

체결부 등가모델 개발 및 확률기반 정/동특성 연구

Equivalent Model Development of Fastened Joint and Probabilistic Analysis of Static/Dynamic Characteristics of Structures

강 광 진* · 원 준 호** · 최 주 호***

Kang, Kwang-Jin · Won, Jun-Ho · Choi, Joo-Ho

요 약

구조물에서의 소음은 일반적으로 볼트, 스냅, 힌지, 용접 등과 같은 체결부에서 발생한다. 이러한 소음을 정확히 예측하기 위해서는 구조물이 갖는 실제적인 동적특성(고유진동수, 주파수응답함수) 해석기술이 필수적으로 선행되어야 한다. 그러나 현재의 동적특성 해석기술은 체결부 특성을 무시하거나 많은 시간을 수반되는 상세모델을 적용하여 해석한다. 본 연구에서는 간단한 요소를 사용하여 체결부 상세모델을 대체할 수 있는 등가모델 개발을 수행하였고 실제모델과의 비교를 통해 타당성을 검증하였다. 또한, Monte-Carlo Simulation(MCS)을 사용하여 구조물의 확률기반 해석을 수행하였다.

keywords : 확률해석, 체결체, 소음, 동해석

1. 서 론

최근 산업계에서는 감성품질이 제품의 선진화, 고급화를 위한 중요한 이슈로 떠오르고 있다. 감성품질이란 사람의 오감을 통해 느끼는 품질을 의미하는 것으로 BSR(Buzz, Squeak & Rattle)을 감성품질의 대표적인 예로 들 수 있다. BSR이란 제품에 발생하는 간섭 및 마찰에 의한 소음을 통칭하는 용어로써, 최근 복잡한 제품 디자인, 폴리머계열 소재의 사용 등으로 인해 그 발생빈도가 증가하는 추세이다. 특히, 자동차 시장의 경우 전기차동차의 대중화를 앞둔 시점이기에, 엔진소음 감소에 따른 BSR의 심각성이 상대적으로 대두되고 있는 실정이다. 따라서 설계 초기단계에 적용할 수 있는 BSR 예측기술 개발이 매우 시급한 실정이다.

이러한 BSR예측기술의 개발을 위해서는 구조물이 갖는 실제적인 동적특성에 대한 해석기술이 필수적으로 개발되어야 한다. 그러나 현재의 동적특성 해석기술은 체결부 특성을 무시하거나 많은 시간을 수반되는 상세모델을 적용하여 해석한다. 그리고 대상 구조물에 비해 상대적으로 작은 체결부의 크기로 인해 유한요소해석 시 부득이하게 체결구조물의 크기에 맞춰 요소의 크기가 작아질 수밖에 없다. 이는 모델링과 해석에 많은 시간과 비용의 소모를 유발시킨다. 게다가 구조물을 구성하고 있는 체결부를 포함한 부품들의 재료 및 치수 산포를 고려한 확률기반 동특성 해석을 실시 할 경우에는 문제는 더욱 심각해진다.

본 연구에서는 위와 같은 문제점을 해결하기 위해 모델 생성 및 구성이 간단하면서도 실제 체결부가 포함된 구조물의 거동을 정확히 모사할 수 있는 효과적인 체결부 대체모델(이하 등가모델)을 개발하고, 등가모델의 타당성을 입증한다. 그리고 체결부가 포함된 구조물에 대하여 재료의 산포 및 공차 등으로 인한 동적특성의 확률분포를 계산하는 효율적인 방법을 제시한다.

* 학생회원 · 한국항공대학교 항공우주 및 기계공학부 석사과정 kangkj22@nate.com

** 학생회원 · 한국항공대학교 항공우주 및 기계공학부 박사과정 openworldsm@gmail.com

*** 정회원 · 한국항공대학교 항공우주 및 기계공학부 교수 jhchoi@kau.ac.kr

2. 볼트체결부 등가모델 개발 및 검증

볼트체결부가 포함된 구조물의 거동해석을 위해서는 체결부에 작용하는 예압(Pretension), 접촉부의 마찰 등을 고려해야하며, 실제 이러한 점들을 고려한 해석 시 모델링이 복잡해지는 문제와 해석시간이 길어지는 단점, 그리고 비선형 거동으로 인한 수렴성을 보장할 수 없는 문제가 발생한다. 따라서 본 장에서는 상세모델과 동일한 체결력을 유지하고 정적/동적거동이 동일하며, 모델구성 및 해석시간을 감소시킬 수 있는 볼트 체결부 등가모델을 개발하고 상세모델과 비교하여 그 타당성을 입증한다.

2.1. 볼트 체결부 등가모델

볼트몸통에 해당하는 부분은 상세모델의 경우 솔리드요소를 이용하여 몸통의 강성을 표현하지만, 등가모델의 경우 빔요소로 대체하여 볼트몸통의 강성을 표현한다. 또한, 볼트머리와 너트에 의해 체결되어지는 부분 역시 상세모델의 경우솔리드요소를 사용하는 반면, 등가모델은 링크 혹은 빔요소(그림 1(b)의 A)로 대체하고, 그 중심을 볼트 몸통을 의미하는 빔요소(그림 1(b)의 B)의 양 끝단과 연결한다. 멤버(피체결체)간 접촉부가 압축되는 효과는 멤버와 동일한 강성의 링크요소(그림 1(b)의 C)로 연결하는 방법을 사용한다.

$$\alpha \Delta T = \epsilon_0 \quad (1)$$

$$\delta_s = \frac{F_s L_s}{E_s A_s} = \frac{F_s}{k_s}, \quad \delta_p = \frac{F_p L_p}{E_p A_p} = \frac{F_p}{k_p}, \quad \delta_i = \delta_s + \delta_p = \left(\frac{1}{k_s} + \frac{1}{k_p} \right) F_{pretension}, \quad F_{pretension} = F_s = F_p \quad (2)$$

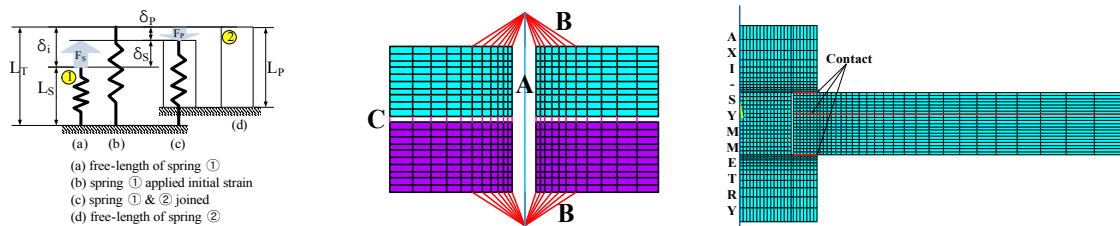
$$\epsilon_0 = \frac{\delta_i}{L_s} = \frac{\delta_i}{(L_T - \delta_i)} = \frac{(k_s + k_p) F_{pretension}}{L_T k_s k_p - (k_s + k_p) F_{pretension}} \quad (3)$$

$$k_{pi} = \frac{P}{\delta} = \frac{\pi E d \tan \alpha}{\ln \frac{(2t \tan \alpha + D - d)(D + d)}{(2t \tan \alpha + D + d)(D - d)}}, \quad k_p = \left(\sum_i^n \frac{1}{k_{pi}} \right)^{-1} \quad (4)$$

2.2. 체결부 예압 적용 방법

실제 체결 시 작용하는 체결력을 등가모델에 구현하기 위해서는 볼트 몸통부에 1. 가상의 압축 초기변형률을 부과하는 방법과, 2. 가상의 열팽창계수와 가상의 온도차를 부과하여 식(1)과 같이 변형률을 결정하는 방법이 있다. 실제 볼트 체결 시 작용하는 예압의 경우 실제 모델에서는 토크렌치 등을 이용해 즉각 측정이 가능하지만, 이를 유한요소해석에 구현하기 위해서는 그림 1의 (c)와 같은 정적평형 상태의 변형량을 계산할 필요가 있다. 그림 1 (a)는 볼트가 멤버를 체결하고 있는 상황을 개념적으로 표현한 것으로 ①로 표현된 스프링이 예압을 받은 볼트에 해당하며, ②가 압축력을 받는 멤버에 해당한다.

식(2)와 식(3)은 볼트와 멤버 각각의 강성을 알고 있을 때 정적평형상태의 변형량과 예압을 계산하는 방법이다. 본 연구에서는 볼트몸통이 솔리드요소인 경우 식(1)의 방법으로 멤버의 초기변형률을 결정해 주었고, 등가모델의 경우에는 볼트몸통에 해당하는 빔요소에 직접 $\epsilon_0 = \delta_i / L_s$ 를 적용해 주었다. 볼트몸통이 솔리드인 경우는 보통 열팽창계수를 단위 값 $\alpha = 1[m/\Delta T]$ 로 고정하고 온도차만을 제어하여 초기변형률을 정의한다. 그림 2(a)는 볼트몸통부의 온도차가 -0.01일 때의 볼트와 상, 하판의 응력분포를 나타낸 것이다. 동일한 모델



(a) 예압의 개념도 (b) 볼트체결부 등가모델의 구성도 (c) 볼트 체결부 상세 유한요소모델

그림 1 예압의 개념과 볼트 체결부 등가·상세모델의 구성도



(a) 상세모델 (b) 등가모델 (c) 접촉부위와 원추형의 정의

그림 2 볼트 체결부의 응력구배, 접촉부위와 원추형의 정의



그림 3 볼트체결부 상세모델, 등가모델 및 실제모델



그림 4 볼트체결부 실제모델, 상세모델 및 등가모델의 반력 비교(1)

에 대하여 등가모델을 적용하여 해석을 실시한 결과 또한 동일한 결과(그림 2(a),(b))를 구할 수 있었다. 실제 볼트/너트 사이에 위치한 멤버가 1장이 아닌 물성이 틀린 복수개가 존재할 때에는 그림 2(a)과 같이 원추형(cone frustum) 응력구배를 형성하는데 이러한 현상을 고려하기 위해 Shigley와 Micshke가 제시한 식(4)를 활용한다. 식(4)의 α 는 Shigley와 Micshke의 연구결과에 따라 30° 로 가정하고 k_p 를 계산, 그림 2(c)와 같이 상/하판의 접촉부위를 산정 후 그림 1(b)의 C와 같이 범요소를 삽입한다.

2.3. 정적특성 검증

제안된 등가모델을 상세모델과 실제모델에 비교하기 위하여 체결체 우측 끝단 10mm 지점에 10, 25, 40mm의 변위를 적용하여 반력을 측정하였다. 마찬가지로 60mm 지점에서 10, 20, 30mm의 변위를 적용하여 반력을 측정하였다. 이를 위해 사용된 모델은 그림 3과 같다. 시험 시 측정된 결과는 그림 4와 같으며 가장 큰 오차는 15% 정도로 나타났는데 이는 실제모델의 데이터 측정에 있어서 유효숫자가 $10^{-1}N$ 이며 측정된 반력은 $1\sim 2N$ 정도로 작기 때문에 오차율이 크게 나타난 것이지 실제 데이터들은 유효숫자 내에서는 대부분 일치함을 보였다.

2.4. 동적특성 검증

제안된 등가모델의 동적특성을 구하기 위해 모드해석을 통하여 $0\sim 120Hz$ 까지의 모드형상(그림 5(a), (b)) 및 고유진동수를 구하고 MAC value(그림 5(c))를 통하여 객관성을 검증하였다. 상세모델의 경우는 그림 2(b)와 같이 원추형 응력구배를 형성하는 구간을 접합하여 모드해석을 수행하였다. 그림 5(c)의 결과를 살펴보면 MAC value의 값은 0.9 이상으로 높은 일치도를 보였지만 Frequency Error(%)가 높은 것을 볼 수 있는데 이것은 ABS에서 나타나는 고유진동수가 저주파 대역에서 나타나기 때문에 주파수 차이가 조금만 커져도 큰 오차를 보임을 알 수 있다.

3. 볼트체결부 등가모델의 확률기반해석

볼트체결부에서 발생하는 각종 산포들에 의해 나타나는 특성치의 산포를 정량화하기 위해 앞에서 제시한 등가모델에 Monte Carlo Simulation을 적용하여 항목 별 2000개의 샘플을 추출하였다. 볼트체결부에서 발생하는 불확정성에 대한 정보는 cov가 0.01인 정규분포로 가정하였으며, 그 값은 그림 6과 같다.

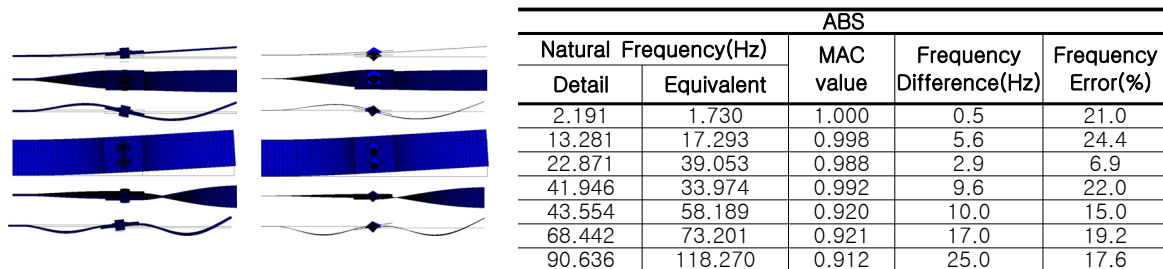
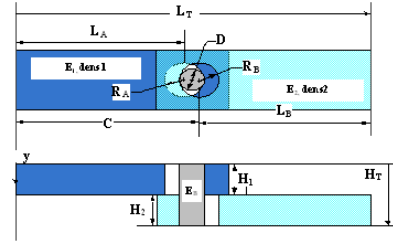


그림 5 상세모델과 등가모델의 모드 형상 비교

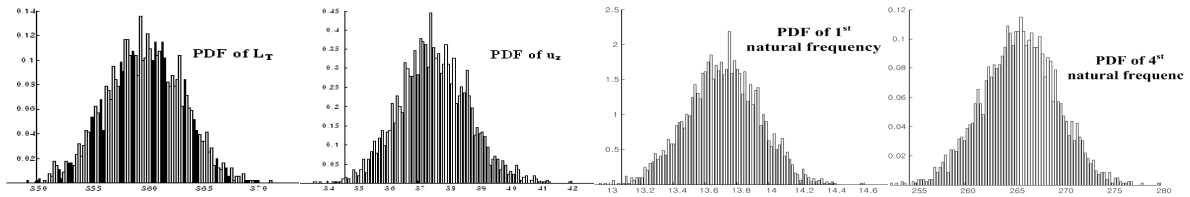
| 확률 변수 | 분포 | 확률 변수 | 분포 |
|-------|-------------------|-------|-----------------|
| L_A | $N(180.0, 1.8)$ | H_1 | $N(3.0, 0.03)$ |
| L_B | $N(180.0, 1.8)$ | H_2 | $N(4.5, 0.045)$ |
| R_A | $N(6.25, 0.0625)$ | E_1 | $N(200.0, 2.0)$ |
| R_B | $N(6.25, 0.0625)$ | E_2 | $N(200.0, 2.0)$ |
| D | $N(6.0, 0.06)$ | Dens1 | $N(1e-6, 1e-8)$ |
| E_B | $N(300.0, 3.0)$ | Dens2 | $N(1e-6, 1e-8)$ |

(a) 치수 및 물성의 산포



(b) 볼트 체결부의 형상

그림 6 볼트체결부 치수, 물성의 산포 및 형상

(a) L_T 의 PDF

(b) 끝단 처짐의 PDF

(c) 1st 고유진동수

(d) 4th고유진동수

그림 7 볼트 체결부 MCS 결과

그림 7(a)의 산포에 의해 볼트체결부에 발생하는 치수산포는 크게 두께($H_T = H_1 + H_2$)와 길이($L_T = C + L_B$)를 예로 들 수 있다. 최종두께의 경우 평균이 7, 표준편차가 $\sqrt{0.03^2 + 0.045^2}$ 의 정규분포임을 쉽게 알 수 있는 반면, 최종길이의 경우는 각 치수의 산포와 볼트 직경에 따라 겹침 길이에 대한 제한이 발생한다. 각 경우에 대한 제한조건은 식(5)에 나타내었으며 MCS 수행 시 위 조건의 만족 여부에 따라 샘플의 채택 여부를 결정하였다. 그 결과 최종길이 L_T 는 그림 7(a)과 같이 평균이 359.90이고, 표준편차가 3.42인 분포를 나타내었다.

$$(L_A + R_A) - (C - R_B) \geq D, (C - R_B) - (L_A + R_A) \geq D \quad (5)$$

등가모델 우측 끝 단에 곱힘 하중을 적용 한 후 볼트체결부 및 상하판의 탄성계수와 치수의 산포를 고려한 MCS를 수행, 2000개의 샘플로부터 그림 7(b)의 결과를 구했으며, 이 과정 동안 소모된 시간은 2320초(약 39분)으로 접촉해석 1회를 실시하는데 걸린 시간 2025초(약 33분)와 유사했다. 볼트체결부의 각종 산포들을 이용한 정하중 해석 과정 시 상, 하판의 밀도의 산포를 추가 적용하여 모드해석의 실시한 결과 중 1st, 4th고유진동수의 분포를 그림 7(c),(d)에 나타내었다.

4. 결론

본 연구를 통해 상세모델을 대체할 수 있는 등가모델을 개발하였고 정/동특성 해석에 사용될 수 있음을 보였다. 또한 긴 시간을 요구하는 확률분석 해석에 대한 가능성을 제시하였다. 앞으로의 연구방향은 실제모델과의 동적특성 정합에 대한 연구를 수행할 예정이며 기하공차 및 동적특성을 고려한 확률해석방법에 대한 연구를 진행 할 예정이다.

감사의 글

본 연구는 지식경제부(MKE, Korea)가 지원하는 산업원천기술개발사업(과제번호: 10037360)에 의해 수행되었고 이에 감사를 표합니다

참고문헌

- Michael. Guo. and Shujath. Ali. (2006) Study on Simplified finite Element Simulation Approaches of Fastened Joints, *SAE 2006-01-1268*.
- Shigley, J. E., Mischke, C.R. (1989) Mechanical Engineering Design, 5th edition, McGraw-Hill, Co.
- Jeong Kim (2007) Finite element analysis and modeling of structure with bolted joints, *Applied Mathematical Modelling*(31), pp. 895~911.
- Chase, K. W. and W. H. Greenwood. (1988) Design Issues in Mechanical Tolerance Analysis, *Manufacturing Review, ASME, Vol. 1, No. 1, pp. 50~59*.