

차량 승차감에 미치는 공차의 영향 분석을 위한 해석적 방법

김 범 석* · 유 흥 희†

(2008년 1월 7일 접수, 2008년 4월 27일 수정, 2008년 5월 20일 심사완료)

Analytical Method to Analyze the Tolerance Effect on the Vehicle Ride Comfort

Beom Seok Kim and Hong Hee Yoo

Key Words : Tolerance Analysis(공차해석), Sensitivity(민감도), Ride Comfort(승차감), Weighted RMS(가중제곱평균근), Vehicle Model(차량모델), Whole-Body Vibration(전신진동)

Abstract

Analytical method to analyze the tolerance effect on the vehicle ride comfort is suggested in this paper. Ride comfort is one of the most important performance indices which decide the vehicle design quality. In general, the ride comfort is affected by the variations of parameters of a vehicle model. Therefore, the effects of the parameters on the ride comfort need to be evaluated statistically based on the whole-body vibration of the vehicle. In this paper, weighted RMS values of the acceleration PSD of a seat position are used to define the ride comfort. The equations of motion and the sensitivity equations are derived based on a 5-DOF vehicle model. By employing the sensitivity information of the acceleration at the seat position, the tolerance effect on the vehicle ride comfort could be effectively analyzed.

1. 서 론

차량의 주행 중 노면과 차체의 구동계로부터 유발되는 지속적인 진동은 운전자에게 불쾌감을 가져오거나 조절 능력을 저하시키게 된다. 차실내 운전석에서 느끼게 되는 진동은 주로 0-25 Hz 사이의 저주파 진동으로 주행시 운전자에게 피로감을 주고, 특히 상하, 좌우로의 진동은 승차감을 저감시키는 원인이 되기도 한다. 이는 노면 가진 진동이 바퀴를 통해 전달되는 노면 가진력이 주원인이 되어 나타나기 때문이다. 따라서 차량의 진동

을 줄여 승차 안락성을 증가시키는 연구는 자동차의 고급화와 더불어 그 중요성이 증대되고 있다.

승차감에 대한 연구는 1960년대 ISO에서 인체가 받는 진동 가속도의 유효치를 승차 안락성의 척도로 정의한 후 활발히 진행되었다. Griffin⁽¹⁾은 앉아 있는 사람이 수직 진동에 노출되었을 때 진동 레벨과 주파수가 신체에 미치는 영향에 대하여 연구하였고, Parson과 Griffin⁽²⁾은 차량의 롤링(rolling)과 피칭(pitching)이 차량 승차감에 미치는 영향에 대하여 언급하였다. 또한 Shoenberger⁽³⁾는 2축에 대해 동시에 일어나는 진동과 안락성과의 관계에 대하여 보고하였다. 1980년대 후반에 와서 ISO에서는 그 동안 진행되었던 연구 결과들을 기초로 ISO 2631을 발표하여 주파수 가중처리법으로 차체 진동에 따른 안락감을 추정할 수 있게 하였고 영국에서는 승차감에 대한 기준을 BS 6841⁽⁴⁾로 발표하였다.

† 책임저자, 회원, 한양대학교 기계공학부

E-mail : hhyoo@hanyang.ac.kr

TEL : (02)2220-0446 FAX : (02)2293-5070

* 회원, 한양대학교 대학원 기계공학과

기존 연구들을 통해 시트, 서스펜션, 차체의 진동 그리고 스티어링 진동 등이 차량 탑승자들이 느끼는 주행 안락감과 관련하여 가장 연관이 크다는 사실이 입증되었다. 또한 이러한 인자들의 제작시 발생하는 제조공차에 의한 영향은 시스템의 성능과 설계의 강건성에 직접적으로 영향을 미치게 된다.

따라서 본 논문에서는 차량 시스템을 구성하는 인자들의 공차가 차량 승차감에 미치는 영향을 분석하였다. 차량 승차감에 대한 연구는 활발히 진행되고 있지만 시스템을 구성하는 인자들의 제조공차에 의한 영향을 분석하는 연구는 미비한 실정이다. 본 논문에서는 공차의 영향 분석을 위한 해석적 방법을 제안하였으며, 5 자유도 다물체 차량 모델을 통해 승차감을 평가하였다.

2. 승차감 평가

차체 진동에 의한 승차감을 평가하기 위한 지수로서 가속도의 피크치나 유효치(RMS value)가 많이 사용되고 있다. 하지만 인체는 가진 주파수나 가진 방향의 변화에 따라 서로 다른 반응을 보이므로 일반 도로와 같이 불규칙적인 가진을 받는 경우 넓은 영역의 주파수 대역에 대한 승차감을 평가하는 방법으로는 한계가 있다. 이러한 점을 보완하기 위하여 주파수에 따른 인체의 반응 비중을 다르게 하는 방법이 사용되고 있으며, 대표적으로 가중함수(weighting function)를 이용한 방법이 사용되고 있다.

ISO⁽⁵⁾기준에 따르면 수직방향 가속도에 대한 인체의 반응을 고려한 안락감의 척도인 반응함수는 주파수 영역에서 주어지고, 가중함수는 반응함수의 제곱에 대한 역을 반응함수의 면적으로 나누어 얻을 수 있다. 측정된 PSD 결과를 보정함으로써 주파수에 따라 인체의 반응을 다르게 나타내는 주파수 영역에서의 PSD 진폭을 보상하는 효과를 주게 된다.

승객위치의 수직방향 가속도에 대한 PSD(power spectral density)를 $P(f)$ 라 하면 PSD의 WRMS(weighted RMS)는 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$WRMS = \left[\int_a^b W F^2(f) P^2(f) df \right]^{1/2} \quad (1)$$

여기서 a 와 b 는 관심 주파수 영역의 상한 · 하한치이다.

본 논문에서는 승객 좌석의 수직방향 가속도 PSD의 WRMS 값을 차량 승차감 평가 지수로 사용하였다.

3. 차량 모델 및 노면 가진함수

3.1 차량 모델

Fig. 1 은 승차감 평가를 위해 사용되는 차량 모델을 다물체 진동계 시스템으로 나타낸 것이다. 다물체 해석을 위해 회전 조인트(revolute joint)와 병진 조인트(translational joint)로 연결된 5 자유도 차량 모델을 구성하였다. 5 자유도 차량 모델은 1 개의 스프링 질량(sprung mass)과 2 개의 언스프링 질량(unsprung mass)으로 이루어져 있다. 5 자유도 운동은 스프링 질량의 수직운동과 피칭(pitching)운동의 2 자유도, 언스프링 질량의 수직운동 2 자유도 그리고 승객 좌석 질량의 수직운동 1 자유도로 구성된다. 승객 좌석의 수직방향 가속도를 측정하기 위하여 일반 차량 모델에 시트 모델을 추가하였다. 또한, 차체와 현가장치의 강성-감쇠 시스템은 무질량 강체(massless body)를 매개로 병진 조인트와 회전 조인트로 연결되었다. 도로 가진에 의한 영향은 지면과 병진 조인트로 연결된 무질량 강체를 사용하여 고려되었고 차체의 무게중심으로부터 앞 · 뒤차축 현가장치와 승객 위치까지의 거리를 각각 정의하여 설계변수로 설정하였다.

해석에 사용된 인자들의 제원은 Table 1 과 같다. 일반적인 차량 제원을 기초로 최적화 알고리즘(Genetic algorithm)을 적용하여 주어진 제한조건들을 만족시키면서 승차감 반응지수인 WRMS 값을 최소화시키는 설계변수들의 값을 결정하였다. 차량 무게 M2 는 일정한 값(M2=1661kg)으로 구속시켰으며 다른 변수들도 일정한 범위의 구속조건을 갖도록 하였다.

Table 1 Parameters of 5-DOF vehicle model

	M (kg, kg·m ²)	C (Ns/m)	K (N/m)	L (m)
1	51.0	262	1013.5	2.693
2	1661.0	1840.7	20421	1.076
3	2901.1	1068.1	21899	1.617
4	81.25	-	219400	0.259
5	72.24	-	219900	-

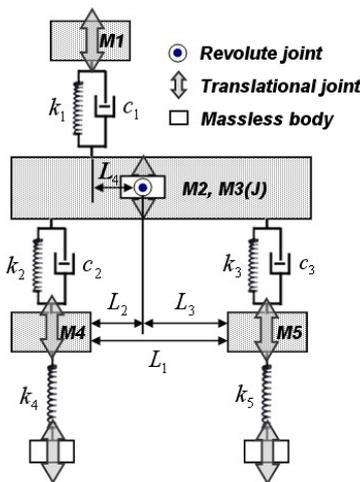


Fig. 1 5-DOF Vehicle Model

3.2 노면 가진함수

등방성 노면굴곡 모델을 노면의 전력밀도함수로 나타내는데 있어서 여러 형태의 전력밀도함수를 사용할 수 있다. 일반적으로 노면 거칠기의 분류기준은 ISO 기준⁽⁶⁾을 많이 사용하고 있으며, MIRA 분류와 지수함수로 표현된 전력밀도함수를 사용하기도 한다. 차량 해석 시 노면에 의한 가진 주파수 대역이 주로 0.5Hz~25Hz 범위라고 가정하고, 차량의 주행속도 범위를 9km/h~180km/h 로 생각하면 노면의 공간주파수는 0.01cycle/m~10cycle/m 를 가진다.⁽⁷⁾

본 연구에서는 노면 형상을 정의하기 위해 ISO의 분류 기준을 사용하였다. ISO 분류 기준에서는 전력밀도 값을 사용하여 노면 거칠기를 가장

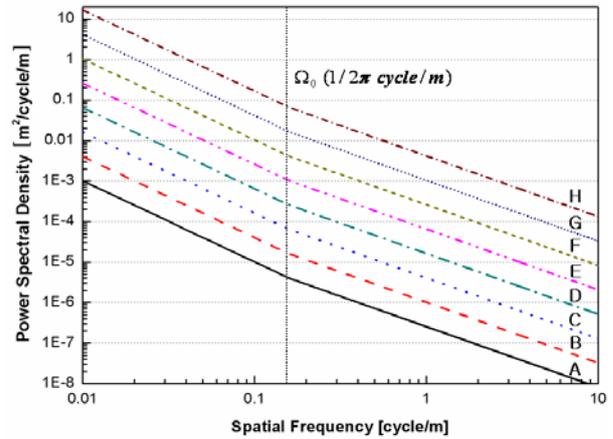


Fig. 2 Classification of surface roughness by ISO

좋은 A 에서 가장 나쁜 H 등급까지 8 단계로 구분하였다. Fig. 2 는 ISO 에서 제안한 노면의 분류를 나타낸다.⁽⁶⁾ 전력밀도함수 $S(\Omega)$ 와 공간주파수 Ω 사이의 관계가 그림에서 보는 것과 같이 대수 그래프에서 노면의 거칠기 정도에 대하여 서로 다른 직선으로 표현되고 있다.

이것을 식으로 표현하면 다음과 같다.

$$S_g(\Omega) = S_g(\Omega_0)(\Omega/\Omega_0)^{-N_1}$$

$$\text{for } \Omega \leq \Omega_0 = 1/2\pi \text{ (cycle/m)} \quad (2)$$

$$S_g(\Omega) = S_g(\Omega_0)(\Omega/\Omega_0)^{-N_2}$$

$$\text{for } \Omega > \Omega_0 = 1/2\pi \text{ (cycle/m)}$$

여기서 $S_g(\Omega)$ 는 조도계수로서 A 등급에서 H 등급까지 8 단계의 노면 거칠기⁽⁷⁾에 따라 각각 분류되어 있으며 N_1 과 N_2 는 상수로서 각각 2.0 과 1.5 의 값을 갖는다.

제시된 전력밀도함수를 사용하면 일반적인 노면 형상을 Fig. 3 과 같이 거리에 대한 수직방향의 거칠기의 형태로 표시할 수 있다. 노면 거칠기의 전력밀도함수가 주어지면 시간 영역에서의 노면형상 함수를 코사인 함수의 조합으로 나타낼 수 있다. 공간 주파수로 표현되는 도로 거칠기 정보는 차량 속도를 이용하여 시간에 대한 함수로 표현될 수 있으며 이는 차량 모델의 전·후륜에 각각 바닥 가진 형태로 입력된다.

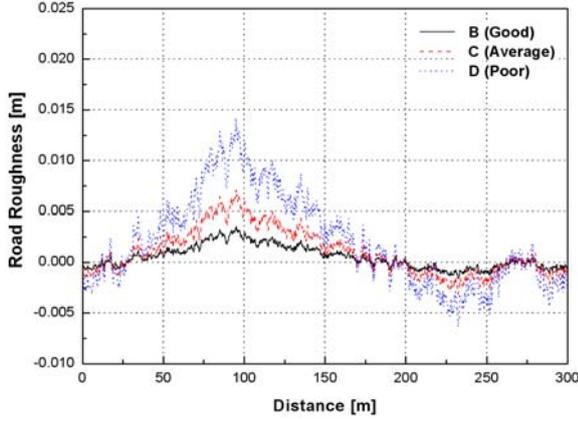


Fig. 3 Road elevation profile

4. 민감도 방정식 및 공차해석

4.1 민감도 방정식

일반적으로 절대좌표계에 대한 구속 다물체계의 운동방정식은 다음과 같은 확장 라그랑지 운동방정식으로 표현된다.

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \Phi_q^T \boldsymbol{\lambda} = \mathbf{Q} \quad (3)$$

$$\Phi(\mathbf{q}) = 0 \quad (4)$$

위 식에서 \mathbf{M} 은 시스템의 관성행렬(system inertia matrix), \mathbf{Q} 는 일반력(generalized force), Φ_q 는 절대좌표에 대한 구속방정식의 자코비안 행렬(Jacobian matrix), 그리고 $\boldsymbol{\lambda}$ 는 라그랑지 승수(Lagrange multipliers)이다.

식 (3)과 (4)를 설계변수에 b 에 대하여 직접 미분하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}}_b + \Phi_q^T \boldsymbol{\lambda}_b = & -\mathbf{M}_b \ddot{\mathbf{q}} - (\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}})_q \mathbf{q}_b \\ & - (\Phi_q^T \boldsymbol{\lambda})_b - (\Phi_q^T \boldsymbol{\lambda})_q \mathbf{q}_b \\ & + \mathbf{Q}_b + \mathbf{Q}_q \mathbf{q}_b + \mathbf{Q}_q \dot{\mathbf{q}}_b \end{aligned} \quad (5)$$

$$\Phi_q \mathbf{q}_b = -\Phi_b \quad (6)$$

식 (5)과 (6)으로 표현되는 민감도 방정식은 미분 대수방정식의 형태가 아니므로 일반적인 해석 방법을 적용할 수 없다. 따라서 식 (3)과 (4)를 함께 고려하는 방법이 연구되었으며, 이때 얻어진

구속 다물체계의 민감도 방정식⁽⁸⁾은 다음과 같다. 여기서 아래첨자 b 는 설계변수 b 에 대한 미분을 의미한다.

$$\hat{\mathbf{M}}\ddot{\mathbf{r}} + \mathbf{\Pi}_r^T \boldsymbol{\mu} = \hat{\mathbf{Q}} \quad (7)$$

$$\mathbf{\Pi} = 0 \quad (8)$$

여기서

$$\hat{\mathbf{M}} = \begin{bmatrix} (\mathbf{M}_b + \mathbf{P}) & \mathbf{M} \\ \mathbf{M} & 0 \end{bmatrix} \quad (9)$$

$$\mathbf{r} = \begin{Bmatrix} \mathbf{q} \\ \mathbf{q}_b \end{Bmatrix} \quad (10)$$

$$\mathbf{\Pi}_r = \begin{bmatrix} \Phi_q & 0 \\ \{(\Phi_q \mathbf{q}_b)_q + (\Phi_b)_q\} & \Phi_q \end{bmatrix} \quad (11)$$

$$\boldsymbol{\mu} = \begin{Bmatrix} \boldsymbol{\lambda}_b \\ \boldsymbol{\lambda} \end{Bmatrix} \quad (12)$$

$$\hat{\mathbf{Q}} = \begin{bmatrix} \mathbf{Q}_b + \mathbf{Q}_q \mathbf{q}_b + \mathbf{Q}_q \dot{\mathbf{q}}_b \\ \mathbf{Q} \end{bmatrix} \quad (13)$$

새롭게 정의된 복합 구속 방정식은 다음과 같다.

$$\mathbf{\Pi} = \begin{Bmatrix} \Phi \\ \Phi_q \mathbf{q}_b + \Phi_b \end{Bmatrix} = 0 \quad (14)$$

또한, 행렬 \mathbf{P} 의 원소들은 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$p_{ij} = \sum_{k=1}^n \frac{\partial m_{ij}}{\partial q_k} (\mathbf{q}_k)_b \quad (15)$$

위에서 정의한 민감도 방정식을 이용하면 설계변수 b 에 대한 동적 응답의 민감도 정보를 얻을 수 있다.

4.2 공차해석

설계변수의 표본이 정규분포(normal distribution)를 따르고 확률변수가 99.73%의 신뢰구간을 갖는 경우의 분산⁹⁾은 다음과 같다.

$$\sigma^2 = \frac{1}{9} S^2 T^2 \tag{16}$$

여기서 S 는 설계변수 b 에 대한 목적함수의 민감도(sensitivity), T 는 설계변수 b 의 공차, σ 는 표준편차(standard deviation)를 나타낸다.

5. 공차해석 결과

검증된 차량 모델과 승차감 평가 방법을 이용하여 설계변수의 공차가 승차감에 미치는 영향을 알아보았다. 차량이 각 도로를 60km/h의 속력으로 1분 동안 주행한 후 설계변수에 대한 좌석 시트에서의 수직방향 가속도의 민감도 정보를 이용하여 승차감 반응함수의 민감도 정보를 얻었다. 각 도로 조건에 따라 운전자 좌석과 승객 좌석의 승차감 변화에 미치는 시스템 인자들의 공차에 의한 영향이 Fig. 4와 Fig. 5에 각각 정리되었다. 차량 시스템을 구성하는 총 17개의 인자들이 각각 3%의 동일한 공차를 갖고 있을 때 승차감 반응지수인 WRMS의 표준편차를 계산하였다. 여기서 3%의 공차는 제안된 해석적 방법을 이용하여 공차의 영향을 알아보기 위해 임의로 선정한 값이다.

Fig. 4는 차량이 평탄한 일반적인 평탄한 도로나 고속도로를 주행했을 때의 공차해석 결과를 나타내고 있다. 운전자 좌석의 경우 K1, 즉 시트의 등가강성이 승차감 변화에 가장 큰 영향을 주며 전방 현가계의 강성, 감쇠 순으로 큰 영향을 미치는 것을 알 수 있다. 또한 각 파라미터 군에서는 시트의 등가강성, 전방 현가계의 강성, 시트 질량, 그리고 무게중심으로부터 시트 위치까지의 거리가 가장 큰 영향을 미쳤다. 반면, 뒷좌석 승객 위치의 경우 K2, 즉 전방 현가계의 강성이 승차감 변화에 가장 큰 영향을 주었다. 또한 M3, L3 등 차량의 피칭 운동에 영향을 주는 인자들의 공차에 의한 영향이 상대적으로 컸다. 이는 실제로 뒷좌석 승객 위치의 승차감이 피칭의 영향을 많이 받는 현상이 지배적으로 작용되었다고 판단된다.

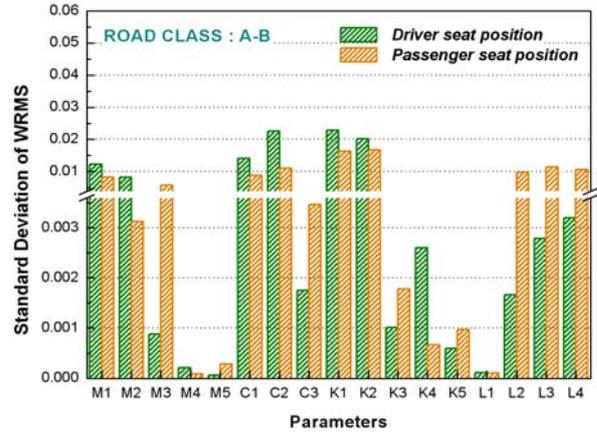


Fig. 4 Tolerance effects of four kinds of vehicle parameters for road class A-B

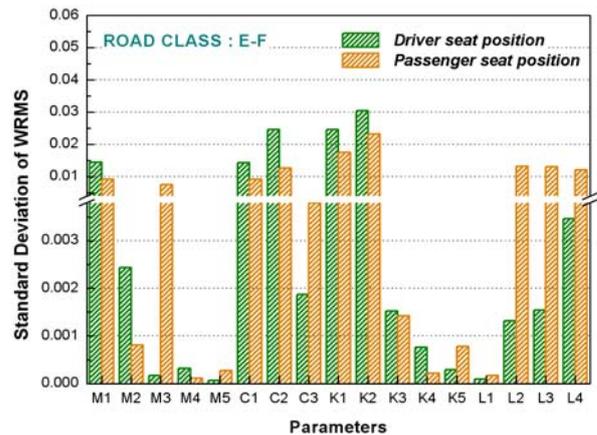


Fig. 5 Tolerance effects of four kinds of vehicle parameters for road class E-F

Fig. 5는 차량이 아주 거친 도로, 예를 들어 목초지나 개척지 같은 아주 험한 도로를 주행했을 때 승차감 반응함수에 대한 공차해석을 수행한 결과이다. 전방 현가계를 구성하는 인자들(현가계 등가 강성, 감쇠)의 공차에 의한 영향이 지배적으로 큰 것을 확인할 수 있으며, 뒷좌석 승객 위치의 승차감의 경우 피칭에 의한 영향이 큰 것을 알 수 있다.

공차해석 결과를 정리해보면 운전자 시트 위치의 경우 평탄한 도로에서는 시트의 등가질량, 강성, 감쇠 그리고 전방 현가계의 강성, 감쇠의 공차가 승차감 반응함수의 변화에 큰 영향을 미쳤다. 반면 도로가 거칠어 질수록 시트 보다는 전방 현가계를 구성하는 시스템 인자들의 공차의 영향이

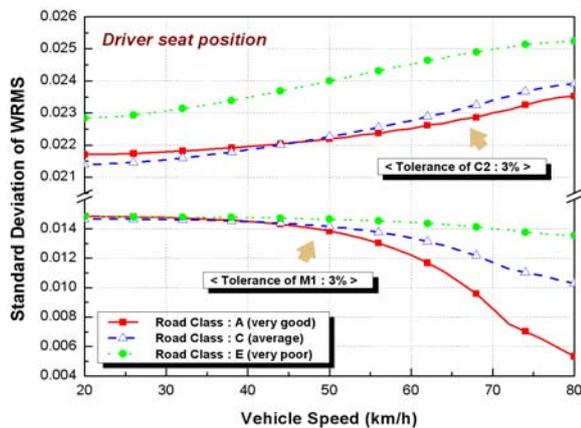
더욱 컸다. 뒷좌석 승객 위치의 경우 전방 현가계를 구성하는 인자들의 공차에 의한 영향이 컸으며 도로가 거칠어 질수록 피칭 운동에 지배적으로 관여하는 인자들의 공차에 의한 영향이 승차감 반응 함수에 민감하게 작용하였다.

Fig. 6은 M1, C2, K1 그리고 L4가 동일한 3%의 공차를 갖고 A, C, E 도로를 각각 주행했을 때 차량의 속도에 따른 운전자 위치의 수직방향 가속도 WRMS의 표준편차의 변화를 나타낸 것이다. L4, C2, K1에 공차가 주어졌을 때는 주행 속도가 증가하고 도로가 거칠어 질수록 WRMS의 표준편차가 증가하는 대신 M1의 경우 차량 속도의 증가와 반대로 감소하는 경향을 보인다. 즉, 차량의 주행조건이 가혹해 질수록 차량 승차감에 미치는 시스템 인자들의 공차에 의한 영향이 차량 속도와 더불어 전반적으로 더욱 커지는 것을 알 수 있다.

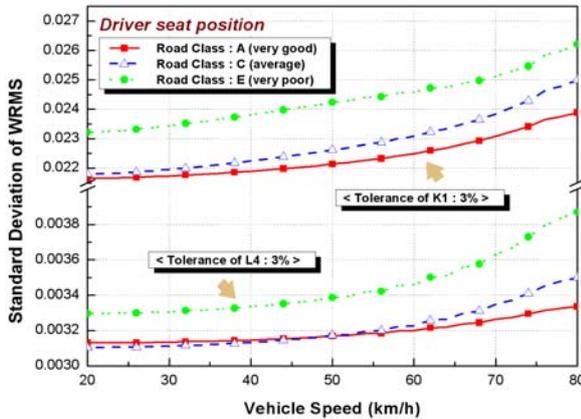
Fig. 7은 M1, C2, K2 그리고 L3가 동일한 3%의

의 공차를 갖고 A, C, E 도로를 각각 주행했을 때 차량의 속도에 따른 뒷좌석 승객 위치의 수직방향 가속도 WRMS의 표준편차의 변화를 나타낸 것이다. 앞좌석 운전자 위치의 결과와 마찬가지로 주행 속도가 증가하고 도로가 거칠어 질수록 WRMS의 표준편차가 증가하는 경향을 보인다. 한편, 시트의 등가강성이나 전방 현가계의 감쇠 같은 설계 인자들의 공차는 저속 주행조건에도 도로조건 변화에 따라 승차감 변화에 민감한 영향을 미쳤다.

Fig. 8은 차량이 A, C, E 도로를 주행하며 시스템 인자 K1이 3, 6, 12%의 공차를 각각 가질 때 차량 속도에 따른 운전자 위치의 수직방향 가속도 WRMS의 표준편차의 변화를 나타낸 것이다. 공차가 커질수록 표준편차는 비례하여 증가하는 것을 볼 수 있다.

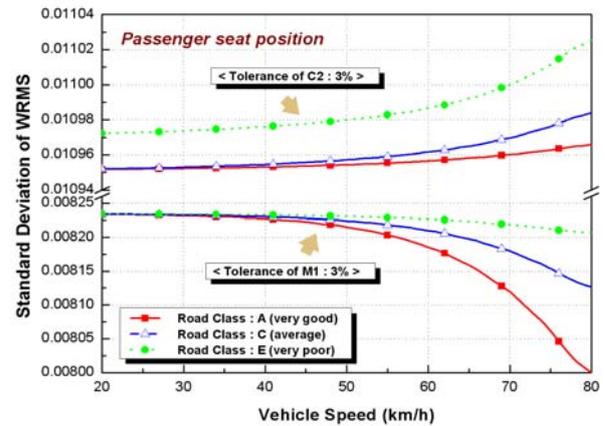


(a) Tolerance effects of M1 and C2

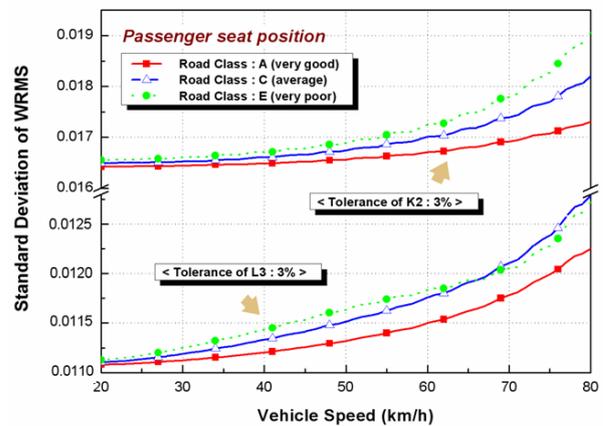


(b) Tolerance effects of K1 and L4

Fig. 6 Standard deviation of WRMS at driver seat position versus the vehicle speed along with the road class



(a) Tolerance effects of M1 and C2



(b) Tolerance effects of K2 and L3

Fig. 7 Standard deviation of WRMS at passenger seat position versus the vehicle speed along with the road class

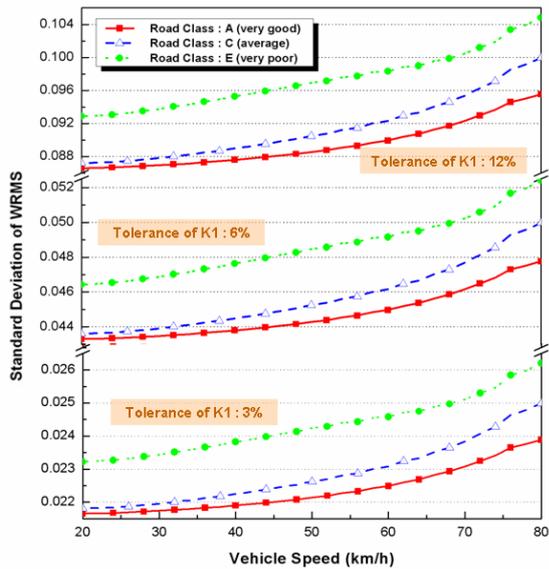


Fig. 8 Standard deviation of WRMS at driver seat position versus the vehicle speed along with the tolerance of K1

6. 결론

본 논문에서는 차량 승차감에 미치는 공차의 영향 분석을 위한 해석적인 방법을 제안하였다. 다물체 민감도 방정식을 이용하여 설계변수에 대한 민감도 정보를 얻은 후 승차감 반응함수를 이용하여 설계변수의 공차에 의한 영향을 살펴보았다. 운전자 시트 위치의 경우 평탄한 도로에서는 시트의 등가질량, 강성, 감쇠 그리고 전방 현가계의 강성, 감쇠의 공차가 승차감 반응함수의 변화에 큰 영향을 미쳤다. 반면 도로가 거칠어 질수록 시트 보다는 전방 현가계를 구성하는 시스템 인자들의 공차의 영향이 더욱 컸다. 뒷좌석 승객 위치의 경우 전방 현가계를 구성하는 인자들의 공차에 의한 영향이 컸으며 도로가 거칠어 질수록 피칭 운동에 지배적으로 관여하는 인자들의 공차에 의한 영향이 승차감 반응함수에 민감하게 작용하였다. 또한, 도로조건이 가혹해지고 차량 속도가 증가할수록 시스템 인자들의 공차에 의한 영향이 증가하는 경향을 보였다. 그리고 공차가 커질수록 승차

감 반응함수의 표준편차는 비례하여 증가하였다. 본 연구를 통해 시스템 인자들의 공차가 승차감에 미치는 영향을 해석적으로 알 수 있었고, 실제 차량의 개념설계 단계에서 공차의 영향을 직관적으로 고려할 수 있을 것이다.

후 기

이 논문은 2008년도 2 단계 두뇌한국 21 사업에 의하여 지원되었음.

참고문헌

- (1) Griffin, M. J., 1975, "Vertical Vibration of Seated Subject : Effects of Posture, Vibration Level and Frequency," *Aviation, Space and Environmental Medicine*, Vol. 46, NO. 3, pp. 269~276.
- (2) Parson, K. C. and Griffin, M. J., 1978, "The Effect of Rotational Vibration in Roll and Pitch Axes on the Discomfort of Seated Subjects," *Ergonomics*, Vol. 21, NO. 8, pp. 612~625.
- (3) Shoenberger, R. W., 1984, "Subjective Effects of Combined-Axes Vibration : Comparison of y-Axis and y-Plus Roll Vibration," *Aviation, Space and Environmental Medicine*, Vol. 55, NO. 5, pp. 387~390.
- (4) British Standard Institution, BS 6841, 1987, *Measurement and Evaluation of Human Exposure to Whole Body Mechanical Vibration and Repeated Shock*.
- (5) International Organization for Standardization, ISO 2631-1, 1997, *Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration-Part 1 : General Requirements*.
- (6) International Organization for Standardization, ISO/TC108/SC2/WG4 N57, 1982, *Reporting Vehicle Road Surface Irregularities*.
- (7) Wong, J. Y., 2001, *Theory of Ground Vehicles*, John Wiley & Sons, pp. 462~470.
- (8) Serban, R. and Freeman, J. S., 1996, "Direct Differentiation Methods for the Design Sensitivity of Multibody Dynamic Systems," *The 1996 ASME Design Engineering Technical Conferences and Computers in Engineering Conference*, DETC/DAC-1087.
- (9) Choi, D. H., 2005, "Statistical Tolerance Analysis and Modal Analysis of Multibody Systems," Hanyang University, Ph. D. Thesis.