

제한조건 반응표면모델에 의한 자동차 시트의 강건최적설계

이 태 희*, 이 광 기**, 구 자 겸***, 이 광 순****

Robust Optimization of Automotive Seat by Using Constraint Response Surface Model

Tae Hee Lee, Kwangki Lee, Jakyum Koo and Kwang Soon Lee

Key Words : Robust Design(강건설계), Design of Experiments(실험계획법), Response Surface Model(반응표면모델), Feasibility Robustness(제한조건의 강건성)

Abstract

Design of experiments is utilized for exploring the design space and for building response surface models in order to facilitate the effective solution of multi-objective optimization problems. Response surface models provide an efficient means to rapidly model the trade-off among many conflicting goals. In robust design, it is important not only to achieve robust design objectives but also to maintain the robustness of design feasibility under the effects of variations, called uncertainties. However, the evaluation of feasibility robustness often needs a computationally intensive process. To reduce the computational burden associated with the probabilistic feasibility evaluation, the first-order Taylor series expansions are used to derive individual mean and variance of constraints. For robust design applications, these constraint response surface models are used efficiently and effectively to calculate variances of constraints due to uncertainties. Robust optimization of automotive seat is used to illustrate the approach.

기호설명

- Y: 응답변수 벡터 (출력)
- X: 정규화된 설계변수 벡터 (입력)
- β : 반응표면모델 반응계수
- x: 설계변수 벡터
- p: 시스템변수 벡터
- f: 목적함수
- g: 제한조건
- P: 확률
- Φ : 표준정규분포의 누적분포함수
- μ : 평균
- σ : 표준편차

1. 서 론

최근 들어 기계시스템 설계에 있어서 여러 가

지 최적화 기법을 적용하여 설계를 수행하려는 시도가 많아지고 있다. 특히 기계시스템의 정적 해석과 동적거동, 진동특성을 고려한 최적설계가 시스템설계에 있어서 중요한 문제로 부각 되고 있다. 이러한 기계시스템의 정특성과 동특성에 대한 최적설계를 위해서 정적 설계민감도 해석은 설계변수에 대한 정적 거동의 변화율을 계산하고, 동특성 설계민감도 해석은 설계변수에 대한 동적 응답 특성의 변화율을 계산하는 것으로 최적설계를 수행하는데 앞서 기본적인 설계 자료로 사용될 수 있다. 따라서 실제 설계 문제에 있어서 최적화 과정을 수행하기에 앞서 설계민감도 해석을 통해 기존 설계 해의 경향을 판단하거나 목적함수를 최적화하고, 구속조건을 만족할 수 있는 방향을 결정하기 위해 설계민감도 해석이 선행되어야 한다. 동특성 설계민감도 해석은 고유치문제로부터 출발하며, 고유치문제의 설계민감도 해석은 현재 많은 연구가 진행 중이며 특히 이태희⁽¹⁾ 등은 국부요소 행렬을 이용하여 상용 유한요소 프로그램인 ANSYS의 고유치 설계민감도 외부 모듈을 개발하

* 한양대학교 기계공학부
** 엔브이에이치코리아 (주)
*** 한일이화 (주)
**** 한양대학교 대학원 기계설계학과

고 이를 자동차 시트에 적용하여 설계민감도 해석의 정확성 및 유용성을 검증하였다.

또한 설계민감도 해석의 결과를 가지고 유한요소 해석과 같이 계산비용이 많이 들어가는 컴퓨터 해석 프로그램에 최적설계 프로그램을 바로 적용하는 것보다는 실험 및 공정 설계에서 많이 사용되어왔던 통계적인 방법인 실험계획법 (design of experiments)을^(2,3) 컴퓨터응용해석 (CAE : computer aided engineering)에 적용하여 통합 최적설계와 다중목적함수 최적설계와 같이 기존의 최적화 프로그램으로는 해석하기가 어려운 복잡한 다분야 연성문제 등의 분야에 적용하여 좋은 결과를 얻고있다.⁽⁴⁾ 일반적으로 다구찌 방법으로 더 잘 알려진 강건설계(robust design) 기법도 역시 컴퓨터응용해석에 성공적으로 응용되어 설계자에게 유용한 설계민감도 정보 및 최적설계의 해를 제공하고있다.

최적설계는 설계변수의 확률적 특성 관점에서는 확정론적 방법 (deterministic method)과 통계학적 방법 (stochastic method)으로 분류할 수 있으며 현재 대부분의 최적설계 방법은 확정론적 방법을 적용하고있다. 그러나 확정론적 방법에서는 설계변수나 시스템변수에 존재하는 불확실성에 의한 목적함수와 제한조건의 변동을 전혀 고려하지 못하기 때문에 최적설계 결과에 대한 신뢰성이 떨어질 수 있다. 반면에 통계학적 방법은 설계변수와 시스템변수의 변동이 목적 함수와 제한조건에 미치는 영향을 고려한다는 점에서 확정론적 방법보다 현실과 가까운 해석 결과를 얻을 수 있다. 설계변수의 변동은 부재의 치수나 형상에 발생하는 공차에 의한 변동이 주된 것이며 시스템변수의 변동으로는 항복 강도와 탄성계수 등과 같은 재료물성치의 변동, 시스템에 작용하는 하중과 같은 경계 조건의 변동 및 온도 및 습도와 같은 외부 환경에 의한 변동을 들 수 있다. 따라서 최적설계를 통해 얻어진 설계 값이 이러한 변동에 대하여 강건성을 가지려면 목적함수의 강건성 (objective robustness)과 제한조건의 강건성 (feasibility robustness)을 동시에 만족시켜야 한다. 목적 함수의 강건성은 설계변수와 시스템변수의 변동에 대하여 목적 함수의 최적 값의 변동이 민감하지 않는 것이며 제한조건의 강건성은 설계변수와 시스템변수의 변동에 대하여 제한조건을 위반하지 않고 제한조건의 가용영역에 존재하는 성질을 의미한다. 일반적으로 설계자들은 강건설계를 위해서 정밀한 공차, 높은 안전지수를 이용하여왔으나 이러한 방법들은 설계변수와 시스템변수의 변동 효

과를 줄이기 보다는 설계변수의 변동 자체를 줄이려고 했기 때문에 제품의 제작 비용의 증가를 야기시켜왔다. 최근에 이러한 단점을 보완하는 강건설계 방법론에 대한 연구가 활발히 진행되고있다. 지금까지의 강건 최적설계 연구들은 앞에 언급된 실험 계획적 방법 및 민감도 이용 방법으로 나누어 볼 수 있다. 실험 계획적 방법은 각 성능 함수를 수식적으로 구하기 어려울 때 통계적 방법을 이용하는 방법으로 이 분야의 대표적 방법은 실험 계획법에 기초한 반응표면방법 (response surface method)이며⁽⁵⁾ 강건 최적설계를 위한 분산은 정규 분포라는 가정 하에 반응표면모델에 일차 테일러 전개를 수행하여 근사적으로 구할 수 있다.

본 연구에서는 이태희⁽¹⁾ 등이 개발한 동특성 설계민감도 해석의 결과를 통하여 선별된 설계변수에 대하여 반응표면모델과 일차 테일러 전개에 의한 제한조건 근사모델을 결합하여 자동차 시트의 강건 최적설계를 수행한다.

2. 반응표면모델

2.1 자동차 시트 모델링

이태희⁽¹⁾ 등이 개발한 동특성 설계민감도 해석을 범용 구조해석 프로그램인 ANSYS⁽⁶⁾로 모델링된 자동차 시트에 적용하여 1 차 고유 진동수부터 4 차 고유 진동수에 대하여 가장 큰 민감도를 가지는 5 가지의 부재를 선별하였으며 Fig. 1 에 선별된 5 가지의 부재를 표시하였다.

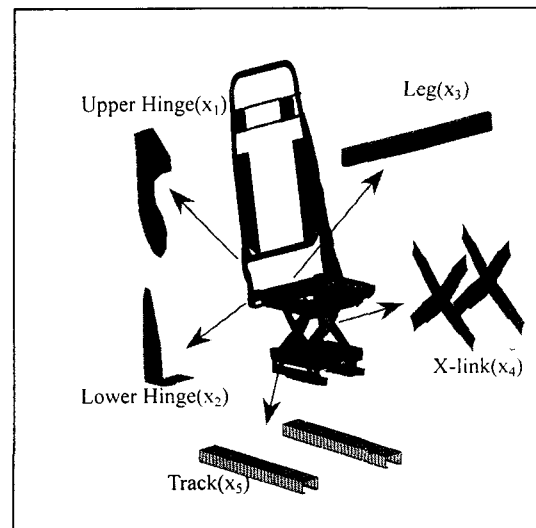
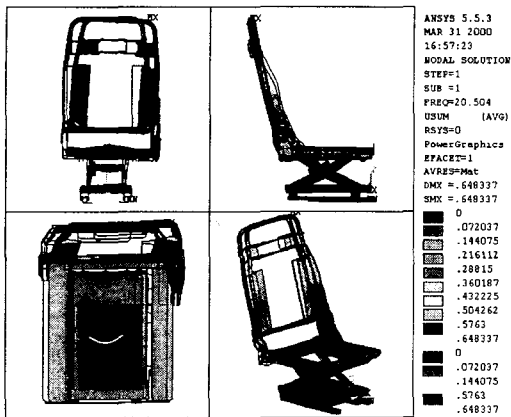


Fig. 1 Automotive seat model

Fig. 1의 5 가지 설계변수에 대한 응답변수로는 동특성 설계민감도 해석에 사용된 1 차부터 4 차까지의 고유진동수 4 가지(y_1 부터 y_4)와 시트의 총 중량 1 가지(y_5)를 포함한 5 가지로 선정하였다. 특히 자동차 시트의 강건 최적설계를 위하여 5 가지 설계변수의 공차를 정규분포로 고려하여 해석하였다. Fig. 2에 초기 설계 값에 대한 ANSYS 결과 중에서 1 차 고유진동수에 대한 진동모드를 도시하



였으며 1 차 고유 진동수의 값은 20.506 Hz 이다.

Fig. 2 1st natural frequency

2.2 중심합성 계획법에 의한 반응 표면 모델

Fig. 1의 자동차 시트 모델과 같이 설계변수가 5 개이고 ANSYS 출력이 5 개인 경우에 대하여 전산 실험계획을 수행하고 반응표면모델을 추정한다.^(7,8) 이때 설계변수는 다음의 식(1)을 이용하여 [-1, 1]의 영역으로 정규화 하여 사용한다.

$$X_i = \frac{x_i - \bar{x}_i}{c_i}, c_i = const. \quad (1)$$

여기서 \bar{x}_i 는 설계변수 x_i 의 평균값을 의미한다. 5 가지 설계변수에 대한 5 가지 응답들의 상관관계인 반응표면모델은 식 (2)와 같은 다항식의 반응 표면모델로 구성할 수 있다.

$$Y = X^T \beta + \varepsilon \quad (2)$$

여기서 $Y = [Y_i]$, $X = [X_i(X_j)]$ 이며, 식 (2)의 반응표면모델의 미지 계수 항인 $\beta = [\beta_i]$ 는 최소자승법(least square method)을 적용하여 다음 식 (3)과 같이 구한다.

$$L = \sum \varepsilon^2 = \sum (Y - X^T \beta)^T (Y - X^T \beta) \quad (3)$$

$$\frac{\partial L}{\partial \beta} = 0 \quad \therefore \beta = (X^T X)^{-1} X^T Y$$

따라서 식 (2)는 다음과 같다.

$$Y = X^T \beta + \varepsilon = X^T [(X^T X)^{-1} X^T Y_0] \quad (4)$$

여기서 Y_0 는 5 가지 ANSYS 응답변수를 의미한다.

식 (4)를 사용하여 2 차 항의 반응표면모델을 만들기 위한 ANSYS 해석 횟수는 5 개의 설계변수가 3 수준인 경우를 살펴보면 다원배치법 (full factorial)인 경우는 $3^5 = 243$ 회가 된다. 1 차 항의 선형설계를 수행한 후 2 차 항으로의 확장이 가능하여 순차적인 설계를 수행할 수 있어 가장 많이 적용되는 중심합성법 (central composite methods)을 적용하면 $2^5 + 2*5 + 1 = 43$ 회의 ANSYS 해석을 수행하여 반응표면모델을 만들 수 있다. 따라서 본 연구에서는 중심합성법을 적용하여 43 회 ANSYS 해석을 수행하여 반응표면모델을 구성한다.

다음 Fig. 3에 1 차 고유 진동수 반응표면모델 반응계수를 표시하였으며 반응계수를 민감도가 큰 순서로 배열하면 전체 설계영역에 대하여 x_4 (X-link)가 30%, x_2 (Lower Hinge)가 18%의 기여도를 갖는다는 것을 보여주며 설계자들은 반응표면모델을 통하여 얻는 설계영역에 대한 정보를 설계에 적용할 수 있다.

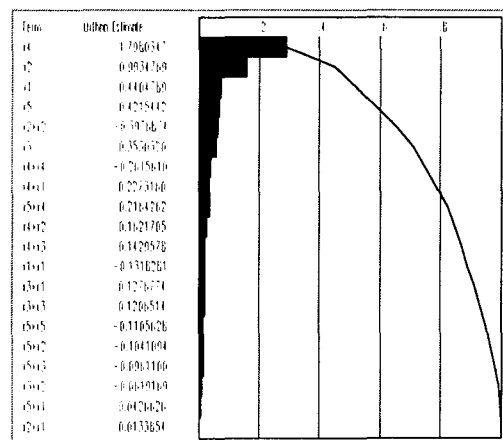


Fig. 3 Pareto plot of 1st natural frequency

위의 Fig. 3의 1 차 고유 진동수 반응표면모델을 포함한 5 가지 출력변수의 반응표면모델을 구성하여 모든 설계영역에 대한 민감도(기여도)를 분석하였으며 민감도 분석 결과 특히 1 차 고유 진동수가 20.506 Hz의 낮은 값을 가져 진동특성이 저하되기 때문에 총 중량이 증가하지 않는 범위 내에서 1 차 고유 진동수를 25 Hz 이상으로 올리는

것을 주요 개선방향으로 설정하였다.

3. 강건 최적설계

유한차원의 최적설계 문제는 목적함수 $f(\mathbf{x}, \mathbf{p})$ 와 제한조건 함수 $g_j(\mathbf{x}, \mathbf{p})$ 로 구성되며 다음과 같이 표현된다.⁽⁹⁾

$$\text{Minimize } f_i(\mathbf{x}, \mathbf{p}) \quad i = 1, 2, \dots, I \quad (5)$$

$$\text{Subject to } g_j(\mathbf{x}, \mathbf{p}) \geq 0 \quad j = 1, 2, \dots, J \quad (6)$$

$$\mathbf{x}_l \leq \mathbf{x} \leq \mathbf{x}_u \quad (7)$$

여기서, \mathbf{x} 는 n 개의 설계변수 벡터이고 \mathbf{p} 는 m 개의 시스템변수 벡터이고 I 는 목적함수의 개수를 J 는 제한조건의 개수를 의미한다. 위의 최적설계 문제를 풀어 얻은 최적설계 값, \mathbf{x}^* 는 서론에서 언급한대로 설계변수들의 변동을 고려하지 않은 확정론적 최적해이다. 그러나 설계변수나 시스템변수는 실제로는 변동이 있게 되어 식 (5)의 목적함수 값에 영향을 미쳐 어느 정도의 변동량을 유발하게 되며 역시 제한조건 값에도 변동량이 발생하여 제한조건을 위반하는 경우가 생길 수 있다. 특히 최적화를 진행함에 따라 설계가 제한조건의 극한값으로 접근해가기 때문에 보통의 가용설계보다 변동량도 더 커지고, 변동에 의해 제한조건을 위반할 확률도 커지게 된다. 이런 관점에서 설계의 최적화와 강건화는 서로 상반된 개념이며 이의 타협 점을 찾을 필요가 있다. 따라서 설계 과정에서 설계변수와 시스템 변수의 불확실성을 고려하여 최적화를 수행함으로써 목적함수의 변동량이 작으면서 초기에 설정된 제한조건을 항상 만족하는 강건한 최적 해를 구하는 것이 바람직하다.

3.1 목적함수의 강건성

설계변수나 시스템변수가 어떤 확률 분포를 갖게 되면 목적함수 값도 확률 분포를 갖게 되는데 강건 최적설계에서는 목적함수의 변동량을 작게 유지하면서도 목적함수의 평균 값이 주어진 목표 값을 얻을 수 있도록 해야 한다. 목적함수의 변동과 관련된 통계적인 양으로 분산과 기대 값을 고려해야 하며 설계변수와 시스템변수를 서로 독립인 확률변수로 가정하고 평균 μ_f 와 분산 σ_f^2 를 적분식과 기대 값으로 표현하면 다음과 같다.

$$\mu_f = \iint \dots \int f(\mathbf{x}) z_1(x_1) \dots z_1(x_1) \dots z_n(x_n) d\mathbf{x}$$

$$= E[f(\mathbf{x})] \quad (8)$$

$$\sigma_f^2 = \iint \dots \int \{f(\mathbf{x}) - \mu_f\}^2 z_1(x_1) \dots z_1(x_1) \dots z_n(x_n) d\mathbf{x} \\ = E[\{f(\mathbf{x}) - \mu_f\}^2] \quad (9)$$

여기서 $z_i(x_i)$ 는 설계변수 x_i 의 확률밀도함수(probabilistic density function)를 나타낸다. 그런데 평균, 분산값을 적분식 (8)과 (9)를 이용하여 정확히 적분해서 구한다는 것은 거의 불가능하기 때문에 평균 μ_f 와 분산 σ_f^2 를 구하는 일반적인 방법으로는 몬테칼로 모의실험 방법, 테일러 전개에 의한 근사 방법 및 실험계획적 방법 등이 있다. 몬테칼로 모의실험 방법은 가장 정확하게 목적함수의 분산을 계산할 수 있지만 많은 양의 계산 시간을 필요로 하기 때문에 테일러 전개에 의한 근사 방법 및 실험계획적 방법 등을 많이 적용하고 있다. 1차 테일러 전개를 이용해서 목적함수 $f(\mathbf{x}, \mathbf{p})$ 를 평균 설계 값 (μ_x, μ_p) 에서 근사화하고 식 (8)에 대입한 후 이차 이상의 항을 무시하면 목적함수의 평균 값은 식 (10)처럼 평균 설계 값에서의 목적함수 값으로 근사하여 구할 수 있다.

$$\mu_f \cong f(\mu_x, \mu_p) \quad (10)$$

$f(\mathbf{x}, \mathbf{p})$ 의 근사식과 식 (10)을 식 (9)에 대입하여 분산값을 근사화하면 다음과 같다.

$$\sigma_f^2 = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f_j}{\partial x_i} \right)_{\mu_x, \mu_p}^2 \sigma_{x_i}^2 + \sum_{i=1}^m \left(\frac{\partial f_j}{\partial p_i} \right)_{\mu_x, \mu_p}^2 \sigma_{p_i}^2 \quad (11)$$

따라서 목적함수에 대한 강건 최적설계는 다음 식 (12)와 같이 정의할 수 있다.

$$\min [\mu_f(\mathbf{x}, \mathbf{p}), \sigma_f(\mathbf{x}, \mathbf{p})] \quad (12)$$

3.2 제한조건의 강건성

설계 값들의 불확실성으로 인한 제한조건의 위반 확률은 설계자가 정의한 확률보다 커야 하며 확률 제한조건은 일반적으로 다음 식 (13)과 같이 정의한다.

$$P[g_j(\mathbf{x}, \mathbf{p}) \geq 0] \geq P_{oj} \quad j = 1, 2, \dots, J \quad (13)$$

여기서 P_{oj} 는 j 번째의 제한조건이 만족해야 할 요구 확률을 의미한다.

제한조건의 분산을 근사화하여 계산하는 방법 중에서 평균과 분산을 사용하는 모멘트 방법이 가장 널리 사용되고 있으며⁽⁹⁾ 제한조건이 정규분포 라면 다음 식 (14)로 표현된다.

$$P[g_j(\mathbf{x}, \mathbf{p}) \geq 0] \geq \Phi\left(\frac{\mu_{g_j}}{\sigma_{g_j}}\right) \quad j = 1, 2, \dots, J \quad (14)$$

여기서 Φ 는 표준정규분포의 누적밀도함수를 의미하며 제한조건은 식 (14)를 적용하여 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\mu_{g_j} - k_j \sigma_{g_j} \geq 0 \quad j = 1, 2, \dots, J \quad (15)$$

여기서 $k_j = \Phi^{-1}(p_{g_j})$ 이며 $\Phi^{-1}(p_{g_j})$ 는 표준정규분포의 누적밀도의 역함수를 의미한다. 만약 k_j 가 2 라면 p_{g_j} 는 0.9772 를 의미하고 k_j 가 3 이라면 p_{g_j} 는 0.9987 을 의미한다. 식 (15)에 식 (11)에서 구한 분산을 적용하면 확률 제한조건은 다음과 같이 표현된다.

$$g_j(\mu_{x_i}, \mu_p) - k_j \times \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial g_j}{\partial x_i}\right)_{\mu_{x_i}, \mu_p}^2 \sigma_{x_i}^2 + \sum_{i=1}^m \left(\frac{\partial g_j}{\partial p_i}\right)_{\mu_{x_i}, \mu_p}^2 \sigma_{p_i}^2} \geq 0 \quad (16)$$

4. 자동차 시트 강건 최적설계

4.1 제한조건 반응표면모델

자동차 시트의 강건설계는 2.2 절의 분석 결과 1 차 고유 진동수가 20.506 Hz 의 낮은 값을 가져 진동특성이 저하되기 때문에 총 중량이 증가하지 않는 범위 내에서 1 차 고유 진동수를 25 Hz 이상으로 향상시키는 것을 주요 개선방향으로 설정하여 다음과 같이 수식화 하였다.

$$\begin{aligned} & \text{Minimize } [\mu_{y_5}(\mathbf{x}, \mathbf{p}), \sigma_{y_5}(\mathbf{x}, \mathbf{p})] \\ & \text{Subject to} \end{aligned} \quad (17)$$

$$g_j(\mu_{y_1}) - 2.58 \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial g_j}{\partial x_i}\right)_{\mu_x}^2 \sigma_{x_i}^2} \geq g_j(\mu_{y_1})_T$$

여기서 y_5 는 총 중량 응답변수, y_1 은 1 차 고유 진동수 응답변수를 의미하며 2.58 은 1 차 고유 진동수가 최소한 0.995 의 제한조건 확률을 만족해야 한다는 것을 의미하며 $g_j(\mu_{y_1})_T$ 는 1 차 고유 진동수 확률변수의 목표 값을 나타내며 1 차 고유 진동수가 25 Hz 이상 되어야 한다는 것을 의미한다.

식 (17)을 2.2 절에서 구한 반응표면모델에 적용하면 Fig. 4 와 같이 제한조건 반응표면모델을 구성하여 설계 영역에서의 변화를 살펴볼 수 있다.

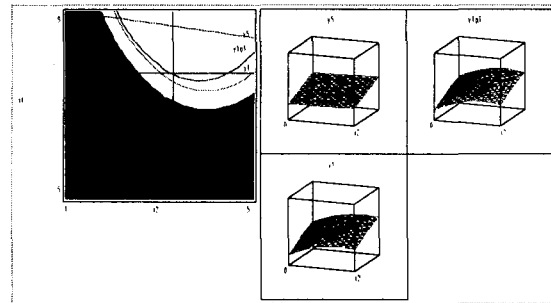


Fig. 4 Constraint response surface model

Fig. 4 는 왼쪽에는 x_2 (Lower Hinge)와 x_4 (X-link) 영역에서 제한조건 반응표면모델 (2 차 곡선)과 목적함수 반응표면모델 (직선)의 경향을 등고선 선도로 보여주며 오른쪽은 y_5 (총중량)와 y_1 (1 차 고유 진동수)의 반응표면모델을 3 차원 선도로 보여주고 있다.

4.2 강건 최적설계

식 (17)을 적용하여 최적설계를 수행한 결과 총 중량은 초기 설계 값과 비교하여 0.9 kg 이 증가하였지만 1 차 고유 진동수는 평균이 25.159 이고 표준편차가 0.05 로서 3 σ 영역은 25.0452 로서 제한조건인 25 Hz 이상이 되는 확률을 0.9987 이상 만족하는 좋은 결과를 얻었다.

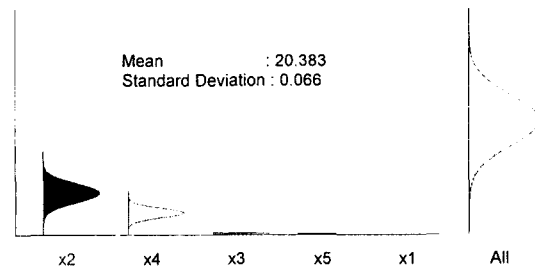


Fig. 5 Initial tolerance sensitivity

위의 Fig. 5 에는 1 차 고유 진동수 y_1 에 대한 초기 설계의 평균과 공차 민감도 값을 표시하였다 초기 설계 값인 경우에 x_2 (Lower Hinge)와 x_4 (X-link)에 대한 공차 민감도가 상대적으로 크게 설정되어있는 것을 알 수 있으며 이것은 x_2 와 x_4 의 변화에 따라 1 차 고유 진동수 y_1 의 변화가 크게 발생한다는 것을 의미하며 강건 최적설계를 수행하지 않았기 때문에 발생한 문제이며 이 초기 설계 값에서 y_1 의 분산을 줄이기 위하여 공차를 줄이는 것은 많은 개선 비용이 들게 된다.

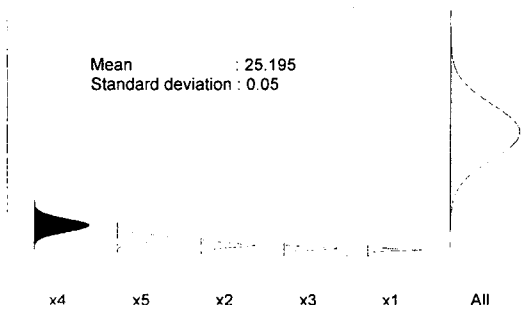


Fig. 6 Optimal tolerance sensitivity

Fig. 6 에는 최적 설계의 평균과 공차 민감도 값을 표시하였다. 분산을 최소화하는 강건 최적설계를 수행한 결과 전체적인 설계변수에 대한 민감도가 균일하게 분포되는 것을 Fig. 6 에서 알 수 있으며 이것은 목적함수와 제한조건의 강건성을 고려한 강건 최적설계에 의한 결과를 보여준다.

마지막으로 반응표면모형을 통하여 구한 최적설계 값을 ANSYS 로 확인 해석을 수행한 1 차 고유진동수의 결과는 Fig. 7 과 같으며 ANSYS 와 반응표면모형의 결과가 0.2%의 차이가 나며 거의 반응표면모형과 일치한다고 말할 수 있다.

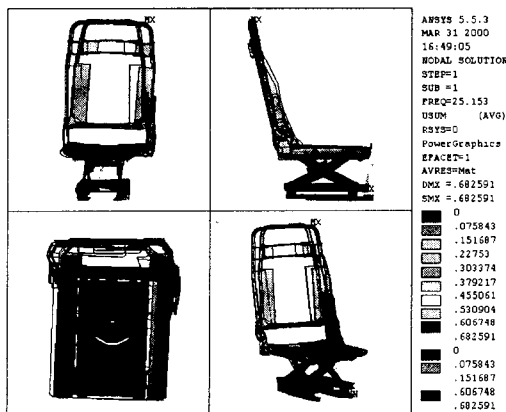


Fig. 7 Optimal 1st natural frequency

5. 결론

반응표면모형과 모우멘트 방법을 적용하여 생성된 제한조건 반응표면모형을 적용하여 자동차 시트의 강건 최적설계를 수행하였으며 실제 현장에서 일어날 수 있는 여러 가지 불확실성으로 인한 영향을 줄이기 위해 설계 단계에서 불확실성을

고려할 수 있는 손쉬운 강건 최적설계 방법을 제안하였다. 제안된 강건 최적설계 방법은 목적함수와 제한조건의 반응표면모형을 구성하고 모멘트 방법을 적용하여 확률 제한조건도 반응표면모형으로 구성된 후에 강건 최적설계를 수행하는 방법으로 자동차 시트의 강건 최적설계에 적용한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 확률 제한조건을 반응표면모형으로 구성하면 설계영역에서 확률 제한조건의 민감도를 등고선도와 3 차원선도를 사용하여 손쉽게 분석할 수 있다.
- 2) 제한조건 반응표면모형을 구성하면 강건 최적설계 문제를 반응표면모형에 의한 다중목적함수 문제로 손쉽게 변환하여 풀 수 있다.
- 3) 목적함수 및 제한조건의 평균과 분산의 반응표면모형을 이미 구성하였기 때문에 강건설계를 포함한 통합설계를 수행하는 과정에서 많은 시간과 노력을 줄일 수 있다.

참고문헌

- (1) 이태희, 이광순, 전인기, 박현민, 최재민, 1999, "국부요소행렬을 이용한 고유치 설계민감도 해석용 ANSYS 외부 모듈 개발," 대한기계학회 추계학술대회, A, pp. 1123 ~ 1127.
- (2) Myers, Montgomery, 1995, *Response Surface Methodology - Process and Product Optimization Using Designed Experiments*, John Wiley & Sons, New York.
- (3) 박성현, 1998, 회귀분석, 민영사.
- (4) 이태희, 이광기, 구자점, 2000 "D-Optimal 반응표면모형에 의한 새시 프레임 최적설계", 대한기계논문집 A, Vol. 24, pp. 894~899.
- (5) Chen, W., Allen, J. K., Tsui, K. L. and Mistree, F., 1996, "A Procedure for Robust Design: Minimizing Variations Caused by Noise Factors and Control Factors", *Journal of Mechanical Design*, Vol. 118, 478~485.
- (6) ANSYS Inc., 1999, *ANSYS User's Guide ver. 5.5*
- (7) Engineous Software Inc., 1999, *iSIGHT User's Guide*.
- (8) SAS Institute Inc., 1999, *JMP User's Guide*.
- (9) Parkinson, A., Sorensen, C., and Pourhassan, 1993, "A General Approach for Robust Optimal design", *Transaction of the ASME*, Vol. 115, pp. 74 ~ 80.