한국소음진동공학회논문집 제 16 권 제 12 호, pp. 1252~1261, 2006.

항공기용 하니콤 트림판넬의 다채널 능동제어#

Multichannel Active Control of Honeycomb Trim Panels for Aircrafts

홍 진 숙†

Chinsuk Hong

(2006년 9월 26일 접수 ; 2006년 12월 2일 심사완료)

Key Words : Active Control(능동제어), Multichannel Feedback(다채널 되먹임), Velocity Feedback(속도 되먹임), Interior Cabin Noise(기내소음), Honeycomb Panel Trim Panel(하니콤 트림판넬)

ABSTRACT

This paper summarizes theoretical work on the multichannel decentralized feedback control of sound radiation from aircraft trim panels using piezoceramic actuators. The aircraft trim panels are generally honeycomb structures designed to meet the design requirement of low weight and high stiffness. They are resiliently-mounted to the fuselage for the passive reduction of noise transmission. It is motivated by the localization of reduction in vibration of single channel active trim panels. 12-channel decentralized feedback control systems are investigated in terms of the reduction of noise and vibration for three configurations of sensor actuator pairs. Local coupling of the closely-spaced sensor and actuator pairs was modeled using single degree of freedom systems. The multichannel control system is characterized using the state-space model. For the stability point of view, the relative stability or robustness is evaluated by comparing the real part of eigenvalues of the system matrix for the three configurations. The control performance is also evaluated and compared for the three configurations. It is found that the multichannel system can lead to the globalization of the reduction in vibration and radiated noise. It does not appear to yield a significant improvement in the vibration because of decreased gain margin. However, the reduction in the radiated noise is remarkably improved due to the variation of the vibration pattern with the actuation configurations.

1. 서 론

항공기의 기내소음이 승객의 안락도(passenger comfort)에 직접적으로 영향을 미치므로 설계 시 이에 대한 대책을 수립하는 것은 매우 중요하다[1,2]. 항공기에는 엔진, 프로펠라, 젯트를 비롯하여 동체주위의 유동 등 다양한 원인으로 높은 소음이 발생한다[3,4,5]. 이들로부터 발생한 대부분의 진동 및 소음은 동체를 거쳐 트림판넬을 통해 기내로 전달된다. 항공기 기내소음의 주요 음원에 대한 분류[6~10]와 공기중 소음의 전달경로 및 구조전달소음의 전달경로에 대한 규명[8~12]에 대한 연구결과로부터, 수동적 소음 감소기술(passive treatments)의 성능과 제한사항에 대해 잘 알려져 있다[13,14]. 기내소음을 감소시키기 위해, 공기중소음(airborne noise)의 경우는 방음벽(barrier), 흡음재(absorption materials) 등을 이용하고 구조전달소음(structure-borne noise)의 경우는 진동차단재(vibration isolators) 및 감쇠

† 책임저자; 정회원, 부산대학교 기계공학부
E-mail : cshong@pusan.ac.kr
Tel : (051)510-3088, Fax : (051)517-3805

이 논문은 2006 추계 소음진동 학술대회에서 우수논문으로 추천되었음.

재(damping materials)를 이용한다. 소음 감소를 위한 소요비용 및 요구 중량에 대한 조건을 만족시킬 수 있는 최적의 성능을 얻기 위하여 공기중 소음과 구조전달소음을 동시에 감소시키는 노력이 요구된다. 그러나 이들 고전적인 방법은 저주파대역에서 그 성능을 기대하기 어렵다. 특히 항공기 설계 시 수동적 소음 감소기술이 저주파 대역에서 성능을 얻기 위해 필요한 중량 증가는 수용하기 힘든 사항이다.

저주파대역 소음이 승객의 안락도에 여전히 심각한 영향을 미치므로 이들 저주파 대역의 소음을 능동적인 방법(active control)으로 제어하는 연구가 활발히 진행되어 왔다[3,4,15,16]. 항공기 기내소음 능동제어의 초기기법은 능동소음제어(active noise control : ANC)를 기반으로 수행되었고 이어 능동진동제어(active vibration control : AVC) 및 능동구조음향제어(active structural acoustic control : ASAC)로 발전되었다. 능동진동제어기법과 능동구조음향제어기법은 소규모로 광역의 소음제어(global noise reduction)가 가능한 것으로 알려져 있다. 그러나 이들 두 방법을 항공기 동체를 대상으로 적용할 경우 필수 구성품인 액추에이터(actuator)가 구조 피로(fatigue)를 유발시키는 요인이 되었다. 이 문제를 피하기 위해 액추에이터를 기내와 접해 소음 전달 경로가 되는 보조 구조물에 설치하는 방안을 연구하게 되었다. 이 경우 가장 널리 활용하는 보조 구조물은 트림판넬(trim panel)이다.

항공기용 트림판넬은 수동적 소음/진동의 감소대책으로 탄성마운트(resilient mount)를 이용하여 동체와 연결되어 있으며 경량의 고강도 설계조건[17,18]을 만족하기 위해 하니콤 구조(honeycomb structure)를 채택하고 있다. 같은 이유로 하나콤 구조는 자동차, 철도 및 수중운동체 등 다양한 분야에서 이용되고 있다. 그러나 경량의 고강도 조건은 진동 및 소음전달의 수동적 대책의 감소 성능을 악화시키며 이를 보완할 부가적인 수동적 감소기술은 매우 제한적일 수 밖에 없다.

Hong 등[20]은 탄성마운트로 지지된 하니콤 구조물의 능동제어를 항공기용 트림판넬에 적용하기 위한 기초연구를 시작하였다. 하니콤 구조물에 센서 및 액추에이터가 부착되었을 때 국부 연성을 관찰하였고 피에조세라믹 액추에이터를 사용할 경우 이것을 일반 알루미늄 판 구조물에 부착하고 센서를 액추에이터의 중앙부에 설치했을 때 매우 불안정한 응답을 유발했으나 이것을 하니콤 구조물에 부착했을 때 국부 연성의 영향으로 안정성이 높은 응답을 얻을 수 있었다[20,21]. 단일 채널 능동제어 시스템의 성능을 확인한 결과 진동의 제어가 국부적으로 만 이루어져 안정된 시스템임에도 불구하고 제어 성능은 만족스럽지 못하였다. 이를 극복하기 위해 다 채널 능동제어 시스템을 구성하여 제어 성능을 확인한 결과 광역의 감소성능은 얻을 수 있었으나, 채널간의 상호간섭으로 발생한 불안정성으로 인해 진동제어성능이 크게 향상되지는 않았다. 그러나 음향방사파워의 제어 성능에는 개선 가능성을 보였다.

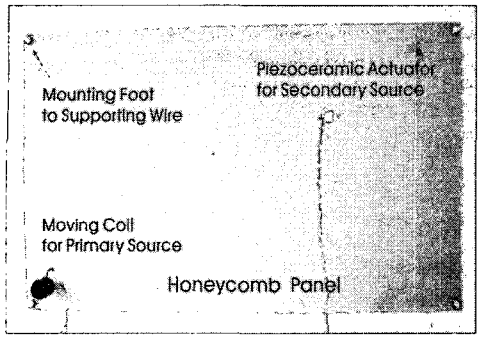
이 연구에서는 참고문헌 (20)에서 시도한 다채널 능동제어시스템의 센서 및 액추에이터의 구성을 추가하여 3가지로 구성하고 이를 비교하여 센서 및 액추에이터의 공간적 구성에 따른 제어 성능의 개선을 시도하였다.

2. 능동 하니콤 판넬 시스템

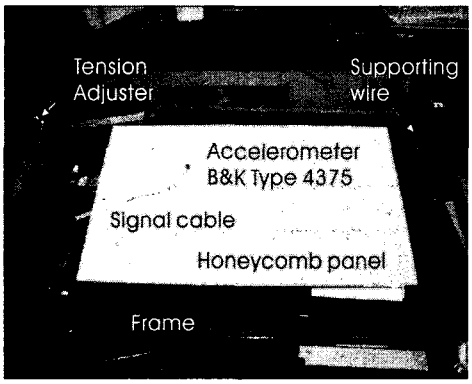
이 연구에서 다채널 능동 하니콤 판넬 시스템을 다루고 있다. 다채널 능동 하니콤 시스템의 안정성과 성능을 단일채널의 경우[20]와 비교 검토하며 고찰 하고자 한다. Fig. 1에서 보인 참고문헌 (20)에서 인용한 단일채널 능동 하니콤 판넬 모델은 이 연구와 직접적인 연관이 없으나 다채널 이론 모델의 근간이 되므로 비교적 자세히 설명하고자 한다.

능동 하니콤 판넬 시스템은 탄성지지된 하니콤 판넬과 피에조 세라믹 액추에이터 및 가속도계로 구성되어 있다. 가속도계는 액추에이터가 부착된 이면의 중앙에 설치되어 있다. 하니콤 판넬의 기하학적 형상을 나타내는 각 변의 길이, 하니콤 구조의 두께 및 표면층의 두께와 기계적 특성을 Table 1에서 보이고 있다. Fig. 1(a)에서 보인 바와 같은 피에조세라믹 액추에이터가 하니콤 판넬의 하부 표면에 채널 수만큼(12채널) 부착되어 있다. 피에조세라믹 액추에이터의 3-1모드로 작동하며 모양은 정사각형으로 크기는 $13\times13\,mm^2$이고 그 두께는 1 mm이며 질량은 1.3 g이다. 액추에이터가 부착된 위치의 이면 중앙부에 가속도계가 부착되어 있으며 사용한 가속도계는 B&K Type 4375로서 그 질량은 2.5 g이다.

하니콤 판넬을 지지하는 탄성마운트는 장력을 받는



(a)



(b)

Fig. 1 Resiliently-mounted honeycomb panel under a single channel active feedback control system[20]. (a) the panel under the test having plastic feet at the corners, the coil for the primary source at (0.05, 0.05) and sensor/piezoceramic actuator at ($0.7L_x$, $0.7L_y$) and (b) panel system

Table 1 Parameters of the resiliently-mounted honeycomb panel[20]

Notation	Unit	Value	Description
L_x	m	0.7	Length of the panel
L_y	m	0.4	Width of the panel
h_s	mm	0.5	Thickness of the skin
h_c	mm	3.0	Thickness of the core
ρ	kg/m^3	253.5	Average density of the panel
$\rho^{(s)}$	kg/m^3	507	Density of the skin
$\rho^{(c)}$	kg/m^3	169	Density of the core
M	kg	0.212	Mass of the panel
E	Pa	14.8×10^9	Young's modulus
ν	-	0.3	Poisson's ration

강선(tensioned wire)으로 Fig. 1(b)에서 보인 바와 같이 구현하였고 강선의 탄성이 판넬의 코너 4점에 전달되도록 하기 위해 연결 다리를 (0.01,0.01), (L_x-0.01,0.01), (L_x-0.01,L_y-0.01)와 (0.01,L_y-0.01)에 Fig. 1(a)에서 보인 바와 같이 설치하였다. 강선의 장력으로 마운트의 강성을 결정하였다. 마운트의 강성은 수동적인 방법으로 소음 및 진동을 감소시키기 위해 결정 된다. 항공기 트림 판넬의 경우 마운트의 강성은 상하병진 강체모드의 고유주파수가 판넬의 첫 번째 탄성체 모드 주파수의 반 보다 작도록 설계되어진다[22]. 판넬에 교란을 가하기 위해 moving coil actuator를 Fig. 1(a)에 보인 바와 같이 설치하였으며 가능한 한 많은 모드를 가진 할 수 있게 하기 위해 코너에 가까이 (0.05,0.05)에 설치하였다.

3. 이론모델

이론모델은 Fig. 2에서 보인바와 같이 하니콤 판넬에 대한 등가판넬과 집중 질량 및 스프링 댐퍼의 조합으로 이루어 져있다. Fig. 2에 이 등가모델을 나타내었다. 판넬에 교란을 가하기 위해 사용한 moving coil과 피에조세라믹 액추에이터/가속도계 센서에 의한 집중 질량의 효과를 고려하였다. 이는 경량화된 하니콤 구조물이 부가된 질량들을 무시할 수 없을 만큼 가볍기 때문이다. 하니콤 판넬을 지지하고 있는 마운트는 스프링-댐퍼로 모델링 하였다. 또한, 피에조세라믹 액추에이터/가속도계 센서가 이 연구

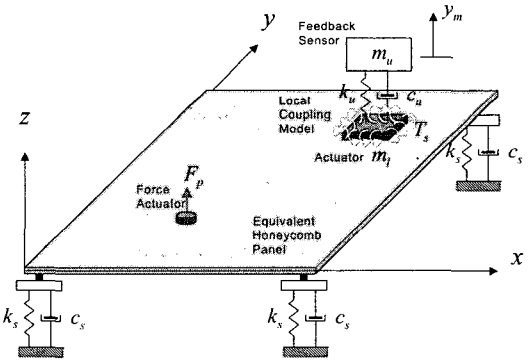


Fig. 2 Simplified theoretical model consisting of the equivalent honeycomb panel, the lumped masses due to sensors such as accelerometers and force transducers, and the local coupling model

에서와 같이 판넬의 반대면에 마주보게 설치되어 있을 때 두 질량과 사이에 있는 하니콤 구조물의 두께 방향 강성이 연성되어 국부적인 공진형상이 발생하게 된다[19]. 이 현상을 이론모델에 질량, 스프링 및 댐퍼로 구성된 1자유도계로 모델링 하였다[19~21].

하니콤 판넬은 고전판이론(classical plate theory, CLPT)[23]을 이용하여 정식화 하였다. 하니콤 판넬의 각 층은 균일한 재료이고 전단변형과 회전관성을 무시할 수 있다고 가정하여 등가의 판에 대한 지배방정식은 식 (1)과 같이 표현하였다.

$$D_{11}\left(\frac{\partial^4 w}{\partial x^4}+2\frac{\partial^4 w}{\partial^2 x\partial^2 y}+\frac{\partial^4 w}{\partial^4 y}\right)+I_0\frac{\partial^2 w}{\partial t^2}=q(x,y,t) -\frac{\partial T_{xx}(x,y,t)}{\partial x}-\frac{\partial T_{xy}(x,y,t)}{\partial y} -\frac{\partial T_{xy}(x,y,t)}{\partial x}-\frac{\partial T_{yx}(x,y,t)}{\partial y}, \tag{1}$$

여기서 T_{xx}, T_{yy}, T_{xy}와 T_{yx}는 피에조세라믹 액추에이터에 의해 발생되는 가진력이며 I_0는 단위면적당 질량 항으로 다음과 같이 주어진다.

$$I_0=\rho^{(c)}h_c+2\rho^{(s)}h_s \tag{2}$$

그리고 등가 굽힘강성은 식 (3)과 같이 표현할 수 있다[17].

$$D_{11}=\frac{E}{(1-\nu^2)}\left(\frac{h_c^2h_s}{2}+h_ch_s^2+\frac{2h_s^3}{3}\right) \tag{3}$$

제어 모멘트를 생성하는 피에조세라믹 액추에이터가 등방성의 성질을 갖고 있을 경우, $T_{xx}=T_{yy}$이고 $T_{xy}=T_{yx}=0$이다. $q(x,y,t)$은 교란력을 비롯하여 마운트, 집중 질량 및 국부연성에 의한 1자유도계와 판넬 사이의 상호작용력을 표현하고 있다. 따라서,

$$q(x,y,t)=F_p(x,y,t)+F_s(x,y,t)+F_m(x,y,t)+F_a(x,y,t) \tag{4a}$$

여기서, moving coil을 이용하여 생성한 교란력은

$$F_p(x,y,t)=F_p\delta(x-x_p,y-y_p) \tag{4b}$$

이며, 마운트, 집중 질량 및 국부연성에 의한 1자유도계와 판넬 사이의 상호작용력은 각각 다음과 같이 표현된다.

$$F_s(x,y,t)=\sum_{i=0}^{N_s}\left\{k_s^{(i)}w(x_s^{(i)},y_s^{(i)},t)+c_s^{(i)}\frac{\partial w(x_s^{(i)},y_s^{(i)},t)}{\partial t}\right\} \tag{4c}$$

$$F_m(x,y,t)=\sum_{i=0}^{N_m}m_l^{(i)}\frac{\partial^2 w(x_a^{(i)},y_a^{(i)},t)}{\partial t^2} \tag{4d}$$

$$F_a(x,y,t)=\sum_{i=0}^{N_a}[k_u^{(i)}\{y_m^{(i)}-w(x_a^{(i)},y_a^{(i)},t)\} +c_u^{(i)}\left\{\dot{y}_m^{(i)}-\frac{\partial w(x_a^{(i)},y_a^{(i)},t)}{\partial t}\right\}], \tag{4e}$$

여기서 N_s, N_m 및 N_a는 마운트, 집중질량 및 1자유도계의 수를 나타내며 $y_m(x,y,t)$는 m번째 1자유도계의 질량부의 변위를 나타낸다. 판넬위에 놓인 1자유도계의 지배방정식은 다음과 같다.

$$m_u^{(i)}\ddot{y}_m^{(i)}+c_u^{(i)}\dot{y}_m^{(i)}+k_u^{(i)}y_m^{(i)}=c_u^{(i)}\frac{\partial w(x_a^{(i)},y_a^{(i)},t)}{\partial t} +k_u^{(i)}w(x_a^{(i)},y_a^{(i)},t) \tag{5}$$
$$i=1,2,3,\cdots,N_a.$$

식 (1)과 식 (5)를 연립하여 하니콤 판넬의 응답 및 1자유도계의 질량 부의 응답을 구할 수 있다. 하니콤 판넬의 강제응답은 자유단 평판(freely-supported plate)모드[24~26]의 중첩으로 가정하여 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$w(x,y)=\sum_{m=1}^{\infty}\sum_{n=1}^{\infty}w_{g,mn}\Theta_{mn}(x,y) \tag{6}$$

식 (6)을 식 (1)과 식 (5)에 대입하고 정규모드의 직교성을 이용하면 다음과 같은 matrix방정식을 얻을 수 있다[19,20].

$$\left[-\omega^2\mathbf{M}_{gg}+j\omega\mathbf{D}_{gg}+\mathbf{K}_{gg}\right]\mathbf{w}_g=\mathbf{f}_g, \tag{7}$$

여기서 첨자 g는 일반화된 좌표계에 대한 matrix,와 vector임을 의미하며 하니콤 판넬에 대해서는 모드 좌표계(modal coordinate system)에 대하여 표현되었고 1자유도계와 집중요소들은 물리 좌표계(physical coordinate system)에 대하여 표현되었다. 각 matrix 및 vector의 자세한 표현은 참고문헌 (20)에서 찾아 볼 수 있다.

식 (7)로부터 탄성지지된 하니콤 판넬의 고유진동해석을 수행하기 위해 다음과 같은 고유치 문제를 얻었다.

$$\left[-\omega^2\mathbf{M}_{gg}+\mathbf{K}_{gg}\right]\mathbf{w}_g=0, \tag{8}$$

고유진동수는 식 (8)이 $\mathbf{w}_g$가 영이 아닌 해를 갖기 위한 조건으로부터 얻을 수 있고 고유모드는 식 (9)와 같이 표현된다.

$$\Theta_{g,pq}=\sum_{m}^{\infty}\sum_{m}^{\infty} w_{g,mn}^{(pq)}\Theta_{mn},\quad p,q=1,2,3, \tag{9}$$

여기서 $\Theta_{g,pq}$는 집중요소(lumped elements)를 가진 판넬의 (p,q)차 고유모드이고, $w_{g,mn}^{(pq)}$는 (p,q)차 고유모드를 표현하는 (m,m)차 자유단 평판 고유모드의 계수이다. 그리고 Θ_{mn}는 (m,m)차 자유단 평판의 고유모드이다.

4. 다채널 속도 되먹임 제어(DVFC)

단일채널 피에조세라믹 액추에이터와 가속도계 센서를 이용한 하니콤 트림판넬의 속도 되먹임 능동제어 시스템은 국부적인 제어 성능만을 얻을 수 있다[20,21]. 이로부터 광역의 감소 성능을 얻기 위해 다채널 되먹임 제어 시스템을 구성하고 그 성능을 이론적 고찰한 결과 제어성능개선의 가능성을 제시하였다[20]. 이 연구에서는 다채널 센서 액추에이터의 공간상의 분포를 달리하여 그 성능개선의 특성을 분석하였다. Fig. 3은 12채널 센서 및 액추에이터의 공간상 분포 형태를 보이고 있다. 점선으로 표시된 영역은 참고문헌 (20)에서 제시한 단일채널 센서 액추에이터 시스템이 1000이상의 높은 이득여유를 갖는 영역이다. 이 영역을 기준으로 Fig. 3에서 보인 바와 같이 3가지의 등간격 센서/액추에이터 구성에 대하여 비교하였다.

시스템의 상태공간 해석을 위해 식 (7)을 시간 영역의 방정식으로 나타내고 상태공간 방정식으로 표현하면 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{x}}(\mathbf{t})&=\mathbf{A}\mathbf{x}(\mathbf{t})+\mathbf{B}\mathbf{u}(\mathbf{t})\\ \mathbf{y}(\mathbf{t})&=\mathbf{C}\mathbf{x}(\mathbf{t})+\mathbf{D}\mathbf{u}(\mathbf{t})\end{aligned}, \tag{10}$$

여기서

$$\dot{\mathbf{x}}(\mathbf{t})=\begin{Bmatrix}\mathbf{w}_g\\ \dot{\mathbf{w}}_g\end{Bmatrix} \tag{11}$$

$$\mathbf{A}=\begin{bmatrix}\mathbf{0} & \mathbf{I}\\ \mathbf{M}_{gg}^{-1}\mathbf{K}_{gg} & \mathbf{M}_{gg}^{-1}\mathbf{D}_{gg}\end{bmatrix} \tag{12}$$

$$\mathbf{B}=\begin{bmatrix}0 & 0\\ \mathbf{M}_{gg}^{-1}\tilde{\Theta}_{mn}(x_s^{(1)},y_s^{(1)}) & \mathbf{M}_{gg}^{-1}\tilde{\Theta}_{mn}(x_s^{(2)},y_s^{(2)})\\ & \cdots\quad 0 \quad 0\\ & \cdots\quad \mathbf{M}_{gg}^{-1}\tilde{\Theta}_{mn}(x_s^{(12)},y_s^{(12)})\end{bmatrix} \tag{13}$$

$$\mathbf{u}(\mathbf{t})=\left\{T_s^{(1)}\quad T_s^{(2)}\quad \cdots\quad T_s^{(12)}\right\}^T \tag{14}$$

식 (10)에서 $y(t)$는 각 센서에서 측정한 속도 값으로서 식 (5)의 $\dot{y}_m$에 해당된다. D=0로 두면 내부 상태변수와 센서 출력을 관계 짓는 C matrix는 다음과 같이 표현된다.

$$\mathbf{C}=\begin{bmatrix}\mathbf{0} & \mathbf{0}\\ \mathbf{0} & \mathbf{I}\end{bmatrix} \tag{15}$$

여기서 단위행렬 I는 $N_a\times N_a$의 단위행렬이다. 이 연구의 경우, N_a=12이다. 식 (13)에서 $\tilde{\Theta}_{mn}(x_s,y_s)$는 피에조 세라믹 액추에이터가 발생시킨 전단변형에 대한 등가 굽힘 모멘트와 구조모드간의 연성계수로서 참고문헌 (20)에서 찾아 볼 수 있다.

이 다채널 되먹임 제어시스템의 안정성과 성능은 Fig. 4에서 보인 상태공간 block diagram을 기초로 해석할 수 있다. Fig. 4에서 표시된 교란은 패널의 (x_p,y_p)에 작용하는 f_p에 의해 생성되어 각 센서에서 감지되는 속도이다. 따라서 교란 벡터는 다음과 같이 표현된다.

$$\mathbf{d}=\mathbf{C}\left[j\omega\mathbf{I}-\mathbf{A}\right]^{-1}\mathbf{B}_p f_p, \tag{16}$$

여기서

$$\mathbf{B}_p=\begin{bmatrix}\mathbf{0}\\ \mathbf{M}_{gg}^{-1}\Theta_{mn}(x_p,y_p)\end{bmatrix}. \tag{17}$$

따라서, 식 (10)의 출력과 식 (16)의 교란 및 되먹임 이득 행렬(feedback gain matrix)을 이용하여 Fig. 4에서 되먹임 신호는 다음과 같이 표현된다.

$$\mathbf{u}=-\mathbf{K}_0(\mathbf{C}\mathbf{x}+\mathbf{d}) \tag{18}$$

식 (18)을 식 (10)에 대입하면 되먹임 제어를 지배하는 다음과 같은 새로운 상태공간 방정식을 얻을 수 있다.

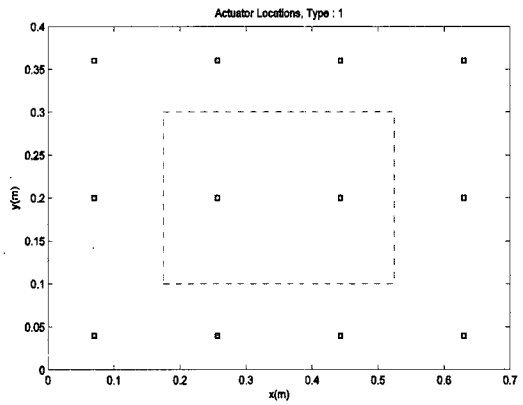
$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}_0\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}\mathbf{u}(t)$$
$$\mathbf{y}(t) = \mathbf{C}\mathbf{x}(t) + \mathbf{D}\mathbf{u}(t) \tag{19}$$

여기서 새로운 시스템 행렬은 다음과 같다.

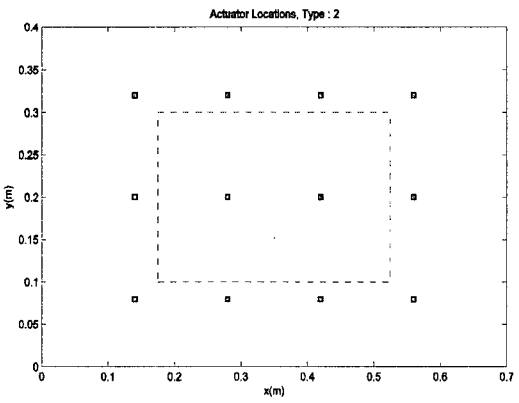
$$\mathbf{A}_0 = \mathbf{A} - \mathbf{B}_s\mathbf{K}_0\mathbf{C} \tag{20}$$

상태공간 방정식에서 안정성은 식 (20)의 system matrix의 고유치로 판단할 수 있다[16]. 고유치의 허수부는 시스템의 고유진동수에 해당되고 실수부는 각 모드의 감쇠율에 해당된다. 따라서 시스템의 고유치의 모든 실수부가 음수이면 시스템은 안정하다.

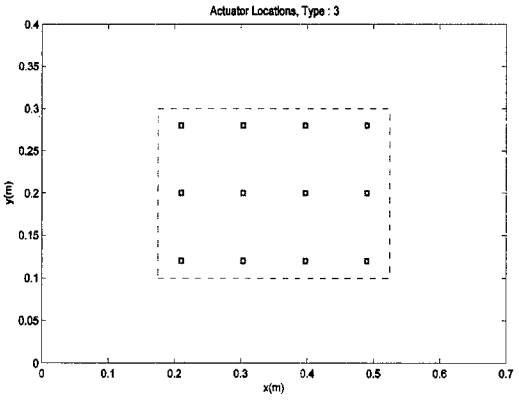
Fig. 5는 Fig. 13에서 보인 Type 2에 대하여 되먹임 이득이 50, 100 그리고 200일 때 시스템의 고유치를 나타낸 것이다. 위 그림은 시스템의 모든 pole을 나타냈으며 아래 그림은 저차 불안정 모드의 거동을 잘 보이게 하기 위해 확대하여 보이고 있다.



(a) Type 1



(b) Type 2



(c) Type 3

Fig. 3 Actuator-sensor pair locations of 12 channel direct velocity feedback control system. The dashed box is range of high stable feedback gain given in (20)

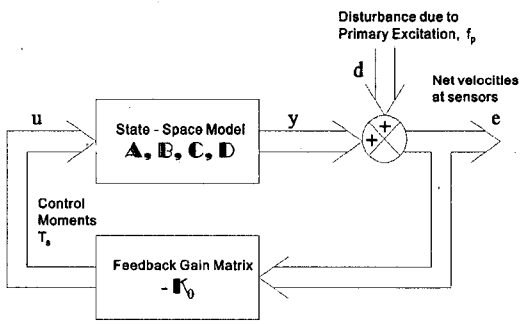


Fig. 4 Block diagram of the multichannel output feedback control system

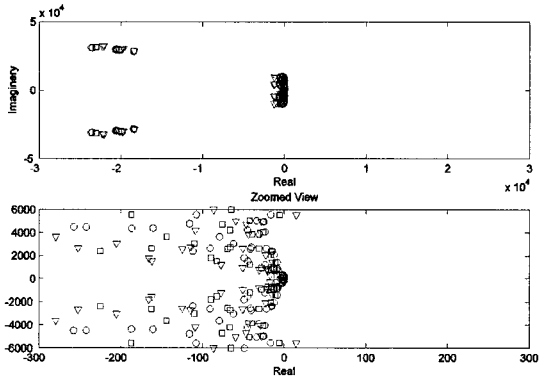


Fig. 5 Eigenvalues of the system matrix(poles) for the 12 channel local feedback control system(Type 2)with various feedback gains of 50(○), 100(▽) and 200(*)

Type 2로 구성된 다채널의 경우 최대 되먹임 이득이 약 128이었고 단일 채널[20]일 때의 1000에 비해 매우낮음을 알 수 있다. 이것은 각 채널간의 상호작용으로 생기는 위상지연 때문인 것으로 생각된다.

Fig. 3에서 보인 각 구성 형태별로 안정성을 비교하기 위해, Fig. 6은 Fig. 3에서 보인 세 가지 형태의 시스템에 대하여 되먹임 이득의 변화에 따른 불안정한 폴(pole)의 수를 나타내고 있다. 이득여유가 Type 1은 172, Type 2는 128 그리고 Type 3은 194임을 알 수 있었고 Type 3이 상대적 안정성에서 가장 유리한 것으로 나타났다. 이들 모두가 참고문헌 (20)에서 조사한 단일채널의 이득여유 1000보다 매우 낮게 나타났다. 그러나 Fig. 7에서 보인 Type 2에 대한 제어 성능을 보면 고주파 대역에서의 성능이 단일채널일 때에 비하여 다소 향상되었음을 알 수 있다. 또 다채널의 경우 센서 액추에이터의 질량 증가로 인하여 시스템의 공진주파수가 단일채널의 경우 보다 낮아졌고 따라서 100 Hz에서 1 kHz 사이의 고주파 대역에 모드밀도가 매우 증가하였음을 알 수 있다.

Fig. 8은 제어 전과 각 센서/액추에이터 구성에 대하여 최대 되먹임 이득일 때 500 Hz에서 800 Hz 사이의 평균운동에너지 분포의 차를 표시하였다. Fig. 8에 12개의 사각형은 센서/피에조세라믹 액추에이터 쌍의 위치를 표시한 것이다. Fig. 8에서 보인 바와 같이 판넬 진동에 대한 광역의 감소를 얻을 수 있었다. 운동에너지 감소성능의 광역화는 Type 2의 경우가 가장 잘 일어나고 있고 Type 1은 센서/액추에이터 위치에서 여전히 국부적인 감소를 보이고 있으며 Type 3의 경우는 판넬의 중앙부에서만 광역화가 이루어짐을 알 수 있다. 이를 좀 더 정량적으로 평가 하기 위해, Fig. 8과 같이 3가지 형태의 센서/액추에이터 구성에 대하여 운동에너지와 음향파워를 1 kHz까지의 주파수 대역에서 평균한 판넬의 평균 운동에너지와 음향방사파워를 되먹임 이득에 대하여 나타내었다. 또한, 단일 채널의 경우에 대한 결과[20]를 점선으로 나타내고 이를 다 채널의 경우와 비교하여 보였다. 다채널 제어 시스템을 고려하여도 단일

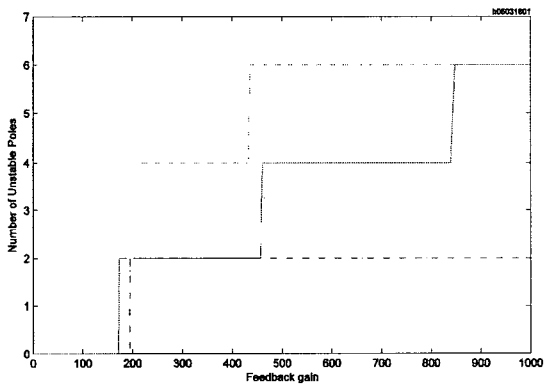
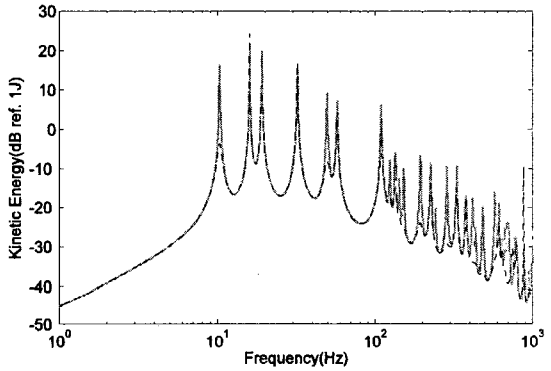
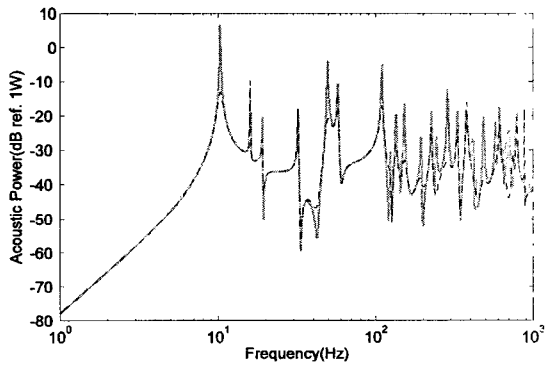


Fig. 6 Varation of the number of unstable poles (eigenvalues of the system matrix) with the feedback gain of the 12 channel direct velocity feedback control system with three sensor-actuator pair configurations. Solid line : Type 1, Dashed line : Type 2, and Dot-dashed line : Type 3



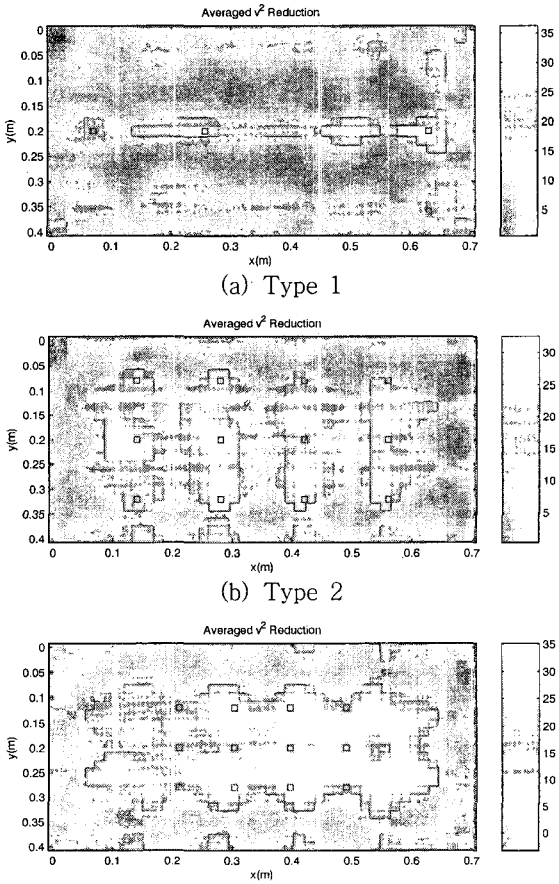
(a) Kinetic energy



(b) Acoustic power

Fig. 7 Control performance of a resiliently-mounted ($\kappa = 4$) honeycomb panel disturbed by a concentrated force at (0.05,0.05) (solid line), and when subjected to the 12 channel direct feedback control with sensor/piezoceramic actuators (Type 2) with gain of 128 (dashed line). (a) Total kinetic energy, (b) total acoustic power

채널에 비하여 평균 운동에너지의 경우는 Type 2일 때 약 0.5 dB 더 감소하였고 Type 1과 3은 오히려 1.5 dB과 2 dB이 각각 증가하였다. 그러나 평균음향 방사파워는 Type 1과 2의 경우 약 3.5 dB 더 감소하였고. Type 3의 경우는 약 6 dB 더 감소하였다. 3가지 다채널 제어 시스템에서 평균 운동에너지의 감소성능은 특별한 개선 효과를 얻지 못하였으나 진동 감소의 광역화로 인하여 최대 6 dB의 음향방사 파워의 감소 성능의 개선 효과를 얻을 수 있었다. 또 이 성능의 개선은 단일 채널 시 되먹임 이득이 1000이었고 다 채널 시 되먹임 이득이 128에서 194사이로 채널 당 제어비용의 절감을 얻을 수 있었다. 진동에너지의 감소 성능 개선의 한계는 채널 간의 상호간섭으로 인한 이득여유가 감소했기 때문인 것으로 사료된다. 이런 상황에서 음향방사파워의 감소 성능에서 개선 효과는 임계주파수(critical frequency)이하의 저주파대역에서 음향방사파워는

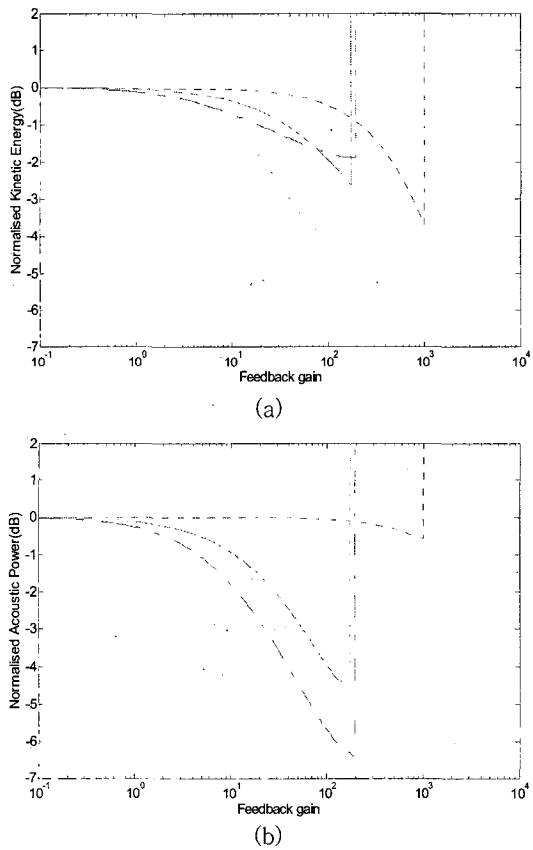


(a) Type 1

(b) Type 2

(c) Type 3

Fig. 8 Calculated total velocity level distribution integrated from 500 Hz to 800 Hz of a resiliently-mounted honeycomb panel disturbed by a concentrated force at (0.05,0.05), and when subjected to the 12-channel direct feedback control with the maximum feedback gains of 172, 128 and 194, respectively, for the three configurations. The square marks on the shading denote the location of the piezoceramic actuators



(a)

(b)

Fig. 9 Normilised control performance of a resiliently-mounted honeycomb panel disturbed by a concentrated force at (0.05,0.05), and when subjected to the single channel direct velocity feedback control(dotted line) and the 12-channel direct velocity feedback control. Solid line : Type 1; dashed line : Type 2; and dot-dashed line : Type 3. The normalisation is carried out up to 1 kHz. (a) normalised total kinetic energy; (b) normalised total acoustic power

주로 구조물의 끝단에서 일어나므로 끝단에 센서/액추에이터 쌍이 많이 배치된 Type 1의 경우는 진동에너지의 감소 성능 개선이 미미하여도 음향방사파워 감소성능의 개선효과는 크게 나타났다. 또, 음향파워 감소성능은 체적속도(volume velocity)와 방사효율[24]이 가장 높은 1차 모드와 가장 잘 연성이 되는 센서/액추에이터 구성과 관련이 있다. 따라서 Type 3의 경우 중앙부에 감소 성능이 집중되어 판넬의 총 진동에너지의 감소성능은 가장 나쁘지만 음향파워 감소 성능은 가장 우수하게 나타났다. Type 2의 경우는 진동에너지와 음향파워에서 감소 성능이 양호하게 나타났다.

6. 결 론

이 연구에서는 피에조세라믹 액추에이터를 이용한 항공기용 하니콤 트림판넬의 진동 및 음향방사 파워의 다채널 능동제어에 관하여 연구하였다. 단일채널 능동제어 시스템의 성능이 센서/액추에이터 근처에서 국부적으로만 얻어 진다는 연구결과[20]에서 출발하여 3종의 다채널 센서/액추에이터 구성에 대하여 능동제어 시스템의 안정성과 진동 및 음향파워 제어 성능을 고찰하였다.

이 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 단일 채널 능동제어시스템의 경우 되먹임 제어의 이득 여유가 1000으로 높게 나타났으나[20] 다채널의 경우는 채널 간의 상호작용으로 인하여 센서/액추에이터의 구성에 따라 이득여유가 200 이하로 약 1/5로 감소하였다.

(2) 단일채널의 경우 높은 이득여유에도 불구하고 진동 및 음향파워 감소성능은 국부화로 인하여 판넬의 총 운동에너지 및 음향파워 감소량은 미미하였다. 그러나 이를 극복하기 위해 구성한 12채널 속도 되먹임 제어시스템을 이용하여 광역의 제어 성능을 얻을 수 있었다.

(3) 채널간의 상호작용으로 인하여 각 채널의 이득여유가 감소됨에 따라서 센서/액추에이터 구성을 달리하여도 운동에너지에 대한 주파수 대역 평균 제어성능에는 큰 성능개선을 얻지 못하였다.

(4) 판넬로부터 방사되는 총 음향방사파워 제어성능은 센서/액추에이터 구성이 달라짐에 따라 모드별 음향방사 특성 및 체적속도가 변해 크게 향상됨을 확인하였다

실제 항공기 트림판넬은 보강 틀 및 곡률을 가진 복잡한 구조물이다. 능동 트림 판넬의 항공기 적용에 대한 고려를 위한 향후 과제로 이들이 능동제어 시스템 구성에 미치는 영향에 대한 연구를 선행해야 할 것으로 사료된다.

참 고 문 헌

(1) Mixson, J. S. and Wilby, J. F., 1995, Interior Noise, Aeroacoustics of Flight Vehicles, Theory and Practice, edited by H. H. Hubbard, NASA Langley Research Center.

(2) Mixon, J. S. and Powell, C. A., "Review of Recent Research on Interior Noise of Propeller Aircraft", AIAA/NASA 9th Aeroacoustics Conference (Williamsburg, VA).

(3) Gardonio, P., 2002, "Review of Active Technique for Aerospace Vibro-acoustic Control", Journal of Aircraft, Vol. 39, No. 2. pp. 206~214.

(4) Gardonio, P. and Elliott, S. J., 1999, "Active Control of Structure-borne and Airborne Sound Transmission through Double Panel", Journal of Aircraft, Vol. 36, No. 6, pp. 1023~1032.

(5) Maury, C., Gardonio, P. and Elliott, C. P. S., 2002, "Model for Active Control of Flow-induced Noise Transmitted through Double Partitions", AIAA Journal, Vol. 40, No. 6, pp. 1113~1121.

(6) Sulc, J., Hofr, J. and Benda, L., 1982, "Exterior Noise on the Fuselage of Light Propeller Driven Aircraft in Flight", Journal of Sound and Vibration, Vol. 84, No. 1, pp. 105~120.

(7) Bhat, W. V., 1999, "Flight Test Measurement of Exterior Turbulent Boundary Layer Pressure Fluctuations on Boeing Model 737 Airplane", Journal of Sound and Vibration, Vol. 14,

No. 4, pp. 439~457.

(8) Mixson, J. S., Barton, C. K. Vaicatis, R. 1978, "Investigation of Interior Noise in a Twin-engine Light Aircraft" , Journal of Aircraft, Vol. 15, No. 4, pp. 227~233.

(9) Pope, L. D., Wilby, E.G. and Wilby, J. F. 1987, "Propeller Aircraft Interior Noise Model, Part II : Theoretical Model" , Journal of Sound and Vibration, Vol. 118, No. 3, pp. 449~467.

(10) Pope, L. D., Willis, C. M. and Mayer, W., 1987, "Propeller Aircraft Interior Noise Model, Part II : Scale-model and Flight-test Comparison" , Journal of Sound and Vibration, Vol. 118, No. 3, pp. 469~493.

(11) Unruh, J. F., 1988, "Structure-borne Noise Control for Propeller Aircraft" , Journal of Aircraft, Vol. 17, No. 2, pp. 752~757.

(12) Unruh, J. F., 1989, "Installation Effects on Propeller Wake/vortex-induced Structure-borne Noise Transmissions" , Journal of Aircraft, Vol. 27, No. 5, pp. 444~448.

(13) Vaicatis, R. 1980, "Noise Transmissions Into a Light Aircraft" , Journal of Aircraft, Vol. 17, No. 2, pp. 81~86.

(14) Barton, C. K. and Mixson, J. S., 1981, "Noise Transmission and Control for a Light Twin-engine Aircraft" , Journal of Aircraft, Vol. 18, No. 7, pp. 570~575.

(15) Nelson, P. A. and Elliott, S. J., 1992, "Active Control of Sound" , Academic Press, New York.

(16) Fuller, C. R., Elliott, S. J., Nelson, P. A., 1996, "Active Control of Vibration" , Academic Press, London.

(17) Nilsson, E., Nilsson, A. C., 2002, "Prediction and Measurement of Some Dynamic Properties of Sandwich Structures with Honeycomb and Foam Cores" , Journal of Sound and Vibration, Vol. 251, No. 3, pp. 409~430.

(18) Saito, T., Parbery, R. D., Okuno, S. and Kawano, S., 1997, "Parameter Identification for Aluminum Honeycomb Sandwich Panels Based on Orthotropic Timoshenko Beam Theory" , Journal of Sound and Vibration, Vol. 208, No. 2, pp. 271~287.

(19) Hong, C. 2005, "Active Control of Resilienly-mounted Flexible Structures" , PhD Thesis, ISVR, University of Southampton.

(20) Hong, C., 2007 "Local Feedback Control of Light Honeycomb Panels" , J. Acoust. Soc. Am. Vol. 121, No. 1, pp. 1~12.

(21) Hong, C., "Local Coupling between Actuator and Sensor Pairs in Light Honeycomb Structures" , J. of Sound and Vibration, to be published.

(22) Stothers, I. 2004, "Personal Communications" .

(23) Reddy, J. N., 1996, "Mechanics of Laminated Composite Plates" , CRC Press Inc.

(24) Warburton, G. B. 1951, "The Vibration of Rectangular Plates" , Proceeding of Institute of Mechanical Engineering, Vol. 168, No. 2, pp. 371~384.

(25) Leissa, A. W., 1969. "Theory of Plates" , NASA.

(26) Fahy, F., Walker, J., 2004, "Advanced Applications in Acoustics" , Noise and Vibration, Spon Press.