

설계변수의 산포를 고려한 차량 승차감의 강건최적설계

Robust Design Optimization of the Vehicle Ride Comfort Considering Variation of the Design Parameters

송 필 곤* · Maksym Spiryagin* · 유 흥 희†

Pil Gon Song, Maksym Spiryagin and Hong Hee Yoo

(2008년 7월 29일 접수 ; 2008년 9월 25일 심사완료)

Key Words : Robust Optimization(강건최적설계), Variation Analysis(산포해석), Sensitivity(민감도), Ride Comfort(승차감), PQRS(순차적 2차 반응표면법)

ABSTRACT

Vehicle vibration mostly originates from the road excitation and causes discomfort, fatigue and even injury to a driver. Vehicle ride comfort is one of the most important performance indices to achieve a high-quality vehicle design. Since design parameter variations inevitably result in the vehicle ride comfort variance, the variance characteristics should be analyzed in the early design stage of the vehicle. The vehicle ride comfort is often defined by an index which employs a weighted RMS value of the acceleration PSD of a seat position. The design solution is obtained through two steps in this study. An optimization problem to obtain a minimum ride comfort index is solved first. Then another optimization problem to obtain minimum variance of the ride comfort index is solved. For the optimization problems, the equations of motion and the sensitivity equations are derived basing on a 5-DOF vehicle model. The numerical results show that an optimal solution for the minimum ride comfort is not necessarily same as that of the minimum variance of the ride comfort.

1. 서 론

초기의 자동차는 단순히 운송수단에 불과했으나, 점차 인간 생활에서 없어서는 안될 중요한 도구가 되었다. 이에 따라 제동성능, 조향성능, 동력성능 등 다양한 차량성능들이 요구되고 있으며, 특히 운전자의 조종과 안락함에 영향을 주는 승차감의 개선은 차량설계 시 가장 중요한 요소 중의 하나이다. 차량의 주행 중 노면과 차체 구동계로부터 유발되는 지속적인 진동은 차량의 제반 특성들에 영향을 미칠 뿐만 아니라 승차감을 저하시킨다⁽¹⁾. 바운싱(bouncing), 롤

링(rolling), 피칭(pitching)으로 구성된 차량진동은 운전자에게 피로감과 불쾌감을 준다⁽²⁾. 따라서 도로나 구동계의 가진원으로부터 유발되는 진동 특성을 적절히 제어하여 승차감을 향상시키는 연구는 자동차의 고급화와 더불어 그 중요성이 더욱 증대되어 가고 있다.

기존의 설계방법은 제품의 기능성이나 성능을 향상시키는 방향으로 개발되어 왔다. 그러나 최근 시장의 경쟁이 가속화됨에 따라 제품의 고품질, 저비용, 설계기간의 단축 등에 대한 다양한 제품설계가 요구되고 있다. 일반적인 최적화 방법론에 의한 설계는 생산과정에서 발생하는 제조산포와 시간이 지남에 따라 주위의 환경에 의해 변하는 설계인자와 물성치의 산포를 고려하지 못한다⁽³⁾. 또한 설계변수에서 발생하는 산포로 인하여 설계자가 최초에 의도한 성능은 적절히 발휘되지 못하게 되며, 제품의 성

† 교신저자; 정회원, 한양대학교 기계공학부
E-mail : hhyoo@hanyang.ac.kr
Tel : (02)2220-0446, Fax : (02)2293-5070
* 한양대학교 대학원 기계공학과

능에 급격한 변동을 초래할 수 있다. 이러한 현상은 차량의 성능뿐만 아니라 설계의 신뢰성을 약화시킨다. 따라서 제품의 성능과 신뢰성 및 수명을 동시에 증가시키기 위하여 제품의 성능뿐만 아니라 불확실한 변동을 초기 설계단계에서 고려하는 강건최적설계가 수행되어야 한다.

이 논문에서는 차량 시스템을 구성하는 인자들의 산포가 차량 승차감과 변동에 미치는 영향을 분석하기 위한 해석적 방법을 제안하였다. 또한 제안된 민감도분석과 산포해석을 이용하여 강건최적설계를 수행하였으며 5 자유도 다물체 모델과 규칙 노면을 통하여 차량승차감을 평가하였다.

2. 차량승차감 평가지수

차체 진동에 의한 승차감을 평가하기 위한 지수로서 가속도의 피크치나 유효치(RMS value)가 많이 사용되고 있다. 하지만 인체는 가진주파수나 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⁽⁴⁾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 PSD결과를 보정함으로써 주파수에 따라 인체의 반응을 다르게 나타내는 주파수 영역에서의 PSD 진폭을 보상하는 효과를 주게 된다.

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

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

여기서 a 와 b 는 관심 주파수 영역의 상한·하한치이다. 이 논문에서는 운전석의 수직방향 가속도 PSD의 WRMS값을 차량 승차감 평가 지수로 사용하였다.

3. 차량 모델 및 노면 가진함수

3.1 차량 모델

Fig. 1은 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. 차량 모델은 1개의 스프링 질량(sprung mass)과 2개의 언스프링 질량(unsprung)

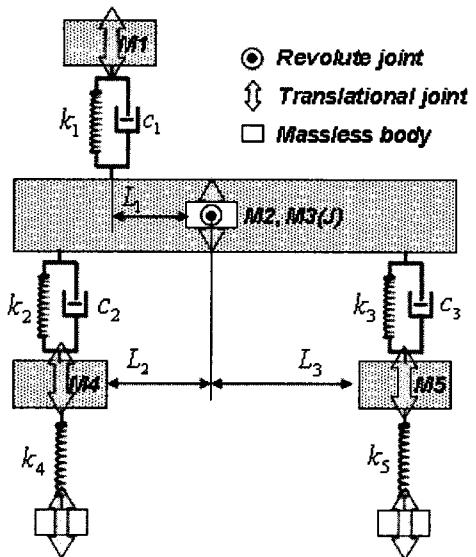


Fig. 1 Five degree of freedom vehicle model

Table 1 Parameters of 5-DOF vehicle model

	M (kg, kg·m ²)	C (Ns/m)	K (N/m)	L (m)
1	51	500	9300	0.259
2	1250	2500	75000	1.316
3	1634.8	2500	45000	1.732
4	67.25	-	219400	-
5	67.23	-	219900	-

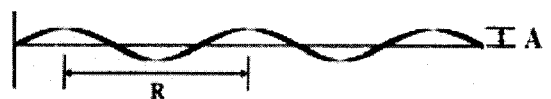


Fig. 2 A road profile defined by ISO

mass)으로 이루어져 있다. 5자유도 운동은 스프링 질량의 수직운동과 피칭(pitching)운동의 2자유도, 언스프링 질량의 수직운동 2자유도 그리고 운전석 질량의 수직운동 1자유도로 구성된다. 운전석의 수직 방향 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 운전석까지의 거리를 각각 정의하여 설계변수로 설정하였다. 해석에 사용된 인자들의 제원은 Table 1과 같다.

3.2 도로 가진 모델링

이 연구에서는 승차감 평가를 위하여 사용한 규칙 노면을 Fig.2와 같은 long wave pitch road로 정의하였다. 여기서 A 는 도로의 진폭, R 은 도로의 공간주기이다. 타이어는 항상 지면과 점 접촉하는 것으로 가정하였으며, 노면의 기복에 따른 수직변위가 전·후륜에 각각 $f_1(t)$ 와 $f_2(t)$ 로 작용한다고 정의하였다.

이상의 도로상태와 차량속도에 의해 공간주파수로 주어지는 도로 가진력을 시간주파수로 변환시키면 전륜에 작용하는 일반력은 다음과 같이 정의된다.

$$f_1(t) = A \left\{ 1 - \cos\left(\frac{2\pi V}{R} t\right) \right\}, \quad 0 \leq t \quad (2)$$

여기서 V 는 차량의 속도이며, 후륜에 작용하는 외력은 차량의 축간 거리(wheel base)로 인한 시간 지연에 의해 다음과 같이 표현된다.

$$f_2(t) = \begin{cases} A \left\{ 1 - \cos\left(\frac{2\pi V}{R} (t - t_s)\right) \right\}, & t_s \leq t \\ 0, & t \leq t_s \end{cases} \quad (3)$$

여기서 t_s 는 축간 거리에 의한 시간 지연이다. 이 논문에서 사용된 도로의 진폭과 공간주기는 각각 0.03 m, 24.2 m이다.

4. 민감도 방정식 및 산포해석

4.1 민감도 방정식

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

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + \Phi_q^T \boldsymbol{\lambda} = \mathbf{Q} \quad (4)$$

$$\Phi(\mathbf{q}) = 0 \quad (5)$$

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 (4)과 (5)를 설계변수에 b 에 대하여 직접 미분하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}}_b + \Phi_q^T \boldsymbol{\lambda}_b = & -\mathbf{M}_b \ddot{\mathbf{q}} - (\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}})_q \mathbf{q}_b \\ & - (\Phi_q^T \boldsymbol{\lambda})_b - (\Phi_q^T \boldsymbol{\lambda})_q \mathbf{q}_b \\ & + \mathbf{Q}_b + \mathbf{Q}_q \mathbf{q}_b + \mathbf{Q}_q \dot{\mathbf{q}}_b \end{aligned} \quad (6)$$

$$\Phi_q \mathbf{q}_b = -\Phi_b \quad (7)$$

식 (6)과 (7)로 표현되는 민감도 방정식은 미분 대수방정식의 형태가 아니므로 일반적인 해석 방법을 적용할 수 없다. 따라서 식 (4)과 (5)를 함께 고려하는 방법이 연구되었으며, 이때 얻어진 구속 다물체계의 민감도 방정식⁽⁵⁾은 다음과 같다.

$$\hat{\mathbf{M}}\ddot{\mathbf{r}} + \Pi_r^T \boldsymbol{\mu} = \hat{\mathbf{Q}} \quad (8)$$

$$\Pi_r = 0 \quad (9)$$

여기서

$$\hat{\mathbf{M}} = \begin{bmatrix} (\mathbf{M}_b + \mathbf{P}) & \mathbf{M} \\ \mathbf{M} & 0 \end{bmatrix} \quad (10)$$

$$\mathbf{r} = \begin{Bmatrix} \mathbf{q} \\ \mathbf{q}_b \end{Bmatrix} \quad (11)$$

$$\Pi_r = \begin{bmatrix} \Phi_q & 0 \\ \{(\Phi_q \mathbf{q}_b)_q + (\Phi_b)_q\} & \Phi_q \end{bmatrix} \quad (12)$$

$$\mu = \begin{Bmatrix} \lambda_b \\ \lambda \end{Bmatrix} \quad (13)$$

$$\dot{Q} = \begin{Bmatrix} Q_b + Q_q q_b + Q_{\dot{q}} \dot{q}_b \\ Q \end{Bmatrix} \quad (14)$$

새롭게 정의된 복합 구속 방정식은 다음과 같다.

$$\Pi = \begin{Bmatrix} \Phi \\ \Phi_q q_b + \Phi_b \end{Bmatrix} = 0 \quad (15)$$

또한, 행렬 P 는 다음과 같은 관계식을 통해 얻어진다.

$$(M\dot{q})_q q_b^b = P\dot{q} \quad (16)$$

여기서 행렬 P 의 원소들은 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$P_{ij} = \sum_{k=1}^n \frac{\partial m_{ij}}{\partial q_k} (q_k)_b \quad (17)$$

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

4.2 산포해석

설계변수의 표본이 정규분포(normal distribution)를 따르고 확률변수가 99.73%의 신뢰구간을 갖는 경우의 차량 승차감 지수의 표준편차(standard deviation)⁽⁶⁾는 다음과 같다.

$$\sigma = \frac{1}{3} \left(\frac{\partial WRMS}{\partial b} \right) T \quad (18)$$

여기서 T 는 설계변수 b 의 산포를 나타낸다. 한편 차량 승차감 지수의 민감도(sensitivity)를 해석적인 방법으로 구하기 위해서는 가속도의 민감도 정보가 필요하다. 설계변수에 대한 가속도의 민감도 정보는 위에서 유도한 민감도 방정식으로부터 얻어진다.

이 논문에서는 차량 승차감에 미치는 설계변수들의 산포의 영향을 분석하였다. 사용된 해석 조건은 차량이 60 km/h로 1분 동안 규칙 노면을 정속 주행하는 것으로 설정하였다. $WRMS$ 의 표준편차는 시

스템을 구성하는 인자들에게 각각 3%의 동일한 산포를 설정하여 계산되었다.

5. 강건최적설계

5.1 강건최적설계 과정

이 연구에서는 차량 운전석의 수직방향 가속도 PSD의 $WRMS$ 값을 최소로 하면서 표준편차를 줄여 승차감의 안락성과 강건성을 향상시키고자 한다. 이를 위하여 강건 최적설계 문제는 크게 둘로 나뉘어진다. 1단계는 차량승차감 평가지수를 최소화하는 최적화를 수행하여 승차감의 성능을 향상시킨다. 그리고 2단계는 차량승차감의 성능지수인 $WRMS$ 의 표준편차를 최소화하여 강건성을 향상시킨다.

1단계 최적화에서 사용된 설계변수는 민감도 분석을 통하여 $WRMS$ 값의 변화에 상대적으로 큰 영향을 주는 인자들로 선정한다. 1단계 과정으로부터 얻어진 최적해에서 산포해석을 수행하여 $WRMS$ 값의 변화에 상대적으로 큰 영향을 주는 설계변수들을 제외한 후 2단계 최적화를 수행한다. 두 단계의 최적화 과정을 통하여 1단계에서 최적화된 성능은 약간의 손해를 보더라도 강건성을 월등하게 개선시키는 강건최적해를 구할 수 있다.

5.2 1단계: 최적설계

최적화를 수행하기에 앞서 최적설계 변수를 선정하기 위하여 승차감 해석과 민감도 분석을 수행하였으며 차량의 승차감에 대한 인자들의 민감도는 Table 2에 정리되었다. 분석 결과를 살펴보면 운전석과 앞·뒤차축 현가장치가 차량 승차감의 변화에 미치는 영향이 상대적으로 큰 인자라는 것을 나타내고 있다.

Table 2 Sensitivity study of design variables on the vehicle ride comfort at initial design

	M	C	K	L
1	44.04	15.16	56.75	0.32
2	31.86	4.18	17.19	4.47
3	1.09	0.53	12.66	1.11
4	0.19	-	5.23	-
5	0.19	-	3.26	-

따라서 운전석의 무게, 강성, 감쇠, 위치와 차량의 앞·뒤차축 현가장치의 강성과 감쇠를 설계 변수로 선정하였다. 스프링 질량의 경우 상대적으로 승차감 변화에 큰 영향을 미치지만 실제적으로 그 값을 변화시키기 어렵기 때문에 설계 변수에서 제외하였다. 선택된 설계 인자들을 최적설계 변수로 선정하고 목적함수를 $WRMS$ 값으로 정한 최적화 문제는 다음과 같이 정식화 할 수 있다.

$$\begin{aligned} &\text{find } \mathbf{b} \\ &\text{to minimize } f(\mathbf{b}) = WRMS \\ &\mathbf{b}_L \leq \mathbf{b} \leq \mathbf{b}_U \end{aligned} \quad (19)$$

여기서, \mathbf{b} 는 선정된 8개의 요소로 이루어진 설계변수 벡터, f 는 목적함수인 차량 승차감 지수인 $WRMS$, \mathbf{b}_L 과 \mathbf{b}_U 는 각각 설계변수의 하한과 상한벡터를 각각 의미한다. 식 (19)와 같은 최적화 문제의 최적해를 얻기 위하여 경사도기반(*gradient based*)의 BFGS 알고리

즘을 적용하였다. 차량의 초기 모델의 변수 값과 최적화 결과는 각각 Table 3과 Table 4에 나타내었다. 최적화 결과로부터 얻어진 최적해는 초기 모델에 비하여 $WRMS$ 지수가 약 46.2% 개선되는 것으로 나타났다.

5.3 2단계 : 강건최적설계

강건최적설계기법은 불확실성 요인들에 의한 성능의 변동을 최소화하면서 제품성능을 최대화하기 위해 개발된 설계기법이다. 설계변수 등과 같이 조절 가능한 인자가 산포 또는 불확실성을 지닌 경우에는 목적함수의 변동이 존재한다. 따라서 목적함수의 강건성을 확보하기 위해 고려해야 할 대상은 평균과 분산이다⁽⁷⁾. 이 논문에서는 성능과 분산을 분리하여 두 단계로 최적화를 실시하였으며 각 단계마다 민감도 분석 또는 산포 해석을 통하여 적절한 설계변수를 선정하였다. 2단계 최적화 문제에서는 이미 1단계에서 최적화된 성능을 거의 변화시키지 않으면서 성능의 변동을 최소화시키는 강건최적해를 구하였다.

차량 전체 모델의 승차감 지수에 대한 표준편차는 아래와 같다.

$$\sigma_{WRMS} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{3} \left(\frac{\partial WRMS}{\partial b_i} \right) T_i \quad (20)$$

성능이 최적화된 1단계 최적화 문제의 해에서 산포해석을 수행하였으며 결과는 Table 5에 정리되었다. 산포해석의 결과를 통하여 차량 시트의 감쇠와 위치 그리고, 뒤차축 현가장치의 감쇠값은 차량의 승차감에 미치는 영향이 상대적으로 작은 것으로 나타났다. 따라서 차량시트의 감쇠, 위치 그리고 뒤차축 현가장치의 감쇠를 설계변수로 선정하였다.

선정된 설계변수와 $WRMS$ 의 표준편차를 목적함수로 정한 최적화 문제는 다음과 같이 정식화 할 수 있다.

Table 3 Initial value of the vehicle model

	Lower bound	Initial value	Upper bound	$WRMS$
M1	45.9	51	56.1	0.8808
C1	0	500	10000	
C2	0	2500	10000	
C3	0	2500	10000	
K1	8370	9300	10230	
K2	67500	75000	82500	
K3	40500	45000	49500	
L1	0.2331	0.259	0.2849	

Table 4 Result of design optimization

	Lower bound	Optimum value	Upper bound	$WRMS$
M1	47.43	54.57	54.57	0.4741
C1	0	9300	9300	
C2	0	8948	9300	
C3	0	1984	9300	
K1	8649	8649	9951	
K2	69750	69750	80250	
K3	41850	41850	48150	
L1	0.2409	0.2412	0.2771	

Table 5 Variation effects of design variables at optimal design

	M	C	K	L
1	0.4404	0.0019	0.1086	0.0007
2	-	0.0579	0.0805	-
3	-	0.0011	0.0791	-

Table 6 Comparison of first step solution and the second step solution

	Design optimal solution	Robust optimal solution	Rate of change
C1	9300	9300	0 %
C3	1984	821.9	58.57 %
L1	0.2412	0.2516	4.13 %
<i>WRMS</i>	0.4741	0.4837	2 %
σ_{WRMS}	0.1724	0.1409	18.27 %

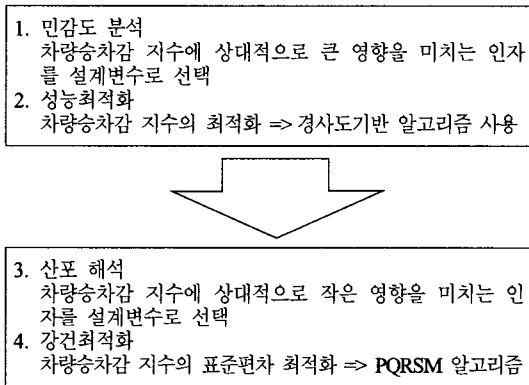


Fig. 3 Progress of proposed robust design optimization

find **b**

$$\begin{aligned} &\text{to minimize } f(\mathbf{b}) = \sigma_{WRMS} \\ &\mathbf{b}_L \leq \mathbf{b} + \mathbf{z}_{\max}^b \leq \mathbf{b}_U \end{aligned} \quad (21)$$

여기서, **b**는 선정된 3개의 요소로 이루어진 설계변수 벡터, \mathbf{z}_{\max}^b 는 산포범위의 최대값을 나타낸다. 이 논문에서는 최악조건을 사용하여 설계변수 범위의 가용영역을 감소시킴으로써 최적해는 산포가 존재하더라도 그 범위를 만족한다.

성능함수가 국부최적해를 1개만 갖는 경우에도 그의 분산함수는 여러 개의 국부최적해를 가질 수도 있다. 따라서 민감도기반 최적설계 알고리즘은 최적의 강건해를 제공하지 못한다⁽⁸⁾. 그러므로 강건최적화에서는 전역적 최적화 기법인 PQRS 알고리즘⁽⁹⁾을 사용하여 강건최적해를 구하였다. PQRS 알고리즘은 수치적 잡음을 수반하는 형태의 최적화 문제에서 훌륭한 최적설계값을 얻을 수 있는 장점을 갖

고 있다⁽¹⁰⁾.

Table 6은 강건최적화를 수행한 결과를 나타내었다. 차량의 뒤차축 현가장치의 감쇠값을 58.57 % 낮추고 운전석의 위치를 무게 중심으로부터 4.13 % 이동한 결과 1단계 최적화의 결과보다 *WRMS*값은 약 2 % 정도 악화된 반면 *WRMS*의 표준편차값은 18.27 % 개선되었다. 이상의 방법을 정리하면 Fig. 3과 같다.

6. 결 론

이 논문에서는 제안된 해석적 방법을 이용하여 설계인자의 산포가 차량 승차감에 미치는 영향을 해석적으로 구할 수 있었다. 또한 산포의 영향을 고려하여 차량 승차감의 성능과 변동을 최소화하는 강건최적설계의 방법을 제시하여 강건최적해를 구하였다. 제안된 강건최적설계 방법은 크게 두 단계로 나뉘어진다. 1단계 최적화 과정에서는 차량 승차감지수를 목적함수로 선정하여 정식화하였으며 최적화 결과 승차감지수가 초기모델에 비해 약 46.2 % 개선되었다. 2단계 최적화에서는 목적함수를 차량승차감 평가지수의 표준편차로 정식화하였으며 차량승차감의 표준편차가 18.3 %로 개선된 결과를 얻었다. 최종적으로 도출된 강건최적해와 1단계 과정에서 얻어진 최적해를 비교해보면 최적화된 차량승차감 지수는 약 2 % 정도 악화되었으나 표준편차값은 약 18.3 % 개선되었다. 따라서 최적화된 차량 승차감의 성능 변화는 거의 없으면서도 강건성은 월등하게 개선되는 결과를 도출하였다.

후 기

연구는 2008년도 2단계 두뇌한국21사업에 의하여 지원되었습니다.

참 고 문 헌

(1) Kim, J. K., Hong, D. P. and Choi, M. Y., 2000, "The Nonlinear Simulation on the Selection of Suitable Suspension Considering Human Vibration," Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 10, No. 2, pp. 247~253.

(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) Kim, J. H., Park, J. M. And Lee, J. S., 2003, "Robust Optimization of Caliper Brake Disc Considering Tolerance," *Journal of the KSME, Part A*, Vol. 27, No. 6 pp. 905~913.

(4) International Organization for Standardization, ISO 2631-1, 1997, Evaluation of Human Exposure to Whole-body Vibration-part 1: General Requirements.

(5) 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*.

(6) Choi, D. H., 2005, "Statistical Tolerance Analysis and Modal Analysis of Multibody Systems," Hanyang University, Ph. D. Thesis.

(7) Park, G. J., Lee, T. H. and Hwang, K. H., 2006, "Robust Design: An Overview," *AIAA Journal*, Vol. 44, No. 1, pp. 181~191.

(8) Lee, K. H. and Park, K. J., 2005, "A Global Robust Optimization Using the Kriging Based Approximation Model," *Journal of the KSME, Part A*, Vol. 29, No. 9, pp. 1243~1252.

(9) Hong, K. J., Kim, M. S. and Choi, D. H., 2000, "Progressive Quadratic Approximation Method for Effective Constructing the Second-order Response Surface Model in the Large Scaled System Design," *Journal of the KSME, Part A*, Vol. 24, No. 12, pp. 3040~3052.

(10) Park, K. W. and Choi, D. H., 2004, "Optimal Design of a Heat Sink Using the Sequential Approximate Optimization Algorithm," *Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, Vol. 16, No. 12, pp. 1156~1166.