

# Filtered Velocity Feedback 제어를 이용한 양단지지보의 음향파워 저감 Reduction of Sound Radiated Power of Clamped Beams using Filtered Velocity Feedback Controllers

신 창 주\*·홍 진 숙\*·정 의 봉\*\*

Changjoo Shin, Chinsuk Hong and Weuibong Jeong

(2011년 9월 6일 접수 ; 2011년 10월 21일 심사완료)

**Key Words :** Active Vibration Control(능동진동제어), FVF(Filterd velocity feedback), Open Loop Transfer Function(개루프전달함수), Sound Radiated Power(음향파워)

## ABSTRACT

This paper investigates the filtered velocity feedback(FVF) controller for the reduction of the acoustic power radiated from a clamped beam. The instability problem due to the non-collocated sensor/actuator configuration when using PZT actuator should be sorted out. The roll-off property of the FVF controller at high frequency helps to alleviate the instability. The dynamics of clamped beams under forces and moments pair and the FVF controller are first formulated. The formulation of the sound radiated power is followed. The open loop transfer function(OLTF) synthesized with 100 modes is used to determine the stability of the control system. The control performance is finally estimated. The levels of the vibration and the sound radiated power are reduced in the wide band below the tuning mode of the FVF controller.

## 1. 서 론

인간의 생활을 더욱 편리하고 운택하게 만들어주는 진공청소기, 자동세탁기 및 자동차 등의 고성능의 기계 장비의 수가 시간이 지날수록 인간의 삶속에서 계속 늘어가고 있다. 이것들을 운용하는 사용자에게 불편함을 끼치지 않기 위해서는 진동과 소음 레벨이 낮게 설계되어야 하며, 저진동, 저소음

을 발생시키는 기계장비일수록 고부가가치를 창출할 수 있게 된다.

진동과 소음이 신체로 전달되는 경로는 크게 구조적인 경로 및 공기를 통한 경로로 나눌 수 있다. 그러나 기계 장비를 운용하는 사용자가 인체의 불편함을 느끼는 진동과 소음은 주로 구조적 경로를 통하여 전달된다<sup>(1)</sup>. 따라서 인체의 불편함을 야기하는 진동 및 소음을 저감하기 위해서는 구조물을 통한 진동 및 소음을 줄이는 것이 효과적이다. 구조적 경로에 의해 전달되는 진동 및 소음을 줄이기 위한 전통적인 방법은 구조물의 재설계 또는 수동적인 감쇠를 주는 것이다<sup>(2)</sup>.

기존에 제작된 구조물에서 발생하는 진동 및 소음을 줄이기 위하여 구조물의 재설계를 할 경우 많은 비용이 소요된다. 그러나 수동적인 감쇠를 주는

\* 교신저자; 정희원, 울산과학기술대학교 디지털기계학부

E-mail : cshong@uc.ac.kr

Tel : (052)279-3134, Fax : (052)279-3137

\* 정희원, 부산대학교 대학원 기계공학부

\*\* 정희원, 부산대학교 기계공학부

# 이 논문의 일부는 2011년 추계 소음진동 학술대회에서 발표되었음.

경우 고주파 진동 및 소음에는 효과적이거나 저주파 대역의 진동 및 소음에는 효율성이 매우 떨어진 다. 따라서 저주파 대역의 진동 및 소음의 저감을 효율이 좋은 능동진동제어(active vibration control : AVC) 및 능동소음제어(active noise control : ANC)가 부각되었다<sup>3)</sup>. 구조적 경로에 의해 전달되는 진동 및 소음을 저감시킬 때는 AVC가 적합하다.

AVC를 위해 사용되는 대표적인 제어기법은 direct velocity feedback(DVFB)와 2차필터의 특성을 지닌 positive position feedback(PPF) 및 acceleration feedback(AF) 등이 있다<sup>4)</sup>. 단순비례제어기인 DVFB는 스카이훅 감쇠를 이용하여 광대역의 주파수 영역에서 구조물의 진동을 저감시킨다. 또한 제작비용이 매우 낮다. 그러나 PZT를 액추에이터로 사용하는 DVFB 제어시스템일 경우 제어기의 성능을 향상 보장할 수는 없다. 그 이유는 PZT 액추에이터의 경우 모멘트쌍으로써 제어력을 인가하는 위치와 센서의 위치가 일치하지 않기 때문이다. Cannon<sup>5)</sup>과 Zhang<sup>6)</sup>은 센서와 액추에이터가 동일한 위치에 있지 않을 경우 제어시스템은 물리적으로 한계를 가지게 되며 이것이 페루프 시스템의 안정성에 영향을 끼친다고 하였다. Getti<sup>7)</sup>는 단순지지보에서 PZT 액추에이터를 사용 시 DVFB의 한계에 대하여 연구하였다. 그는 센서와 액추에이터가 인가하는 제어력이 서로 동일한 위치에 상호작용을 일으키지 못하기 때문에 제어시스템은 조건적 안정성을 지니게 된다고 하였다. DVFB 제어기의 설계변수는 제어제인 하나뿐이기 때문에 수학적으로 모델링하기 힘든 복잡한 구조물 및 플랜트의 응답에서 불안정성이 나타날 시 제어시스템의 안정성을 확보하며 제어하는 것이 매우 어렵다.

또 다른 제어기법으로 PPF와 AF가 있다. PPF는 Fanson과 Caughy<sup>8)</sup>가 제안하였고, AF는 Juang<sup>9)</sup>가 제안한 것으로 모달변위 또는 모달 가속도에 기반하는 2차 필터 특성을 가지는 제어기이다. 이들 제어기는 특정모드로 진동하는 구조물을 효과적으로 제어할 수 있다. Kwak<sup>10)</sup>은 PPF 제어기의 안정성과 성능 및 설계법에 대하여 고찰하였다. 또한 그는 거대 격자 구조물에 MIMO PPF 제어기를 적용하여 이론 및 실험적으로 구조물의 진동을 저감하였다<sup>11)</sup>. Preumont<sup>12)</sup>는 보에 동일한 지점에 센서와 모멘트쌍을 제공하는 액추에이터를 설치하고 AF를

적용하여 그 특성을 알아보고 단일 주파수에 대한 이론과 실험으로써 진동을 저감하였다. Shin<sup>13)</sup>은 AF 등과 같은 2차 필터의 설계 변수가 제어시스템이 미치는 영향을 조사하였다. 제어기의 설계 변수인 게인 및 감쇠비가 제어시스템에 미치는 영향과 2차 필터가 가지는 저역통과 필터의 특성과 유사한 특성을 확인하였다. 하지만 PPF와 AF는 하나의 특정모드를 제어하는 것이 제어기의 설계 목표이기 때문에 다중 모드 제어 시 여러 개의 제어기가 필요하다.

Shin<sup>14)</sup>은 단일제어기로 다중모드를 제어할 수 있는 filtered velocity feedback(FVF) 제어기법을 제안하였다. FVF 제어기는 DVFB의 광대역 제어 특성 및 2차 필터의 특징인 저역통과 필터와 유사한 특성을 지녀 단일제어기로 다중모드를 제어할 수 있다. 그는 양단지지보에 FVF 제어기를 적용하여 다중모드 진동을 제어하였다. AVC이 수행되고 있는 구조물이 방사하는 음향파워를 예측하기 위하여 Elliott<sup>15)</sup>은 구조물의 속도분포를 이용하여 모달방사저항을 구하여 음향파워를 계산하였다.

따라서 이 연구에서는 FVF 제어기를 복잡한 구조물에 적용하여 음향파워를 저감시키기에 앞서 단순구조물인 양단지지보에 적용하여 관심영역대 내에서 음향파워가 저감되는 경향을 파악하고자 한다.

2절에서는 양단지지보의 지배방정식과 일점 하중과 PZT 액추에이터가 제공하는 모멘트쌍에 의한 구조물의 거동에 대한 수학적인 모델을 설명하였다. 3절에서는 FVF 제어기를 설명하였으며 4절에서는 구조진동에 의해 방사되는 음향파워를 정식화 하였다. 5절에서는 FVF 제어기의 적용 및 음향파워 저감 성능을 평가하였으며 6절에서 결론을 정리하였다.

## 2. 양단지지보의 운동지배방정식

Fig. 1은 집중하중과 모멘트쌍이 동시에 입력되는 균일 양단지지보를 보이고 있으며 이를 Euler-Bernoulli beam의 운동방정식으로 표현하면 다음과 같다.

$$EI(1+j\eta)\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \rho A \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = f_p \delta(x-x_p) + \frac{\partial}{\partial x} T_s [\delta(x-x_{s2}) - \delta(x-x_{s1})] \quad (1)$$

여기서  $E$ 는 Young률,  $I$ 는 보 단면의 관성모멘트,  $\eta$ 는 구조감쇠,  $\rho$ 는 밀도,  $A$ 는 보의 단면적,  $f_p$ 는 보에 작용하는 집중하중 그리고  $T_s$ 는 보에 작용하는 모멘트쌍이다. 구조물의 거동을 조화응답으로 가정하면  $\eta$ 는 등가점성감쇠를 이용하여  $2\zeta_n$ 으로 표현할 수 있다. 또한,  $\delta$ 는 단위 임펄스 함수로써  $x$  전체 구간에 대하여  $x_{s1}$  그리고  $x_{s2}$ 의 위치에서는 크기 1을, 이외의 위치에서는 크기 0을 나타내는 함수이다. 보의 변위응답을 조화운동으로 가정한 후 모드중첩을 이용하면 행렬식으로 나타내면 식 (2)와 같다.

$$W(x, \omega) = \phi(x) \mathbf{p}(\omega), \quad (2)$$

여기서  $\phi(x)$ 는  $x$ 위치에 해당하는 모드형상 행벡터이며,  $\mathbf{p}(\omega)$ 는 모달변위 열벡터로써 다음과 같이 정의된다.

$$\phi = [\phi_1(x), \phi_2(x), \dots, \phi_N(x)], \quad (3)$$

$$\mathbf{p} = [p_1(\omega), p_2(\omega), \dots, p_N(\omega)]^T, \quad (4)$$

$N$ 은 모드중첩 수이다. 모드 직교성을 이용하면 식 (1)은 다음과 같이 행렬식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} & [-\omega^2 \mathbf{I} + j \text{diag}(2\zeta_n \omega_n \omega) + \text{diag}(\omega_n^2)] \mathbf{p} \\ & = \phi(x_p)^T f_p + \left[ \frac{\partial \phi(x_{s1})}{\partial x} - \frac{\partial \phi(x_{s2})}{\partial x} \right] T_s \end{aligned} \quad (5)$$

여기서  $\omega_n$ 은 구조물의 고유진동수이며  $\frac{\partial \phi}{\partial x}$ 는  $x$ 위치에 해당하는 1차 미분된 모드형상의 행벡터로써 식 (6)과 같다.

$$\frac{\partial \phi(x)}{\partial x} = \left[ \frac{\partial \phi_1(x)}{\partial x}, \frac{\partial \phi_2(x)}{\partial x}, \dots, \frac{\partial \phi_N(x)}{\partial x} \right]. \quad (6)$$

그리고  $x_{s2}$ 와  $x_{s1}$ 는 모멘트쌍이 발생하는 위치로 센서가 놓인 위치  $x_s$ 로부터  $\pm s$ 만큼 각각 떨어진 위치를 나타낸다. 외력과 모멘트가 동시에 작용하는 양단지지보의  $x_s$ 지점 변위 응답은 식 (7)과 같다.

$$W(x_s, \omega) = \phi(x_s) \mathbf{p}(\omega) \quad (7)$$

만약, 센서가 속도센서라면 출력되는 신호  $V$ 는 식 (8)과 같다.

$$V(x_s, \omega) = j\omega W(x_s, \omega) \quad (8)$$

### 3. Filtered Velocity Feedback Control

FVF의 기본 지배방정식은 다음과 같다.

$$\ddot{q} + 2\zeta_c \omega_c \dot{q} + \omega_c^2 p = -g \omega_c^2 \dot{W}, \quad (9)$$

여기서  $q$ 는 제어기의 변위,  $\zeta_c$ 는 제어기의 감쇠비,  $\omega_c$ 는 제어기의 cut-off 주파수, 그리고  $g$ 는 제어계 인이다. 만약  $\omega_c$ 가 구조물의 공진에 튜닝되어 있을 경우, 1자유도계의 운동방정식 형태로 정의되는 FVF 제어기는 해당 주파수에서 큰 응답을 나타내기 때문에 모달 제어기와 같은 역할을 하게 된다.

Fig. 2는 FVF 제어기가 적용된 시스템의 블록 다이어그램이다. 외란에 의한 구조물의 거동이 속도센서로부터 측정되어  $V_p$ 가 FVF 제어기  $H_{FVF}$ 로 입력된다.

$$\mathbf{H}_{FVF} = -gH(\omega), \quad (10)$$

여기서  $H(\omega)$ 는 FVF 제어기의 전달함수로써 식 (11)과 같이 정의된다.

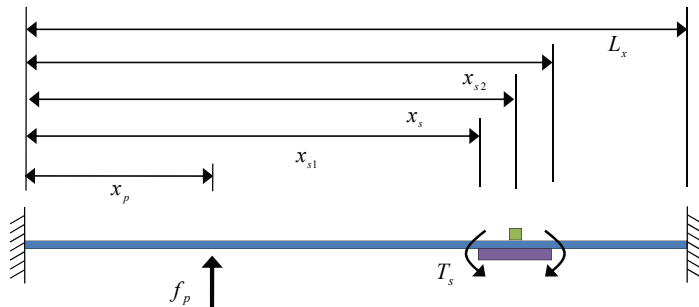


Fig. 1 A clamped beam subjected to a external force and a moment pair

$$H(\omega) = \frac{\omega_c^2}{\omega_c^2 - \omega^2 + j2\zeta_c \omega_c \omega} \quad (11)$$

제어기는 제어신호  $T_s$ 를 생성하여 구조물에 부착된 모멘트쌍 액추에이터를 작동시킨다. 액추에이터 작동에 의해 구조물은 속도 거동  $V_s$ 를 보이게 된다. 최종적으로 외란에 의한 구조물의 거동과 액추에이터에 의한 구조물의 거동이 합쳐져  $V_r$ 의 속도를 나타낸다. 여기서 제어신호  $T_s$ 는 식(12)와 같이 정의된다.

$$T_s = \mathbf{H}_{\text{FVF}} V_r \quad (12)$$

그리고, 구조물의 플랜트 응답  $\mathbf{G}$ 는  $T_s = 1$ 일 경우 센서위치에서의 속도신호 정의할 수 있으며 식(13)과 같다.

$$\mathbf{G}(\omega) = j\omega \boldsymbol{\phi}(x_s) \left[ -\omega^2 \mathbf{I} + j \text{diag}(2\zeta_s \omega_s \omega) + \text{diag}(\omega_s^2) \right]^{-1} \times \left[ \frac{\partial \boldsymbol{\phi}(x_{s1})}{\partial x} - \frac{\partial \boldsymbol{\phi}(x_{s2})}{\partial x} \right]^T \quad (13)$$

$V_r$ 은  $V_p$ 와  $V_s$ 의 합이므로 식(14)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} V_r(\omega) &= V_p(\omega) + V_s(\omega) \\ &= V_p(\omega) + \mathbf{G}(\omega) T_s(\omega) \\ &= V_p(\omega) + \mathbf{G}(\omega) \mathbf{H}_{\text{FVF}}(\omega) V_r(\omega) \end{aligned} \quad (14)$$

따라서 센서 위치에서 관찰되는 제어된 구조물의 최종 전압 인  $V_r$  및 제어 신호인  $T_s$ 는 다음과 같다.

$$V_r = [\mathbf{I} - \mathbf{G}\mathbf{H}_{\text{FVF}}]^{-1} V_p \quad (15)$$

$$T_s = \mathbf{H}_{\text{FVF}} [\mathbf{I} - \mathbf{G}\mathbf{H}_{\text{FVF}}]^{-1} V_p \quad (16)$$

그리고 제어기의 특성변화를 관찰하기 위한 개루프 전달함수(OLTF)는 식(17)과 같다.

$$\text{OLTF}(\omega) = -\mathbf{G}\mathbf{H}_{\text{FVF}} \quad (17)$$

식(17)는 Nyquist 안정성 판별법을 적용하기 위하여 음수 되먹임 제어(negative feedback control)의 표준 관계식과 비교하여 표현한 것이다.

#### 4. 구조진동에 의해 방사되는 음향파워 정식화

구조물이 외란에 의하여 진동하면 구조진동소음을 방사하게 된다. 구조진동소음의 경우, 구조물의 표면의 진동레벨을 줄임으로써 방사되는 소음을 저감시킬 수 있다. 이 논문에서 사용되는 구조물인 보가 무한한 강체 배플 안에 있다고 가정한다면 방사되는 음향파워(SRP)를 계산할 수 있다. 구조물의 모달속도를  $\mathbf{a} = j\omega \mathbf{p}$ 라 하면, 무한한 배플로부터 방사되는 SRP는 식(18)과 같이 표현할 수 있다.

$$\text{SRP}(\omega) = \mathbf{a}^H \mathbf{M} \mathbf{a} \quad (18)$$

여기서  $\mathbf{M}$ 은 자기방사저항(self-radiation resistance)과 상호방사저항(mutual-radiation resistance)으로 구성된 모달방사저항(modal radiation resistance) 행렬이다. 만약 각 요소별 방사체의 속도벡터 성분을  $\mathbf{V}$ 라 한다면, 각 소스  $\gamma$ 바로 앞의 음압은 식(19)와 같다.

$$\gamma = \mathbf{Z} \mathbf{v} \quad (19)$$

여기서  $\mathbf{Z}$ 는 음향임피던스로 대칭행렬이다. 각 요소별 음원에 의해 방사되는 음향파워는 각 방사체 체적속도의 켈레복소수에 음압을 곱한 실수부에 비례

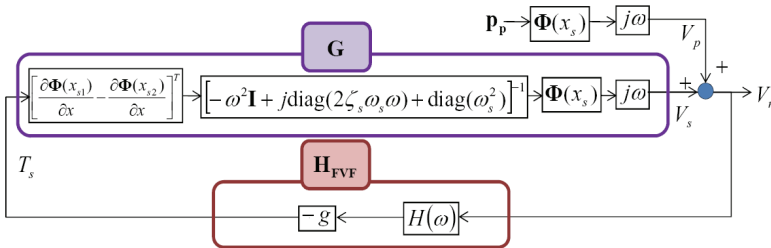


Fig. 2 Block diagram for active feedback control using FVF controller

하므로 음향파위는 식 (20)과 같이 쓸 수 있다.

$$SRP = \frac{S}{2} \text{Re}[\mathbf{v}^H \boldsymbol{\gamma}], \quad (20)$$

여기서  $S$ 는 방사체의 면적이다. 식 (19)를 식 (20)에 대입하면

$$\begin{aligned} SRP &= \frac{S}{2} \text{Re}[\mathbf{v}^H \mathbf{Z} \mathbf{v}] \\ &= \frac{S}{4} \text{Re}[\mathbf{v}^H (\mathbf{Z}^H + \mathbf{Z}) \mathbf{v}], \quad (21) \\ &= \mathbf{v}^H \mathbf{R} \mathbf{v} \end{aligned}$$

여기서  $\mathbf{R}$ 은  $X$ 개의 방사요소를 가진 방사저항 행렬로 식 (22)와 같다.

$$\mathbf{R} = \frac{\omega^2 \rho_0 S^2}{4\pi c_0} \begin{bmatrix} 1 & \frac{\sin(kr_{12})}{kr_{12}} & \dots & \frac{\sin(kr_{1X})}{kr_{1X}} \\ \frac{\sin(kr_{21})}{kr_{21}} & 1 & \dots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\sin(kr_{X1})}{kr_{X1}} & \frac{\sin(kr_{X2})}{kr_{X2}} & \dots & 1 \end{bmatrix}, \quad (22)$$

여기서  $\rho_0$ 와  $c_0$ 는 밀도와 음향 매질 내의 음속이다.  $k$ 는 음향 파수이며,  $r_{ij}$ 는 요소  $i$ 와 요소  $j$ 사이의 거리이다. 따라서  $r_{ij} = r_{ji}$ 이며,  $\mathbf{R}$ 은 대칭행렬이다.  $\mathbf{v} = \boldsymbol{\Phi} \mathbf{a}$ 이므로 SRP는 식 (23)과 같다.

$$SRP = \mathbf{a}^H \boldsymbol{\Phi}^H \mathbf{R} \boldsymbol{\Phi} \mathbf{a}. \quad (23)$$

식 (18)과 식 (23)에 의해 모달방사저항  $\mathbf{M}$ 은 식 (24)와 같이 나타낼 수 있다.

$$\mathbf{M} = \boldsymbol{\Phi}^H \mathbf{R} \boldsymbol{\Phi}. \quad (24)$$

### 5. FVF 제어기 적용 및 음향파워 저감 성능평가

FVF 제어기는 2차 필터로써 저역 통과 필터와 유사한 특성을 보인다. 따라서 튜닝모드 이하의 주파수 대역에 존재하는 구조물의 응답에 크게 영향을 주는 반면, 튜닝모드 이상의 주파수 대역에 존재하는 구조물의 응답에서는 제어기의 roll-off 특성에 의해 영향을 거의 주지 않는다. 따라서 FVF 제어기

를 고차모드에 튜닝할 경우 그 이하에 존재하는 구조물의 응답들은 FVF 제어기의 영향이 강하게 나타나게 된다. 즉, 광대역 진동제어가 가능해지는 것이다. 진동저감 성능을 높이려면 전 주파수 대역에 영향을 미치는 제어게인을 증가시켜야 한다. 하지만 제어시스템에 과도한 제어게인의 적용될 경우 제어 지점에서 새로운 경계조건이 발생하여 구조물의 특성이 바뀌게 된다. 이것을 극복하기 위하여 큰 감쇠비를 적용한다. 감쇠비는 튜닝모드의 응답크기를 줄임으로써 해당모드의 과도한 진동제어 현상을 막아 준다. 즉, 큰 감쇠비를 통해 제어기 튜닝모드의 과도한 진동저감 현상을 막고, 이를 통해 제어게인을 증가시켜 광대역 진동제어를 하는 것이다. 제어를 통해 진동레벨이 줄어들면 동시에 구조물 표면의 진동속도도 줄어든다. 식 (23)에 의해 구조물 표면의 진동속도가 줄어들면 구조진동에 의해 방사되는 음향파워 역시 줄어들게 된다. 능동진동제어는 높은 에너지 레벨을 가진 저주파 대역의 진동을 저감하는 것이 목적이므로 이 논문은 관심주파수 대역을 2 kHz 이하로 설정할 것이다.

Fig. 3은 양단지지의 0.7L 위치에서 계산된 플랜트 응답이다. 이 계산에 적용된 물성치는 Table 1과 같다. 플랜트의 위상응답이  $\pm 90^\circ$  내부에 존재할 경우 무조건적 안정성을 가지게 되는데, Fig. 3(a)와 같이 해석모델은 41차 모드(29.1 kHz)까지 무조건적 안정성을 보였다. 이것은  $s$ 대비  $L_x$ 의 비에 의한 것으로, PZT를 액추에이터로 사용하는 보의 플랜트 응답은  $n \gg L_x/s$ 를 만족할 경우 안정한 응답을 보이며, 그렇지 않을 경우 불안정한 응답을 나타낸다고 Hong이 검증하였다<sup>(21)</sup>. 41차 모드 이상에 존재하는 플랜트 위상응답은  $\pm 90^\circ$  밖에 존재하므로 구조물은 조건적인 불안정성을 가지게 된다. Fig. 3(b)는 29.1 kHz 이상의 응답에서  $(-1, j0)$ 을 내포하는 특성을 보였다. 이것은 플랜트가 불안정하다는 것을 의미한다. 따라서 피드백 제어시스템 구성 시 해당 주파수의 개루프전달함수 응답들이 Nyquist diagram에서  $(-1, j0)$ 을 감싸고 돌지 않도록 제어기를 설계하여야 한다. 식 (15)에 의해 개루프전달함수 응답이  $(-1, j0)$ 을 중심으로 하는 단위원 내부에 존재할 경우 해당 주파수에서 제어 전 대비 제어 후의 응답크기가 증가하게 된다. 반면  $(-1, j0)$ 을 중심으로 하는 단위원 외부에 개루프전달함수 응답이 존재할

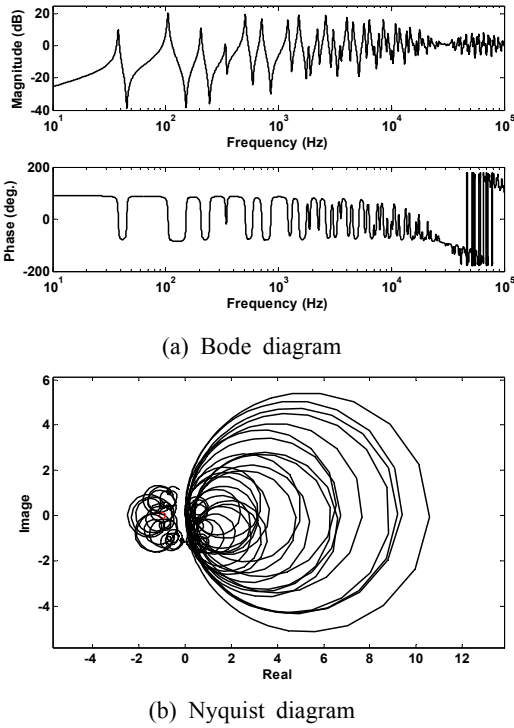


Fig. 3 Plant velocity response of the clamped beam at  $0.7L$

Table 1 Mechanical properties of the beam.

| Parameters              | Symbol | Unit              | Values |
|-------------------------|--------|-------------------|--------|
| Young's modulus         | $E$    | GPa               | 60     |
| Density                 | $\rho$ | kg/m <sup>3</sup> | 2800   |
| Loss factor             | $\eta$ |                   | 0.0015 |
| Length                  | $L_x$  | m                 | 0.5    |
| Width                   | $b$    | m                 | 0.03   |
| Thickness               | $h$    | m                 | 0.002  |
| Half of actuator length | $s$    | m                 | 0.0012 |

경우 해당 주파수에서 제어 전 대비 제어 후 응답의 크기가 줄어들게 된다.

Fig. 4는 1851 Hz에 튜닝된 FVF 제어기가 적용된 양단지지보의  $0.7L_x$  지점의 개루프전달함수를 보이고 있다. 적용된 제어기의 게인은 0.88, 감쇠비는 1.5이다. Fig. 4(a)와 같이 제어시스템은 2 kHz 이상의 대역에서 주파수가 증가할수록 응답의 크기가 줄어드는 roll-off 특성을 보인다. 이것은 제어기가 구조물에 주는 영향이 줄어드는 것을 의미한다. Roll-off 특성으로 인해 해석모델에서 모델링되지 못한 고주파

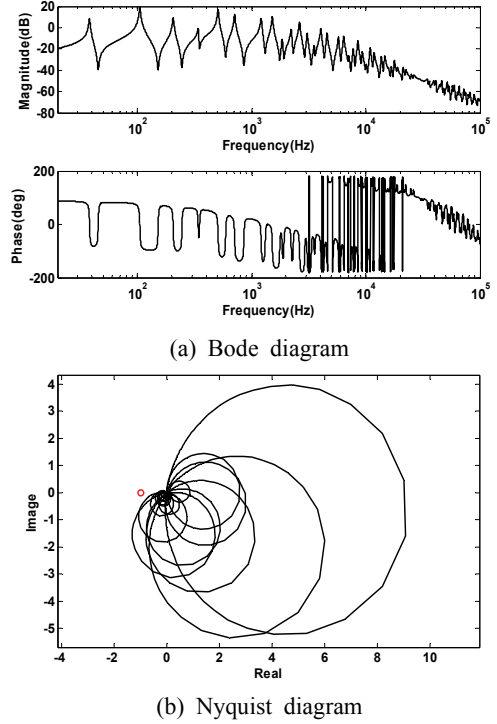


Fig. 4 Open loop transfer function of the FVF control system which is tuned to 1851 Hz using a PZT actuator from 20 to 100 kHz for clamped beam at  $0.7L_x$

대역에서 발생할 수 있는 제어시스템의 불안정성을 극복할 수 있다. 2 kHz 이상의 대역에서 위상 응답이  $\pm 90^\circ$ 를 벗어나므로 조건적인 안정성을 보이는 것을 확인할 수 있다. Fig. 4(b)의 Nyquist diagram을 통해 2 kHz 이상의 대역의 개루프전달함수 응답이  $(-1, j0)$ 을 중심으로 하는 단위원 내부에 존재하는 것을 확인할 수 있다. 이것은 roll-off 특성에 의해 발생하는 FVF 제어기의 특징으로 주파수가 증가할수록 그 특징이 강하게 나타나는 반면, 튜닝주파수 인근 대역은 그 특징이 매우 약하게 나타난다. 따라서 튜닝주파수보다 상위에 존재하는 인근 모드들은 그 크기가 많이 줄어들지 못하고  $(-1, j0)$ 를 중심으로 하는 단위원 내부에 존재한다. 그로 인해 제어 전 대비 제어 후 구조물의 응답크기가 증가할 것이다. 하지만 그 크기는 튜닝주파수에서부터 주파수가 증가할수록 작아지므로 고주파 응답일수록 제어기의 영향이 작게 미치는 것을 예측할 수 있다. 또한 개루프전달함수 응답이  $(-1, j0)$ 을 내포하지 않으므로

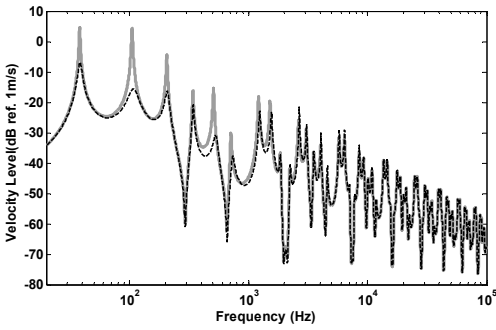


Fig. 5 Velocity level of the clamped beam at  $0.7L_x$ , excited by concentrated force at  $0.2L_x$  and subjected to control moment pair at  $0.7L_x$  - without control(solid line) and with control(dashed line)

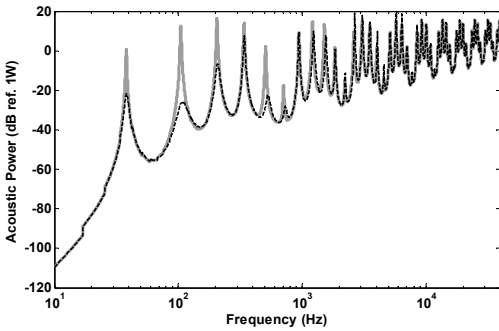


Fig. 6 Acoustic power level of the clamped beam at  $0.7L_x$ , excited by concentrated force at  $0.2L_x$  and subjected to control moment pair at  $0.7L_x$  - without control(solid line) and with control(dashed line)

설계된 제어시스템은 안정하다고 할 수 있다.

Fig. 5는  $0.2L_x$ 에서 집중하중,  $0.7L_x$ 에서 제어 모멘트쌍이 동시에 작용하는 양단지지보의  $0.7L_x$  위치에서 제어 전 응답과 제어된 구조물의 속도응답이다. 개루프전달함수에서 예측한 바와 같이 튜닝된 모드 이하의 주파수 대역에 존재하는 구조물 응답의 크기가 줄어들었다. 105 Hz에서 가장 큰 제어효과를 보이고 있는데, 이것은 해당 주파수에서 개루프전달함수의 응답크기가 가장 컸기 때문이다. 2 kHz 이상의 주파수 대역에서 구조물의 응답 중 제어 후 2670 Hz에서 -21.6 dB를 보였으며 해당 주파수에서 제어 전 대비 최대 4.3 dB 증가하였다. 하지만 최대 응답 크기를 보이는 1차 모드는 제어 후 -6.9 dB를 보였다.

2670 Hz는 관심대역을 벗어날 뿐만 아니라, 1차 모드 응답의 크기에 비하여 약 15 dB 차이가 나므로 해당 주파수의 진동증가는 허용할 수 있다.

Fig. 6은  $0.2L_x$ 에서 집중하중,  $0.7L_x$ 에서 제어 모멘트쌍이 동시에 작용하는 양단지지보의 제어 전 및 제어 후의 방사하는 음향파워이다. 제어 후 구조물의 속도응답이 줄어든 패턴과 유사하게 2 kHz 이하에 존재하는 저주파 소음에 대하여 방사되는 음향파워를 줄여주는 좋은 성능을 보이고 있다. 음향파워 역시 105 Hz에서 38.2 dB 저감되어 가장 높은 소음 제어 성능을 보였다. 2.6 kHz 이상의 대역에서 소음 레벨이 증가하는 경향을 보이는데, 이것은 관심대역 밖이므로 배제할 수 있다.

## 6. 결 론

이 연구에서는 FVF 제어기를 이용하여 양단지지보에서 방사되는 음향파워를 저감시켰다. 관심대역 주파수를 설정 후, FVF 제어기를 이용하여 제어시스템의 안정성을 확보하고 능동진동제어를 하였다. 구조물 표면의 진동속도가 줄임으로써 구조진동에 의해 방사되는 음향파워를 줄였다. FVF 제어기의 특성에 의해 튜닝주파수보다 상위에 존재하는 인근 모드에서 구조물의 속도응답과 구조물이 방사하는 음향파워가 일부 증가하는 것을 볼 수 있었다. 하지만 응답이 증가하는 주파수 대역은 관심영역을 밖이므로 이는 허용 가능하였다. FVF 제어기를 구조물의 9차 모드에 튜닝한 결과, 1~8차 모드까지 양단지지보 구조진동응답 및 방사되는 음향파워의 크기를 줄일 수 있었다.

## 참 고 문 헌

- (1) Griffin, M. J., 1990, Handbook of Human Vibration, Elsevier Academic Press, London.
- (2) Shin, C. J., Hong, C. S. and Jeong, W. B., 2008, Active Vibration Control of Cantilever Beams Using PZT Actuators, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 18, No. 12, pp. 1293~1300.
- (3) Reza Moheimani, S. O., Halim, D. and Feming, A. J., 2003, Spatial Control of Vibration

Theory and Experiments, World Scientific.

(4) Andre Preumont, 1997, *Vibration Control of Active Structures*, Kluwer Academic Publishers.

(5) Cannon Jr., R. H. and Rosenthal, D. E., 1984, Experiments on Control of Flexible Structure with Noncollocated Sensors and Actuators, *Journal of Guidance, Control and Dynamics*, Vol. 7, pp. 546~553.

(6) Zhang, Q., Shelley, S. and Allemang, R. J., 1991, Active Damping Design of Flexible Structures Based on SISO and SIMO Noncollocated Sensor/Actuator Velocity Feedback, *Journal of Dynamic Systems Measurement and Control - Transactions of the ASME*, Vol. 113, Issue 2, pp. 259~266.

(7) Gatti, G., Brennan, M. J. and Gardonio, P., 2007, Active Damping of a Beam Using a Physically Collocated Accelerometer and Piezo Electric Patch Actuator, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 303, Issues 3~5, pp. 798~813.

(8) Fanson, J. L. and Caughey, T. K., 1987, Positive Position Feedback Control for Large Space Structures, *Proceedings of the 28th Structural Dynamics Conference*, Monterey, CA, pp. 588~598.

(9) Juang, J. N. and Phan, M., 1992, Robust Controller Design for Second-order Dynamic Systems : A Virtual Passive Approach, *Journal of Guidance, Control and Dynamics*, Vol. 15, No. 5, pp. 1192~1198.

(10) Kwak, M. K., Han, S. B. and Heo, S., 2004,

*The Stability Conditions, Performance and Design Methodology for the Positive Position Feedback Controller*, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 14, No. 3, pp. 208~213.

(11) Kwak, M. K. and Heo, S., 2007, Active Vibration Control of Smart Grid Structure by Multiinput and Multioutput Positive Position Feedback Controller, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 304, Issue 1-2, pp. 230~245.

(12) Preumont, A. and Loix, N., 1994, Active Damping of a Stiff Beam-like Structure with Acceleration Feedback, *Experimental Mechanics*, Vol. 34, No. 1, pp. 23~26.

(13) Shin, C. J., Hong, C. S. and Jeong, W. B., 2010, Active Control of Clamped Beams Using Acceleration Feedback Controllers, *Transactions of the Korean Society of Noise and Vibration Engineering*, Vol. 20, No. 12, pp. 1190~1199.

(14) Shin, C. J., Hong, C. S. and Jeong, W. B., 2011, Active Vibration Control of Clamped Beams Using Filtered Velocity Feedback Controllers, *Transactions of the Korean Society of Noise and Vibration Engineering*, Vol. 21, No. 5, pp. 447~454.

(15) Elliott, S. J. and Johnson, M. E., 1993, Radiation Modes and the Active Control of Sound Power, *Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 94, Issue 4, pp. 2194~2204.