

## 단축가진 시험을 통한 진동내구 손상도 계산

### Verification on Damage Calculating Method of Vibration Fatigue Using Uni-axial Vibration Test

김 찬 중† · 배 철 용\* · 이 봉 현\*

Chan-jung Kim, Chul-Yong Bae and Bong-hyun Lee

(2006년 2월 7일 접수 ; 2006년 4월 21일 심사완료)

Key Words : Vibration Fatigue(진동내구), Damage Isoclines(피로도 등고선), Uni-axial Vibration(단축 가진)

#### ABSTRACT

The vibration fatigue is suitable case of fatigue problem that system is exposed to the random or other irregular sources. Even some kinds of effort using power spectral density(PSD) and statistical concept was presented to cope with the intangible force signal, it is still lack of providing a reasonable solution when its exciting frequency is near or beyond of first eigenvalue. In this paper, energy approach method is presented to calculate a vibration induced fatigue damage in frequency domain. Since the corresponding damage become much larger than nominal case when the vibration is coupled with a mode shape of given structure, the new technique compensate the characteristics of structure with a measured frequency response function(FRF) between forcing acceleration and responding stress.

#### 1. 서 론

진동에 의해 대상 부품이 큰 영향을 받는 경우 진동 내구 시험을 통해 신뢰성을 확보하게 된다. 진동에 의해 큰 영향을 받는 경우란, 힘에 의해 응력이나 모멘트가 걸리는 경우나 열에 의한 변형 보다 진동에 의한 피로 손상도(damage)가 발생하거나 작동에 이상이 생기는 확률이 현저하게 높은 경우이다. 일반적인 내구 해석 방법과의 차이점이 대상물에 영향을 미치는 입력 요소가 힘이 아니라 진동이라는 것이므로 입력 가진의 주파수 대역이 고주파일 가능성이 크고 진폭의 평균이 영의 값을 가지는 경우가 대부분이다. 시험 대상물에 대한 성공 여부도 크랙이 발생하거나 변형이 일어나는

일반 내구 관점과는 달리 BSR(buzz, squeak & rattle)과 같은 소음 문제도 명백하게 파괴 모드로 분류하기 때문에 적용 범위가 광범위하다.<sup>(1)</sup>

진동내구를 수행하는 과정도 기존의 진동내구 방법과 약간 차이가 난다. 기존의 방법은 해당 가진 주파수 대역이 낮기 때문에 시스템 동특성을 고려할 필요가 없었으나 고주파의 신호의 경우 공진 현상과 같은 동특성이 영향을 줄 가능성이 크기 때문에 진동내구의 관점에서는 고려해야 할 대상이다 또한 시간 영역에서 피로 손상도를 계산하는 편집 방법이 진동에 의해 발생하는 불규칙(random) 신호와 같은 형태를 처리하기에 한계를 가질 수밖에 없다.

진동내구에 관련된 연구 내용은 시간 영역의 피로 손상도 계산 방법에 대한 한계를 극복하는 형태로 진행되었다. 주파수 영역에서 측정 신호를 처리하는 과정은 진동에 의해 발생하는 응답 신호에 적합하기 때문에 PSD(power spectral density)를 이용한 피로 손상도를 계산하는 방법이 주요한 연구 관점이었다.

† 책임저자; 정회원, 자동차부품연구원 에너지부품연구센터  
E-mail : cjkim@katech.re.kr

Tel : (041) 559-3124, Fax : (041) 559-3070

\* 정회원, 자동차부품연구원 에너지부품연구센터

Dirlik의 피로 손상도 계산은 저대역(narrow band) 주파수 영역에서는 성능이 좋은 반면에 고대역(wide band)에서는 성능이 떨어진다. 보다 일반성을 가지는 고대역 주파수에 대해서는 확률 및 실험식을 통한 많은 방법들이 소개되었다.<sup>(2)</sup> 이러한 주파수 대역의 접근 방법의 근간에는 spectral moment가 중요한 역할을 한다.  $n$ 차의 spectral moment는 식 (1)로 표현된다.<sup>(3)</sup>

$$m_n = \int_{-\infty}^{\infty} f^n \cdot G(f)df = \sum f_i^n \cdot G(f_i)\delta f \quad (1)$$

여기서  $f$ 는 해당하는 주파수,  $G(f)$ 는 이에 따른 스트레스의 PSD이다. 이 방법의 경우 시간 영역에서의 해석이 힘든 데이터의 경우, 예를 들어 주기성을 가지는 불규칙 데이터(periodic random vibration)나 충격 등에 의해 발생하는 신호(shock or impulse)에 대해 효율적으로 피로 손상도를 계산할 수 있다. 이 방법은 주파수 영역의 PSD 선도를 이용하기 때문에 분석 데이터의 크기가 작고 계산 과정에 전달함수를 이용하기 때문에 대상물의 동특성 변화를 실시간으로 측정하여 크랙 진단 등을 동시에 수행할 수도 있다.

PSD를 이용한 기존의 진동내구 수행 방법은 내구 손상도를 주파수 영역에서 계산한다는 장점을 가지고 있으나 그 이외의 모든 과정이 일반적인 내구 방법과 동일하기 때문에 한계가 있다. 진동내구의 입장에서 고주파의 입력 가진에 의해 모달 응력이 발생하기 때문에 대상물이 예상보다 가혹한 내구 손상도를 가질 가능성이 크다. 더구나 BSR 시험이 요구되는 모듈 단위의 대상물인 경우에는 복잡한 내부 구조를 가지고 있기 때문에 취약 부위의 선정이 어려워 PSD 선도를 확보해야 할 위치 선정이 모호하다.<sup>(4)</sup>

이 논문에서는 PSD 선도를 이용한 피로내구 손상 방법의 한계를 극복하기 위해 대상물의 동특성이 고려된 에너지 기반의 피로 손상도 계산 방법을 제시하였다. 진동 가진이 발생하는 부분의 에너지 값을 계산한 다음 대상 부품의 전달함수를 이용하여 대상 부품이 받아들이는 피로 손상도를 보다 정확하게 획득하도록 하였다. 더구나 대상물의 취약 부위를 선정해야 하는 사전 해석 과정을 배제하고 가진이 발생하는 입력단의 신호만을 이용하기 때문에 모듈 단위의 복잡한 대상물에 대해서도 신뢰성 있는 진동내구 결과를

제시할 수 있다.

## 2. 에너지 기반의 진동내구

### 2.1 기본 개념

측정된 신호의 주파수에 대한 power를 나타내는 함수가 power spectral density(PSD)이다. 측정된 시간영역의 데이터를  $x(t)$ 라고 할 때, 이에 상관된 PSD,  $S(f)$ 는 다음의 관계식으로 표현된다.<sup>(5),(6)</sup>

$$\int_{-\infty}^{\infty} S(f)df = \sum_{n=-\infty}^{\infty} |a_n|^2 = \frac{1}{T} \int_0^T |x^2(t)|dt \quad (2)$$

여기서  $a_n$ 은 푸리에 변환의 계수,  $T$ 는 주기를 나타낸다. Parseval의 이론에 바탕을 둔 이 관계식은  $T$ 의 주기성을 가지는 측정된 시간 영역 데이터의 에너지 혹은 power의 합이 주파수 영역에서의 PSD 계수의 값으로 표현된다는 것이다. 그러므로 측정 신호의 PSD 선도를 이용하여 측정 가속도 신호의 에너지 값을 나타낼 수 있으며, 진동내구 관점에서 주파수 영역에서의 분석이 필요하기 때문에 에너지 기반의 분석 방법을 이용한다.

### 2.2 진동내구 관점에서의 피로도 계산

가진이 발생하는 부위의 가속도가 평균값이 0인 노이즈 형태로 주어진다고 가정하면 단일 주파수 성분에 대해 식 (3)으로 표현 가능하다.

$$a(t) = \bar{a} \cos(\omega_1 t + \phi) \quad (3)$$

이와 같은 관계에서 측정되는 응력 값을 수학적으로 표현하려면 초기에 측정된 입력 가속도에 대한 응력의 전달함수가 이라고 가정하면 라플라스 변환 후의 응력 표현은 가속도와 응력의 PSD 선도를 이용하여 식 (4)으로 표현된다.

$$S_{\sigma\sigma} = |H_m|^2 \cdot S_{aa} \quad (4)$$

피로도를 계산해내기 위해 주어진 대상물의 S-N 선도의 기울기를  $\alpha$ 로 선정하면 시간 동안의 피로 손상도는 손상도 계산 법칙(miner-rule)을 사용하여 식 (5)로 표현된다.

$$D(T_1) = \frac{\omega_1 T_1}{\frac{k}{\sigma(\omega_1)^\alpha}} \quad (5)$$

응력은 식 (6)의 관계식을 이용할 수 있으며 식 (3)의 가속도 향으로 표현하기 위해 식 (6)를 이용한다.

$$\bar{\sigma}(\omega_1) = \|H_m\| \cdot \bar{a} \quad (6)$$

여기서는 각각 응력과 가속도의 크기를 나타낸다. 식 (5)의 표현은 식 (6)을 이용하여 식 (7)로 표현된다.

$$D(T_1) = \frac{\omega_1 T_1}{k} \|H_m\|^\alpha \times \bar{a}^\alpha \quad (7)$$

식 (3)의 가속도가 주어졌을 경우 이를 에너지로 표현하면 식 (8)과 같다.

$$E(\omega_1) = (\bar{a} \xi_s)^2 \quad (8)$$

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

만약 피로 손상도와 에너지가 비례적인 관계를 가진다고 가정하면 식 (9)의 관계식이 성립하게 된다.

$$D(\omega_1) = E(\omega_1)$$

$$\Leftrightarrow \frac{\omega_1 T_1}{k} \|H_m\|^\alpha \times \bar{a}^\alpha = (\bar{a} \xi_s)^2$$

$$\therefore \bar{a}(\omega_1) = \Gamma \times \omega_1^{1/2-\alpha} \times \|H_m(\omega_1)\|^{2/\alpha-\alpha}, \quad \Gamma = \left( \frac{k \xi_s^2}{T_1} \right)^{1/2-\alpha} \quad (9)$$

식 (9)을 통해 에너지를 정의하기 위해서는 주파수, 전달함수 그리고 S-N 선도에 관련된 정보들이 모두 필요하다는 사실을 알 수 있으며  $\Gamma$ 는 가속도와 나머지 변수들을 선형적으로 관계 지어주는 대표 비례상수이다. 물론 이 비례상수는 내부의 변수 값들이 계산 과정에서 변하지 않는다는 가정이 필요하다.

대상 부품에 대해 측정된 가속도 성분은 다양한 주파수 성분을 가지고 있다. 단일 주파수 성분에 대한 계산 결과는 측정 성분이 이산화 된 단일 주파수 성분들의 집합으로 생각할 수 있기 때문에 개념을 확장하여 계산을 수행할 수 있다.

다양한 주파수 성분들에 대해 피로 손상도를 효율적

으로 계산하기 위하여 주파수에 대한 피로도 등고선 (damage isoclines)을 도입한다. 공진 근처에서는 작은 값으로도 많은 피로 손상도를 시스템에 주기 때문에 등고선의 값이 작으며 공진점과 연관성이 작은 주파수 영역에서는 반대로 큰 값을 가질 경우에만 동일한 영향을 주게 된다. 그러므로 전체의 등고선 값은 주파수 응답 함수의 역수 형태로 나타나게 되고 측정된 주파수 대역의 데이터와 피로도 등고선의 곱은 시스템의 동특성이 고려된 가진력의 에너지 값을 나타내게 된다. 가진 위치와 이에 따른 시스템의 취약 부분 사이에 가속도와 응력에 관한  $H_m$ 의 전달함수 관계가 성립한다면 가진 주파수  $\omega_1$ 에 대해 식 (10)의 정규화된 피로도 등고선(normalized damage isoclines)이 존재한다.

$$I(\omega_1) = \frac{\omega_1^{1/2-\alpha} \times \|H_m(\omega_1)\|^{2/\alpha-\alpha}}{\left( \sum_{i=0}^{\infty} \left( \omega_i^{1/2-\alpha} \times \|H_m(\omega_i)\|^{2/\alpha-\alpha} \right)^p \right)^{1/p}} \quad (10)$$

여기서  $p$ 는 정규화된 과정에서 적용되는 놈(norm)의 차수를 나타낸다. 측정된 일반적인 PSD를 대표성을 가지는 여러 개의 PSD로 등가시켜 동일한 피로도를 나타내고자 하는 경우, 앞서 언급한 피로 손상도 개념을 사용하여 표현한다. 하나의 채널에서 측정된 실제의 PSD를  $P_0$ 로 가정하고 N개의 대표 PSD를  $P_1 \dots P_N$ 으로 나타낼 때 각각의 PSD에 해당하는 피로 등고선을  $I_0, I_1 \dots I_N$ 으로 나타내면 식 (11)의 관계식이 존재한다.

$$\frac{P_0}{I_0} = \frac{P_1}{I_1} + \frac{P_2}{I_2} + \dots + \frac{P_N}{I_N} \quad (11)$$

식 (11)의 오른쪽 항은 각 대표 PSD에 대해 선형성이 보장되기 때문에 식 (12)로 표현이 가능하다.

$$E\left(\frac{P_0}{I_0}\right) = E\left(\frac{P_1}{I_1} + \frac{P_2}{I_2} + \dots + \frac{P_N}{I_N}\right) \quad (12)$$

$$= E\left(\frac{P_1}{I_1}\right) + E\left(\frac{P_2}{I_2}\right) + \dots + E\left(\frac{P_N}{I_N}\right)$$

식 (12)는 양쪽의 에너지 값이 동일한 조건을 나타낸 것으로 피로 등고선에 의해 손상 피로도도 등가적으로 일치하게 된다. 그러므로 이 조건은 진동내구 관점에서 피로 손상도를 계산하는 최종적인 계산식으로

써 측정된 진동 데이터를 등가의 대표 가진 프로파일로 대체시킬 수 있는 근거가 된다.

### 3. 단축 가진 시험

#### 3.1 단축 가진 시험의 목적

시험 대상물이 입력되는 진동 가진에 의해 피로 파괴가 일어나는 현상을 재현하여 제시된 에너지 기반 피로 손상도 방법을 검증하기 위해 단순한 형태의 시료에 대한 단축 가진 시험 장치를 구성하였다. 노치(notch)가 있는 단순 봉을 시편으로 제작하였으며, 입

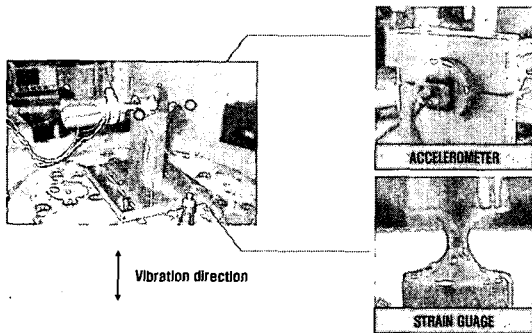
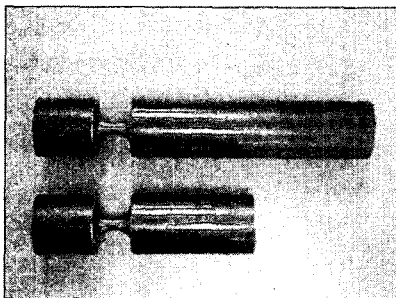
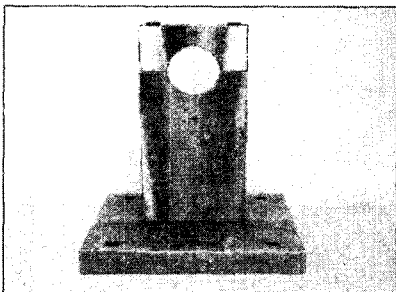


Fig. 1 Overview of uni-axial vibration test



(a) Specimen



(b) Jig

Fig. 2 Preparation for uni-axial vibration test

력 가진 부분에 가속도 센서를 부착하여 가진 신호를 측정하는 것과 동시에 노치 부분에 스트레인게이지(stain gauge)를 부착하여 가장 취약한 부위의 응력을 측정하였다. 가진은 상하 방향만이 주어지도록 하였다. 아래는 구성된 단축 시험 장치이다.

#### 3.2 시험 시편 및 지그 제작


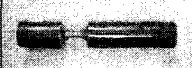
단축 시험을 수행하기 위한 시편 및 관련된 지그를 제작하였다. 시편의 노치 부분은 정밀한 가공 공정을 통해 예상하지 못한 부분에서 응력 집중이 걸리지 않도록 하였으며, 지그는 지그 자체나 시편과 결합되었을 경우 부가적인 동특성이 발생하지 않도록 하였다. Fig. 2는 이 연구에서 사용한 시편 및 지그를 보여준다.

#### 3.3 시편의 동특성

시편의 동특성을 알아내기 위해 실험적 모달 해석을 수행하였다. 지그와 시편을 결합시킨 후 단축 가진기에 장착하여 다축 시험과 동일한 조건을 부여한 다음 가진 해머를 사용하여 모달 시험을 하였다. Table 1은 각각의 시편에 대한 모달 해석 결과이다.

노치 부분의 응력 집중 계수가 2를 넘어서는 집중하중이 발생하기 때문에 가혹한 가진 조건에서는 스트레인게이지의 측정 한계를 벗어나서 측정이 불가능해진다. 그러므로 2개의 시편의 공진 주파수를 비교한 결과 150 Hz 이하에서 최대 가진을 주었으며 최소의 주파수 범위는 가진기의 스펙이 허용하는 범위에서 10 Hz 이상으로 선정하였다. 이와 같은 가진 범위 내에서 '시편 I'은 1차 공진 주파수를 완전히 포함하며 '시편 II'의 경우에는 1차 공진점 근처까지 가진을 받게 된다. 모달 해석 결과 1차 모드 형상이 상하 방향의 굽힘 형태로 나타났기 때문에 대상물의 동특성이 피로 손상도를 가속화시킬 것이다. 수식적으로 이러한 가속을 표현한 식은 (5)로써 응력의 크기 값이 전달함수의 크기에 의해 증폭된다.

Table 1 Modal information of each specimen

	Specimen figure	Mode	Natural Freq.
Specimen I		1	58 (Hz)
		2	268 (Hz)
Specimen II		1	151 (Hz)
		2	290 (Hz)

### 3.4 시험 모드의 선정

기 개발된 에너지 방법을 기존의 내구 손상도와 비교하기 위해 아래의 변수를 주요한 인자로 규정하여 시험 모드의 선정에 활용하였다.

- 가진부의 가속도(g) 값 : 에너지 방법의 경우 가진부에서 얻어지는 가속도에 비례하여 증가하기 때문에 이 값의 변화에 따라 내구 손상도 영향을 줄 것으로 판단.
- 가진부의 주파수 : 에너지 계산의 주요한 변수 값일 뿐만 아니라 내구 관점에서 가진 요소의 반복횟수임.
- 가진 성분의 크기 : 가진 성분의 크기는 S-N 선도에서의 응력 값에 직접적으로 비례하는 성분으로 판단되며 에너지 값에도 비례적으로 영향을 줄 것임.

이러한 3가지 인자가 에너지 방법 및 내구 관점에서의 피로 손상도에 밀접한 연관성을 가진다는 가정 아래, 3가지 인자들에 대해 하나의 값을 고정한 다음 다른 인자들의 변화를 살펴보기 위해 Table 2의 시험 모드를 선정하였다.

### 3.5 측정된 응력 값

3개의 시험모드에 대해 동일한 위치에서의 스트레인게이지 값을 측정한 후 도출된 전압 신호를 이용하

Table 2 Experimental mode

Mode	Description
I	Constant acceleration value as varying the frequency
II	Constant vibration magnitude as varying the frequency



Fig. 3 Tee rosette attached in a specimen

여 응력 값을 얻어내었다. 이와 관련된 관계식은 식 (13)과 같다. 이 식에 의해 얻어진 변형률 단위는 이기 때문에 측정된 신호가 탄성 범위 내에서 존재한다는 조건하에서 (시험의 재료가 S45C : 420 MPa이 항복 응력임) 응력 값을 얻어내었다.

$$\frac{V_o}{V} (mV / V) = \frac{F \varepsilon (1 + \nu) \times 10^{-3}}{2} \quad (13)$$

측정 당시 변형률에 상당하는 전압 값만이 측정되기 때문에 굽힘 변형에 대한 민감도를 높이기 위해 국부 응력이 발생하는 노치의 중앙에 tee rosette를 상하에 같은 방향으로 부착하였다. 그러므로 측정된 전압 값을 물리적으로 환산한 변형률이나 응력 값은 최대 응력이 발생하는 부분에서의 최대 응력이나 변형률이 아니라 최대 굽힘이 발생하였을 당시의 상하의 변형률 혹은 응력의 차이를 나타내는 값이다. 이 연구에서 주된 관심은 입력 가진의 변화에 따른 변형률 혹은 응력

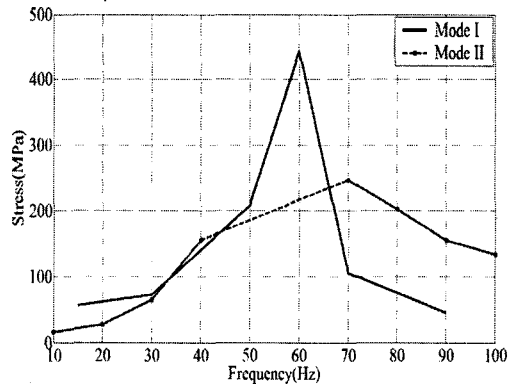


Fig. 4 Test result for specimen I

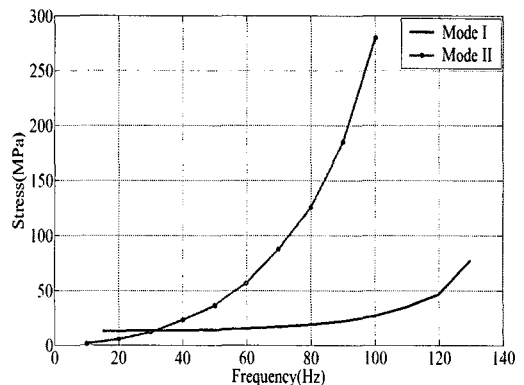


Fig. 5 Test result for specimen II

의 변화의 추이를 알아봄으로써 입력 에너지와 이에 상응하는 피로 손상도의 상관관계를 알아보는 것이므로 물리적인 최대 응력 혹은 변형률을 얻어내는 것보다는 보다 신뢰성 있는 상대 값을 얻어내는데 중점을 둔 것이다. 아래 Fig. 3은 부착 상태에 있는 tee rosette를 보여준다.

### 3.6 시험 결과

준비된 2개의 시편을 사용하여 Table 2에서 정의된 2가지 시험 방법에 대해 가진 시험을 수행한 후 결과를 아래 Fig. 4에서 Fig. 5까지 도시하였다.

‘시편 I’의 경우 50 ~ 60 Hz 사이에서 공진점을 가지고 있기 때문에 다른 주파수 영역에서보다 측정된 응력 값이 크다. ‘시험모드 II’의 경우에는 공진점 근처에서 매우 큰 응력이 발생하여 스트레인게이지를 통한 계측이 불가능하였기 때문에 응력 값을 도시하지 못하였다.

시편 II’의 경우 150 Hz 근처에서 공진이 발생하였기 때문에 공진점 근처로 갈수록 측정된 응력 값이

급격하게 증가하였으며, ‘시험모드 II’의 응력 변화량이 크게 나타났다.

이와 같은 시험 결과를 통해 시험모드의 경우 주파수가 증가할수록 ‘모드 I’의 경우보다 ‘모드 II’의 경우가 보다 가혹한 가진 환경을 제공함을 알 수 있으며 공진점 근처에서 가장 큰 응력을 발생시킨다는 사실을 확인하였다.

### 3.7 에너지 관점의 해석

2개의 시험모드를 에너지 관점에서 살펴보면, ‘시험모드 I’의 경우에는 주파수에 상관없이 동일한 에너지 값을 가지며, ‘시험모드 II’의 경우에는 주파수의 제곱에 비례하는 형태이기 때문에 후자의 경우가 주파수가 증가할수록 해당 에너지 값이 증가한다.

대상 부품이 공진을 가지고 있거나 공진점에 가진 주파수 대역에 가까이 있는 경우에는 식 (6)에 의해 시스템의 전달함수가 응력에 직접적인 영향을 주게 된다. 그러므로 대상 부품이 받아들이는 피로 손상도는 입력 가진과 전달함수의 영향을 동시에 받아서 Fig. 4와

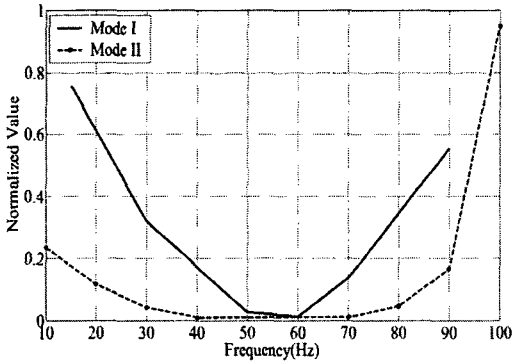


Fig. 6 Normalized damage isoclines for specimen I

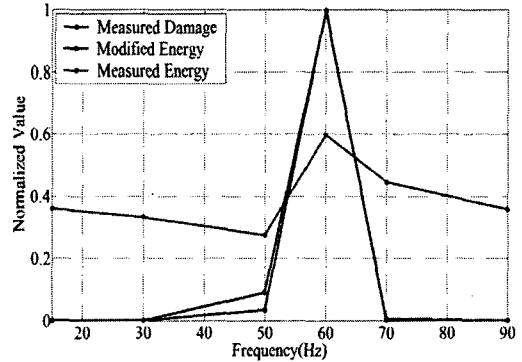


Fig. 8 Result : mode I & specimen I

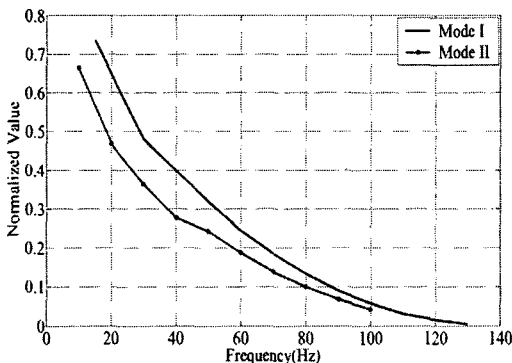


Fig. 7 Normalized damage isoclines for specimen II

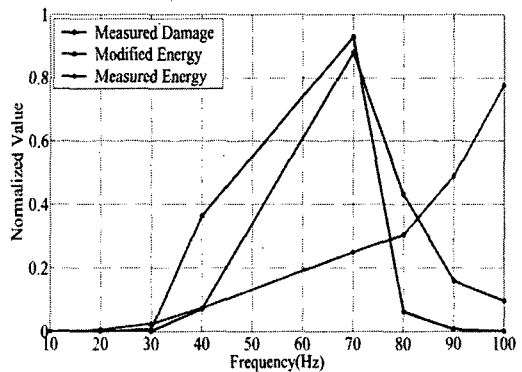


Fig. 9 Result : mode I & specimen II

Fig. 5의 형태로 응력이 발생된다.

스트레인게이지를 이용하여 취약 부위의 응력을 측정하는 직접적인 방법의 대안으로, 입력 가진의 PSD 선도와 전달함수가 주어진 경우 식 (12)의 관계식에 의해 피로 손상도와 등가인 에너지 값을 얻을 수 있다. 계산된 피로 손상도 곡선은 전달함수의 역수 형태를 가지는데, 가진 대상물의 피로 손상도를 실제에 가깝게 보정하는 가중치 함수이다. 아래 Fig. 6과 Fig. 7은 각 시편의 주파수 변화에 따른 피로 손상도 곡선을 보여준다.

단순 에너지 계산 결과와 가중치 함수를 이용한 에너지 계산 결과를 동시에 나타내었으며, 상대적인 비교를 위해 계산 결과들을 정규화 하였다. 아래 Fig. 8에서 Fig. 11은 에너지 방법을 이용한 계산 결과이다.

대상물의 가진 부품에서 측정된 가속도 신호의 PSD 선도를 이용하여, 정규화 된 피로도 등고선을 적용한 경우와 적용하지 않은 경우의 에너지 값을 측정된 응력 값과 비교하였다. 측정 대상물의 동특성이 고려되

지 못한 에너지 계산 방법은 측정 응력을 추종하지 못하는 반면, 피로도 등고선을 바탕으로 보상된 에너지 값은 측정 응력과 유사한 경향을 보여준다. 피로도 등고선을 이용하지 않은 경우는 시스템의 동특성이 고려되지 않았기 때문에 실제의 응력과 차이가 많다. 그러므로 본 논문에서 제시한 피로 손상도 계산 방법은 측정된 응력 값을 간접적으로 측정하는데 적절하다.

‘시편 I’의 경우 시험 과정에서 공진을 통과하기 때문에 스트레인게이지가 측정 범위를 넘어서는 경우가 자주 발생하였다. 그러므로 다수의 시편을 사용하여 부분적인 주파수에 대해 시험을 수행하였기 때문에 전체적인 결과 오차가 ‘시편 II’의 경우보다 크게 나타났다.

### 5. 결 론

진동내구 관점에서 피로 손상도를 식별해 낼 수 있는 효과적인 방법으로 입력 가진 및 시스템 동특성을 이용한 에너지 기반의 손상도 계산 방법을 제안하였다. 이 방법을 증명하기 위해 단축 가진 시험을 이용하여 에너지를 계산해 본 결과 스트레인게이지에서 계측된 손상도와 유사한 결과를 보여줌을 확인하였다. 이 결과를 통해 취약 부위의 스트레인이나 스트레스를 직접적으로 측정하지 않고 입력 가속도 및 시스템 동특성을 이용하여 진동에 의해 발생하는 피로 손상도를 비교적 정확하게 예측해 낼 수 있을 것으로 판단된다. 새로운 피로 손상도 계산 방법은 취약 부위의 직접적인 측정을 배제하였기 때문에 복잡한 내부 구조를 가지는 모듈 단위의 대상 부품의 진동내구 해석에 핵심적인 역할을 수행할 것이다.

### 후 기

이 논문은 산업자원부에서 주관하는 표준화기술개발사업(자동차부품 6축 진동시험 평가방법 표준화)의 성과 내용으로 관계자분들에게 감사드립니다.

### 참 고 문 헌

- (1) Grenier, G. C., 2003, "The Rattle Trap," SAE Paper 2003-01-1525.
- (2) Dr. Andrew Halfpenny, 2005, "Fatigue

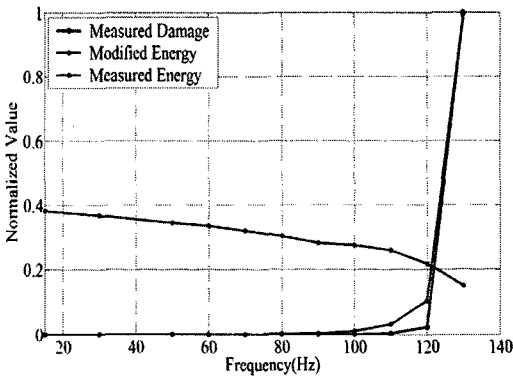


Fig. 10 Result : mode II & specimen I

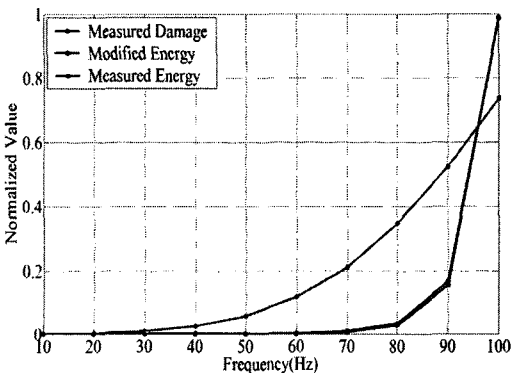


Fig. 11 Result : mode II & specimen II

Design of Vibrating Component,” Seminar Material in KATECH.

(3) Bishop, N. W. M. and Sherratt, F., 1989, “Fatigue Life Prediction from Power Spectral Density Data,” Environmental Engineering, Vol. 2, Nos. 1 and 2.

(4) Kim, C.-J., Beak, G.-W. and Lee, B.-H., 2005, “Generating Method of the Input Profile in the MAST System,” Transactions of the Korean

Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 15, No. 9, pp. 1070~1076.

(5) Newland, D. E., “An Introduction to Random Vibration and Spectral and Wavelet Analysis,” Third edition, Longman.

(6) Bendat, J. S., “Random Data Analysis and Measurement Procedures,” Third edition, Wiley Interscience.