

〈論 文〉

환경진동시험제어를 위한 치구의 실험적 구조변경설계

Experimental Structural Dynamic Modification of Fixture for Environmental Vibration Test Control

김 준 엽* · 정 의 봉**

Jun-Yeop Kim and Weui-Bong Jeong

(1996년 3월 23일 접수 ; 1996년 4월 26일 심사완료)

Key Words : Environmental Vibration Test(환경진동시험), Vibration Test Fixture(진동시험치구), Vibration Test Control(진동시험제어), Experimental Structural Dynamic Modification(실험적 구조변경설계)

ABSTRACT

This paper proposes the method of experimental structural dynamic modification of fixture for environmental vibration test control. This method can predict the responses at any points on the fixture utilizing the experimental data, and structural dynamic modification of fixture is made using the predicted responses for the spectra at the specimen attachment points to meet the specified reference spectrum. From the results of controlling the fixture before and after modification by conventional control method and optimal reference spectrum, which has been previously reported by the authors, the proposed method is shown to be an effective one.

1. 서 론

장비나 부품이 실제진동환경에 얼마만큼 견디는지를 확인하는 환경진동시험(environmental vibration test)에서는 대형(대용량)의 진동시험기(shaker 또는 exciter)가 이용되므로 진동시험치구(이하, "치구(fixture)")가 필요하다. 그러므로 진동시험을 수행하기 전에 치구에 대한 해석이 먼저 수행되어야 한다. 그러나 여러 개의 요소가 볼트체결이나 용접 등으로 결합되는 복잡한 형상의 치구를 이론적으로 해석하기는 어려울 뿐만 아니라, 해석된 치구를 여러 개의 볼트로 진동시험기에 체결하면 치구만의 해석 결과와는 상당히 달라지게 된다. 따라서 치구를 정

확히 해석하기 위해서는 치구가 진동시험기에 설치된 실제 운용상태에서 얻어진 실험데이터를 이용하는 것이 가장 바람직하다.

치구의 설계시 가장 중요한 점은 시험규격에 정해진 기준 스펙트럼(reference spectrum)이 치구 위에 설치될 여러 시험물 부착점들에 그대로 전달될 수 있는 강체치구(rigid fixture)를 설계^(1,2)하는 것이 가장 이상적이지만 치구의 공진(resonance) 및 반공진(antiresonance) 특성으로 인해 시험물 부착점들마다 스펙트럼이 달라지게 된다. 따라서 시험물은 과대시험(overtest) 또는/그리고 과소시험(undertest)을 겪게 된다. 이와같은 치구 위의 시험물 부착점들의 공간적 변화의 영향을 최소화시키기 위해 진동시험제어(vibration test control)시에는 진동테이블(armature table) 또는 치구 위에 설치한 가속도계(제어점 또는 제어가속도계라 부름)로 부터의 출력 스펙트럼을 기준 스펙트럼과 비교하여 그 차이를 작

*정회원, 국방과학연구소 환경시험실

**정회원, 부산대학교 공과대학 정밀기계공학과

제하는 형태로 피드백 제어를 실시하여 보상하므로서 이러한 문제점을 최소화하고 있다^(3,4) 그러나 이와 같이 제어점만을 피드백하면 제어 가속도계가 부착된 점은 기준 스펙트럼대로 제어가 가능하나 실제 시험물이 부착되는 점들에서는 여전히 과대 또는/그리고 과소시험이 수행되게 된다.

이러한 문제점을 줄이기 위해 Kim과 Jeong⁽⁵⁾은 치구가 진동시험기에 설치된 실제 운용상태에서 제어점 및 시험물 부착점들에서의 전달함수를 측정하여 기준 스펙트럼과 시험물 부착점들에서의 스펙트럼 차(差)를 최소화시키기 위한 제어점에서의 기준 스펙트럼의 최적화에 대한 연구를 수행하였다. 그러나 이 방법은 공진진동수에서 나타나는 과대시험의 문제점을 없앨 수 있는 좋은 제어기법으로 평가되지만, 반공진 진동수에서의 과소시험은 반공진 진동수가 갖는 물리적 특성으로 인해 여전히 존재하게 됨을 알 수 있다.

한편 그들은 다중입력/다중출력 시스템에서의 반공진 진동수의 감도해석법을 이용한 치구의 구조변경을 수행하여 시험물 부착점들에서의 반공진 진동수를 일치시키므로써 종래의 진동시험제어시 나타나는 반공진 진동수에서의 과소시험 문제점을 해석적인 방법으로 해결한 연구가 있다⁽⁶⁾. 그러나 해석적 방법이 아닌 실제 실험데이터로부터 얻어진 응답 스펙트럼으로부터 반공진 진동수를 규명하기 위한 방법이 아직 개발되어 있지 않으며, 특히 위치에 따라 민감하며 반공진 진동수 부근에서는 coherence가 좋지 않아 반공진 진동수를 정확히 예측 및 규명하는 데는 상당한 어려움이 있다.

본 연구에서는 치구가 진동시험기에 설치된 실제 운용상태에서 충격가진실험(impact hammer test)에 의해 얻어진 전달함수(accelerance)를 이용하여 치구 위의 시험물 부착점들에서의 응답스펙트럼을 예측하는 방법과, 예측된 응답스펙트럼을 이용하여 진동시험제어시 반공진 진동수에서의 과소시험 문제점을 없애기 위한 치구의 구조변경설계법을 제안한다. 그리고 기존의 기준 스펙트럼 및 Kim과 Jeong⁽⁵⁾이 제안한 최적 기준 스펙트럼으로 구조변경 전 치구를 제어한 결과와 본 연구에서 제안한 방법을 이용하여 구조변경된 치구를 최적 기준 스펙트럼으로 제어하여 제안한 방법의 유용성을 입증한다.

2. 이론해석

치구 위의 여러점에 시험물이 설치되는 것과 같이

관심을 갖는 응답점들이 여러 개인 경우, 제어점 최적 기준 스펙트럼의 선정⁽⁵⁾과 반공진 진동수 일치를 위한 구조변경설계⁽⁶⁾로 공진 진동수와 반공진 진동수에서의 치구제어가 해석적으로 가능하다. 그러나 local parameter인 반공진 진동수의 경우는 실험데이터로부터 구조변경 설계를 정확히 하는데는 한계가 있다. 따라서 본 연구에서는 실험데이터를 이용하여 구조변경 설계를 할 수 있는 응답예측법과 구조변경에 필요한 목적함수의 설정법을 제안한다.

2.1 최적치구 제어를 위한 목적함수의 제안

환경진동시험 제어에서는 치구 위에 설치될 여러 시험물 부착점들에서의 응답 스펙트럼을 가능한 일치시키므로써 피드백제어시 시험물 부착점들에서의 응답스펙트럼이 기준 스펙트럼에 가까운 시험이 수행될 수 있으며, 이를 위한 목적함수를 다음과 같이 제안한다.

주파수 $\omega = \omega_i, i=1, \dots, n_w$ 에서 치구 위의 시험물 부착점 $S_j, j=1, \dots, n_s$ 에서의 응답 스펙트럼을 $G_{s_j}(\omega_i)$, 진동시험규격에 주어진 기준 스펙트럼을 $G_{ref}(\omega_i)$ 라 하고 제어 가속도계가 부착된 제어점들 기준 스펙트럼으로 제어한다고 하자. 진동시험 제어에서는 제어 가속도계의 응답스펙트럼을 피드백하여 가진력을 조절하므로 시험물 부착점들의 응답 스펙트럼을 같은 비율로 증가 또는 감소시킬 수 있다. 이때 제어 후의 시험물 부착점 응답 스펙트럼의 평균이 기준 스펙트럼과 같아지도록 증폭비 $\alpha(\omega_i)$ 를 다음과 같이 결정해야 한다.

$$G_{ref}(\omega_i) = \alpha(\omega_i) \mu(\omega_i) \quad (1)$$

여기서, $\mu(\omega_i)$ 는 제어 전의 시험물 부착점 응답 스펙트럼의 평균으로

$$\mu(\omega_i) = \frac{1}{n_s} \cdot \sum_{j=1}^{n_s} G_{s_j}(\omega_i) \quad (2)$$

이다. 한편 제어 후 각 주파수에서 기준 스펙트럼에 대한 시험물 부착점들에서의 응답 스펙트럼과의 차의 제곱합을 최소화시키기 위해서는 목적함수 J 는

$$J = \sum_{i=1}^{n_w} \sum_{j=1}^{n_s} (\alpha(\omega_i) G_{s_j}(\omega_i) - G_{ref}(\omega_i))^2 \quad (3)$$

를 최소화하도록 제어 전의 시험물 부착점 응답 스펙트럼 $G_{s_j}(\omega_i)$ 를 설계하는 것이 바람직하다. 식 (1)과 식 (2)를 식 (3)에 대입하면 목적함수는 다음과 같다.

$$J = n_s \cdot \sum_{i=1}^{n_w} G_{ref}^2(\omega_i) \cdot \left[\frac{\sigma(\omega_i)}{\mu(\omega_i)} \right]^2 \quad (4)$$

여기서, $\sigma^2(\omega_i)$ 는 제어 전의 시험물 부착점들에서의 응답스펙트럼의 분산으로

$$\sigma^2(\omega_i) = \frac{1}{n_s} \cdot \sum_{j=1}^{n_s} (G_{s_j}(\omega_i) - \mu(\omega_i))^2 \quad (5)$$

이다. 기준스펙트럼이 관심주파수 영역에서 $G_{ref}(\omega_i) = G_{ref}$ 로 일정한 크기의 스펙트럼을 갖는다면 식 (4)의 목적함수는

$$J = n_s \cdot G_{ref}^2 \cdot \sum_{i=1}^{n_m} \left[\frac{\sigma(\omega_i)}{\mu(\omega_i)} \right]^2 \quad (6)$$

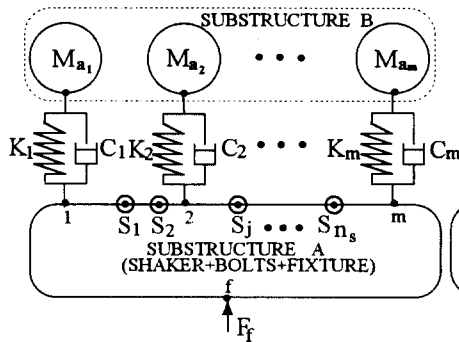
가 된다.

2.2 치구의 구조변경에 따른 응답예측법의 제안

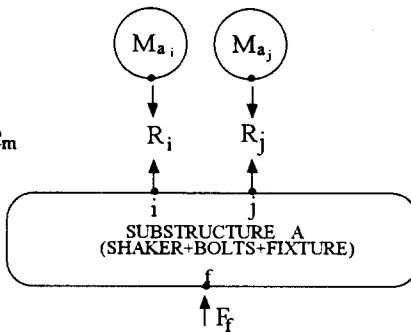
여러 개의 볼트로 치구가 진동시험기에 설치된 상태를 한 개의 부분구조 A (Substructure A)라 하고, 구조변경 설계를 위한 m 개의 부가질량들을 부분구조 B (Substructure B)라 하면 그 합성모델은 Fig. 1의 (a)와 같다. 여기서 f 점에 작용하는 힘 F_f 는 진동시험기의 가진력이며, M_{a_i} , $i=1, \dots, m$ 은 부가질량들이고 S_j , $j=1, \dots, n_s$ 는 시험물 부착점들이다.

점 i 와 점 j 간의 전달함수(accelerance)를 H_{ij} 로 표현하자. 결합하기 전의 부분구조 A에 대해 고려하면, Fig. 1의 (b)에서 가진점 f 에 가진력 F_f 가 작용할 때 결합점 i 에서의 응답가속도를 $A_i^A = H_{if}^A \cdot F_f$ 로 표현하고, 결합점 j 에 내력으로 받는 미지의 반력 R_j 로 인한 결합점 i 에서의 응답가속도를 $A_i^A = H_{ij}^A \cdot R_j$ 라 하면, 결합 후 부분구조 A의 결합점들에서의 응답가속도는

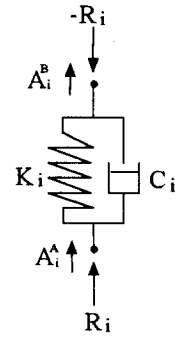
$$\begin{Bmatrix} A_1^A \\ A_2^A \\ \vdots \\ A_m^A \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11}^A & & & \\ H_{21}^A & H_{22}^A & & \\ \vdots & & \ddots & \\ H_{m1}^A & H_{m2}^A & \dots & H_{mm}^A \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ \vdots \\ R_m \end{Bmatrix} \quad \text{SYM.}$$



(a) Combined model



(b) Reaction forces



(c) Connection part

Fig. 1 Modeling of system

$$+ \begin{Bmatrix} H_{1f}^A \\ H_{2f}^A \\ \vdots \\ H_{mf}^A \end{Bmatrix} \cdot F_f \quad (7)$$

으로 표현된다. 그리고 부가질량 M_{a_i} 인 각각의 부가질량의 전달함수(accelerance)는 $\frac{1}{M_{a_i}}$ 이므로 결합 후 부분구조 B의 결합점들에서의 응답가속도는

$$\begin{Bmatrix} A_1^B \\ A_2^B \\ \vdots \\ A_m^B \end{Bmatrix} = - \begin{bmatrix} \frac{1}{M_{a_1}} & 0 \\ & \ddots \\ 0 & \frac{1}{M_{a_m}} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ \vdots \\ R_m \end{Bmatrix} \quad (8)$$

으로 표현된다. 한편, Fig. 1의 (c)에서 알 수 있듯이 결합점 i 에서의 반력은

$$-\frac{1}{\omega^2} \cdot (K_i + j\omega C_i) (A_i^B - A_i^A) = R_i, \quad i=1, \dots, m \quad (9)$$

이므로 행렬형태로 표시하면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} \frac{-\omega^2}{K_1 + j\omega C_1} & 0 \\ & \ddots \\ 0 & \frac{-\omega^2}{K_m + j\omega C_m} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ \vdots \\ R_m \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} A_1^B \\ A_2^B \\ \vdots \\ A_m^B \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} A_1^A \\ A_2^A \\ \vdots \\ A_m^A \end{Bmatrix} \quad (10)$$

식 (7)과 식 (8)을 식 (10)에 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{bmatrix} \frac{-\omega^2}{K_1 + j\omega C_1} & 0 \\ & \ddots \\ 0 & \frac{-\omega^2}{K_m + j\omega C_m} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ \vdots \\ R_m \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} A_1^B \\ A_2^B \\ \vdots \\ A_m^B \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} A_1^A \\ A_2^A \\ \vdots \\ A_m^A \end{Bmatrix}$$

$$\begin{aligned}
 & + \begin{bmatrix} H_{11}^A & & & SYM. \\ H_{21}^A & H_{22}^A & & \\ \vdots & & \ddots & \\ H_{m1}^A & H_{m2}^A & \cdots & H_{mm}^A \end{bmatrix} \\
 & + \begin{bmatrix} \frac{1}{M_{a1}} & & & 0 \\ & \ddots & & \\ 0 & & & -\frac{1}{M_{am}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ \vdots \\ R_m \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} H_{1f}^A \\ H_{2f}^A \\ \vdots \\ H_{mf}^A \end{bmatrix} \cdot F_f
 \end{aligned} \tag{11}$$

부분구조 A와 부분구조 B가 강결합의 경우에는 $K_f \rightarrow \infty$ 임을 고려하면 된다.

결합 후 시험물 부착점 $S_j, j=1, \dots, n_s$ 에서의 응답가속도 A_{s_j} 는 부분구조 A와 부분구조 B의 결합점들에서의 응답을 구하는 것과 동일하게

$$A_{s_j} = \{H_{s_j1}^A \ H_{s_j2}^A \ \cdots \ H_{s_jm}^A\} \begin{bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ \vdots \\ R_m \end{bmatrix} + H_{s_jf}^A \cdot F_f \tag{12}$$

이므로 행렬형태로 표현하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 \begin{bmatrix} A_{s1} \\ A_{s2} \\ \vdots \\ A_{sns} \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} H_{s11}^A & & & SYM. \\ H_{s21}^A & H_{s22}^A & & \\ \vdots & & \ddots & \\ H_{sns1}^A & H_{sns2}^A & \cdots & H_{snsm}^A \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ \vdots \\ R_m \end{bmatrix} \\
 &+ \begin{bmatrix} H_{s1f}^A \\ H_{s2f}^A \\ \vdots \\ H_{snsf}^A \end{bmatrix} \cdot F_f
 \end{aligned} \tag{13}$$

여기서 미지반력벡터 $\{R\}$ 은 식 (11)의 연립 1차 방정식의 해로부터 구해지게 된다.

식 (11)과 식 (13)에서 알 수 있는 바와 같이 질량부가점 상호간의 전달함수와 질량부가점과 시험물 부착점들간의 전달함수, 그리고 가진점에 대한 시험물 부착점들에서의 전달함수를 측정하므로써 구조변경 후 시험물 부착점들에서의 응답예측이 가능하다.

3. 실험에 의한 검증 및 결과

3.1 실험장치 및 모델

실험에 사용된 치구는 Fig. 2처럼 600(mm) × 600(mm) × 25.4t(mm)의 알루미늄 치구를 사용하였으며, 치구가 진동시험기에 설치된 상태 및 실험장치가 Fig. 3에 나타나 있다. 치구를 17개의 볼트(3/

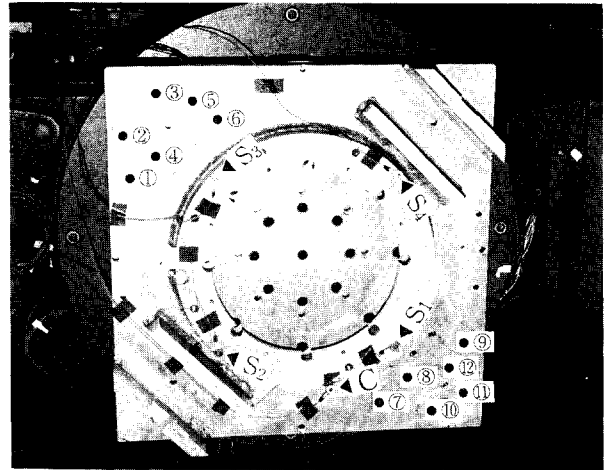


Fig. 2 Dimensions of fixture

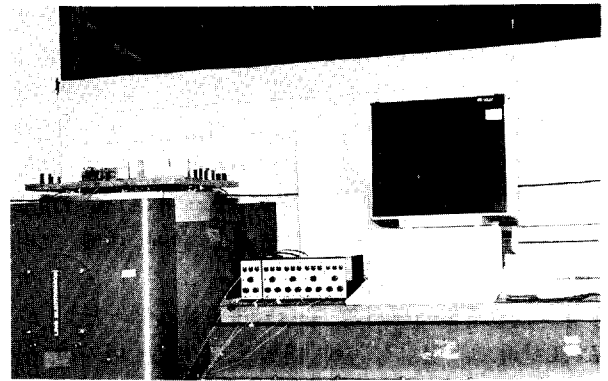


Fig. 3 Overview of test set-up

8"-16UNC, 길이 50mm)로 정격 토크 31.6N·m가 되도록 진동테이블에 체결하였다. 그리고 Fig. 2에서 처럼 치구 위의 1곳을 제어점("C"로 표시)으로 설정하고, 시험물 부착점들을 $S_1 \sim S_4$ 의 4곳으로 정하였다. 그리고 설계변경할 설계변수는 Fig. 2의 점 ① ~ ⑫로 표시된 12개의 집중질량 부가점을 선정하였다.

시험물 부착점들에서의 응답을 예측하기 위해 충격가진 실험을 이용하여 획득된 전달함수를 이용하였으며, 이때 사용한 충격해머는 PCB사의 모델 GK291 해머를 사용하였다. 그리고 응답측정에는 ENDEVCO사의 모델 2221D 가속도계로 가속도를 측정하였다.

제안된 방법의 유용성을 입증하기 위해 진동시험기에 의한 치구의 가진시험을 수행하였다. 치구를 가진시키기 위해 Ling Electronics사의 모델 D300 Shaker를 사용하였다. 그리고 진동시험기를 제어하기 위해서는 GenRad사의 GR2550A의 가진제어시스

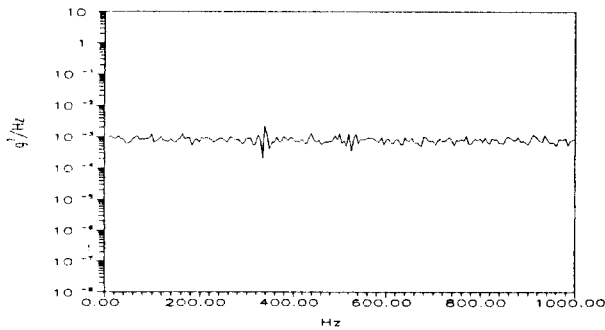
템을 사용하였으며, 제어된 신호를 직접 HP3565S 신호처리시스템으로 받아들인 후 LMS사의 CADA-X FMON 소프트웨어를 사용하여 실험결과를 분석하였다.

3.2 구조변경 전 치구의 제어결과

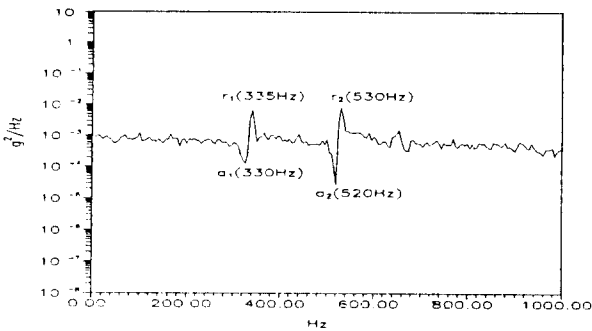
치구를 제어하기 위해 치구 위의 제어점("C" 점)에 가속도계를 부착하고서 그 점에서의 스펙트럼이 시험규격에 정해진 기준스펙트럼인 5Hz~1000Hz범위에서 0.001g²/Hz의 일정한 크기의 스펙트럼이 되도록 피이드백 제어를 수행하였다. 이와같이 기존의 제어방식으로 제어하면 Fig. 4의 결과처럼 제어점은

기준스펙트럼대로 제어가 되나, 시험물 부착점들에서는 치구의 동특성으로 인해 공진진동수인 r_1 (335 Hz)과 r_2 (530Hz)에서는 과대시험이 수행되며, 반공진 진동수인 a_1 (330Hz), a_2 (520Hz), a_3 (355Hz) 그리고 a_4 (485Hz)에서는 과소시험이 수행됨을 알 수 있다.

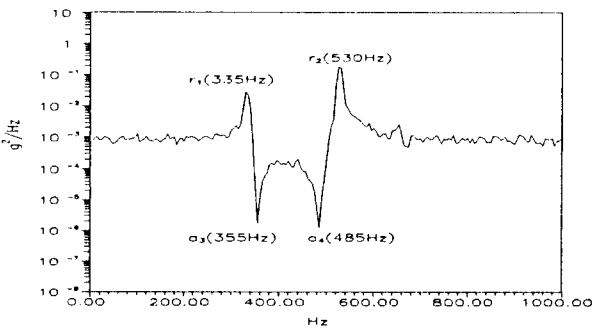
한편, 이와같은 과대/과소시험의 문제점을 줄이기 위해 Kim과 Jeong⁽⁵⁾이 제안한 제어점 최적 기준스펙트럼으로 진동시험치구를 제어하였다. 최적 기준



(a) Spectrum at control point, C



(b) Spectrum at specimen attachment point, S₁ or S₃



(c) Spectrum at specimen attachment point, S₂ or S₄

Fig. 4 Spectra by conventional vibration test control

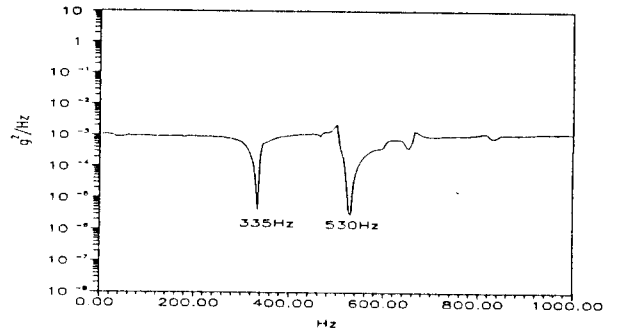
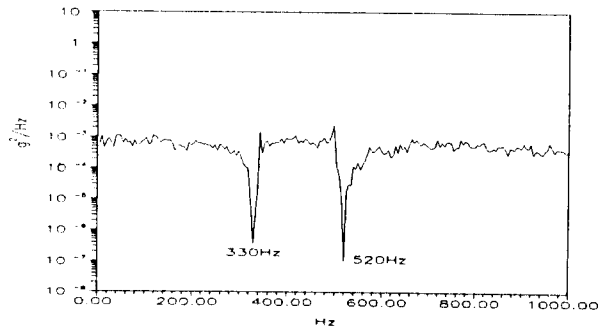
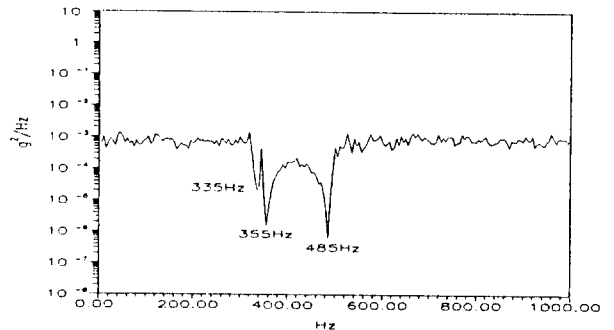


Fig. 5 Optimal reference spectrum at control point before fixture modification



(a) Spectrum at specimen attachment point, S₁ or S₃



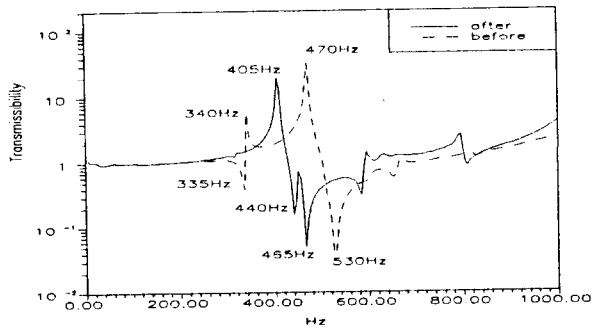
(b) Spectrum at specimen attachment point, S₂ or S₄

Fig. 6 Spectra controlled by optimal reference spectrum before fixture modification

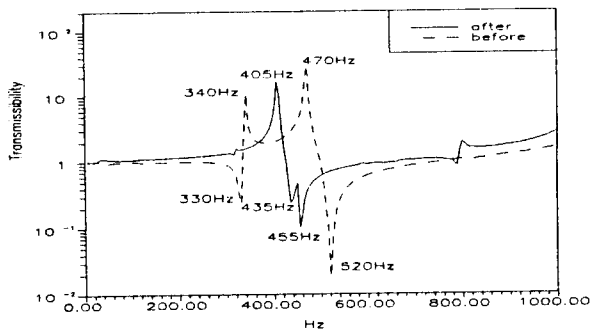
스펙트럼을 계산하기 위해 먼저 진동테이블에 대한 치구 위의 제어점 및 시험물 부착점들에서의 전달함수를 측정하여야 한다. 측정된 전달함수는 Fig. 7의

Table 1 Lumped added masses after fixture modification

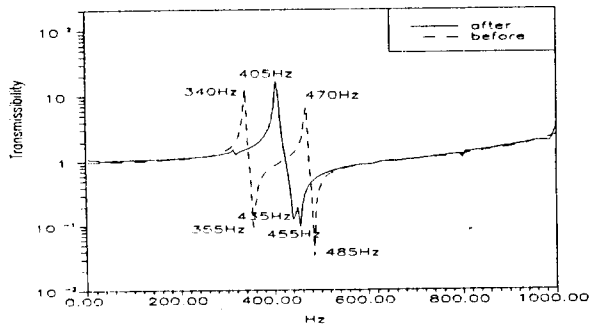
Point	①	②	③	④	⑤	⑥
Mass[g]	5.7	0.0	391.0	0.0	222.6	0.0
Point	⑦	⑧	⑨	⑩	⑪	⑫
Mass[g]	392.9	500.0	500.0	287.5	59.3	0.0



(a) FRF at control point, C



(b) FRF at specimen attachment point, S₁ or S₃



(c) FRF at specimen attachment point, S₂ or S₄

Fig. 7 Frequency response functions before and after fixture modification

점선과 같으며, 전달함수를 이용하여 제어점 최적 기준스펙트럼을 Fig. 5와 같이 결정하였다. 제어결과, Fig. 6에서처럼 시험물 부착점들에서 과대시험은 거의 없어지고, 기준스펙트럼인 0.001g²/Hz에 가깝게 제어됨을 알 수 있다. 그러나 반공진 진동수에서의 과소시험은 여전히 발생되고 있음을 알 수 있다.

3.3 구조변경설계 후 치구의 제어 결과

본 연구에서 제안한 목적함수 및 구조변경에 따른

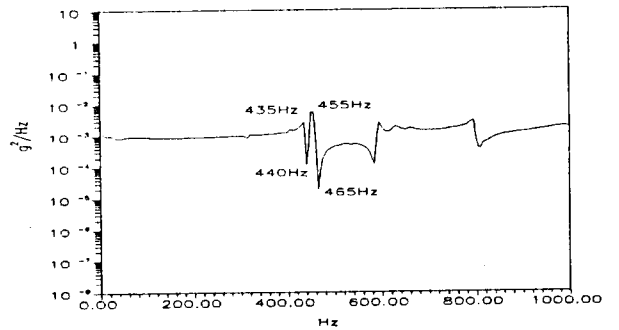
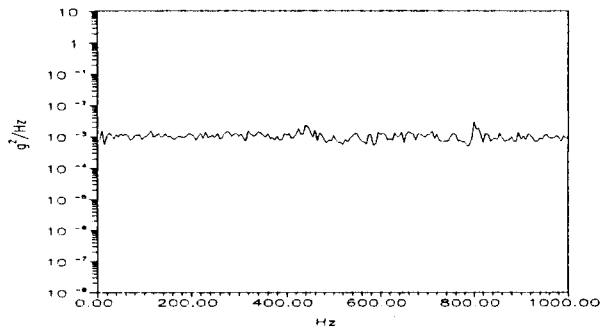
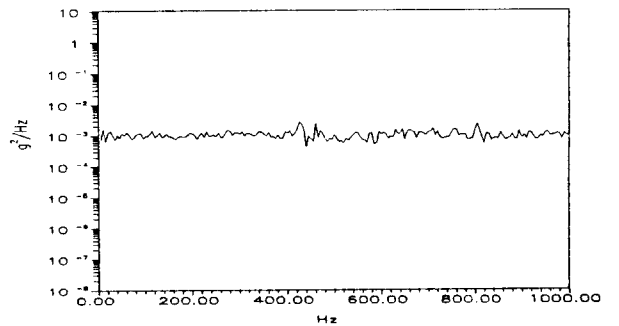


Fig. 8 Optimal reference spectrum at control point after fixture modification



(a) Spectrum at specimen attachment point, S₁ or S₃



(b) Spectrum at specimen attachment point, S₂ or S₄

Fig. 9 Spectra controlled by optimal reference spectrum after fixture modification

응답예측법을 이용하여 치구의 구조변경 설계를 수행하여 12개의 최적 부가질량을 Table 1과 같이 얻었다. 먼저, 직경 40 mm의 강철봉을 절단하여 12개의 부가질량을 제작하였으며 제작된 부가질량을 볼트로 치구 위에 설치하였다. 마찬가지로 제어점 최적 스펙트럼을 구하기 위해 진동테이블에 대한 치구 위의 제어점 및 시험물부착점들에서의 전달함수를 측정하였더니 Fig. 7의 실선처럼 변경되었다. 측정된 전달함수로부터 알 수 있는바와 같이 구조변경 후 시험물 부착점들에서의 응답스펙트럼이 거의 일치하는 것을 알 수 있다. 또한 이것을 이용하여 구조변경 후 치구제어를 위한 제어점에서의 최적 기준스펙트럼을 Fig. 8과 같이 결정하였다. 그리고 구조변경된 치구를 최적 기준스펙트럼으로 제어하였다. 제어결과, Fig. 9에서 처럼 각 시험물 부착점들에서의 응답스펙트럼들이 진동시험규격에 주어진 기준스펙트럼대로 제어되는 가장 이상적인 제어가 수행됨을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 환경진동시험제어시 치구 위의 여러 시험물 부착점들에서의 응답스펙트럼을 일치시키기 위한 목적함수 설정법 및 실험적 응답예측법을 제안하였다. 그리고 예측된 응답을 이용한 치구 구조변경설계법을 제안하였으며 실험을 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 제안한 방법을 이용하여 구조변경된 치구를 최적 기준스펙트럼으로 제어한 결과, 시험물 부착점들에서의 응답스펙트럼이 시험규격에 주어진 기준스펙트럼에 거의 일치되는 가장 이상적인 제어가 이루

어짐을 알 수 있었다.

(2) 이상적인 제어의 수행으로 진동시험 중 또는 시험 후에 나타나는 시험물의 성능저하나 오동작에 대한 원인이 시험물 자체의 문제로 인한 것인지, 과대/과소시험으로 인한 것인지에 대한 원인규명 및 해석이 정확하게 이루어질 수 있게 되었다.

(3) 환경진동시험에서 처럼 피드백제어를 실시하는 구조물의 제어 등에 본 방법의 적용 및 응용이 가능하다.

참 고 문 헌

- (1) Klee B.J., Kimball D.V. and Tustin W., 1971, Vibration and Shock Test Fixture Design, Tustin Institute of Technology.
- (2) MIL-STD-810B, Method 514.1, Paragraph 4.2, MISC, 1967.
- (3) Harris, C.M. and Crede, C.E., 1976, Shock and Vibration Handbook, 2nd Ed., McGraw-Hill, New York, pp. 27-1~27-14.
- (4) Gheorghe Buzdugan, Elena Mihalescu and Mircea Rades, 1986, Vibration Measurement, Martinus Nijhoff Publishers, pp. 211~266.
- (5) 김준엽, 정의봉, 1995, "랜덤진동제어에서 치구 성능향상을 위한 기준스펙트럼의 최적화에 대한 연구", 대한기계학회논문집, 제19권, 제1호, pp. 284~291.
- (6) 김준엽, 정의봉, 1995, "환경진동시험제어에서 반공진동수해석에 치구의 구조변경설계", 한국소음진동공학회지, 제5권, 제4호, pp. 555~563.