

차량 서브프레임의 진동특성에 미치는 주요 설계변수 공차의 영향 분석

김 범 석¹⁾ · 김 봉 수²⁾ · 유 흥 희^{*3)}

한양대학교 기계공학과¹⁾ · 현대자동차 연구개발총괄본부²⁾ · 한양대학교 기계공학부³⁾

Analysis of the Tolerance Effects of Main Design Parameters on the Vibration Characteristics of a Vehicle Sub-frame

Bumsuk Kim¹⁾ · Bongsoo Kim²⁾ · Honghee Yoo^{*3)}

¹⁾Department of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

²⁾Hyundai Motor Company, 772-1 Jangdeok-dong, Hwaseong-si, Gyeonggi 445-706, Korea

³⁾School of Mechanical Engineering, Hanyang University, Seoul 133-791, Korea

(Received 7 January 2008 / Accepted 1 February 2008)

Abstract : In the design process of an automobile part, several analysis methods are usually utilized to evaluate the performance of the part. However, most automobile design engineers do not directly utilize CAE (Computer Aided Engineering) tools since specific skills are required to obtain practical results. Moreover, CAE requires a huge amount of computation time and cost. In order to resolve these problems, a new design approach named First Order Analysis (FOA) technique has been proposed. In this paper, the FOA technique is employed to design a vehicle sub-frame. An equivalent model of the vehicle sub-frame which only consists of beam elements is proposed and the modal properties obtained with the model are compared to those obtained with a full scale finite element model. The effect of some parameter tolerances on the modal characteristics of the vehicle sub-frame is investigated by employing the FOA equivalent model.

Key words : Vehicle sub-frame(차량 서브프레임), Tolerance analysis(공차해석), FOA equivalent model(FOA 등가 모델), Vibration characteristics(진동특성)

1. 서 론

실제 차량 설계 과정에서는 제품의 성능을 예측하기 위하여 보통 유한요소 모델을 기초로 하는 수치적 방법을 사용하고 있다. 이는 구조물의 개선에 있어서 시험만을 의존하였을 때 발생하는 시간 소요와 비용을 절감할 수 있을 뿐만 아니라 다양한 개선안에 대한 검토와 최적화 기법 등에 활용할 수 있기 때문이다. 하지만 CAE 방법으로 정확한 결과를 도출하기 위해서는 능숙한 기술을 가진 설계자에 의한 설계 및 해석이 필요하며, 또한 많은 시간과 노

력, 그리고 비용이 발생하게 된다. 이러한 CAE 기술의 단점을 보완하기 위하여 새로운 개념의 설계 방법인 FOA 기법^{1,2)}이 개발되었다. FOA 기법은 제품 디자인 초기 단계에서 제품의 성능을 미리 예측하기 위해 사용되는 방법이다. 주요 부품의 형상을 실제로 제작해 보지 않더라도 간단한 등가모델을 기초로 전체 시스템의 동적 특성을 예측할 수 있는 장점을 지니고 있다.

본 논문에서는 FOA 기법을 차량 서브프레임 설계에 적용하였다. 서브프레임의 초기 설계 단계에서 미리 완성된 제품의 동적 특성이나 NVH 특성을 개선할 수 있는 방안을 마련하기 위하여 서브프레

*Corresponding author, E-mail: hhyoo@hanyang.ac.kr

입 설계에 FOA 기법을 적용하였다. 서브프레임의 각 프레임을 간단한 보 요소로 증가화 시킨 후 유한 요소 모델과의 진동특성을 비교하여 유효성을 검증하였다. 또한, 서브프레임의 레이아웃이나 엔진, 로어암 마운트 등의 최적 위치 등이 초기 설계단계에서 고려되어야 하기 때문에 이들의 공차가 서브프레임의 진동 특성에 미치는 영향을 살펴보았다.

2. FOA 등가모델 구성

대부분의 준중형 차량 이상에서는 우물 정(井)자형 프런트 서브프레임(Fr-subframe)을 적용하고 있다. 프런트 서브프레임은 기본적으로 서스펜션, 로어암 등과 같은 사시 구조물의 견고한 지지, 엔진의 롤 억제, 충돌성능의 개선 등의 기능적인 역할을 하고 있다. 또한, 서브프레임은 자동차에서 가장 중요한 소음, 진동의 원인이 되는 엔진 변속기 시스템을 지지하고 있는 부품이다. 서브프레임은 3점에서 파워트레인과 연결되어 있고, 8점에서 차체와 휠&타이어가 연결되어 있기 때문에 엔진 변속기 시스템의 진동이 차체로 전달되는 가장 중요한 경로이다. 실제로 서브프레임은 많은 실험과 설계변경으로 엔진이나 도로의 가진이 차체에 최소로 전달 되도록 최적화되는 부품이다.

프런트 서브프레임은 크게 차체와의 조립시 물리적 접촉을 하는 네 개의 원통형 지지부로 구성된다. Fig. 1은 본 논문에 사용된 우물 정(井)자형 프런트 서브프레임의 유한요소 모델이다. 유한요소 모델은 실제 서브프레임의 실험결과(모드 특성 비교)를 통해 해석의 유효성이 검증되었다. 해석의 경계조건은 서브프레임의 기본 동적 특성을 평가할 수 있도록 자유 경계조건으로 설정하였다.

FOA 기법을 이용하여 실제 서브프레임의 동특성을 구현하기 위하여 보 요소(beam element)를 사용한 등가모델을 구성하였다.³⁾ 우물 정(井)자형 프런트 서브프레임은 프런트, 리어 엔진 마운트를 제외하면 좌우 대칭형 구조물이다. 따라서 Fig. 2와 같이 실제 서브프레임의 유한요소 모델을 좌우 대칭의 7개의 단면 총 14개의 영역으로 나눈 후 각 단면의 면적 및 면적 관성모멘트, 전단계수 등을 추출하여 등가모델 구성에 사용하였다. 그리고 유한요소 모델

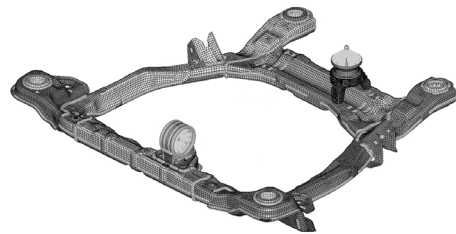


Fig. 1 Finite element model of sub-frame

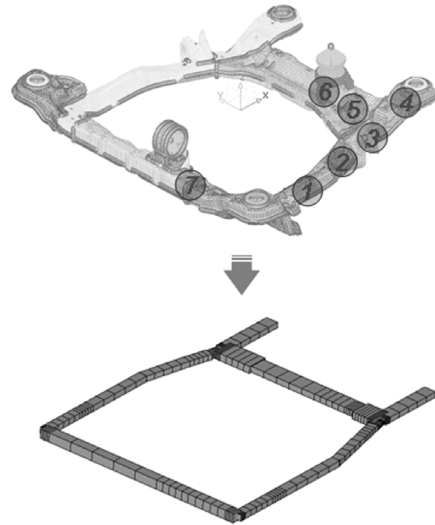


Fig. 2 FOA equivalent model of sub-frame

의 각 프레임의 치수와 재료 물성치들을 전체 등가 모델에 동일하게 사용하였다. 엔진 마운트와 로어암 마운트의 영향을 고려하기 위하여 별도로 정의된 마운트의 물성치와 부착 위치를 정의하였다.

3. FOA 등가모델의 검증

3.1 운동방정식

보 요소로 구성된 등가모델의 유효성을 알아보기 위하여 등가모델의 진동특성을 실제 서브프레임의 유한요소 모델의 해석결과(고유진동수와 고유모드, 그리고 주파수응답함수)와 비교·검증하였다.

등가모델을 구성하기 위하여 사용된 보 요소는 Fig. 3과 같이 요소당 12개의 자유도를 갖는 3차원 요소이다. 12개의 자유도는 각 노드당 3방향 병진과 회전 운동의 총 6자유도로 구성된다.

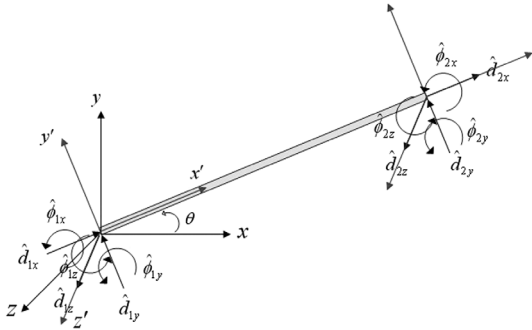


Fig. 3 Three dimensional beam element model

3차원 공간에서 임의의 방향에 위치한 보 요소에 대한 요소 강성행렬은 다음과 같다.

$$\hat{\mathbf{k}}^e = \begin{bmatrix} \hat{\mathbf{K}}_{11} & \hat{\mathbf{K}}_{12} \\ \hat{\mathbf{K}}_{21} & \hat{\mathbf{K}}_{22} \end{bmatrix} \quad (1)$$

여기서 서브 매트릭스 $\hat{\mathbf{K}}_{ij}$ 는 임의의 평면위에 있는 보의 굽힘 강성행렬, 축 강성행렬 그리고 회전 강성행렬이 중첩법에 의해 직접 결합되어 있는 6x6 행렬이다. 각 요소들을 구성하는 식에는 전단 보정 계수가 포함되어 있어서 임의의 방향에 대한 전단의 영향도 강성행렬로부터 고려되었다.

다음으로 임의의 보 요소에 대한 요소 질량행렬은 다음과 같다.

$$\hat{\mathbf{m}}^e = \iiint_V \rho \mathbf{N}^T \mathbf{N} dV \quad (2)$$

본 논문에서는 강성행렬을 구할 때 사용된 것과 동일한 형상함수를 사용하는 일관 질량행렬을 이용하였다.

위에서 얻어진 질량·강성행렬을 이용하여 운동 방정식을 구성하면 다음과 같다.

$$\mathbf{M} \{ \ddot{\mathbf{d}} \} + \mathbf{K} \{ \mathbf{d} \} = \{ \mathbf{F}(t) \} \quad (3)$$

식 (3)을 이용하여 모드해석과 주파수 응답해석을 수행하였다.

3.2 등가모델의 유효성 검증

등가모델과 유한요소 모델의 적합성을 검증하기 위하여 고유진동수와 모드형상 그리고 FRF 해석⁴⁾ 결과를 비교하였다.

Table 1 Comparison of natural frequencies between FOA equivalent model and finite element model

MODE	등가모델 (Hz)	상세 FE 모델 (Hz)	오차 (%)
1	61.19	67.39	9.2
2	125.78	122.72	2.5
3	162.94	160.97	1.2
4	186.78	174.87	6.8
5	225.95	208.16	8.5
6	241.33	219.96	9.7
7	256.75	260.00	1.3

우선 모드특성 중 하나인 고유진동수 해석 결과를 비교하였다. 앞에서 구한 질량·강성 행렬을 이용하여 등가모델에 대한 모드해석을 수행하였다. 6개 강체 모드의 고유진동수를 제외하고 순서대로 도출되는 7개의 고유진동수를 유한요소 모델의 해석 결과와 서로 비교하였다. Table 1의 결과와 같이 등가모델의 고유진동수는 모드형상을 유지하면서 유한요소 모델의 모드해석 결과와 약 10% 이내로 일치하는 결과를 보이고 있다. Fig. 4는 저차 세 개의 모드형상 결과를 비교한 것으로 각 모드 형상의 주요 특징은 FOA 등가모델로 구현되고 있음을 알 수 있다.

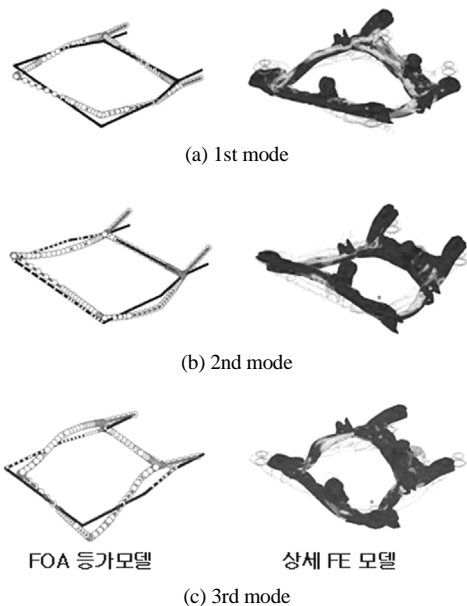


Fig. 4 Comparison of mode shapes between FOA equivalent model and finite element model

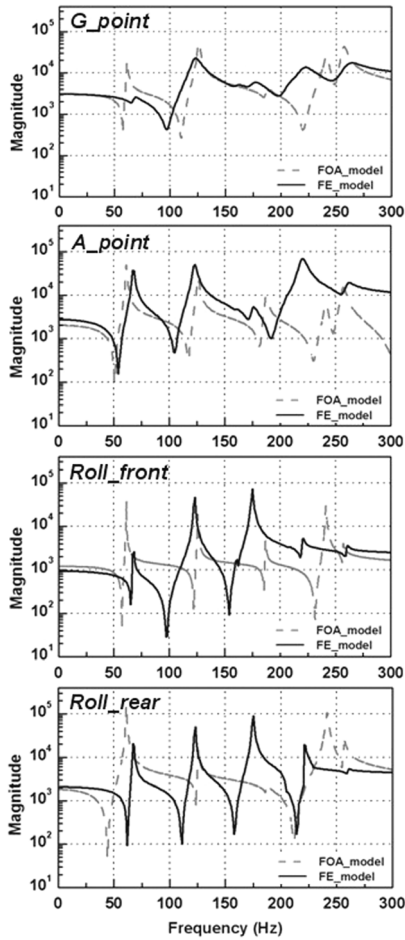


Fig. 5 Comparison of FRF results between FOA equivalent model and finite element model

Fig. 5는 등가모델과 유한요소 모델의 입/출력점 변화에 따른 주파수 응답함수의 해석 결과를 보여 주고 있다. 300Hz의 주파수 영역까지 해석을 수행 하였으며, 로어암 마운트 A, G점과 RF/RR 엔진 마운트에서의 수직방향 입력에 대한 출력을 도출하여 비교하였다. 피크치가 발생하는 주파수는 모드해석의 결과와 같이 10% 이내에서 일치하고 있고 전체 적인 응답의 크기도 근사적으로 동일한 경향을 보이고 있다.

4. 공차해석

등가모델에 대한 유효성을 검증함으로써 유한요소 모델 대신 보 요소로 구성된 등가모델만으로도

진동해석이나 공차해석이 가능하게 되었다. 한편, 서브프레임의 레이아웃이나 엔진, 로어암 마운트 등의 최적 위치 등은 초기 설계단계에서 고려되어야 한다. 그러므로 주요 설계변수들의 공차가 서브프레임의 진동 특성에 미치는 영향을 살펴보았다.

4.1 민감도 해석

비감쇠 시스템에서 고유치 문제⁵⁾는 다음과 같이 정의된다.

$$\hat{\mathbf{K}}\phi_j = \lambda_j \hat{\mathbf{M}}\phi_j \quad (4)$$

여기서 ϕ_j 와 λ_j 는 각각 정규화된 모드벡터와 고유치이다.

식 (4)를 설계변수 b 에 대해 미분하면 다음과 같다.

$$(\hat{\mathbf{K}} - \lambda_j \hat{\mathbf{M}}) \frac{\partial \phi_j}{\partial b} = -\left(\frac{\partial \hat{\mathbf{K}}}{\partial b} - \lambda_j \frac{\partial \hat{\mathbf{M}}}{\partial b}\right) \phi_j + \frac{\partial \lambda_j}{\partial b} \hat{\mathbf{M}}\phi_j \quad (5)$$

식 (5)의 양변에 ϕ_j^T 를 곱하면 식 (4)와 정규화조건($\phi_j^T \hat{\mathbf{K}}\phi_j = 1$)에 의해 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$\frac{\partial \lambda_j}{\partial b} = \phi_j^T \left(\frac{\partial \hat{\mathbf{K}}}{\partial b} - \lambda_j \frac{\partial \hat{\mathbf{M}}}{\partial b}\right) \phi_j \quad (6)$$

따라서 고유진동수의 민감도 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial \omega_{n_j}}{\partial b} = \frac{1}{2\omega_{n_j}} \phi_j^T \left(\frac{\partial \hat{\mathbf{K}}}{\partial b} - \lambda_j \frac{\partial \hat{\mathbf{M}}}{\partial b}\right) \phi_j \quad (7)$$

한편, 주파수 응답함수는 다음과 같이 리셉턴스 행렬로 나타낼 수 있다.

$$\alpha(\omega) = \sum_{i=1}^n \left[\frac{\mathbf{u}_i \mathbf{u}_i^T}{(\omega_i^2 - \omega^2) + (2\xi_i \omega, \omega)_j} \right] \quad (8)$$

$\alpha(\omega)$ 는 행렬이기 때문에 입출력의 비로써 나타낼 수는 없으나 $\alpha(\omega)$ 의 각 성분은 전달함수이다.

$$\frac{\mathbf{u}_s}{\mathbf{f}_r} = [\alpha(\omega)]_{sr} = \mathbf{H}_{sr}(\omega) \quad (9)$$

여기서 $\mathbf{H}_{sr}(\omega)$ 은 점 r에서의 입력과 점 s에서의

응답의 전달함수이다.

설계변수 b 에 대한 주파수 응답함수의 크기에 대한 민감도 전방 유한차분법(forward finite difference method)을 이용하여 수치적으로 구하였다. 그리고 유한차분법을 위한 설계변수의 섭동양은 0.01%로 하였다.

4.2 공차해석

고유진동수와 주파수 응답함수의 민감도 방정식을 다음과 같이 정의하였다.

$$S_{\omega_n} = \frac{d\omega_{n,j}}{db}, \quad S_H = \frac{d|H_{sr}(\omega)|}{db} \quad (10)$$

설계변수의 표본(sample)이 정규분포(normal distribution)를 따르고 확률변수가 99.73%의 신뢰구간을 갖는 경우의 분산⁶⁾은 다음과 같다.

$$\sigma^2 = \frac{1}{9} S^2 T^2 \quad (11)$$

여기서 T 는 설계변수 b 의 공차를 σ 는 표준편차(standard deviation)를 나타낸다.

4.3 공차해석 결과

Fig. 6은 다양한 설계변수들의 공차에 의한 고유진동수의 공차해석 결과를 나타낸 것이다. 로어암 마운트 A, G점과 RF/RR 엔진 마운트가 현재 설계되어 있는 기준 위치에서 각각 1~10%의 공차를 가질 때 강제 모드를 제외한 첫 번째 고유진동수에 대한 표준편차의 변화를 살펴보았다. 이 때 공차는 사이드 프레임의 전체길이에 대한 위치의 변화율로 각 설계변수에 대해 동일하게 정의하였다.

그림에서 보듯이 고유진동수의 변화에 미치는 설계인자들의 공차에 의한 영향이 서로 다른 것을 알 수 있다. 로어암 마운트 G점 위치의 공차가 고유진동수 변화에 가장 큰 영향을 미치는 것을 확인할 수 있다. 다음으로 서브프레임의 레이아웃, 즉 사이드 프레임과 크로스 프레임의 길이의 공차에 대한 고유진동수의 표준편차의 변화를 살펴보았다. 사이드·크로스 프레임의 길이 공차의 영향은 로어암·엔진 마운트 위치의 공차에 의한 영향보다 상대적으로 아주 큰 것을 알 수 있다.

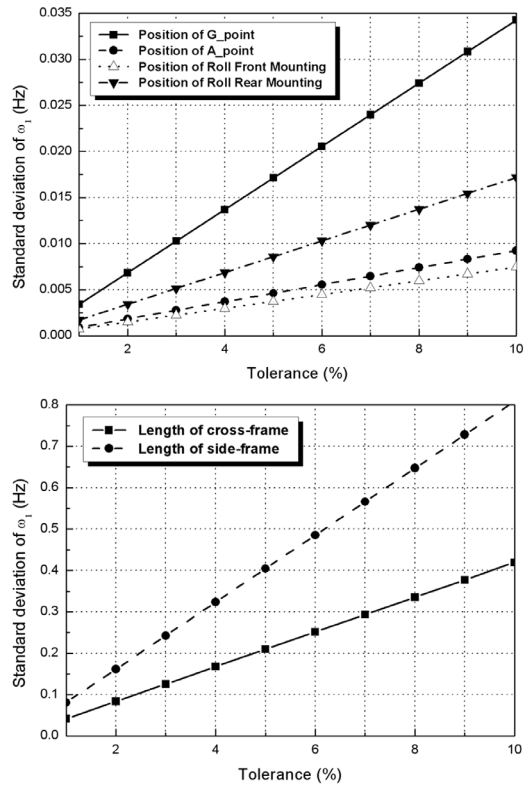


Fig. 6 Tolerance analysis for 1st natural frequency

Fig. 7은 로어암·엔진 마운트 위치와 사이드·크로스 프레임의 길이에 각각 1~10%의 공차가 주어졌을 때 주파수 응답함수의 크기에 대한 표준편차의 변화를 나타낸 것이다. 주파수 응답함수의 크기는 400Hz의 주파수 대역에서 비교하였으며, 다른 주파수 대역에서도 동일한 결과를 보이고 있다. 마운트의 위치 중에서는 리어 엔진 마운트 위치의 공차에 의한 영향이 가장 큰 것을 알 수 있고, 고유진동수에 대한 공차해석 결과와 마찬가지로 레이아웃 크기의 공차에 의한 영향이 상대적으로 매우 큰 것을 확인할 수 있다.

5. 결론

본 논문에서는 차량의 서브프레임에 대해 FOA 기법을 적용하여 등가모델을 구성하고 설계의 유효성을 검증한 후 서브프레임의 진동 특성에 미치는 설계 인자들의 공차에 의한 영향을 분석하였다.

1) 보 요소로 구성된 등가모델은 서브프레임의 유

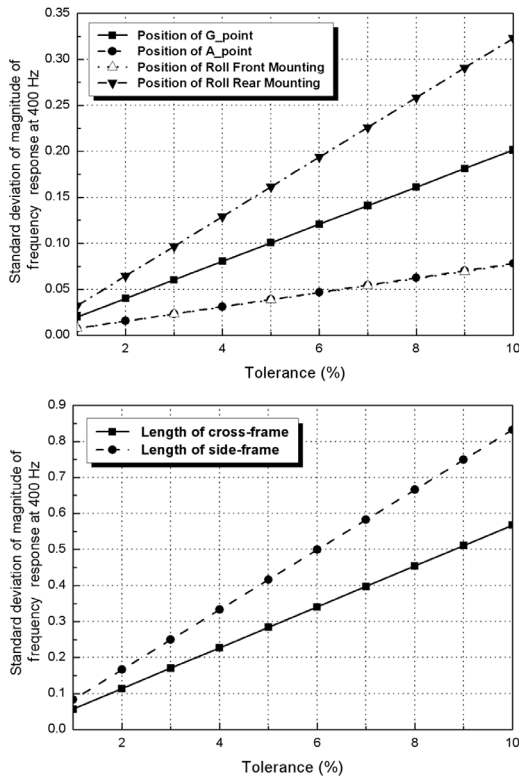


Fig. 7 Tolerance analysis for frequency response

한요소 모델과의 진동특성 해석 결과를 비교해 봄으로써 설계 적용의 유효성이 검증되었고, 실제 개념설계 단계에서 서브프레임의 레이아웃이나 마운트 위치 등을 대략적으로 예측하고 선정하는데 활용할 수 있다.

- 2) 등가모델을 통해 공차해석을 수행한 결과 서브프레임 전체 레이아웃의 공차가 진동특성에 미치는 영향이 마운트의 위치에 비해 상대적으로 더 컸으며, 마운트 위치의 경우 로어암 마운트 G

점 위치의 공차는 고유진동수의 변화에 많은 영향을 주었고, RR 엔진 마운트 위치의 공차는 주파수 응답함수의 크기에 큰 영향을 미쳤다.

후 기

이 연구는 2008 2단계 두뇌한국 21사업과 현대자동차의 연구비 지원으로 수행되었습니다.

References

- 1) H., Nishigaki, S., Nishiwaki, T., Amago and N., Kikuchi, "First Order Analysis for Automotive Body Structure Design," ASME DETC, 2000/DAC-14533, 2000.
- 2) N. Toshiaki, N. Hidekazu and T. Yasuaki, "First Order Analysis for Automotive Body Structure Design - Noise and Vibration Analysis Applied to a Subframe," SAE 2004-01-1661, 2004.
- 3) D. C. Lee, S. H. Lee and C. S. Han, "A Design on the Chassis Frame of Passenger Car using Beam and Spring Elements," Transactions of KSAE, Vol.7, No.9, pp.89-96, 1999.
- 4) D. J. Ewins, Modal Testing : Theory and Practice, Research Studies Press, pp.19-85, 1984.
- 5) I. W. Lee and G. H. Jung, "An Efficient Algebraic Method for Computation of Natural Frequency and Mode Shape Sensitivities : Part 1, Distinct Natural Frequencies," Computers and Structures, Vol.62, pp.429-435, 1997.
- 6) D. H. Choi, Statistical Tolerance Analysis and Modal Analysis of Multi-body Systems, Han-yang University, Ph. D. Dissertation, 2005.