

# 압전작동기를 이용한 트러스 구조물의 다중 모드 진동제어

주형달\* · 박현철\*\* · 황운봉\*\*  
(2000년 1월 14일 접수)

## Multi-Modal Vibration Control of Truss Structures Using Piezoelectric Actuators

HyungDal Joo, HyunChul Park and Woonbong Hwang

**Key Words:** Truss Structures(트러스 구조물), Active Vibration Control(능동진동제어), Piezoelectric Actuator(압전작동기), Optimal Position Index(최적위치지수), Modal Damping Ratio(모드감쇠비), Digital Control(디지털제어)

### Abstract

Truss structures are widely used in many space structures, such as large antenna systems, space stations, precision segmented telescopes because they are light in weight and amenable in assembly or deployment. But, due to the low damping capacity, they remain excited for a long time once disturbed. These structural vibrations can reduce life of the structures and cause unstable dynamic characteristics. In this research, vibration suppression experiment has carried out with a three-dimensional 15-member truss structure using two piezoelectric actuators. Piezoelectric actuators which consist of stacks of thin piezoelectric material disks are directly inserted to the truss structure collocated with the strain sensors. Each actuator is controlled digitally in decentralized manner, based on local integral and proportional feedback. The optimal positions of the actuators are determined by the modal damping ratio and the control force. Numerical simulation has carried out to determine optimal position of each actuator.

### 1. 서론

각종 구조물에서 고강도 및 경량 구조재료의 개발에 힘입어 구조물이 대형화되면서 구조물의 고유진동수가 작아지게 되어 진동으로 인한 구조물의 안전 문제가 새로이 부각되고 있다.

이와 더불어 우주구조물이라는 새로운 개념이 생기게 되면서, 우주 공간에서의 높은 효율성과 정밀한 제어를 위하여 우주구조물에서 발생하는 진동을 제어하는 것 역시 중요한 관건이 되고 있다.<sup>(1)</sup> 이러한 구조물의 진동을 제어하기 위해 초

기에는 구조물에 전달되는 에너지를 부가 장치로 하여금 소모시키거나 재료 자체의 물성을 변화시키는 수동제어의 방법이 사용되었으나 이는 입력 하중의 주파수 특성이 넓게 분포되었을 경우에는 효율성이 저하되므로,<sup>(2)</sup> 최근 들어 다양한 종류의 하중 조건에서도 효율적으로 구조물의 진동이 제어되도록 하는 능동진동제어에 대한 연구가 활발히 진행 중이다.

트러스 구조물은 조립과 분해가 용이하고, 또 부피에 비하여 가볍기 때문에 우주 공간의 대형 우주 안테나 시스템, 우주정거장, 우주망원경 등의 구조물에 사용되고 있다. 트러스 구조물의 진동제어는 최근에 제어기술과 작동기, 감지기 기술의 급속한 발달로 트러스 구조물의 구조-제어의 연계적인 설계가 가능해지면서 진동문제 해결의 설계기법에 대한 많은 연구가 진행되고 있다. 특히 Onoda 등은 Realistic Objective Function과 시

\* 포항공과대학교 대학원 기계공학과

\*\* 회원, 포항공과대학교 기계공학과

E-mail : hcpark@postech.ac.kr

TEL : (054)279-2167 FAX : (054)279-5899

스텝 제한요소를 사용하여 구조-제어 설계의 동시 최적화에 대해 연구하였고,<sup>(3)</sup> Bodden 등은 고유치 최적화 알고리즘을 이용한 최적화 방법을 연구하였다.<sup>(4)</sup> 또한 기능성 재료(Smart Material)의 급속한 발전으로 기능성 재료를 능동진동제어(Active Vibration Control)분야에 사용하는 연구가 급속히 이루어지고 있다.<sup>(5-8)</sup> 이러한 기능성 재료로는 전기유동유체(Electric Rheological Fluid), 형상기억합금(Shape Memory Alloy), 압전재료(Piezoelectric Material)등이 있으며 특히 압전재료는 광범위한 주파수 영역에서 사용이 가능하고 재료 자체의 고유진동수가 높아서 압전재료로 인한 공진문제를 일으키지 않아 구조진동제어 측면에서 아주 우수한 작동기로 여러 방면에서 사용할 수 있다.<sup>(9-12)</sup> 압전재료를 트러스 구조물에 사용할 경우 부재의 축 방향 제어가 가능한 축방향 적층형 압전작동기(Axial PZT)를 부재에 직접 삽입하는 방식이 유리하다. 트러스 구조물의 작동기의 위치는 제어방법과 목적에 따라 달라질 수 있는데 이에 관한 연구로는 Arbel이 Controllability Grammian 행렬의 고유치 값을 이용하여 작동기의 최적 위치를 구하였고,<sup>(13)</sup> Skelton 등은 각 작동기의 위치에 따른 입력, 출력 목적함수(Cost Function)를 정의하여 작동기의 최적 위치를 구하였으며,<sup>(14)</sup> 김태익 등은 반속도 되먹임을 이용하여 진동제어를 하였다.<sup>(17)</sup> 트러스 구조물은 자유도가 매우 커서 모델 축소과정이 필요하다. 이때 Spill-over 문제를 일으킬 수도 있으므로 제외시킨 모드가 시스템의 안전성과 제어에 나쁜 영향을 미치지 않도록 각별한 주의가 필요하다.

본 연구에서는 아크릴 트러스 구조물에 능동진동제어를 위한 작동기와 감지기 쌍의 최적 위치를 찾는 연구를 수행하였으며 실험용 3차원 트러스 구조물을 제작하고 압전작동기를 사용하여 진동제어 실험을 수행하였다. 작동기로는 축 방향 하중을 줄 수 있는 축방향 적층형 압전작동기를 사용하였고 감지기도 역시 축 방향 변위를 측정할 수 있는 스트레인 게이지를 사용하였다. 기존 연구와는 달리 제어방법은 감지된 신호에 대한 비례 되먹임제어와 적분 되먹임제어를 사용하여 제어하려는 모드의 감쇠비를 증가시키는 방식을 선택하였다. 각각의 되먹임 제어는 A/D 변환기와 D/A 변환기를 사용하여 디지털 방식으로 수행하였다. 작동기 최적위치는 제어하려는 모드의 모

드 감쇠비와 제어력을 고려하여 구하였는데 작은 제어력으로 제어하고자 하는 모드의 모드 감쇠의 효과가 가장 큰 곳을 최적위치로 정하였다. 다른 위치에서의 제어성능은 최적위치와의 상대적인 값으로 새로운 최적 위치 지수(Optimal Position Index)를 정의하여 나타내었다.

## 2. 이 론

### 2.1 트러스 구조물 모델링

3차원의 트러스 구조물의 경우 이상적인 트러스 모델은 트러스를 구성하는 부재와 마찰이 존재하지 않는 볼소켓이음으로 구성되어야 하며 트러스 부재의 길이 방향 단면의 중심선은 직선이고 조인트의 중심과 일치해야 한다. 또 힘과 반력은 조인트에서만 주어지며 구조물에 대한 하중은 각 트러스 부재의 인장 혹은 압축 하중으로 지지되고 결합 부분은 무차원화된 점으로 아무런 하중도 지지하지 않게 된다. 그러나 실제 트러스 구조물을 만들 경우 위의 이상적인 트러스 모델을 정확히 만족시킬 수 없다. 가령 조인트에서 마찰, 부피, 질량 및 모멘트가 존재하며 조인트와 부재 사이에 작은 틈새와 느슨함이 발생한다. 따라서 부재를 가늘게 하고 부재의 중심선을 조인트의 중심과 일치시켜 이상적인 트러스 구조물의 부재에 작용하는 인장력, 압축력에 의해 계산되는 부재 응력과 실제 구조물의 부재에서 발생하는 부재 응력의 차인 2차응력을 줄이면 실제 거동에 만족할 만한 해석 결과를 얻을 수 있다.

각 부재의 전체 길이 변위 벡터,  $v_e$ 는 부재의 탄성 변위 벡터,  $v_e$ 와 작동기 변위 벡터,  $v_a$ 의 합으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$v_i = v_e + v_a \tag{1}$$

또, 광역좌표로 표현되는 조인트의 변위 벡터 (ξ)와 부재의 길이 변위 벡터( $v_i$ )는 다음과 같이 방향 코사인 행렬(B)를 사용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.<sup>(15)</sup>

$$B^T \xi = v_i \tag{2}$$

트러스 구조물의 운동 방정식은 Lagrange의 운

동방정식으로부터 구해진다. 고유감쇠를 무시하는 경우 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{d}{dt} \left\{ \frac{\partial T}{\partial \dot{\xi}_i} \right\} - \left\{ \frac{\partial T}{\partial \xi_i} \right\} + \left\{ \frac{\partial V}{\partial \xi_i} \right\} = f_i \quad (3)$$

여기서  $f_i$  는  $i$ 번째 광역좌표계에 대응하는 비보존 외력이며,  $V$ 는 위치 에너지,  $T$ 는 운동 에너지이다. 위치 에너지와 운동 에너지는 식 (4), 식 (5)에 의해 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} V &= \frac{1}{2} v_e^T s = \frac{1}{2} v_e^T \overline{K} v_e \\ &= \frac{1}{2} (B^T \xi - v_a)^T \overline{K} (B^T \xi - v_a) \end{aligned} \quad (4)$$

$$T = \frac{1}{2} \dot{\xi}^T M \dot{\xi} \quad (5)$$

여기서  $\overline{K}$ 는 각 부재의 강성을 나타내는 대각행렬 형태이며 다음과 같이 각 부재의 단면적 ( $A_i$ ), 각 부재의 길이( $l_i$ ), 각 부재의 탄성계수 ( $E_i$ )로 표현된다.

$$\overline{K} = \text{diag}(k_i) = \text{diag}\left(\frac{A_i E_i}{l_i}\right) \quad (6)$$

식 (4)와 식 (5)를 식 (3)에 대입하면 운동 방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$M \ddot{\xi} + K \dot{\xi} = f + B \overline{K} v_a \quad (7)$$

만약  $r(r \leq n)$ 개의 작동기가 있다면  $v_a$  벡터 성분 중 0이 아닌 요소만 선택하고 이와 더불어 방향 코사인 행렬과  $\overline{K}$  행렬 중 계산에 관계하는 부분만 선택하여 다음과 같이 표현된다.

$$M \ddot{\xi} + K \dot{\xi} = f + B' K_a v_a' \quad (8)$$

여기서  $v_a'$ 은  $v_a$ 의  $r \times 1$ 의 부분 벡터,  $B'$  행렬은  $B$ 행렬의  $n \times r$ 의 부분 행렬,  $K_a$  행렬은  $\overline{K}$ 의  $r \times r$ 의 부분 행렬이 된다. 즉 고려되는  $r$

개의 작동기의 위치에 따라  $B'$ 과  $K_a$ 행렬은 결정된다.

## 2.2 트러스 진동 제어

### 2.2.1 개회로 전달함수 (Open Loop Transfer Function)

감지기가  $r$ 개의 작동기와 동치(Collocated)된 경우 역시  $r$ 개의 감지기가 존재하게 된다. 감지기의 측정된 변위는 부재의 탄성 변위에 비례하게 되며 조인트간의 변위와 작동기의 작동 변위로 다음과 같이 표현된다.

$$y = \alpha (B_s'^T \xi - v_a') = \alpha (B'^T \xi - v_a') \quad (9)$$

여기서  $\alpha$ 는 탄성 변위와 측정된 신호간의 비례상수이다. 감지기에서 측정되는 변위는 광역좌표계로 기술된 조인트의 변위와 감지기와 관계되는 방향 코사인 행렬을 사용하여 부재의 길이 방향의 변위로 나타내어진다. 또, 감지기와 관련되는 방향 코사인 행렬,  $B_s'$ ,은 작동기와 감지기가 동치된 경우 작동기와 관계되는 방향 코사인 행렬,  $B'$ ,과 같은 행렬이 된다.

식 (8)에서 비보존 외력이 작용하지 않을 경우 개회로 전달함수는 식 (8), 식 (9)을 각각 Laplace 변환한 후 식 (8)를 식 (9)에 대입하면 다음과 같이 나타내어진다.

$$y = \alpha [B'^T (K + s^2 M)^{-1} B' K_a - 1] v_a' \quad (10)$$

여기서 위의 역행렬 부분을 다음과 같이 Dynamic Flexibility Expansion을 사용하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$y = \alpha \left[ \sum_{i=1}^{\infty} \frac{B'^T \phi_i \phi_i^T B' K_a}{\mu_i (\Omega_i^2 + s^2)} - 1 \right] v_a' \quad (11)$$

여기서  $\phi_i$ 와  $\Omega_i$ 는 각각 구조물의 고유치 문제를 풀었을 때의 각각의 모드 형상과 고유진동수를 나타내며 다음과 같은 관계식이 성립한다.

$$\mu = \text{diag}(\mu_i) = \Phi^T M \Phi \quad (12)$$

$$\mu \Omega^2 = \text{diag}(\mu_i \Omega_i^2) = \Phi^T K \Phi \quad (13)$$

또, 개회로 주파수 응답은  $s = j\omega$ 를 대입하면 다음과 같이 주어진다.

$$y = \alpha \left[ \sum_{i=1}^{\infty} \frac{B'^T \phi_i \phi_i^T B' K_a}{\mu_i (\Omega_i^2 - \omega^2)} - 1 \right] v_a' \quad (14)$$

### 2.2.2 폐회로 전달함수 (Closed Loop Transfer Function)

구조물에 발생한 진동을 제어하기 위하여 감지기에서 측정된 신호를 되먹임제어를 할 경우 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$v_a'(s) = -G(s)Y(s) \quad (15)$$

식 (8), 식 (9)를 각각 Laplace 변환한 후 식 (9), 식 (15)을 식 (8)에 대입하면 다음과 같이 폐회로 전달함수를 구할 수 있다.

$$(Ms^2 + \alpha B'K_a(I - \alpha G(s))^{-1}G(s)B'^T + K)\xi(s) = F(s) \quad (16)$$

광역좌표계로 나타내어진 폐회로 전달함수를 모드좌표계로 변환하기 위해 식 (17)을 식 (16)에 대입한 후 모드 행렬  $\Phi^T$ 를 양변의 앞에 곱하면 식 (18)과 같이 나타난다.

$$\xi = \Phi \eta \quad (17)$$

$$\left( \text{diag}[\mu_i]s^2 + \alpha \Phi^T B' K_a (1 - \alpha G(s))^{-1} G(s) B'^T \Phi + \text{diag}[\mu_i \Omega_i^2] \right) \eta(s) = \Phi^T F(s) \quad (18)$$

각각의 감지기과 동치된 작동기가 제어하려는 모드에 대해 독립적으로 제어되도록 하면  $G(s)$ 가 행렬의 형태가 아닌 함수 형태가 되므로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\left( \text{diag}[\mu_i]s^2 + \alpha \frac{G(s)}{1 - \alpha G(s)} \Phi^T B' K_a B'^T \Phi + \text{diag}[\mu_i \Omega_i^2] \right) \eta(s) = \Phi^T F(s) \quad (19)$$

여기서 각각의 모드 형상의 직교성을 이용하여 계산하면 대각 요소만이 남게 되어 고려하는 k개의 모드에 대해서 다음과 같이 k개의 독립된 방정식이 나오게 된다.

$$\left( \mu_i s^2 + \alpha \frac{G(s)}{1 - \alpha G(s)} \phi_i^T B' K_a B'^T \phi_i + \mu_i \Omega_i^2 \right) \eta_i(s) = \phi_i^T F(s), \quad (i=1, \dots, k) \quad (20)$$

작동기는 감지기에서 나오는 신호를 되먹임제어를 하게 되는데, 식 (20)에서 적당한 제어기,  $G(s)$ ,를 선택하여 각각의 모드에 대해 모드 감쇠력을 추가하는 방식을 생각할 수 있다. 만약 작동기가 감지기 신호를 선형적으로 증폭시켜 역신호를 가하는 비례 되먹임제어와 위상을 90° 지연시키는 적분 되먹임제어를 동시에 사용한다면 제어기의 전달함수는 다음과 같이 나타내어진다.

$$G(s) = G_p(s) + G_I(s) = \frac{1}{\alpha} \left( g_1 - \frac{g_2}{s} \right) \quad (21)$$

여기서  $G_p(s)$ 는 비례 되먹임 전달함수,  $G_I(s)$ 는 적분 되먹임 전달함수이며  $\frac{g_1}{\alpha}$ 는 비례 되먹임 이득,  $-\frac{g_2}{\alpha}$ 는 적분 되먹임 이득이다.

식 (21)을 식 (20)에 대입하면 폐회로 전달함수는 다음과 같이 주어진다.

$$\left( \mu_i s^2 + \frac{g_1 s - g_2}{(1 - g_1)s + g_2} \phi_i^T B' K_a B'^T \phi_i + \mu_i \Omega_i^2 \right) \eta_i(s) = \phi_i^T F(s) \quad (22)$$

또, 폐회로 주파수 응답은 식 (22)으로부터 다음과 같이 표현된다.

$$\left( -\omega^2 \mu_i + j\omega \frac{g_2}{\omega^2 (1 - g_1)^2 + g_2^2} \nu_i + \frac{\omega^2 g_1 (1 - g_1) - g_2^2}{\omega^2 (1 - g_1)^2 + g_2^2} \nu_i + \mu_i \Omega_i^2 \right) \eta_i(j\omega) = \phi_i^T F(j\omega) \quad (23)$$

$$\nu_i = \phi_i^T B' K_a B'^T \phi_i \quad (24)$$

앞 식에서 보듯이 작동기와 감지기가 동치됨으로 얻어지는  $B'$  행렬로 인하여  $\nu_i$ 는 항상 Positive Definite이다. 즉, 작동기의 제어력이 각각의 모드에 대해 모드감쇠계수를 항상 양으로 만들므로, 제어하려는 모드에 대해서는 모드 감쇠비를 최대로 증가시키는 역할을 하며 고려하지 않는 다른 모드에 대해서도 그 모드를 가진 시키

지 않는다. 따라서 특정한 모드의 진동을 제어하고자 발생된 제어력이 고려하지 않은 모드의 진동을 가진 시켜 시스템 전체가 불안정해지는 Spillover Effect에 대하여 안전하다고 할 수 있다. 또한 작동기와 감지기를 동치시킴으로써 이러한 시스템의 전체적인 안전성을 구현할 수 있을 뿐만 아니라 전체 시스템의 State-Estimator나 필터가 필요하지 않아 제어기 내의 복잡한 계산 과정을 피할 수 있다.

제어하고자 하는  $i$ 번째 모드의 모드 감쇠비는 식 (23)의 두 번째 항의  $g_1$ ,  $g_2$ ,  $v_i$ 에 관계되는 감쇠계수와 비례하게 된다. 따라서 작동기의 위치에 관계되는 변수를 조정함으로써 제어하고자 하는 모드의 감쇠계수를 가장 크게 하는 곳에 작동기를 설치하는 것이 바람직하다. 즉 작동기의 위치를 바꾸었을 때 그 값들이 변하는 방향 코사인 행렬( $B'$ )과  $K_a$  행렬로부터 최대의  $v_i$ 가 얻어지는 곳이 제어하고자 하는 모드 감쇠비를 최대로 하는 곳이 된다.

### 2.2.3 디지털제어

이번 트러스의 진동제어에 사용되는 비례 되먹임제어와 적분 되먹임제어는 디지털로 구현하기가 비교적 간단하다. 비례 되먹임제어의 경우 디지털로 구현할 경우 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$v_{a_i}' = -\frac{g_1}{\alpha} y_i \quad (25)$$

또, 감지기에서 측정된 신호를  $90^\circ$  만큼 위상을 지연시키는 적분 되먹임제어는 다음과 같이 표현된다.

$$v_{a_i}' = v_{a_{i-1}}' + \frac{g_2 \Delta t}{\alpha} y_i \quad (26)$$

따라서 비례 되먹임제어와 적분 되먹임제어를 동시에 하는 경우 감지된 신호를 다음과 같이 디지털로 구현이 가능하다.

$$v_{a_i}' = v_{a_i}' + v_{a_i}' = -\frac{g_1}{\alpha} y_i + v_{a_{i-1}}' + \frac{g_2 \Delta t}{\alpha} y_i \quad (27)$$

식 (27)에서 알 수 있듯이 이러한 방정식은  $\Delta t$  시간 단위로 반복적으로 풀려진다. 샘플링 속도

는 보통 수 kHz 이상이 되기 때문에 샘플링 주기는 수 msec 이하가 되며 구조해석 결과 제어 대상이 되는 수백 Hz의 대역폭을 가진 트러스의 저차 진동제어에는 근사화에 따른 오차가 아주 작게 된다. 그러나, 적분 되먹임제어를 디지털로 구현할 경우 감지기에서 나오는 연속신호를 정확하게 따라가지 못함으로써 포화 현상이 발생할 수 있는데 다음과 같이 설계함으로써 이러한 문제를 해결할 수 있다.

$$v_{a_i}' = -\frac{g_1}{\alpha} y_i + \beta (x v_{a_{i-1}}' + \frac{\rho \Delta t}{\alpha} y_i) \quad (28)$$

여기서  $x(0 < x < 1)$ ,  $\rho$ 는 적분기 안정 상수이며  $\beta \rho = g_2$ 의 관계가 성립한다.

### 2.3 작동기 최적위치

본 연구에서는 압전작동기가 작용하는 힘에 비하여 모드 감쇠비가 가장 커지게 하는 곳을 작동기의 최적위치로 정하였다. 작동기가 제어하려는  $i$ 번째 모드에 대한 작동력은 작동기와 동치되어 있는 감지기가 측정하는  $i$ 번째 모드에 대해 측정되는 신호의 크기에 비례하게 된다. 식 (9)를 모드좌표계로 바꾸어 보면 그 크기가 그 모드에서 발생하는 부재의 길이의 변위,  $B'^T \phi_i$ 가 커짐에 따라 증가하는 것을 알 수 있다. 또, 압전 작동기의 변위가  $\mu m$  범위임을 감안하면  $B'^T \phi_i$ 에 거의 비례한다고 할 수 있다. 따라서 제어하려는  $i$ 번째 모드에 대하여 작동력에 비해 얻어지는 모드 감쇠비의 정도는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\left| \frac{\text{Modal Damping Ratio}}{\text{Control Force}} \right|_i \propto \left| \frac{\phi_i^T B' K_a B'^T \phi_i}{B'^T \phi_i} \right| \quad (29)$$

따라서 제어하려는 모드의 최적위치는 식 (29)의 값이 최대가 되는 곳이 된다. 또, 다른 위치에서 제어성능의 정도는 최적위치에서의 값으로 나누어 최적위치지수(Optimal Position Index)로 정의하였다.

$$O.P.I. = \left| \frac{\phi_i^T B' K_a B'^T \phi_i}{B'^T \phi_i} \right| / \text{Max} \left| \frac{\phi_i^T B' K_a B'^T \phi_i}{B'^T \phi_i} \right| \quad (30)$$

식 (30)을 살펴보면 제어하려는  $i$ 번째 모드에 대하여 제어 효과가 가장 큰 위치에서 O.P.I. 값

은 1이 되고, 그 외의 위치에서는 최적위치에 대하여 상대적인 값을 나타낸다.

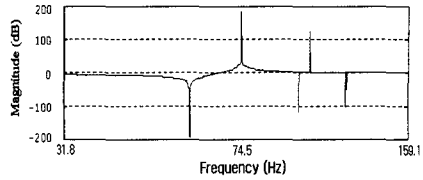
### 3. 수치모사

작동기 최적위치를 구하기 위해서 수행한 수치모사 모델은 Fig. 1과 같이 실험을 위해 제작할 3차원 트러스 구조물을 대상으로 하였다.

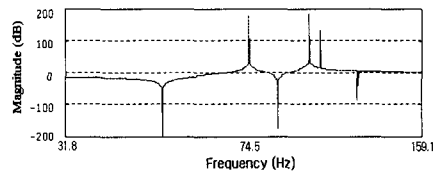
각각의 조인트의 변위는 x, y, z방향으로 분해할 수 있으며 자유로운 조인트 5개가 존재하므로 트러스 구조물의 거동을 완벽하게 기술하는데 필요한 광역좌표수는 15개이다. 또, 트러스를 구성하는 15개의 부재에 대해서도 그림과 같이 1번에서 15번까지 부재번호를 부가하였다. 트러스 부재의 길이는 조인트의 중심에서 중심까지이며 길이가 짧은 것들은 길이가 34.6cm, 반지름은 1cm이며 옆면의 대각선 모양으로 사용되는 긴 부재는 길이가 48.9cm, 반지름이 0.75cm이다. 수치모사를 위해 필요한 아크릴 재료의 비중과 탄성계수는 각각  $1200 \text{ kg/m}^3$ ,  $1.776 \text{ GPa}$ 로 실험값을 사용하였다.

Fig. 2는 트러스의 4차 모드 진동까지 고려한 개회로 전달함수의 Bode Plot인데 고려한 작동기와 감지기 쌍이 각각 1번 부재와 5번 부재에 위치할 때에 대하여 Matlab으로 Simulation하여 나타낸 것이다. 여기서 작동기와 감지기가 동치된 시스템의 개회로 전달함수의 몇 가지 특성을 알 수 있다. 4차 모드 진동까지 고려하면 분모, 분자 모두 s의 8차식의 형태로 나타나며 항상 Pole과 Zero가 짝을 이루어 발생한다. 또, 작동기 위치에 따라 개회로 특성이 각각 다르게 나타나며 Pole,

Zero Cancellation 특성을 보이는 위치 등도 알 수 있다.

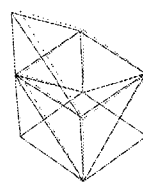


(a) When actuator is located at Member 1



(b) When actuator is located at Member 5

Fig. 2 Open loop transfer function(Bode Plot)



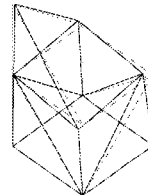
(a) First Mode

Lumped Mass : 74.5 Hz  
Consistent Mass : 81.5 Hz



(b) Second Mode

Lumped Mass : 95.7Hz  
Consistent Mass : 104.0Hz



(c) Third Mode

Lumped Mass : 100.5 Hz  
Consistent Mass : 118.0 Hz



(d) Fourth Mode

Lumped Mass : 119.3Hz  
Consistent Mass : 140.5Hz

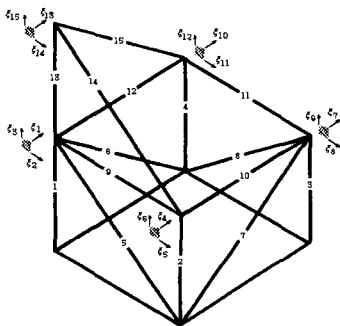


Fig. 1 Truss model

Fig. 3 Mode shape & natural frequency

작동기의 최적위치를 결정하기 위해 진동의 모드 형상과 고유진동수를 트러스 진동 해석에 많이 사용되는 집중 질량 모델과 일관 질량 모델에 대하여 각각 구하였다. 두 가지 경우에 대하여 구한 모드 형상과 고유진동수를 Fig. 3에 나타내었다.

일반적인 진동 해석에서 집중 질량 모델과 일관 질량 모델 중 어떤 것이 보다 정확한 결과가 나오는지 분명하지 않다. 결과를 살펴보면 각각의 모델에서 구한 모드 형상은 비슷하나 고유진동수는 약간의 차이가 있다. 이와 같이 두 가지 경우의 모델에 대하여 구하여진 모드 형상과 고유진동수를 사용하여 2장의 작동기 최적위치의 내용을 바탕으로 작동기의 최적위치를 구하였다. 다음은 각각의 모델의 특징과 최적위치 수치모사의 결과이다.

3.1 집중 질량 모델

집중 질량 모델은 구조물 동적 거동 해석에 가장 간단한 형태로서 가정된 변위 자유도 방향으로 절점  $i$  에 집중 질량  $M_i$ 를 대치함으로써 얻어진다. Matlab과 Mathematica를 이용한 집중 질량 모델에서 구한 고유 진동수와 모드 형상을 이

용하여 제어하려는 모드에 대한 작동기 부재의 O.P.I. 를 Table 1에 나타내었다.

3.2 일관 질량 방식

일관 질량 모델 역시 동역학적 문제를 풀기 위하여 정적 변위 상태로 가정한 형태 함수가 사용된다는 관점에서 근사적이다. 상용 유한요소 프로그램인 NISA II를 사용하였고 마찬가지로 여기에서 구해진 구조물의 모드 형상과 고유진동수를 바탕으로 작동기 부재의 O.P.I. 를 Table 1에 나타내었다.

위의 결과를 살펴보면 주어진 트러스의 경우 집중 질량 모델과 일관 질량 모델에서 구한 각각의 작동기의 최적위치는 모드 해석에서 고려한 트러스 구조물의 4차 모드까지 모두 같은 위치가 되었다. 최적위치에 대한 상대적인 제어 효과를 나타내는 O.P.I. 값도 대부분 같은 경향을 보여준다. 결과를 요약하면 1차 모드 최적위치는 부재 1번, 2차 모드의 최적위치는 부재 5번과 6번, 3차 모드의 최적위치는 부재 3번 그리고 4차 모드의 최적위치는 부재 7번과 8번이 된다. 여기서 2차 모드의 최적위치인 5, 6번 부재와 4차 모드의 최적위치인 7, 8번 부재는 모드 형상과 트러스 구

Table 1 Optimal position index

Member Number	First Mode		Second Mode		Third Mode		Fourth Mode	
	Lumped Mass	Consi. Mass	Lumped Mass	Consi. Mass	Lumped Mass	Consi. Mass	Lumped Mass	Consi. Mass
1	1	1	0	0	0	0.20	0	0
2	0.12	0.10	0.21	0.21	0	0.01	0	0.04
3	0	0.14	0	0	1	1	0	0
4	0.12	0.11	0.21	0.21	0	0.01	0	0.04
5	0.48	0.50	1	1	0	0.09	0	0.2
6	0.48	0.50	1	1	0	0.09	0	0.2
7	0	0.09	0	0.22	0.65	0.66	1	1
8	0	0.10	0	0.22	0.65	0.66	1	1
9	0.21	0.22	0.42	0.42	0	0.04	0	0.08
10	0	0.04	0	0.09	0.22	0.22	0.34	0.33
11	0	0.04	0	0.09	0.22	0.22	0.34	0.33
12	0.21	0.22	0.42	0.42	0	0.04	0	0.08
13	0.27	0.10	0	0	0	0.02	0	0
14	0.17	0.16	0.28	0.28	0	0.03	0	0.05
15	0.17	0.16	0.28	0.28	0	0.03	0	0.05

조를 고려해 볼 때 같은 위치임을 알 수 있다. 대개의 경우 구조물의 진동 문제를 일으키는 모드가 저차 모드임을 고려할 때 2개의 작동기를 사용하는 경우 가장 낮은 저차 모드 2개에 대한 제어를 고려할 수 있다.

#### 4. 실험

실험에 사용한 트러스 구조물은 아크릴 소재를 사용하여 19개의 부재와 9개의 조인트로 이루어진 3차원 형태이며 트러스 하단의 4개의 조인트와 4개의 부재는 에폭시로 고정시켜 사실상 동적 거동이 가능한 5개의 조인트와 15개의 부재의 정정구조 트러스 구조이다. 각각의 조인트와 트러스 부재 사이의 작은 틈과 조인트에서 발생하는 여러 비선형적인 특성은 구조물의 해석 결과와 실험 결과의 차이에 주요한 원인이 된다.<sup>(16)</sup> 물론 하나의 조인트와 부재가 가지는 이러한 비선형성은 아주 작지만 트러스 구조물이 커지게 되면 이러한 비선형성의 누적은 트러스의 동적 거동의 정확한 예측을 힘들게 하며 트러스의 과도응답의 효율적인 능동제어를 어렵게 할 것이다. 따라서 해석 결과와 실제 진동 현상의 오차를 줄이기 위해 조인트 개수를 줄여 간단한 구조로 하고 각각의 조인트와 부재의 연결 부위를 에폭시로 접착하였다. 또, 여러 형상의 트러스 구조에 대한 시뮬레이션 결과 대칭형의 트러스 구조물의 경우 같은 주파수에서 두 개 이상의 모드가 존재하게 되므로 제어 대상의 진동 모드를 쉽게 확인할 수 있도록 비대칭형 트러스 구조를 선택하였다.

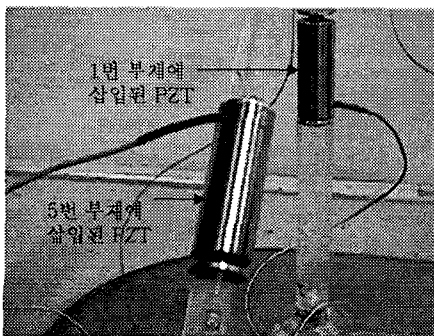


Fig. 4 Inserted axial PZT

실험에서 사용한 축방향 적층형 압전작동기는 최대변형 40 $\mu$ m인 독일의 Piezomechanik 사의 Pst 150/14/20 Vs20이며 Fig. 4처럼 1차 모드와 2차 모드의 최적위치인 1번 부재와 5번 부재에 삽입하였다.

감지기로는 일본의 Sokki Kenkyujo 사의 FLA-2 · 350A-23 스트레인 게이지와 영국의 Fylde 사의 FE-527-SGA 스트레인 게이지 증폭기를 사용하였다. 트러스 구조물의 주파수 응답을 구하기 위해 비접촉식 감지기인 Gap Sensor, 가격 망치 및 Hewlett Packard 사의 FFT Analyzer를 이용하였다. 가격 망치로부터 검출되는 가진력은 FFT에 입력되며 Gap Sensor에서 측정된 응답 변위는 와전류형 센서에서 검출되어 Gap Detector를 거친 후 FFT에 입력된다. FFT에 입력된 신호들은 Fourier Transform을 통해 주파수 응답으로 변환된다. 이를 이용하여 제어할 때와 하지 않을 때의 각각의 경우에 대하여 얻어진 주파수 응답 결과를 평균하여 제어 효과를 확인할 수 있었다. 또, 디지털 컨트롤에 필요한 A/D, D/A 변환기는 Pcl-818 Lab-Card이며 A/D, D/A 각각 두 개의 Channel의 신호를 독립적으로 처리하였다. 샘플링 시간을 1, 2차 모드의 고유진동수 보다 50배 이상 빠르게 하였으므로 Aliasing 문제는 일어나지 않았다. 전체적인 실험 장치도는 Fig. 5에 나타내었다.

#### 5. 결과 및 고찰

앞에서 구한 수치모사의 결과를 바탕으로 트러스 구조물의 1차 모드와 2차 모드의 진동제어를 수행하였다. 진동제어 실험을 수행할 때 외부의 영향을 배제하고 고유주파수 특성을 찾기 위하여 방진 테이블 위에 트러스 구조물을 고정시킨 후 실험을 수행하였다. 먼저 충격 시험법을 통한 주파수 응답 실험결과 제작한 트러스 구조물의 1차

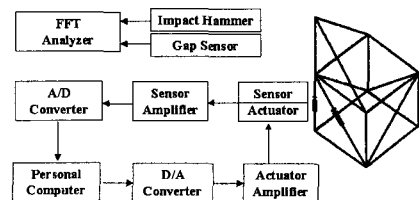


Fig. 5 Schematic diagram of experimental setup



모드 고유주파수는 대략 78.5Hz, 2차 모드 고유주파수는 대략 101Hz임을 확인할 수 있었다. 이는 Fig. 3에서 나타난 집중 질량 모델과 일관 질량 모델에서 구한 1, 2차 모드의 고유진동수와 5Hz 정도의 차이로 두 모델의 수치모사 고유주파수의 중간치를 나타낸다. 대체로 여러 논문의 실험 결과는 수치모사의 고유진동수 결과보다 조금씩 낮게 나오는데 집중 질량 모델의 경우 각 조인트의 질량을 계산할 때 조인트를 가공할 때 부가로 늘어난 조인트의 질량에 대한 오차로 인해 실제 고유진동수보다 조금 낮게 나타난 것으로 예상된다.

수치모사의 결과를 바탕으로 1, 2차 모드의 진동제어를 위해 각각 1번 부재와 5번 부재에 압전 작동기를 삽입하였다. 제어하고자 하는 모드의 모드 감쇠비를 증가시키기 위해서 스트레인 게이지에서 나오는 신호를 비례 되먹임제어와 적분 되먹임제어를 동시에 사용하여 제어를 하였다. 이 때 작동기에 입력된 전압은 스트레인 게이지에서 측정된 전압을 위상변조와 증폭을 거친 것으로, Fig. 6과 같이 -100V에서 100V 사이의 전압이 입력된다.

1차 모드의 제어를 위해 1번 부재에 삽입된 작동기를 작동하면 Fig. 7처럼 1차 모드의 크기가 대략 60%정도 감소하는 것을 알 수 있다.

또 2차 모드의 제어를 위해 5번 부재에 삽입된 작동기로 제어하였을 때도 Fig. 8에서 보는 바와 같이 제어하려는 2차 모드의 진동이 거의 완벽히 제어되는 것을 확인할 수 있었다.

또 Fig. 8에서는 2차 모드를 제어하기 위해 삽입한 작동기가 1차 모드에 대해서도 상당한 제어 효과가 있음을 알 수 있는데 이는 부재 5번의 위치가 수치모사의 결과에서 보여주듯이 1차 모드

에 대해 O.P.I.의 지수가 대략 0.5정도로 1차 모드의 제어에도 큰 제어 효과가 있는 위치이기 때문이다.

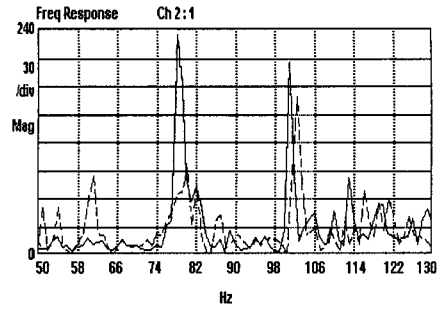


Fig. 7 First mode control

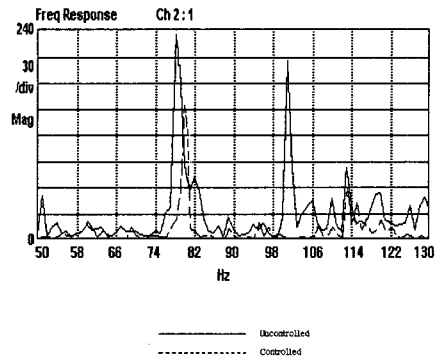


Fig. 8 Second mode control

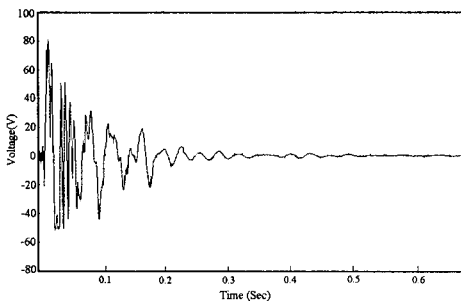


Fig. 6 Input voltage

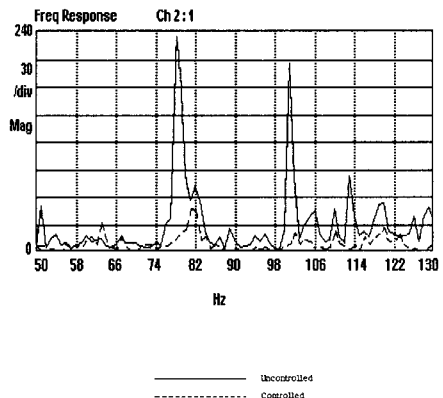


Fig. 9 First & second mode control

Fig. 9은 1, 2차 모드를 동시에 제어하고자 1번 부재의 작동기와 5번 부재의 작동기를 동시에 작동하였을 때의 주파수 응답 실험결과이다. 이 때 제어하고자 하는 두 모드 진부에 대해서 진동제어 효과가 가장 크게 나타났다. 비례 되먹임제어와 적분 되먹임제어의 이득은 제어 효과가 잘 나타나도록 실험적으로 조정하여야 한다. 대체적으로 적분 이득의 값이 커지고 전체적으로 작동기에 가하는 전압이 커질수록 제어하려는 모드의 감쇠효과가 크게 나타났다. 주파수 응답 실험에서 Gap Sensor에서 감지하는 신호의 크기가 매우 작아서 FFT와 다른 실험장비들로 인한 50~70Hz 사이의 노이즈가 작동기를 작동하였을 때 조금씩 나타났다.

### 6. 결론

본 연구에서는 트러스 구조물의 다중 모드의 진동을 압전작동기로 제어하는 방법을 개발하고 이를 실험을 통해 확인하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 동치된 감지기/작동기 쌍을 트러스 부재에 삽입한 후 감지기의 신호를 비례 되먹임제어와 적분 되먹임제어를 이용하여 트러스 구조물의 진동을 안정적으로 제어할 수 있음을 이론적으로 확인하였다.
- (2) 제어하려는 모드에 대한 작동기의 최적위치를 집중 질량 모델과 일관 질량 모델에 대하여 모드 감쇠비와 제어력을 고려하여 구하고 각각의 위치에 대한 제어성능의 정도를 최적위치지수(Optimal Position Index)를 정의하여 구하였다.
- (3) 제작된 트러스 구조물의 1차, 2차 모드의 진동에 대하여 각 모드의 작동기 최적위치에서 진동 억제 효과를 실험적으로 확인할 수 있었다.

### 후 기

본 연구는 한국 과학 재단(KOSEF)의 목적기초 연구과제(과제번호 : 981-1002-012-1)에 의해 연구비 지원을 받아 수행되었으며, 이에 감사드립니다.

### 참고문헌

- (1) Charon, W. and Baier, H., 1995, "Active Mechanical Components as a Step Toward Adaptive Structures in Space," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 6, pp. 396~402.
- (2) Kobori, T., 1991, "Active Vibration Control for Architectural Structure," *Proc. of Int'l Symposium on Active Control of Sound and Vibration*, Tokyo, Japan.
- (3) Onoda, J. and Haftka, R. T., 1987, "An Approach to Structure/Control Simultaneous Optimization for Large Flexible Spacecraft," *AIAA Journal*, Vol. 25, No. 8, pp. 1133~1138.
- (4) Bodden, D. S. and Junkins, J. L., 1985, "Eigenvalue Optimization Algorithms for Structure/Controller Design Iterations," *Journal of Guidance, Control and Dynamics*, Vol. 8, pp. 697~706.
- (5) Carballo, M., Pu, Z. J. and Wu, K. H., 1995, "Variation of Electric Resistance and the Elastic Modulus of Shape Memory Alloys under Different Loading and Temperature Conditions," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 6, pp. 557~565.
- (6) Utku, S., Kuo, C. P., Garba, J. A. and Wada, B. K., 1995, "Shape control of Inflatable Reflectors," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 6, pp. 550~556.
- (7) Paradies, R., Hertwig, M. and Elspass, W. J., 1997, "Shape Control of an Adaptive Mirror at Different Angles of Inclination," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 7, pp. 203~210.
- (8) Douglas Brooks, 1993, "Applicability of Simplified Expression for Design with Electro-Rheological Fluids," *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 4, pp. 409~414.
- (9) Crawley, E. F. and Luis, J. D., 1987, "Use of Piezoelectric Actuators as Element of Intelligent Structures," *AIAA Journal*, Vol. 25, No. 10, pp. 1373~1385.

- (10) Burke, S. E. and Hubbard, J. E., 1987, "Active Vibration Control of a Simply Supported Beam Using a Spatially Distributed Actuator," *IEEE Control System Magazine*, pp. 25~30.
- (11) Fanson, J. L., Blackwood, C. H. and Chu, C. C., 1989, "Active Member Control of Precision Structures," *Proceedings of the 30th AIAA / ASME Structures, and Structural Dynamics, and Materials Conference*.
- (12) 김문현, 강영규, 박현철, 황운봉, 한경섭, 1996, "압전감지기/작동기를 이용한 복합적층판의 다중모드 진동제어," *대한기계학회논문집(A)* 제20권 제10호, pp. 3173~3185.
- (13) Arbel, A., 1981, "Controllability measures and Actuator Placement in Oscillatory Systems," *International Journal of Control*, Vol. 33, No. 3, pp. 565~674.
- (14) Skelton, R. E. and Chiu, D., 1983, "Optimal Selection Input/Outputs in Linear Stochastic Systems," *The Journal of Aeronautical Science*, Vol. 31, No. 3, pp. 399~414.
- (15) Utku, S., Norris, C. H. and Wilbur, J. B., 1991, "Elementary Structural Analysis, 4th edn," Mc Graw-Hill.
- (16) Moon, F. C. and Li, G. X., 1990, "Experimental Study of Chaotic Vibrations in a Pin-Jointed Space Truss Structure," *AIAA Journal*, Vol. 28 No. 5, pp. 915~921.
- (17) 김태익, 강영규, 박현철, 1995, "반속도 되먹임을 이용한 트러스 구조물의 능동진동 제어," 제5회 NISA User's Conference.