

# 시트-인체 해석 모델링과 차량 주행 시험을 통한 차량 승차감 평가와 시트 지수의 비교 및 분석

손인석·김정훈·강연준\*

서울대학교 기계항공공학부

## Comparison and Analysis for Evaluation of Ride and SEAT Index through Theoretical Seat-Human Body Model and Vehicle Test

In Suk Son · Jung Hoon Kim · Yeon June Kang\*

School of Mechanical & Aerospace Engineering, Seoul National University, Seoul 151-742, Korea

(Received 5 November 2007 / Accepted 18 March 2009)

**Abstract** : A simplified model of seat-human body is presented to analyze vibrations of human body on a seat of vehicle. The theoretical model having seven degrees-of-freedom is composed of the inter-connected masses, springs and dampers. Until now, evaluation of ride comfort has been usually performed only through vehicle tests. This study aims to complement shortcomings of conventional vehicle tests in evaluation of ride comfort by using the theoretical model. The acceleration values of the human body are obtained from frequency response functions of the theoretical model. Thereafter, Ride and SEAT indexes are acquired by considering response characteristics of the human body for the 12 axes that are presented in BS 6841. A vehicle test is carried out to measure the acceleration values for the three parts of the human body such as upper body, hip and foot. Ride and SEAT indexes of the vehicle test are also obtained by considering the response characteristics of the human body, of which results are compared with the values from the theoretical model. It is found that the theoretical results are in good agreement with the experimental results.

**Key words** : Human body vibration(인체진동), Ride index(승차감 지수), Frequency weighting function(주파수 가중 함수), Axis multiplying factor(축 방향 계수), SEAT(Seat Effective Amplitude Transmissibility) index(시트지수), Car seat-human body model(자동차 시트-인체 모델)

### 1. 서론

차량에 대한 소비자들의 만족도와 요구 수준이 점차 높아짐에 따라 차량의 품질을 향상시키기 위한 많은 연구가 진행 중이며, 특히 주행 시 나타나는 차량의 안락성, 즉 차량 승차감을 향상시키기 위한 노력은 개발부터 양산 단계에 이르기까지 꾸준히 이루어지고 있다. 현재까지 차량 승차감은 주로 실차 주행 시험을 통해 평가되고 있다.<sup>1)</sup> 특히 탑승자

에 따라 차량 승차감을 평가하는 기준이 주관적으로 나타나기 때문에 다양한 사람들에 대한 시험 결과를 종합하여 승차감 평가를 수행하여야 한다. 하지만 시험 진행을 위하여 요구되는 날씨, 차량, 시험 장비와 같은 외부 환경의 영향으로 인한 변수가 많으며, 시험 시 많은 경비와 시간이 소비되는 단점이 있다. 또한 시험 과정에서 피시험자의 자세에 따라 시험 오차의 발생 원인을 제공할 수 있다.

지금까지 연구된 이론적인 인체 모델은 주로 전달률(Transmissibility)이나 동적 질량(Apparent mass)

\*Corresponding author, E-mail: yeonjun@snu.ac.kr

과 같은 외부 가진에 대한 인체의 반응을 통하여 인체 모델의 구성에 대한 타당성을 검증하는 것이었다. 하지만 이론적인 시트-인체 모델을 구성하여 차량 승차감 평가에 활용하는 것은 이러한 단점들을 보완하는 효과적인 방법이 될 수 있으며, 다양한 탑승자에 대해서 실차 시험을 수행하는 것보다 정량적으로 차량 승차감을 평가할 수 있다. 또한 인체와 시트가 결합되어 있는 이론 모델을 이용하여 승차감뿐만 아니라 인체 진동에 따른 시트의 성능을 평가할 수 있다.

본 연구에서는 7 자유도계로 구성된 자동차 시트-인체 모델을 분석하여 시스템의 주파수 응답 함수를 구한다. 그리고 실차 주행 시험을 통하여 얻은 z 축 방향의 가진 가속도를 이론 모델에 입력하여 인체의 각 부위에서 나타나는 가속도를 구하고, 국제 표준 규격 BS 6841에 제시된 주파수 가중 함수(Frequency weighting function), 축 가중 계수(Axis multiplying factor)와 같은 인체 감응 특성을 고려하여 r.m.s., VDV, Vibration로 표현되는 각각의 차량 승차감 평가 지수<sup>2,3)</sup>들과 시트 지수를 구하고 차량 주행 시험에서 구한 결과값과 비교한다.

## 2. 인체 감응 특성을 고려한 승차감 평가

### 2.1 가속도 가중 함수

기계 진동 요소에 의한 외부의 진동이 인체 전체에 전달되는 경우의 진동을 전신진동(Whole-body vibration)이라고 하며, 사람이 차량에 착석하고 있는 상태를 착석 상태라고 정의한다. 가장 일반적으로 인체진동 측정에 이용되는 12 축 진동 좌표축<sup>1)</sup>은 각각 몸통의 병진 3 축, 둔부 6 축(병진 3 축, 회전 3 축), 그리고 발의 병진 3 축으로 구성되며, 영국 ISVR(Institute of Sound and Vibration Research)에서 고안되었다.

외부의 가진에 의하여 인체에 진동이 전달되는 경우에 인체 접촉부의 위치와 방향, 그리고 가진되는 진동의 주파수 성분에 따라 인지되는 정도가 다르게 나타난다. 이와 같이 접촉하는 인체 부위의 위치와 방향에 따라 달라지는 인지도를 정량화한 것을 ‘축 가중 계수’라고 하며 가진 진동의 주파수 성분에 따라 달라지는 인체의 인식 정도를 ‘주파수 가

Table 1 Frequency weighting function and axis multiplying factors (BS 6841)

Exposure body part	Measuring axis	Frequency weighting function	Axis multiplying factor
Feet	$x_f, y_f$	$W_b$	0.25
	$z_f$	$W_b$	0.40
Hip	$x_s, y_s$	$W_d$	1.00
	$z_s$	$W_d$	1.00
	$R_x$	$W_e$	0.63
	$R_y$	$W_e$	0.40
	$R_z$	$W_e$	0.20
Back	$x_b$	$W_c$	0.80
	$y_b$	$W_d$	0.50
	$z_b$	$W_d$	0.40

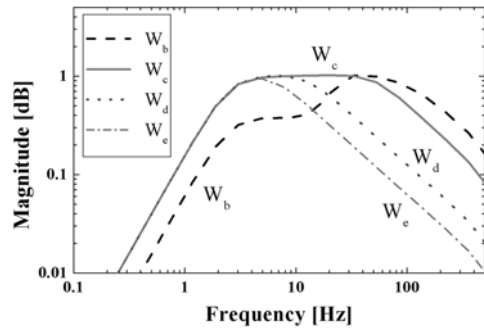


Fig. 1 Frequency weighting function (BS 6841)

중 함수’라고 한다. 이와 같이 국제 표준 규격 BS 6841<sup>2)</sup>에서 규정하고 있는 인체 감응 특성 함수들을 Table 1과 Fig. 1에 각각 나타내었다. 이 함수들을 이용하여 단순 물리량으로 측정되는 가속도 성분을 실제 인체에서 인지되는 감응 특성을 고려한 승차감 지수로 변환하여 차량 승차감 평가를 수행한다.

본 연구에서는 노면 가진에 의하여 차량의 시트에서 발생하는 진동에 따라 나타나는 응답  $a(i)$ 를 측정하고 푸리에 변환(Fourier transform)을 이용하여 주파수 영역으로 변환한다. 그리고 주파수 응답 함수와 축 가중 계수를 이용한 인체 감응 특성을 고려하여 가중화된 가속도 신호  $a_w(i)$ 를 구한다. 마지막으로 가중화된 가속도 신호를 역 푸리에 변환(Inverse Fourier transform)을 통하여 시간 영역으로 변환한 다음, 차량 승차감 지수를 추출하여 승차감

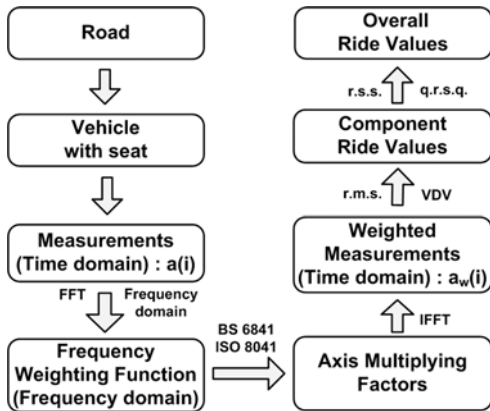


Fig. 2 Signal processing scheme of applying frequency weighting function and axis multiplying factor to measured vibration signal<sup>3)</sup>

을 평가한다. 이에 대한 신호 처리 과정을 Fig. 2에 자세히 나타내었다.<sup>3)</sup>

### 2.2 정량화된 승차감 평가 지수

시트에 의하여 인체에 전달되는 진동과 그에 대하여 느끼는 인간의 안락도를 승차감이라고 하며, 물리적인 수치에 의하여 객관적으로 승차감을 평가할 수 있다. 먼저 시트에서 측정된 진동 가속도 신호의 실효치(Root Mean Squares, r.m.s)에 의하여 승차감을 평가할 수 있고, 식 (1)과 같이 정의한다.

$$r.m.s_{component} = \left[ \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N a^2(i) \right]^{1/2} \quad (1)$$

식 (1)에서  $a_w(i)$ 는  $i$  번째로 가중화된 가속도 신호의 진폭을 의미하며,  $N$ 은 측정된 진동 신호의 총 개수이다. 그리고 아래 첨자로 사용된 'component'는 승차감 평가를 위한 진동 성분의 12 가지 측정 부위를 말한다. 또한 시간에 따른 진동 누적량으로 승차감을 평가할 수 있고, 이것을 진동 피폭량(Vibration Dose Value)이라고 하며 식 (2)와 같이 정의한다.

$$VDV_{component} = \left[ \frac{T_s}{N} \sum_{i=1}^N a^4(i) \right]^{1/4} \quad (2)$$

진동 피폭량은 가중화된 가속도 진폭의 4승 총합에 대한 네제곱근으로 정의되며,  $T_s$ 는 총 진동 측정 시간을 의미한다. 이러한 진동 피폭량은 진동 가속도 진폭  $a$  와 진동 노출 시간  $T$ 와의 관계를 나타내

는 실험적 결과인 4 승의 법칙( $a^4 \cdot T = const$ )을 근거로 하고 있다.<sup>10)</sup> 하지만 실제 차량 주행 시 시트 위에서 나타나는 진동은 한정된 축 방향으로 작용하기보다는 여러 진동 성분들이 복합적으로 나타나기 때문에 각 축별로 측정되는 요소 승차감을 합산하여 종합적 승차감 평가치인 전체 승차감 값으로 승차감을 평가한다. 먼저 식 (1)에서 구한 요소 진동 실효치의 제곱 평방근으로 식 (3)과 같이 전체 진동 실효치를 정의한다.

$$r.m.s_{overall} = \left[ \sum r.m.s_{component}^2 \right]^{1/2} \quad (3)$$

그리고 진동 피폭량으로 전체 승차감을 평가하는 경우에는 요소 진동 피폭량의 4승 값의 총합에 대한 네제곱근으로 식 (4)와 같이 전체 진동 피폭량을 구한다.

$$VDV_{overall} = \left[ \sum VDV_{component}^4 \right]^{1/4} \quad (4)$$

또한 자동차 시트에 의하여 나타나는 승차감의 차이점을 알아보기 위하여 발판의 전체 승차감 값에 대한 시트 응답의 전체 승차감 값의 차이를 Vibration(%)로 나타내었으며 식 (5)와 같다.

$$Vibration(\%) = \quad (5)$$

$$\frac{ORV_{seat \text{ contact area}} - ORV_{vibration \text{ table}}}{ORV_{vibration \text{ table}}} \times 100$$

이것은 발판의 진동에 대한 시트의 응답을 나타내는 것으로 시트의 감쇠 특성을 의미한다. 식 (5)에서 ORV는 Overall Ride Value의 약어이며, 아래 첨자는 피폭 진동의 측정 부위를 나타낸다.

### 2.3 시트 지수에 의한 승차감 평가

시트 지수는 바닥의 진동에 대한 시트의 진동 감쇠 성능을 평가하는 방법이며 식 (6)과 같이 시트 하부 지지대의  $Z_f$  방향의 입력 진동 실효치에 대하여 둔부의  $Z_s$  방향으로 나타나는 진동 실효치의 비로 정의된다.

$$SEAT = \sqrt{\frac{\int_{f_0}^{f_1} P_{ss}(f) \cdot \omega_b(f)^2 df}{\int_{f_0}^{f_1} P_{ff}(f) \cdot \omega_b(f)^2 df}} \quad (6)$$

시트 하부의 지지대로 입력되는 가진 가속도의 PSD  $\{P_{ff}(f)\}$ 와 탑승자 둔부에서 나타나는 가속도 응답의 PSD  $\{P_{ss}(f)\}$ 에 주파수 가중 함수  $\omega_b(f)^2$ 을 각각 곱하여 특정 주파수 범위에서 적분한 값의 비율을 구하고 제곱근을 취하여 시트 지수를 정의한다. 일반적으로 시트 지수가 1 이하이면 시트 하부 지지대의 가진에 비하여 시트 위에서의 응답이 작게 나타나기 때문에 시트에 의하여 진동량이 감소하고 시트가 승차감을 향상시키는 요인으로 작용한다는 것을 의미한다. 반대로 시트 지수가 1 이상이면 시트 위에서의 진동량이 크게 나타나 오히려 시트에 의하여 승차감이 저하된다는 것을 의미하므로 시트 지수가 작을수록 시트의 성능이 우수하다고 할 수 있다.<sup>3)</sup>

### 3. 이론적인 자동차 시트-인체 시스템

#### 3.1 자동차 시트-인체 모델의 구성

본 논문에서는 기존의 연구<sup>4)</sup>에서 제시한 단순화된 자동차 시트 및 마네킹 시스템의 수학적 모델을 이용하였으며, Fig. 3에 수학적 모델의 구성을 나타내었다. 이 모델에서 모든 스프링과 댐퍼는 선형이며, 시스템에서 나타나는 비선형성은 자동차 시트와 마네킹의 기하학적인 특성에 기인한 것이다. 또한 시트의 등받이와 시트 트랙을 비틀림 스프링 (Torsional spring)<sup>5-7)</sup>으로 연결하여 시스템 파라미터의 변화에 따라 다양하게 나타나는 시트 등받이의 운동을 반영하였다. 마네킹과 시트 쿠션을 두 개의 선형 스프링( $k_3, k_4$ )과 두 개의 댐퍼( $c_3, c_4$ )로 각각 연결하였으며, 목과 둔부 그리고 무릎 조인트에 비틀림 댐퍼( $T_1, T_2, T_3$ )를 사용하였다.

#### 3.2 자동차 시트-인체 시스템의 운동 방정식

##### 3.2.1 7 자유도 운동 방정식의 유도 및 선형화

자동차 시트 및 인체 시스템은 모두 7 자유도로 구성되며, 시스템의 각 자유도에 대한 동적 변수는 둔부 조인트의 절대 수평 변위( $\xi$ ), 둔부 조인트의 절대 수직 변위( $\zeta$ ), 목의 절대 각 변위( $\theta_1$ ), 둔부 조인트의 절대 각 변위( $\theta_2$ ), 허벅지의 절대 각 변위( $\theta_3$ ), 무릎의 절대 각 변위( $\theta_4$ ), 그리고 시트 등받이의 절

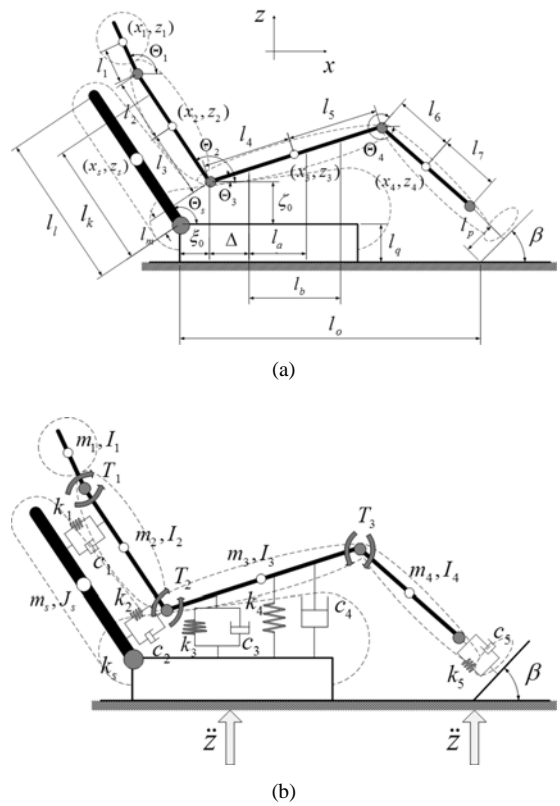


Fig. 3 Schematic of 7 DOF model of the car seat and mannequin system: (a) Geometry and notation definition; (b) Dynamic properties

대 각 변위( $\theta_s$ )로 나타난다. 시스템의 운동 방정식은 라그랑지 방정식을 이용하여 다음 식 (7)과 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_r} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_r} + \frac{\partial U}{\partial q_r} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_r} = Q_r, \quad (r=1,2,3,\dots,7) \quad (7)$$

식 (7)에서  $T, U, D, Q_r$ 은 각각 운동 에너지, 위치 에너지, 감쇠에 의한 에너지 손실, 외력에 의한 일을 의미하며 식 (8)과 같이 정의한다.

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2} \sum_{i=1}^4 m_i \dot{z}_i^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^4 I_i \dot{\theta}_i^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^4 m_i \dot{x}_i^2 \\ &+ \frac{1}{2} J_s \dot{\theta}_s^2 + \frac{1}{2} m_s \dot{z}_s^2 + \frac{1}{2} m_s \dot{x}_s^2, \\ U &= \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 k_i \delta_i^2 + \frac{1}{2} k_4 \delta_{4k}^2 + \frac{1}{2} k_5 \delta_5^2 + \frac{1}{2} k_s \Theta_s^2, \end{aligned} \quad (8)$$

$$D = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^3 c_i \delta_i^2 + \frac{1}{2} c_4 \delta_{4c}^2 + \frac{1}{2} c_5 \delta_5^2,$$

$$Q_1 = 0, \quad Q_2 = 0, \quad Q_3 = -T_1, \quad Q_4 = -T_2 + T_1,$$

$$Q_5 = -T_3 + T_2, \quad Q_6 = +T_3, \quad Q_7 = 0$$

식 (8)을 식 (7)에 대입하면 식 (9)와 같은 비선형 미분 방정식을 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} -M_1 & 0 & A_1 & A_2 & A_3 & A_4 & 0 \\ 0 & -M_1 & B_1 & B_2 & B_3 & B_4 & 0 \\ D_2 & D_3 & -M_{10} & D_1 & 0 & 0 & 0 \\ E_2 & E_3 & E_1 & -M_{11} & 0 & 0 & 0 \\ G_2 & G_3 & 0 & 0 & -M_{12} & G_1 & 0 \\ H_2 & H_3 & 0 & 0 & H_1 & -M_{13} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -S_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\xi} \\ \ddot{\zeta} \\ \ddot{\theta}_1 \\ \ddot{\theta}_2 \\ \ddot{\theta}_3 \\ \ddot{\theta}_4 \\ \ddot{\theta}_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -A_5 \\ -B_5 \\ -D_4 \\ -E_4 \\ -G_4 \\ -H_4 \\ -S_2 \end{bmatrix} \quad (9)$$

외부 가진에 의하여 차량 주행 시 나타나는 진동의 변위가 작기 때문에 비선형 운동 방정식의 항들을 미소 운동으로 가정할 수 있다. 따라서 식 (9)의 미분 방정식을 테일러 급수(Taylor series)로 전개하고 식 (10)과 같은 새로운 선형 방정식을 유도하여 더욱 간편하게 방정식의 해를 구할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} M_1 & 0 & -A_1 & -A_2 & -A_3 & -A_4 & 0 \\ 0 & M_1 & -B_1 & -B_2 & -B_3 & -B_4 & 0 \\ -D_2 & -D_3 & M_{10} & -D_1 & 0 & 0 & 0 \\ -E_2 & -E_3 & -E_1 & M_{11} & 0 & 0 & 0 \\ -G_2 & -G_3 & 0 & 0 & M_{12} & -G_1 & 0 \\ -H_2 & -H_3 & 0 & 0 & -H_1 & M_{13} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & S_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi' \\ \zeta' \\ \theta_1' \\ \theta_2' \\ \theta_3' \\ \theta_4' \\ \theta_5' \end{bmatrix}$$

$$+ \begin{bmatrix} K_{411} & K_{412} & K_{413} & K_{414} & K_{415} & K_{416} & K_{417} \\ K_{421} & K_{422} & K_{423} & K_{424} & K_{425} & K_{426} & K_{427} \\ K_{431} & K_{432} & K_{433} & K_{434} & K_{435} & K_{436} & K_{437} \\ K_{441} & K_{442} & K_{443} & K_{444} & K_{445} & K_{446} & K_{447} \\ K_{451} & K_{452} & K_{453} & K_{454} & K_{455} & K_{456} & K_{457} \\ K_{461} & K_{462} & K_{463} & K_{464} & K_{465} & K_{466} & K_{467} \\ K_{471} & K_{472} & K_{473} & K_{474} & K_{475} & K_{476} & K_{477} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi' \\ \zeta' \\ \theta_1' \\ \theta_2' \\ \theta_3' \\ \theta_4' \\ \theta_5' \end{bmatrix}$$

$$+ \begin{bmatrix} C_{411} & C_{412} & C_{413} & C_{414} & C_{415} & C_{416} & C_{417} \\ C_{421} & C_{422} & C_{423} & C_{424} & C_{425} & C_{426} & C_{427} \\ C_{431} & C_{432} & C_{433} & C_{434} & C_{435} & C_{436} & C_{437} \\ C_{441} & C_{442} & C_{443} & C_{444} & C_{445} & C_{446} & C_{447} \\ C_{451} & C_{452} & C_{453} & C_{454} & C_{455} & C_{456} & C_{457} \\ C_{461} & C_{462} & C_{463} & C_{464} & C_{465} & C_{466} & C_{467} \\ C_{471} & C_{472} & C_{473} & C_{474} & C_{475} & C_{476} & C_{477} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi' \\ \zeta' \\ \theta_1' \\ \theta_2' \\ \theta_3' \\ \theta_4' \\ \theta_5' \end{bmatrix}$$

$$= \ddot{z} \begin{bmatrix} 0 \\ -M_1 \\ -M_2 \cos \Theta_{10} \\ -(M_3 + M_6) \cos \Theta_{20} \\ -(M_4 + M_7) \cos \Theta_{30} \\ -M_5 \cos \Theta_{40} \\ -0.5m_s l_s \cos \Theta_{s0} \end{bmatrix} \quad (10)$$

여기에서 각 동적 변수의 위 첨자로 사용된 프라임(Prime, ')은 미소 변위를,  $\ddot{z}$ 은 차량 주행 시 시트 하부에서 z 방향으로 작용하는 가속도를 나타낸다. 또한 각 변수의 아래 첨자로 사용된 0은 초기값을 의미한다.

### 3.2.2 주파수 응답 함수

비선형 미분 방정식을 이용하여 유도된 선형 방정식, 식 (10)을 간단하게 표현하면 식 (11)과 같다.

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + Kx = \ddot{z}P \quad (11)$$

시스템의 주파수 응답 함수를 얻기 위하여 초기 조건을 모두 0이라 하고 라플라스 변환(Laplace transform)을 수행하면 식 (12)와 같이 나타난다.

$$X(s) = [Ms^2 + Cs + K]^{-1} [s^2 Z(s)P] \quad (12)$$

여기에서  $X(s)$ 는  $\{\xi(s), \zeta(s), \theta_1(s), \theta_2(s), \theta_3(s), \theta_4(s), \theta_5(s)\}^T$ 를 의미하며,  $Z(s)$ 는 차량에서 z 방향으로 시트에 가해지는 가진의 변위에 대하여 라플라스 변환을 수행한 결과이다. 또한  $Z(s)$  앞에  $s^2$  이 곱해짐으로써 가진의 가속도에 대하여 라플라스 변환을 수행한 것을 나타낸다. 마지막으로 P는 선형화된 식 (10)의 우변항의 오른쪽 행렬을 나타내며, 각 질량 파라미터와 동적 변수의 초기값의 곱을 의미한다.

식 (12)에서 우변의  $Z(s)$ 를 좌변으로 이항하고,  $s = j\omega$ 를 대입하면 식 (13)과 같이 시스템의 주파수 응답 함수를 구할 수 있다.

$$\frac{X(j\omega)}{Z(j\omega)} = H(j\omega) = [-\omega^2 M + j\omega C + K]^{-1} \{-\omega^2 P\} \quad (13)$$

시험에서 시트의 z 방향으로 측정된 가속도는 시트 하부에서 가해지는 가진 가속도가 더해지기 때문에  $\ddot{z} + \ddot{z}$  라고 표현된다. 따라서 식을 통하여 얻어

지는 시트의 z 방향에 대한 주파수 응답 함수에 1을 더하여 시트의 z 방향으로 나타나는 절대 가속도에 대한 주파수 응답 함수를 구하였다.

**3.2.3 차량 승차감 평가를 위한 인체 각 부위의 가속도 추출**

본 논문에서 제시한 이론적인 모델의 승차감 평가를 위하여 피시험자와 유사한 체형의 모델에 대한 주파수 응답 함수를 구하여 차량 주행 시험에서 추출한 가진을 시스템에 입력하였다. 이론 모델의 각 부위에서 나타나는 가속도를 구하기 위하여 시스템의 주파수 응답 함수 식 (13)을 식 (14)와 같이 변형하였다.

$$X(j\omega) = [-\omega^2 M + j\omega C + K]^{-1} \{-\omega^2 P\} \cdot Z(j\omega) = H(j\omega) \cdot Z(j\omega) \tag{14}$$

승차감 평가 지수를 추출하기 위하여 시간 영역에서의 결과값을 이용하여야 하므로 주파수 영역에서의 가속도 응답  $X(j\omega)$ 를 시간 영역으로 변환하여 식 (15)와 같이 나타내었다.

$$x(t) = \mathcal{F}^{-1}\{H(j\omega)\} * z(t) \tag{15}$$

위 식에서 주파수 응답 함수  $H(j\omega)$ 는 역 푸리에 변환을 통하여 시간 영역으로 변환되며, 주파수 영역에서의 곱은 시간 영역에서 합성곱(Convolution)을 의미하므로 식 (15)와 같이 시간 영역에서 나타나는 이론 모델의 가속도를 구할 수 있다.

또한 기존 연구에 제시된 이론 모델의 강성 및 댐핑 계수를 인용하여 이론 모델의 강성과 댐핑 파라미터를 Table 2와 같이 나타내었다. Table 2에서 제시한 강성과 댐핑 파라미터를 이용하여 이론 모델의 가속도를 구하였으며, 인체 감응 특성을 고려한 승차감 지수를 추출하였다. 이론 모델에서 구한 승차감 지수를 4장에서 차량 주행 시험을 통하여 구한 결과와 비교 및 분석하였다.

**4. 차량 주행 시험과 이론적인 시트-인체 모델의 차량 승차감 및 시트 지수 비교분석**

**4.1 차량 주행 시험 조건 및 장치**

본 연구에서는 중형차를 시험 차량으로 하여 국제 표준 규격 BS 6841에서 제시하는 ISVR 12 자유

Table 2 Modified stiffness and damping parameters for the car seat-mannequin system

Stiffness of each spring	Values (N/(m or rad))	Damping coefficient	Values (Ns/m)
$k_1^* = 0.3 \times k_1$	18,332.0	$c_1^* = 0.1 \times c_1$	1.762
$k_2^* = 2.8 \times k_2$	774,780.0	$c_2$	0.00
$k_3^* = 0.15 \times k_3$	18,921.0	$c_3^* = 6 \times c_3$	3593.9
$k_4^* = 0.1 \times k_4$	3947.1	$c_4^* = 5 \times c_4$	244.76
$k_5^* = 0.7 \times k_5$	10,695.0	$c_5^* = 0.1 \times c_5$	14.096
$k_s^* = 0.42 \times k_s$	9065.6		

도계 중 둔부의 회전 3 축을 제외한 9 개의 병진 축(몸통, 둔부, 발)<sup>8)</sup>을 시험에 이용하였다. 시험 구간은 서해안 고속도로(매송-발안 구간), 안성-평택 간 고속도로(청북-송탄 구간), 그리고 시화 방조제와 제 2 경인고속도로(신천-석수 구간)이며, 도로 재질과 주행 속도에 따라 150 Hz의 저역 통과 필터(Low pass filter)를 이용하여 각각 시간에 따른 가속도를 60 초 동안 측정하였다.

인체진동 측정을 위한 피시험자는 신장 175 cm, 체중 75 kg인 남성이며, 시트 가속도계 PAD Acc. PCB 24409와 22751을 시트에 부착하여 등과 둔부의 병진 3 축에 대한 가속도를 측정하였고 이를 Fig. 4(a)에 피시험자 탑승 모습을, (b)에는 가속도계 부착 모습을 각각 나타내었다. 또한 병진 3 축 가속도계 B&K 4524B를 이용하여 발 부분의 병진 3 축 가속도를 측정하였다. 그리고 HEAD Acoustics SQ Lab III를 통하여 측정된 가속도 데이터를 분석하여 차량 승차감 평가 지수를 위한 가속도 신호를 추출하였다.

**4.2 차량 승차감 지수 분석**

본 시험에서는 이론적인 시트-인체 모델과 차량 주행 시험에 대하여 승차감 평가 지수를 비교 및 분석하기 위하여 도로 재질(시멘트, 아스팔트)에 따라 주행 속도(40, 60, 80, 100, 120, 140 km/h(시멘트), 40, 60, 80, 100 km/h(아스팔트))를 변화시키면서 가속도 신호를 측정하였다. 시험에서 측정된 결과들을 이용하여 2장에서 제시한 바와 같이 인체 감응 특성



(a)



(b)

Fig. 4 Experimental setup for measuring acceleration of human body: (a) The subject for measuring human vibration; (b) Seat accelerometers

을 고려한 이론 모델의 전체 승차감 지수를 비교하였다. 또한 이론적인 시트-인체 모델이 2 차원으로 구성되어  $y$  축에 대한 가속도 값을 알 수 없기 때문에 시험값에서  $y$  축 방향의 가속도 성분을 제외한  $x$  축과  $z$  축에 대한 가속도 값을 이용하여 승차감 지수를 구하였다.

이론 모델과 주행 시험으로부터 얻은 차량 승차감 지수를 비교하여 Fig. 5에 아스팔트 도로에서의 진동 실효치 값을 나타내었다. Fig. 5를 살펴보면 차량 주행 속도가 증가함에 따라 노면 가진이 증가하여 승차감 지수가 점점 증가하며, 이론 모델과 주행 시험의 결과가 유사하게 나타나는 사실을 확인할 수 있다.

또한 Fig. 6에 시멘트 도로에서 구한 진동 피폭량 값을 나타내었다. Fig. 6에서는 80 km/h 구간의 진동 피폭량 값이 상대적으로 큰 값을 보여 이 구간에서

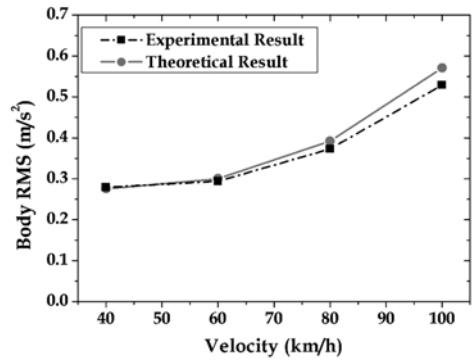


Fig. 5 Comparison of body r.m.s. index in asphalt road

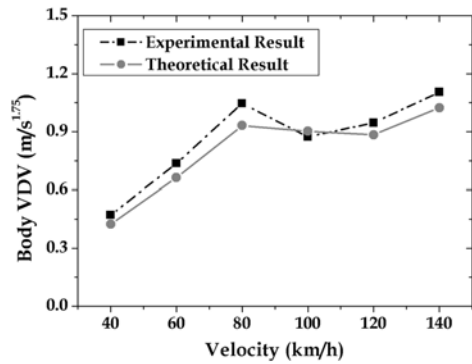


Fig. 6 Comparison of body VDV index in cement road

인체에 전달되는 진동이 크다는 사실을 확인하였다. 하지만 전반적으로 승차감이 저하되는 경향을 보이고 있으며, 이론 모델과 주행 시험의 결과가 유사하게 나타나는 사실을 확인할 수 있으므로 이론 모델을 통하여 실차 시험을 대신할 수 있는 충분한 근거를 제시하였다고 할 수 있다.

인체 감응 특성을 고려한 전체 승차감 지수를 이용하여 식 (5)와 같이 발판과 시트에서 나타나는 전체 승차감 값의 변화율, 즉 인체 접촉부의 진동 증가 및 감소 특성 결과를 비교하여 아스팔트 도로의 진동 실효치에 대한 값을 Fig. 7에, 시멘트 도로의 진동 피폭량에 대한 값을 Fig. 8에 각각 나타내었다.<sup>3)</sup>

발판에 대한 진동 성분의 전체 승차감 값에 비하여 시트에 대한 진동 성분의 전체 승차감 값이 모두 100% 이상으로 증가하여 전체 승차감이 저하되고 있다는 사실을 알 수 있다. 이것은 인체 감응 특성을 고려하였기 때문이며, 동일한 가중치를 사용하면 시트의 감쇠 특성에 의하여 시트 위에서 나타나는

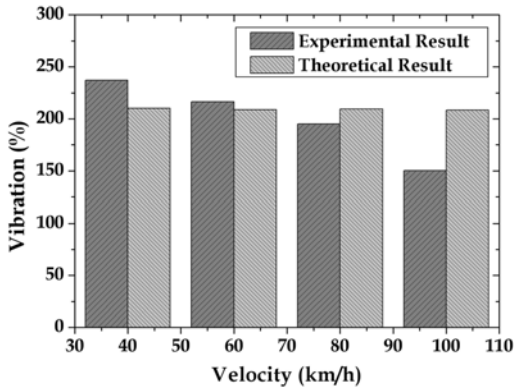


Fig. 7 Percentage variation of overall ride values between foot and seat for r.m.s. index in asphalt road

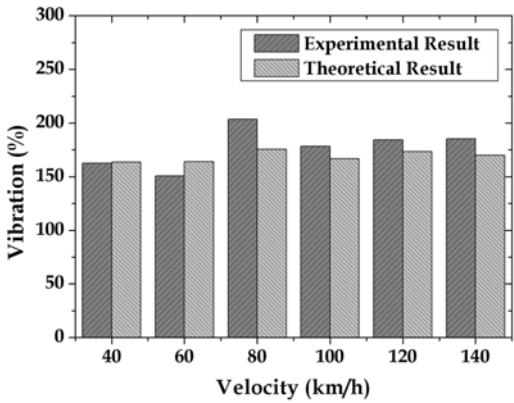


Fig. 8 Percentage variation of overall ride values between foot and seat for VDV index in cement road

진동이 감소할 것으로 예상된다.

하지만 Fig. 7을 살펴보면 아스팔트 도로의 100 km/h 구간에서 측정된 결과는 이론값과 시험값이 많은 차이를 보인다. 이것은 시험 도로로 이용한 아스팔트 재질의 시화 방조제와 제 2 경인고속도로의 노면이 매우 고르지 못하였기 때문에 발판의 가진 이외의 다른 가진원이 오차의 원인으로 작용했을 것이라 사료된다. 또한 Fig. 7과 Fig. 8에서 시험값에 비하여 이론값의 변화율은 변동폭이 작게 나타난다. 이것은 여러 복합재로 구성되어 있는 시트를 각각 2 개의 강성과 댐핑으로 표현하였기 때문에 상대적으로 발판의 가진에 대한 시트의 응답이 일정하게 나타나며, 보다 큰 값으로 변화하는 실차주행에 비하여 자동차 시트-인체 모델의 선형화된 특성을 보여준다.

### 4.3 시트 지수의 분석 및 비교

이론 모델과 차량 주행 시험에서 얻은 발 부분의 z 축과 둔부의 z 축의 가속도 값을 이용하여 인체 진동 주파수 가중함수의 범위인 0.3 ~ 80 Hz의 주파수 범위에서 식 (6)과 같이 시트 지수를 구하여 비교하여 아스팔트 도로에 대한 값을 Fig. 9에, 시멘트 도로에 대한 값을 Fig. 10에 각각 나타내었다.<sup>1,3,9)</sup>

먼저 아스팔트 도로에서 구한 이론값과 시험값의 시트 지수 비교 결과를 살펴보면, 전체적으로 모두 시트 지수가 1 이하로 나타나므로 차량 시트에 의하여 진동을 감쇠시켜 승차감이 향상된다는 사실을 알 수 있다. 그리고 주행 속도가 증가함에 따라 이론값은 일정한 것에 비하여 시험값은 점차 감소하는 경향이 나타나는 것을 확인할 수 있다. 이것은 이론 모델의 선형성이 반영된 것으로 노면에서 일어나는 가진의 변화에 따라 시트에서의 응답이 많은 영향을 받는다는 것을 의미한다. 반면에 비선형성이 강한 실제 차량의 시트는 외부 가진을 시트에서 흡수하여 이론 모델보다 우수한 진동 절연 특성을 보여준다.

또한 시멘트 도로에서의 결과를 살펴보면 아스팔트 도로와 유사하게 40 km/h에서의 결과값을 제외하고 이론 모델의 시트 지수가 시험값에 비하여 크게 나타난다는 것을 알 수 있다. 이 역시 선형 모델의 선형성에 기인한 결과이며 단순화된 이론 모델에 비하여 실제 차량에 설치된 시트의 진동 절연 성능이 우수하여 승차감 향상 측면에서 뛰어나다는 사실을 의미한다. 하지만 아스팔트 도로의 결과값과 100 km/h 이상의 고속 구간에서는 측정된 시트

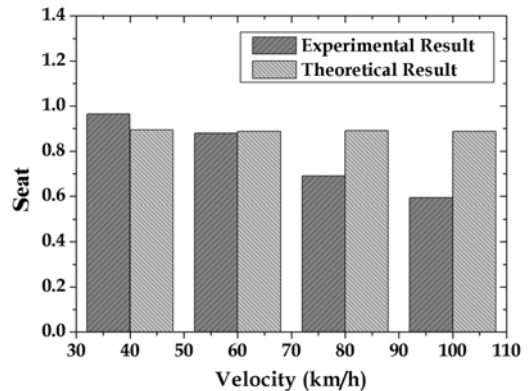


Fig. 9 Comparison of SEAT index in asphalt road



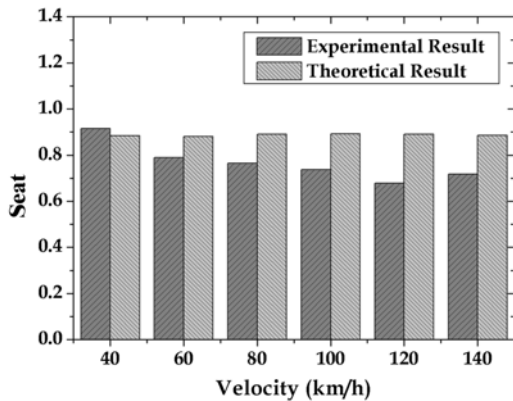


Fig. 10 Comparison of SEAT index in cement road

지수가 약 0.7 부근에서 수렴하는 경향을 보이는데 실제 시트도 어느 일정 이상의 진동 절연 성능 한계를 가지고 있다고 예상할 수 있다.

## 5. 결론

본 연구에서는 기존의 이론적인 자동차 시트-인체 모델을 이용하여 차량 주행 시험을 통하여 얻은 z 축 방향의 실제 가속도 가진을 이론 모델에 입력하여 인체 각 부위에서 나타나는 가속도 값을 구하였다. 또한 가속도 값을 이용하여 인체 감응 특성을 고려한 차량 승차감 평가 지수와 시트 지수를 구하여 차량 주행 시험과 비교한 결과, 차량 승차감 평가를 대체할 수 있는 충분한 근거를 마련하였다. 또한 본 연구에서는 단순히 인체 모델의 구성을 살펴보는 것에 국한되지 않고 이론적인 시트-인체 모델을 이용하여 인체 감응 특성을 고려한 차량 승차감 평가를 수행하여 승차감 지수를 비교하는 새로운 연구 방향을 제시하였다.

## References

- 1) M. J. Griffin, Handbook of Human Vibration, Academic Press, 1990.
- 2) British Standard BS 6841, Measurement and Evaluation of Human Exposed to Whole-body Mechanical Vibration and Repeated Shock, 1987.
- 3) W. S. Cheung, C. K. Woo, S. J. Park and S. H. Kim, "Ride Quality Assessment of Automotive Seats by Simultaneous 3-Axis Excitation," Journal of KSNVE, Vol.7, No.1, pp.143-152, 1997.
- 4) S. K. Kim, S. W. White, A. K. Bajaj and P. Davies, "Simplified Models of the Vibration of Mannequins in Car Seats," Journal of Sound and Vibration, Vol.264, pp.49-90, 2003.
- 5) S. Nishiyama, "Development of Simulation System on Vehicle-occupant Dynamic Interaction (1st Report, Theoretical Analysis and system Verification)," Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C, Vol.59, No.568, pp.3613-3621, 1993.
- 6) S. Nishiyama, "Development of Simulation System on Vehicle-occupant Dynamic Interaction (2nd Report, Influence of Sitting Posture on Human Comfort)," Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C, Vol.59, No.568, pp.3622-3629, 1993.
- 7) S. Nishiyama, "Development of Simulation System on Vehicle-occupant Dynamic Interaction (3rd Report, Influence of Parameters of Occupant-seat System on Human Comfort)," Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C, Vol.60, No.573, pp.1509-1516, 1994.
- 8) W. S. Cheung, Y. H. Park and M. J. Griffin, "Comparison and Analysis of Standardised Methods for Predicting the Hazards of Whole-body Vibration and Repeated Shocks," Journal of KSNVE, Vol.10, No.1, pp.160-167, 2000.
- 9) Y. G. Cho, W. S. Cheung, S. J. Park and Y. S. Yun, "Evaluation of the Ride Values of Passengers Cars on the Unevenness and Endurance Roads," Journal of KSNVE, Vol.7, No.6, pp.1125-1030, 1998.
- 10) J. H. Kim, D. W. Park, S. Y. Lee and W. S. Yoo, "Comparison of Vehicle Experiment and Computer Simulation of Seat Vibration using Korean Dummy Model," Transactions of KSAE, Vol.12, No.1, pp.145-512, 2004.