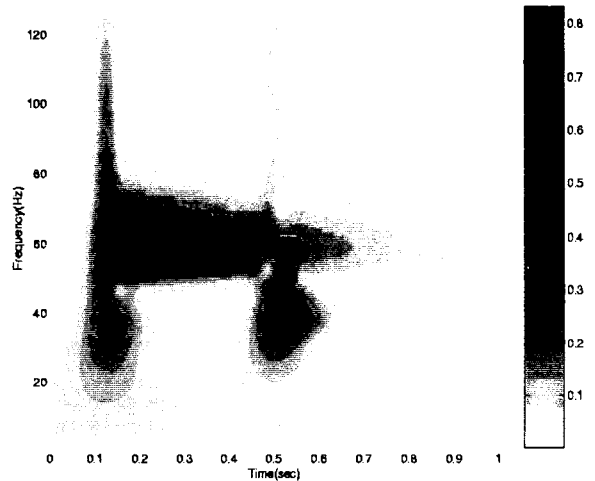
$$\zeta_i = \frac{\text{Log}_e |W_g(a_i, b)|_{\text{slope vs. } b}}{\sqrt{2a\pi} \omega_{n_i}} \quad (21)$$

### 2.3 모델 신호를 이용한 감쇠율 예측.

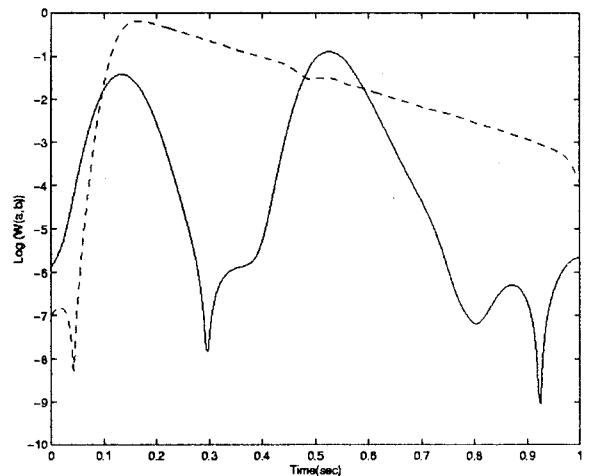
모델 신호로서 사용된 신호  $x(t)$ 는 3가지 충격신호의 선형적인 합으로, 첫번째 신호는 감쇠율 0.01, 초기 각 지연( $\phi$ ) 0.125 sec, 고유진동수는 60 Hz 가진 신호를 (1/512) sec로 샘플링한 충격 신호이고, 두 번째 신호는 감쇠율 0.2, 초기 각 지연( $\phi$ ) 0.125 sec, 고유진동수는 40 Hz이다. 세번째 신호는 감쇠율 0.1, 초기 각 지연( $\phi$ ) 0.5 sec, 고유진동수는 40 Hz인 신호이다. 이 세 가지 신호의 합에 표준편차(standard deviation) 0.01 값을 가진 랜덤노이즈 신호를 합한 것이 모델 신호  $x(t)$ 이고 Fig. 3(a)와 같다.  $x(t)$ 에 대한 WT는 Fig. 3에 나타난 바와



(a) Model signal  $x(t)$



(b) Wavelet transform for  $x(t)$



(c)  $\text{Log}_e |W(a, b)|$  for  $x(t)$   
(..... : 60 Hz, — : 40 Hz)

Fig. 3 Wavelet transform and estimation of damping ratio

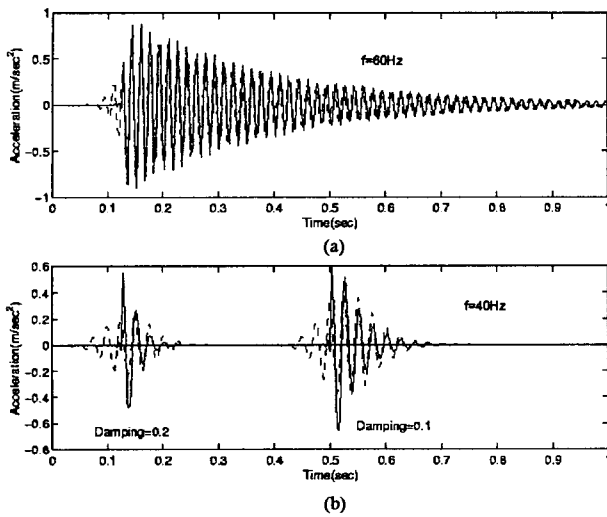


Fig. 4 Comparison between theoretical signal and decomposed signal by the WT

같이 60 Hz와 40 Hz에 흑점이 나타나며, 감쇠율에 따라서 흑점꼬리의 길이는 다르게 나타난다. 이 세 신호에는 60 Hz에서 1가지 모드, 40 Hz에서 2 가지 주요 모드를 가지고 있으며 각 모드에 대한 WT의 절대값에 로그를 취한 것이 Fig. 3(c) 와 같으며, 식 (21)을 이용하여, 감쇠율을 구하면, Table 1 과 같다. 여기서 60 Hz, 40 Hz 모드들에 대한 모델

Table 1 Comparison between theoretical value and estimated value of damping ratio

	$f_{ni} = \omega_{ni} / 2\pi$ Undamped frequency	$\zeta_i$ Theoretical damping ratio	$\zeta_i$ Estimated damping ratio	% 오차율
Mode 1	60 Hz	0.01	0.0099	1
Mode 2	40 Hz	0.2	0.1910	4.5
Mode 3	40 Hz	0.1	0.0975	2.5

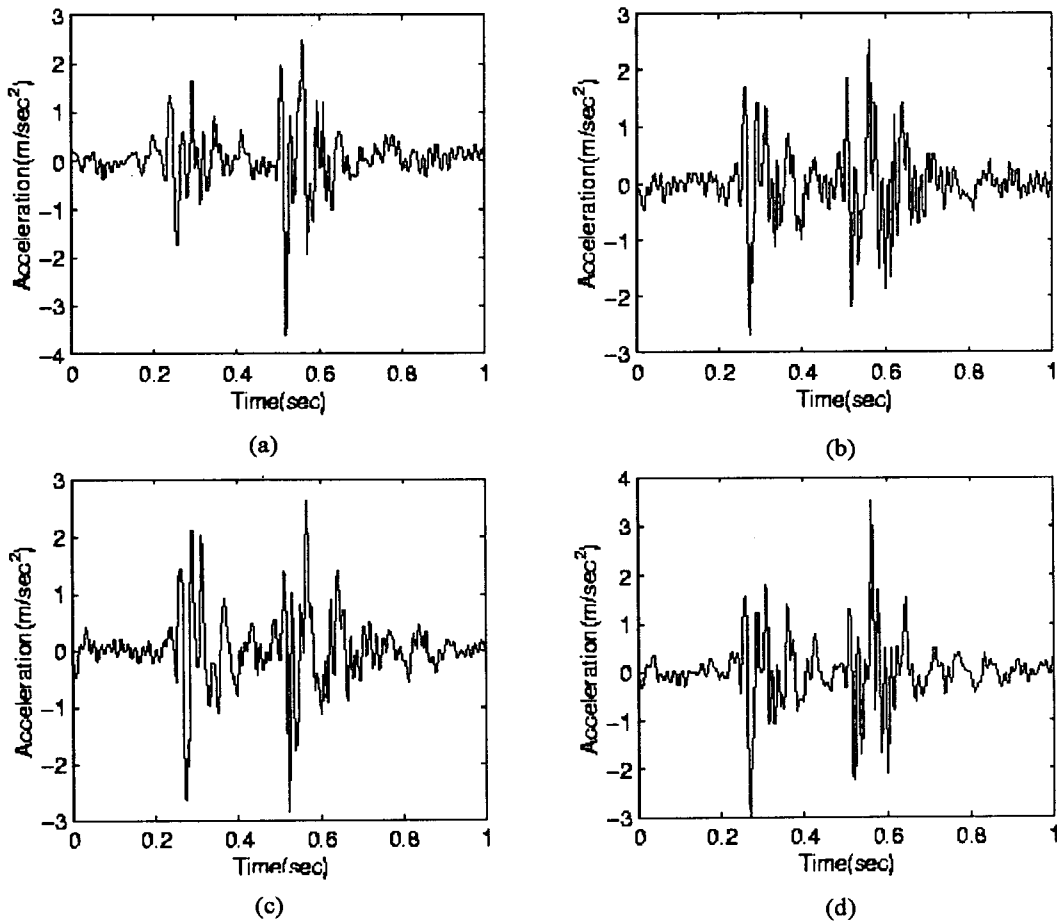


Fig. 5 Vibrational signal measured on the passenger's seat with different suspension system  
(a) 기본사양 "A" (b) 사양 "B" (c) 사양 "C" (d) 사양 "D"

신호와 WT를 이용하여 분해하여 예측된 신호를 비교한 것이 Fig. 4와 같으며, 두 신호들은 초기에 Mother Wavelet의 잉여분에 기인한 초기부분을 제외하고는 상호 일치한다. 초기 최대진폭은 Fig. 3(b)에서 알 수 있듯이 넓은 대역의 주파수를 포함하므로, 한 개의 모드를 대표하는 Mother Wavelet이 Gibbs 효과를 충분히 대응할 수가 없다. 따라서 충분히 감쇠 되지 않는 초기시간에서 WT를 이용하여 각 모드의 감쇠율을 예측하면 오차가 발생한다. Table 1은 이 방법을 이용한 감쇠율의 예측치와 이론치를 비교한 것으로 적은 감쇠율을 가진 모드는 예측값이 이론치와 잘 일치한다 그러나 감쇠율이 증가하면 (약 0.2 이상) 오차율도 증가하는 현상이 있다.

### 3. 충격 하쉬니스에 대한 웨이브 변환의 응용

자동차가 돌기 부분을 지날 때, 발생하는 승객의 좌석에서 측정된 진동신호는 하쉬니스에 대한 객관

적인 평가방법으로 응용되고 있다. 실제 주행 중에 일어나는 신호는 돌기부분을 지날 때 전륜과 후륜이 연쇄적으로 통과하므로 두 개의 충격신호가 발생한다. 이 경우 전 후 현가 시스템에 따라 충격신호의 주파수특성은 다르다. 두 신호의 주파수 특성을 얻기 위해서 FT를 이용하고 있으나, 이 충격신호는 비정상신호(non-stationary)이므로, 이 방법으로서 두 신호를 분리하여 각각의 주파수 특성을 구하기는 어렵다. 이 경우에 시간-주파수 해석기법인 WT를 이용하면 전륜과 후륜이 돌기부분을 통과시 발생하는 충격 신호에 대한, 각각의 시간-주파수 특성을 이해하기가 쉽다. 또한 충격 하쉬니스 개선을 위해서 현가 시스템의 부시류를 변경할 경우, 변경된 현가 시스템에 의한 충격신호의 시간-주파수 특성을 쉽게 이해하고 이들 변경에 의한 주관적인 하쉬니스 평가를 객관적인 데이터와 연계하여, 하쉬니스에 영향을 주는 모드의 주파수, 감쇠율 및 초기진폭을 쉽게 얻을 수 있다. Fig. 5(a)~(d)는 충격

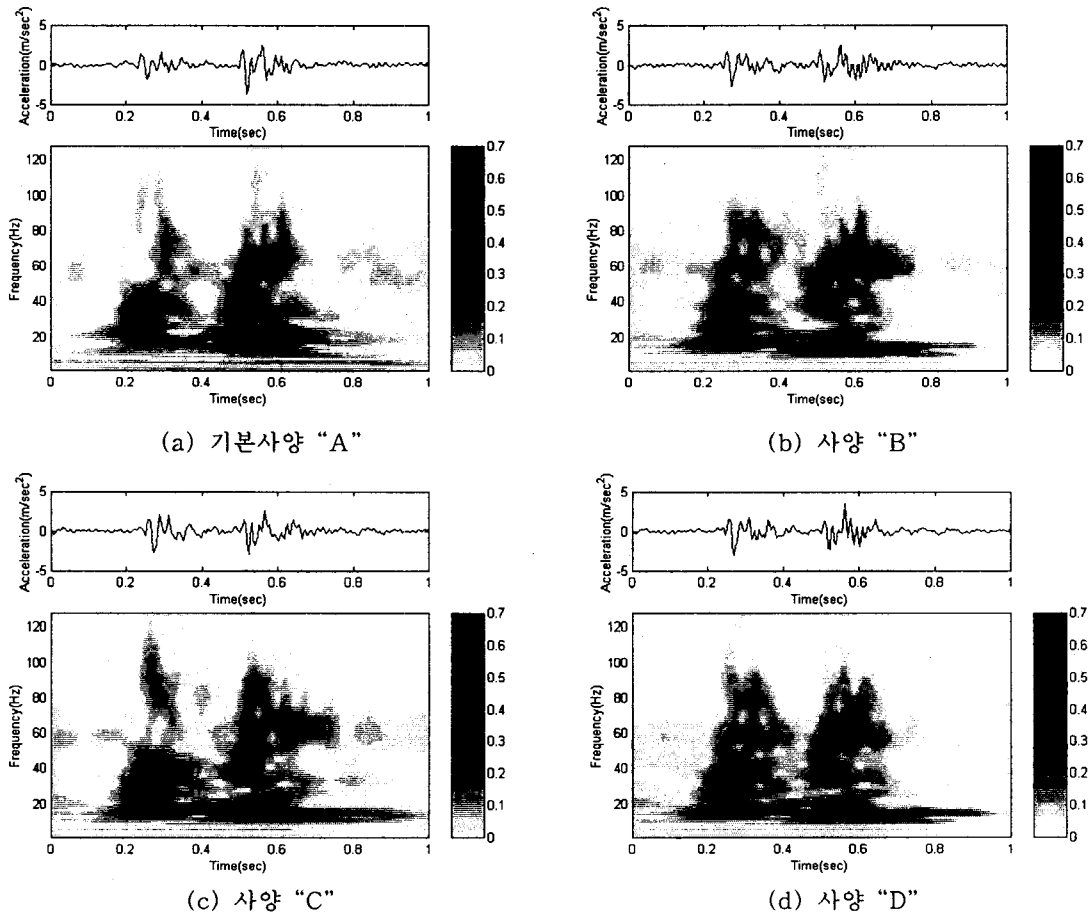
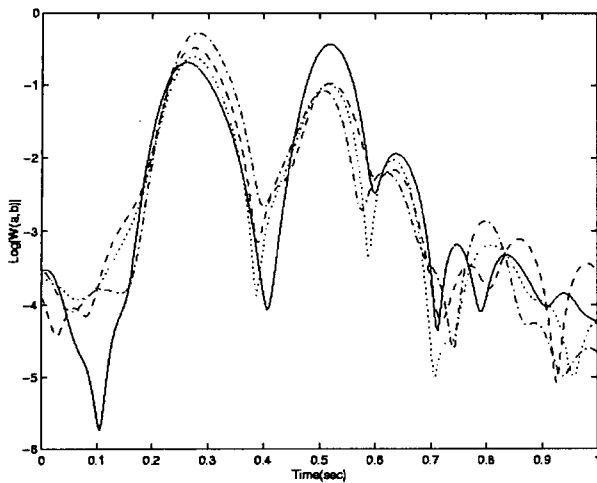
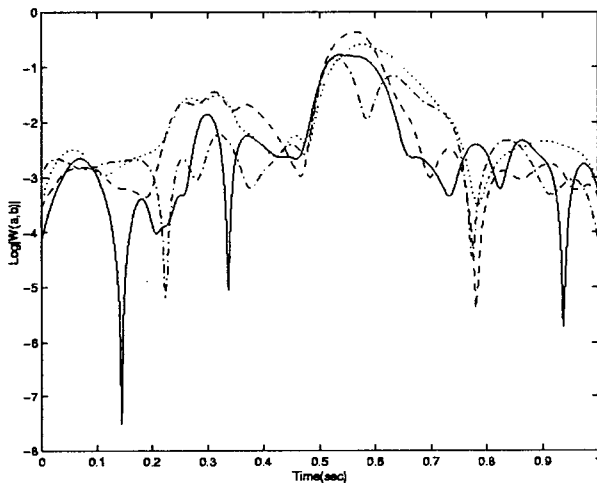


Fig. 6 Wavelet transform for the vibration signal measured on the passenger seat



(a) 40 Hz Mode



(b) 60 Hz Mode

Fig. 7  $\text{Log}_e |W(a,b)|$  for the vibration signal measured on the passenger's seat

기본사양 "A" : ———, 사양 "B" : - - - - -,  
 사양 "C" : ······, 사양 "D" : - · - · -

하쉬니스를 개선하기 위해서 변경된 사양들의 현가 시스템에 대한 측정된 충격신호들을 나타낸다. Fig. 5(a)가 기본사양에 대한 것이고, Fig. 5(b)~(d)를 사양(B), 사양(C), 사양(D)이다. Fig. 6(a)~(d)는 이 각각의 신호에 대한 WT를 나타낸 것이다. Fig. 6의 결과를 보면, 전륜이 돌기부분을 통과할 때 나타나는 주요 모드는 20 Hz와 40 Hz이고, 후륜이 통과할 때는 60 Hz 모드가 추가된다. 특히 후륜이 돌기를 통과할 때 발생하는 충격신호는 사양의 변경에 따라서 40 Hz와 60 Hz에서 진폭 및 감쇠율이 변화함을 알 수 있다. 먼저 감쇠율의 변화를 예측하기 위해서, 40 Hz 및 60 Hz의 모드에서 WT의 절대값에

Table 2 Comparison among estimated damping of different suspension systems

	$\zeta_i$ Estimated damping ratio at 40 Hz	$X_i$ Estimated amplitude at 0.52 sec (unit: $\text{m/s}^2$ )
사양 A	0.1619	3.6256
사양 B	0.1462	2.1825
사양 C	0.1659	2.8540
사양 D	0.1128	2.3187

Table 3 Comparison among estimated damping of different suspension systems

	$\zeta_i$ Estimated damping ratio at 60 Hz	$X_i$ Estimated peak at 0.55 sec (unit: $\text{m/s}^2$ )
사양 A	0.09548	2.480
사양 B	0.02713	2.4891
사양 C	0.07893	2.6496
사양 D	0.05967	3.5742

로그를 취하여 각 변경사양에 대해서 비교한 것이 Fig. 7(a)와 (b)이다. Fig. 7과 식 (21)을 이용하여 각 사양에 대한 40 Hz 모드의 감쇠율을 구한 것이 Table 2이고, 60 Hz 모드에서 감쇠율을 구한 것이 Table 3이다. 충격 신호의 예측된 초기진폭  $X_i$ 는 Fig. 5와 Fig. 6에서 40 Hz는 0.52 sec에서 발생하고, 60 Hz의 경우는 0.55 sec에서 발생함을 볼 수 있다. 이때 각 모드에 대한 초기진폭  $X_i$ 를 Table 2와 Table 3에 나타내었다. 전문 평가자들에 의한 사양변경에 따른 하쉬니스의 주관적인 평가 결과는 사양 C가 가장 좋은데, 이것을 Table 2~3에서 구한 객관적인 평가와 비교해보면, 사양 A와 사양 D는 초기 진폭이 각각 다른 두 사양에 비해 상당히 높다. 따라서 승객에게 돌기를 통과 시 충격의 느낌을 강하게 한다. 사양 B와 사양 C를 비교하면, 초기 진폭은 사양 C가 다소 높으나 60 Hz에서 감쇠율이 사양 B가 약 3배 적다. 따라서 진동의 여운을 승객에게 오랫동안 남긴다. 여기서 사양 C의 경우는 초기 충격이 적고, 충격에 대한 진동의 여운도 빨리 사라지므로 전체



적인 충격하쉬니스에 대한 주관적인 느낌을 향상시킬 수 있고, 이것은 주관적인 평가와 일치한다.

#### 4. 결 론

주행 중 차량의 충격하쉬니스를 정량적 및 정성적인 관계를 정립하기 위한 초기 단계로서 하쉬니스에 영향을 주는 현가시스템의 변경에 따른 충격진동을 측정했다. 이 진동 신호는 차량이 돌기 통과 시 현가시스템의 여러 가지 모드를 가진하므로 승객석에서 측정된 진동신호는 여러 가지 모드가 연성된 상태로 나타난다. 이 진동 신호를 이용하여 객관적인 충격하쉬니스를 평가 하기 위해서 충격시 발생된 각 모드의 감쇠율 및 초기 진폭의 예측이 필요하며, 첫 번째 단계로 연성된 신호를 비연성화된 신호로 분해하는 것이 중요하며, 본 논문에서는 WT를 이용하였다. WT를 이용하여 비연성화된 진동 신호는 현가시스템의 수정에 따른 주요 모드의 변화를 시간-주파수 영역에서 분석하여 각 모드에 대한 감쇠율 및 초기 진폭을 쉽게 구할 수 있었다. 여기서 구해진 감쇠율 및 초기 진폭의 변화와 주관적인 평가의 관계에서 초기 진폭이 적고, 충격 후 진동의 여운을 빨리 사라지게 하는 감쇠율이 큰 현가시스템이 충격하쉬니스에 유리함을 알 수 있었다.

#### 참 고 문 헌

- (1) Mehta, N. C., 1981, "Subjective and Objective Ride Evaluations of Commercial Vehicles," SAE810046.
- (2) Norsworthy, T. H. 1985, "The Correlation of Objective Ride Measures to Subjective Jury Evaluations of Class 8 COE Vehicles," SAE850985.
- (3) Ushijima T and Kumakawa, T. U, "Objective Harshness Evaluation," SAE951374.
- (4) Feldman, M., 1994, "Nonlinear System Vibration Analysis Using Hilbert Transform," Mechanical System and Signal Processing, Vol. 8, pp. 119~127.
- (5) Thomson, W. T., 1993, "Theory of Vibration with Application. London: Chapman and Hall (Forth edition).
- (6) Hlawatsch, F. and Boudreaux, G. F., 1992, "Linear and Quadratic Time-Frequency Signal Representations," IEEE SP Magazine, April, pp. 21~67.
- (7) Cohen, L., L. 1995, "Time-Frequency Analysis," Prentice Hall.
- (8) Gabor, D., 1946, "Theory of Communication," Journal of Communication," Journal of IEE, Vol. 93, pp. 429~457.
- (9) Lee, S. K , 1998, "Adaptive Signal Processing and Time Frequency Analysis and Their Application to the Acoustic and Vibration Signals of Faults in the Rotating Machinery," Ph. D. thesis, ISVR(Institute of Sound and Vibration Reaserach), the University of Southampton.
- (10) Lee, S. K. and White, P. R., 1997, "Fault Diagnosis of Rotating Machinery Using Wigner Higher Order Moment Spectra," Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 11, No. 4, pp. 637~650.
- (11) Park, Y. K. and Kim, Y. H., 1997, "Wigner-Ville Distribution Applying the Rotating Window and Its Characteristics," Journal of KSNVE, Vol. 7, No. 5, pp. 747~756.
- (12) Cohen, A. and Kovacevic, J., 1996, "Wavelets: The Mathematical Background," Proceeding of the IEEE, Vol. 84, No. 4, pp. 514~522.
- (13) Hess, N. and Wickerhauser, M. V., 1996, "Wavelets and Time-Frequency Analysis", IEEE Proceeding of IEEE, Vol. 84, No. 4, pp. 523~540.
- (14) Staszewski, W. J., 1997, "Identification of Damping in M dof Systems Using Time-Scale Decomposition," Journal of Sound and Vibration, Vol. 203, No. 2, pp. 283~305.
- (15) Weiss, L. G., 1994, "Wavelets and Wideband Correlation Processing," IEEE SP Magazine, January, pp. 13~32.
- (16) Kronland, R. and Morlet, J., 1987, "Analysis of Sound Through Wavelet Transforms," International Journal of Pattern Recognition and Artificial Intelligence, Vol. 1, pp. 273~302.
- (17) Daubechies, I., 1992, "Ten Lectures on

- Wavelets," Society for Industrial and Applied Mathematics.
- (18) Newland, D. E., 1994, "An Introduction to Random Vibration, Spectral and Wavelet Anaibration, Spectral and Wavelet Analysis," 3rd Edition, Longman Scientific & Technical.
- (19) Wang, W. J. and McFadden, P. D., 1995, "Application of Orthogonal Wavelets to Early gear Damage Detection," Mechanical Systems and s and Signal processing, Vol. 9, No. 5, pp. 497~507.
- (20) Stankovi, L., 1994, "A Multitime Definition of Wigner Higher Order Distribution: L-Wigner Distribution," IEEE Signal Processing Letter, Vol. 1, pp. 106~109.