

설계 민감도 해석을 활용한 피로 손상도 예측방법

Fatigue Damage Prediction Using Design Sensitivity Analysis

김 찬 중† · 이 봉 현* · 전 현 철** · 조 현 호** · 강 연 준***

Chan-Jung Kim, Bong-Hyun Lee, Hyun-Cheol Jeon, Hyeon-Ho Jo and Yeon June Kang

(2011년 9월 19일 접수 ; 2011년 12월 15일 심사완료)

Key Words : Design Sensitivity Analysis(설계 민감도 해석), Vibration Fatigue Prediction(피로 손상도 예측), Transmissibility(전달률), Linear Elastic System(선형 탄성 시스템), Uni-axial Vibration Test(단축 진동 시험)

ABSTRACT

It was previously suggested the design sensitivity analysis based on transmissibility function to identify the most sensitive response location over a small design modification. On the other hand, energy isoclines were used to predict the fatigue damage with acceleration response only. Both of previous studies commonly tackle the engineering problem using the acceleration response alone such that it may be possible to investigate the relationship between sensitivity analysis and accumulated fatigue damage. In this paper, it is suggested the novel method of vibration fatigue prediction using design sensitivity analysis to enhance the accuracy of predicted accumulated fatigue. Uni-axial vibration testing is performed with a simple notched specimen and the prediction of fatigue damage is conducted using accelerations measured at different locations. It can be concluded that the accuracy of predicted fatigue damage is proportional to the sensitivity index of the responsible location.

기 호 설 명

a_i : i 절점에서의 가속도 응답 성분
 \bar{a}_i : 가속도 a_i 의 크기
 b : 시편의 S-N 선도 기울기
 $V_{i,c}$: V_i 와 \dot{V}_i 사이의 상대오차
 D_i : $\bar{\sigma}_i$ 에 따른 절점 i 의 피로 손상도

Δ_{V_i} : i 절점 전달률 크기의 미소 변화
 Δ_{θ_i} : i 절점 전달률 위상의 미소 변화
 E_i : 가속도 a_i 성분의 에너지 값
 $e^{j\theta_i}$: V_i 의 위상
 κ : 에너지 등고선
 ω_i : 가속도 a_i 의 단일 주파수 성분
 $\frac{S}{\sigma_i \sigma_i}$: i 절점에서의 응력 성분 자기상관함수
 $S_{a_i a_i}$: i 절점에서의 가속도 성분 자기상관함수
 S_0 : 시편의 S-N 선도 응력 절편
 $\bar{\sigma}_i$: i 절점에서의 응력 성분
 $T_{(i)(i+1)}$: 절점 $i, i+1$ 사이의 전달률
 T_1 : 가속도 a_i 의 지속 시간
 ϕ_i : 가속도 a_i 의 위상
 V_i : $T_{(i-1)(i)}$ 와 $T_{(i)(i+1)}$ 사이의 곱

† 교신저자; 정회원, 자동차부품연구원
E-mail : cjkim@katech.re.kr
Tel : (041)559-3124, Fax : (041)559-3340
* 정회원, 자동차부품연구원 ICE/EV구동융합연구소
** 서울대학교 기계항공공학부 대학원
*** 정회원, 서울대학교 기계항공공학부(정밀기계공동연구소)
이 논문의 일부는 2011년 추계 소음진동 학술대회에서 발표되었음.

- \bar{V}_i : V_i 의 크기
- \dot{V}_i : i 절점 미소변화에 의한 변화된 V_i
- N : 분해 가능한 주파수 개수
- ξ_i : ω_i 성분, 단위 크기의 가속도 에너지
- z_i : i 절점 전달률 미소변화의 복소수 표현
- $\|H_{m,i}\|$: 응력과 가속도 사이의 전달함수 크기

1. 서 론

가속도 데이터는 고주파의 진동성분을 측정하는데 일반적으로 사용되는 물리량으로써, 측정이 용이하고 측정자의 숙련도에 따른 데이터 오차가 비교적 작다. 특히, 가진 하중이 주어지면 선형 탄성 시스템을 식별할 수 있기 때문에 동적 거동을 비교적 정확하게 예측할 수 있다. 일반적인 기계 시스템에서 가진 정보를 얻어내지 못하는 경우가 많기 때문에 가속도 데이터만을 활용한 진동 전달률 기반의 동특성 해석 연구가 계속되었다. 저자들의 일부는 가속도 응답 정보를 활용한 선형 시스템의 설계 민감도 해석 기법을 제안하였다⁽¹⁻³⁾. 반면 내구 관점에서는 가속도 데이터 자체가 응력 정보를 제공하지 못하기 때문에 초기 크랙을 검출하는 등 일부 분야에 한정되어 활용되었다⁽⁴⁻⁶⁾. 또한 저자들의 일부는 가속도와 관심 부분에서의 응력 간의 선형 관계를 활용한 에너지 등고선 기법을 도입하여 측정된 가속도 데이터 기반의 피로 손상도 예측 방법론을 제안하였다^(3,6-8).

이 연구에서는 공통적으로 가속도 데이터를 활용하는 설계 민감도 해석과 피로 손상도 예측 방법론 사이의 상관관계를 규명하는 것을 목적으로 하였다. 노치가 있는 간단한 시편에 대해 단축가진 시험을 수행하여 다수의 응답 가속도를 획득하였으며, 서로 다른 위치에서의 설계 민감도 해석을 수행하였다. 또한 각 측정 위치에서의 가속도 데이터를 활용하여 취약 노치 부위의 피로 손상도를 예측하였다. 동일 취약 부위에 대해 스트레인게이지 센서를 활용하여 실제의 피로 손상도를 계측하였으며, 이 피로 손상도를 가속도 데이터 기반의 예측 값과 비교함으로써 측정 위치의 민감도와 피로 손상도 예측 정확도의 상관관계를 평가하였다.

2. 단축 진동 시험을 통한 선형 탄성 시편의 가속도 데이터 및 취약부위 변형을 계측

노치가 있는 선형 시편에 대한 서로 다른 위치에 서의 가속도 데이터를 획득하기 위해 단축 진동 시험을 수행하였다. Fig. 1의 단순 시편은 S45C 재질로 가공된 단순 시편으로써, 중앙 부분에 노치 부분을 설계함으로써 인위적으로 취약 부위를 예측 가능한 부분에서 발생하도록 설계하였다. 그림과 같이 6개 절점에 대해 주방향 가속도를 측정할 수 있는 가속도 센서를 부착하여 실시간으로 시편의 진동 데이터를 계측하였다. 반대 방향으로는 스트레인게이지 센서를 부착함으로써 서로 다른 3부분에 대해 응력 값을 얻어내었다. 사용된 스트레인게이지 및 가속도 센서는 모두 진동 시편 대비 1/20 미만의 질량이기 때문에 질량에 의한 시편의 동특성의 영향은 없는 것으로 가정하였다. 또한 절점 1에 가까운 끝 지점을 직사각형 지그들로 단단히 고정한 다음 스팅거(stinger)를 활용하여 지그 중앙 부분을 가진하는

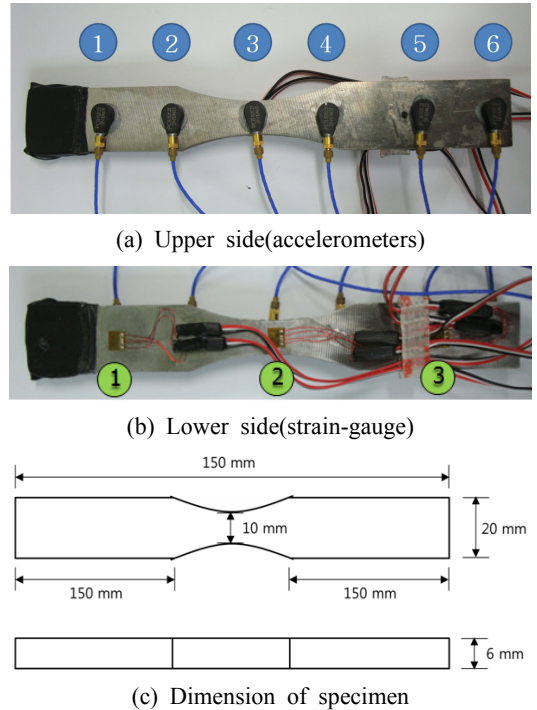


Fig. 1 Configuration of specimen and attaching sensor location

Table 1 Experimental modal result of a simple specimen

Mode	Frequency	Shape
1	71	Bending
2	651	Bending
3	2,051	Bending

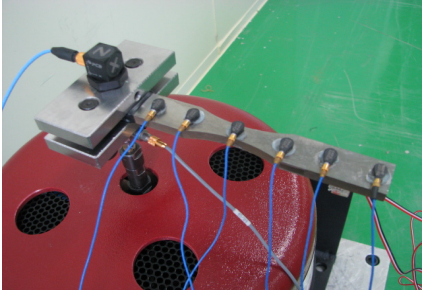


Fig. 2 Configuration of a uni-axial vibration testing

시스템을 구성하였다. DAQ장비는 n-Code社의 e-DAQ 장비를 활용하였으며, 스팅거 부근에 로드셀 (force transducer)을 부착하여 하중 데이터를 계속하였다. 스트레인 게이지는 HBM社의 K-XY33-3/350 제품을 활용하였으며, 단축 가속도계는 PCB社의 352C22 제품을 사용하였다.

이 진동 시험에 활용된 시편은 2500 Hz 이내에 3개의 공진점을 보유하고 있으며, Table 1은 시편의 공진점 및 모드 형상을 정리한 것이다. 이 공진점 및 모드형상은 Fig. 2와 같이, 시편을 스팅거에 고정된 상태에서 임팩트 해머로 고정시그를 가진한 다음 Fig. 1(a)의 6개의 서로 다른 가속도 데이터를 획득하여 분석한 모달시험 결과이다.

시편의 공진점을 고려하여 가진 주파수 대역을 20 Hz에서 2000 Hz의 넓은 대역으로 선정하였으며, 가진 파형은 랜덤 노이즈 형태로 가진을 주었다. 가진되는 동안 Fig. 1(a)의 가속도 데이터 및 Fig. 1(b)의 응력 정보를 동시에 계속하였다.

3. 진동 전달률 기반 설계 민감도 해석

3.1 설계 민감도 해석 이론

선형 시스템 내부의 단일 절점은 주변 절점들 간의 관계로부터 진동 전달률을 계산할 수 있으며 수식적으로 크기와 위상을 가지는 복소수로 표현이

가능하다. 진동 전달률은 서로 다른 2개 절점에 대한 응답의 비로써, 무차원이며 변위, 속도, 가속도가 일반적으로 사용될 수 있는데, 이 논문에서는 가속도 데이터를 활용하였다. 1차원 시스템에서 내부의 i 번째 절점과 인접한 $i-1, i+1$ 절점들이 존재할 때, i 절점과 연관된 진동 전달률은 $T_{(i-1),(i)}$ 와 $T_{(i),(i+1)}$ 로 각각 표현할 수 있으며, 절점 i 에 연관된 2개의 진동 전달률의 곱을 식 (1)의 V_i 로 표현할 수 있다. 즉, V_i 는 i 절점과 서로 인접한 $i-1, i+1$ 사이의 진동 전달률로 정의된다. V_i 를 복소수 형태로 표현할 경우 식 (2)와 같이 크기와 위상으로 표현이 가능하다^(1,8).

$$V_i = T_{(i-1),(i)} \times T_{(i),(i+1)} \quad (1)$$

$$V_i = \overline{V}_i e^{j\theta_i} \quad (2)$$

시스템의 동적 특성이 변경될 경우 시스템의 응답 특성이 달라지기 때문에 절점 i 와 연관된 진동 전달률도 변한다. 변화된 시스템에서의 V_i 를 식 (3)과 같이 표현할 경우 절점 i 에서의 진동 전달률 변화율인 $V_{i,e}$ 는 식 (4)와 같이 표현 가능하다.

$$\dot{V}_i = (V_i + \Delta V_i) e^{j(\theta_i + \Delta\theta_i)} \quad (3)$$

$$V_{i,e} = \frac{\dot{V}_i - V_i}{V_i} = \frac{(\overline{V}_i + \Delta V_i)}{\overline{V}_i} e^{j\Delta\theta_i} \quad (4)$$

여기서, $\Delta V_{i,e}$, $\Delta\theta_{i,e}$ 는 절점 i 에서의 동특성 변화에 따른 진동 전달률 V_i 의 크기 및 위상의 변화를 각각 나타낸 것이다. 절점 i 에서의 동적 변화가 미소인 경우, 진동 전달률의 미소 변화는 $\Delta V_{i,e} e^{j\Delta\theta_{i,e}} (= z_i)$ 으로 표현이 가능하며 식 (4)의 $V_{i,e}$ 는 시스템의 미소 변화에 대해 식 (5)의 미분 관계식을 가진다^(1,8).

$$\begin{aligned} & \frac{d(V_{i,e})}{dz_i} \\ &= \lim_{\Delta V_{i,e} \rightarrow 0} \left[\frac{1}{e^{j\theta_i}} \frac{\partial}{\partial \Delta V_{i,e}} \left(\frac{(\overline{V}_i + \Delta V_i)}{\overline{V}_i} e^{j\Delta\theta_{i,e}} - 1 \right) \right] \\ &= \frac{1}{\overline{V}_i} \end{aligned} \quad (5)$$

식 (5)의 미분 결과로부터 절점 i 에서 시스템 변화에 따른 진동 전달률의 변화량은 V_i 크기에 반비례하는 관계식을 도출함을 알 수 있다. 민감도가 진동 전달률의 미소 변화에 대한 해당 절점의 진동 전달률의 변화량일고 정의할 때, 식 (5)는 진동 전달률과 관련된 절점 i 에서의 민감도를 표현한 것이다. 따라서 각 절점에 대해 동일한 미소 동특성의 변화가 가능할 경우 전달률의 크기가 작은 절점에서 기여도가 상대적으로 높다고 판단할 수 있다.

3.2 단순 시편의 설계 민감도 해석

계측된 시편의 서로 다른 6개 지점에 대한 가속도 데이터를 활용하여 민감도 해석을 진행하였다. 가속도 데이터를 활용하여 인접한 절점간의 진동 전달률을 계산한 다음, 식 (5)를 활용하여 각 절점의 민감도를 계산하여 Fig. 2에 도시하였다.

Fig. 2를 통해 절점의 민감도는 주파수에 따라 상이한 결과를 보여줌을 알 수 있다. ‘1차 모드’는 절점의 번호가 증가함에 따라 민감도도 비례적으로 증가하였으며, ‘2차 모드’에서는 #6의 민감도가 가장

큰 반면 #4는 가장 낮은 민감도 값을 도출하였다. 따라서 #6 절점은 2개의 공진 주파수에서 공통적으로 동특성의 미소 변화에 대해 응답 특성의 변화가 많으며, #4 절점의 경우 2차 공진 모드에서 미소 변화에 대해 응답 특성의 변화가 가장 둔감함을 예측할 수 있다.

4. 에너지 등고선 기반 피로 손상도 예측

4.1 에너지 등고선 기반 피로 손상도 예측 이론

단일 주파수 가진에 따라 i 절점에서 발생하는 가속도 성분(평균값은 없다고 가정)은 식 (6)으로 표현할 수 있다.

$$a_i(t) = \bar{a}_i \cos(\omega_1 t + \phi) \quad (6)$$

여기서, \bar{a}_i 와 ω_1 는 진동 입력 점에서의 입력 진폭 및 주파수를 각각 나타내며, ϕ 는 시간 지연이다. 만약 대상 시스템이 주어진 가진 조건에서 연성 모드를 가진다면 입력 가진점과 취약 부위의 관계는 주파수 전달 함수로부터 유추할 수 있으며 식 (7)로 표현하였다.

$$S_{\sigma\sigma_i}(\omega_1) = \|H_{m,i}(\omega_1)\|^2 S_{a_i}(\omega_1) \quad (7)$$

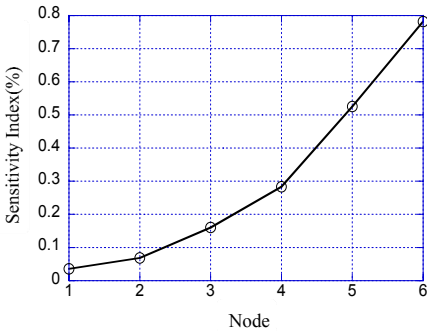
여기서, S_{aa} 및 $S_{\sigma\sigma}$ 는 가속도 및 응력에 대한 자기 상관함수의 주파수 표현이다. 진동에 의거하여 발생된 피로 손상도는 Miner의 법칙에 의해 선형적으로 표현할 수 있으며, 취약 부위의 응력이 $\sigma_i(\omega_1)$ 라고 가정하며 식 (8)로 표현된다^(3,7,8).

$$D_i(T_1) = \frac{\omega_1 T_1}{(S_0)^{-(1/b)}} \frac{1}{\sigma_i(\omega_1)^{-(1/b)}} \quad (8)$$

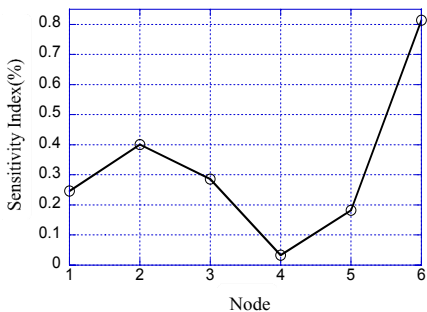
여기서, b 와 S_0 는 각각 S-N 선도에 관련된 기울기 및 응력 절편을 각각 나타내며, 시편이 S45C 재료를 사용하였기 때문에 -0.0806, 664.5의 값을 각각 계산 과정에 활용하였다. 식 (7)의 조건을 활용하면 응력 크기($\bar{\sigma}$)는 식 (9)로 표현된다.

$$\bar{\sigma}_i(\omega_1) = \|H_{m,i}(\omega_1)\| \bar{a}_i(\omega_1) \quad (9)$$

식 (8)과 식 (9)를 활용하면 피로 손상도는 식 (10)



(a) Mode 1(71 Hz)



(b) Mode 2(651 Hz)

Fig. 2 Result of design sensitivity analysis

으로 표현된다.

$$D_i(T_1) = \frac{\omega_1 T_1}{(S_0 \bar{a}_i)^{-(1/b)}} \|H_{m,i}(\omega_1)\|^{-(1/b)} \quad (10)$$

이와 달리, 가진 입력에서의 에너지는 식 (6)을 활용하여 식 (11)로 표현할 수 있다.

$$E_i(\omega_1) = (\bar{a}_i \xi_s)^2 \quad (11)$$

$$\xi_s^2 = \int_0^{T_1} |\cos(\omega_1 t + \phi)|^2 dt = \pi \omega_1 T_1$$

만약, 취약 부위에서의 하중과 입력 부위에서의 에너지가 선형적인 관계가 있다고 가정하면 선형적인 관계를 대표하는 선형 이득(κ)은 식 (12)로 표현된다^(3,7,8).

$$D_i(\omega_1) = \kappa(\omega_1) E_i(\omega_1)^{\frac{-1}{2b}}$$

$$\Leftrightarrow \kappa(\omega_1) = \pi^{\frac{1}{2b}} \omega_1^{\left(1 + \frac{1}{2b}\right)} T_1^{\left(1 + \frac{1}{2b}\right)} S_0^{\frac{1}{b}} \|H_{m,i}(\omega_1)\|^{-\frac{1}{b}} \quad (12)$$

여기서, 선형 이득은 주파수 응답 함수, 가속도 및 피로 손상도에 종속적인 함수로 피로 손상도와 가진 에너지를 연결하는 역할을 나타낸다.

만약 입력 가진이 단위 값이라고 가정하면, 비례 이득은 동일한 주파수 입력에 대해 피로 손상도와 같은 값이 되며 이것은 물리적으로 모든 주파수 대역에 대해서 성립하게 된다. 그러므로 비례 이득은 단위 입력 에너지에 대한 대상 부품의 주파수별 피로 손상도이며 이러한 물리적인 관계를 고려할 때 비례 이득을 에너지 등고선으로 정의할 수 있다. 피로 손상도는 실제 입력된 가진 에너지와 곱하여서 주어진 가진 조건 아래 영향을 받은 대상 부품의 피로 손상도와 등가가 된다. 그러므로 주파수 영역에서 입력 에너지(E)에 대한 피로 손상도(D)는 에너지 등고선(energy isoclines)인 κ 을 활용하여 식 (13)으로 표현된다^(3,7,8).

$$D = \sum_{i=1}^N \kappa(\omega_i) (\bar{a}_i(\omega_i))^{-\frac{1}{2b}} \quad (13)$$

여기서, N 은 분해 가능한 주파수 개수이며, 피로 손상도는 에너지 등고선과 함께 입력 가속도가 변

수가 된다.

4.2 단순 시편의 피로 손상도 예측

Fig. 2에서 측정된 가속도 데이터들을 활용해 식 (13)에 대입함으로써 각 측정 포인트에서의 피로 손상도를 얻어낼 수 있다. 물론 에너지 등고선(κ) 정보도 필요하기 때문에 피로 손상도를 예측하고자 하는 대상 위치가 선정되어야 하며, 식 (13)과 같이 가속도와 응력간의 주파수 응답 함수도 정의되어 있어야 한다. 대상 위치는 Fig. 1(b)의 #2로 선정하였으며, Fig. 1(a)의 서로 다른 6개 측정 위치에서 측정된 가속도와 응력 사이의 주파수 응답함수는 Fig. 3에 나타내었다. 또한 Fig. 4는 계산된 에너지 등고선을 활용하여 대상 위치에 대해 피로 손상도를

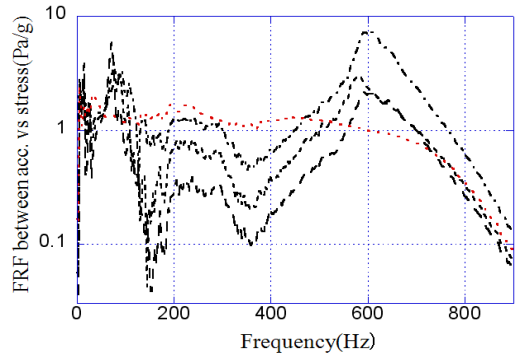


Fig. 3 Frequency response function between acceleration and stress on a simple specimen. —, measured, - - -, #1, ·····, #3, - · - ·, #4, ······, #6

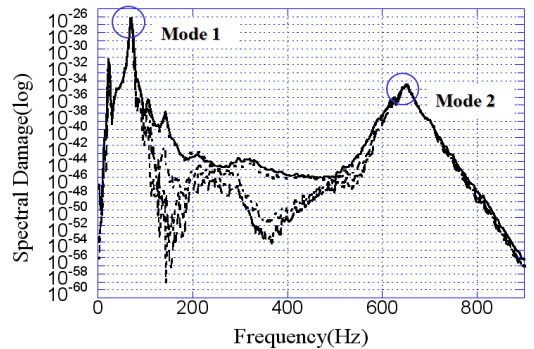


Fig. 4 Prediction of the accumulated fatigue damage from acceleration data. —, measured, - - -, #1, ·····, #3, - · - ·, #4, ······, #6

Table 2 Relative spectral damage error between calculated result and predicted ones at mode 1

Node	65.9 (Hz)	68.3 (Hz)	70.8 (Hz)	73.2 (Hz)	75.6 (Hz)
#1	477.5	637.7	134.1	98.2	99.6
#3	115.6	143.5	131.7	163.5	225.7
#4	42.6	42.6	53.9	70.8	104.0
#6	29.4	16.3	11.1	14.3	21.3

Table 3 Relative spectral damage error between calculated result and predicted ones at mode 2

Node	646.9 (Hz)	649.4 (Hz)	651.8 (Hz)	654.3 (Hz)	656.7 (Hz)
#1	4.6	33.7	50.0	73.4	108.4
#3	13.1	27.8	30.5	38.1	50.4
#4	5.8	36.2	46.1	60.6	87.4
#6	0.2	2.5	3.3	8.4	10.6

예측한 것이며, 동시에 스트레인 게이지를 통해 얻어진 주파수 대역의 결과를 동시에 도시하였다.

Fig. 4로부터 피로 손상도는 시편의 공진에 의해 공진점 부근에서 높은 수치가 예측되었으며, 스트레인게이지로부터 계산된 손상도와 비교한 결과 전체 스펙트럼 범위에서 비교적 동일한 값을 나타내었다. 공진점 부근에서 보다 엄밀한 비교를 위해 피크 공진점 부근의 10 Hz 구간에 대해 얻어진 예측 값을 계산된 손상도와 비교하였으며, 상대오차를 계산한 후 Table 2와 Table 3에 정리하였다. 여기서, 측정된(measured) 손상도는 스트레인게이지를 통해 얻어진 응력값과 재료 물성치를 통해 계산하여 획득한 것이며, 예측 값은 응답 가속도와 에너지 등고선을 활용하여 얻어진 손상도를 나타낸다. 스트레인게이지를 통해 얻어진 손상도와 비교 결과, #6 위치에서 측정된 가속도 값을 활용하여 예측된 피로 손상도는 공진점 근처에서 12% 이하의 상대오차를 도출시켰으며, 타 측정 위치에서의 오차 값들 대비 매우 신뢰도가 높다.

앞서 진행된 설계 민감도 정보와 본 상대오차의 관계를 규명하기 위해 아래 Figs. 5, 6과 같이 상대오차와 설계 민감도 지수를 하나의 그래프에 도시하였다. 여기서, x축의 설계 민감도 지수는 Fig. 2의 도출 값을 사용하였으며, y축의 상대오차는 Table 2와

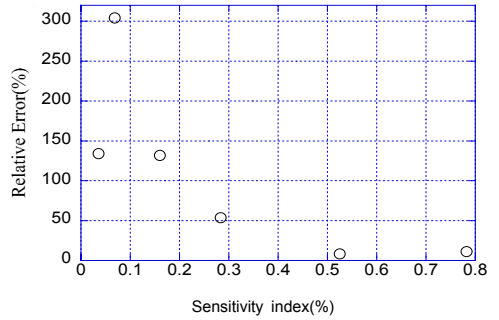


Fig. 5 Prediction of accumulated fatigue damage versus relative fatigue damage error at 1st mode

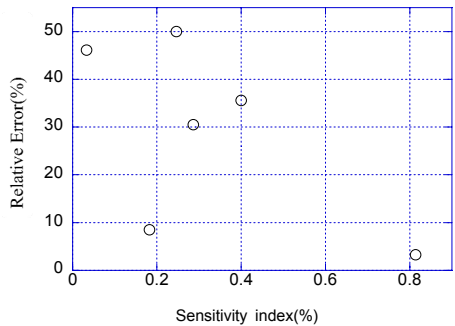


Fig. 6 Prediction of accumulated fatigue damage versus relative fatigue damage error at 2nd mode

Table 3의 상대오차 계산 값 중에서, 공진점에 가장 근접한 70.8 Hz와 651.8 Hz의 오차 값을 사용한 것이다. 도시 결과, 설계 민감도 지수는 상대오차와 비례적인 관계가 있음을 확인할 수 있다. 이는 Fig. 3과 같이 설계 민감도 지수가 높은 절점은 해당 가속도의 에너지가 상대적으로 높기 때문에 동일 위치의 피로 손상도를 예측하는데 활용되는 가속도의 에너지 값이 크다. 따라서, 기여도가 높은 부분은 예측하는 피로 손상도 크기에 대한 가속도 에너지가 크기 때문에 외부 잡음 등에 강건하고, 가속도 에너지 당 예측되는 손상도의 분해능이 높다. 결과적으로 민감도가 높은 절점은 공진점에서의 예측 정밀도가 타 절점들에 비해 높아 피로 손상도 예측을 위한 가속도 측정 위치로 적합하다.

6. 결론

이 연구에서는 가속도 데이터 기반의 민감도 해석 결과를 활용하여 피로 손상도 예측 결과에 대한

정확도를 높이는 방법에 대해 연구하였다. 단축 가진으로부터 얻어진 노치가 있는 단순 시편의 가속도 응답 데이터를 활용하여 측정 위치 점들의 설계 민감도 지수를 획득하였으며, 가속도와 노치 부위의 응력 사이의 주파수 응답 함수를 활용한 피로 손상도 예측 방법을 각각 수행하였다. 다수의 가속도 데이터를 활용한 노치 부위의 피로 손상도를 비교한 결과, 설계 민감도가 높은 부위에서의 예측 값이 실제 스트레인게이지 정보로부터 계산된 피로 손상도에 가장 근접하고 있음을 확인하였다. 이것은 민감도가 높은 절점에서 가속도 에너지에 대한 피로 손상도의 분해능이 크기 때문이다.

후 기

이 논문은 지역첨단부품소재육성사업(과제번호 : A00600022, 지식경제부)의 성과물로서 관계자 여러분들에게 감사드립니다. 또한 이 논문의 일부는 교육부의 두뇌한국21(Brain Korea21) 사업의 지원으로 수행되었습니다.

참 고 문 헌

(1) Kim, C. J., Kang, Y. J. and Lee, B. H., 2011, Sensitivity Analysis for Reducing Critical Responses at Axle Shaft of Light-weighted Vehicle, International Journal of Automotive Technology, Accepted.

(2) Kim, C. J., Bae, C. Y. and Lee, B. H., 2006, Verification on Damage Calculating Method of Vibration Fatigue Using Uni-axial Vibration Test,

Transactions of Korean Society Noise and Vibration Engineering, Vol. 16, No. 5, pp. 521~528.

(3) Kim, C. J., Kang, Y. J. and Lee, B. H., 2012, Generation of Driving Profile on a Multi-axial Vibration Table for Vibration Fatigue Testing, Mechanical Systems and Signal Processing, 26, pp. 244~253.

(4) Bayissa, W. L. and Haritos, N., 2007, Structural Damage Identification in Plates Using Spectral Strain Energy Analysis, Journal of Sound and Vibration, Vol. 307, pp. 226~249.

(5) Xu, Z. D. and Wu, Z., 2007, Energy Damage Detection Strategy based on Acceleration Responses for Long-span Bridge Structures, Engineering Structures, 29, pp. 609~617.

(6) Parloo, E., Vanlanduit, S. and Verboven, P., 2004, Increased Reliability of Reference-based Damage Identification Techniques by Using Output-only Data, Journal of Sound and Vibration, Vol. 270, pp. 813~832.

(7) Kim, C. J., Kang, Y. J. and Lee, B. H., 2011, Experimental Spectral Damage Prediction of a Linear Elastic System Using Acceleration Response, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 25, pp. 2538~2548.

(8) Kim, C. J., 2011, Analysis of Vibration Fatigue of Linear Elastic Systems Using Measured Acceleration Responses, Doctoral Dissertation, Seoul National University.