

# 능동 감쇠층을 이용한 아크형태 셸 모델에 대한 진동특성 연구

## Vibration Control of Arc Type Shell using Active Constrained Layer Damping

°고성현\* · 박현철\*\* · 박철휴\*\* · 황운봉\*\*

Seong Hyun Ko, Hyun Chul Park, Chul Hue Park and Woonbong Whang

**Key Words** : ACLD(능동 감쇠층), PCLD(수동 감쇠층), VEM(점탄성층), Piezoelectric(압전재료),  
Vibration Control(진동제어)

### ABSTRACT

The Active Constrained Layer Damping(ACLD) combines the simplicity and reliability of passive damping with the low weight and high efficiency of active control to attain high damping characteristics. The proposed ACLD treatment consists of a viscoelastic damping which is sandwiched between an active piezoelectric layer and a host structure. In this manner, the smart ACLD consists of a Passive Constrained Layer Damping(PCLD) which is augmented with an active control in response to the structural vibrations. The Arc type shell model is introduced to describe the interactions between the vibrating host structure, piezoelectric actuator and visco damping. The system is modeled by applying ARMAX model and changing a state-space form through the system identification method. An optimum control law for piezo actuator is obtain by LQR(Linear Quadratic Regulator) Method.

The performance of ACLD system is determined and compared with PCLD in order to demonstrate the effectiveness of the ACLD treatment. Also, the actuation capability of a piezo actuator is examined experimentally by using various thickness of Viscoelastic Materials(VEM).

### 1. 서론

평판이나 샌드위치 판의 진동의 감소를 다루는데 있어서 간단하면서도 정확한 방법으로 수동 감쇠층을 이용하는 방법이 많이 사용되어 왔다. 그러나 이 방법은 높은 감쇠 특성을 요구하게 될수록 부가적인 질량이 늘어나는 단점이 있어서 초소형 비행체 및 우주항공분야같이 질량을 최소화해야 하는 분야에 있어서는 적용하기가 용이하

지 않다. 이러한 단점을 보완하기 위하여 능동 감쇠층 기법이 개발되었다. 능동 감쇠층 기법은 능동적인 방법과 수동적인 방법의 조합에 의하여 진동을 제어하기 때문에 수동 감쇠층을 작게 하여 전체 시스템의 무게를 가볍게 하고 광대역 주파수에 대하여 높은 감쇠 특성을 얻을 수 있는 고효율의 능동 제어를 할 수 있다.

현재까지 능동 감쇠층 기법에 대해 많은 연구가 수행되고 있으며<sup>(1-4)</sup>, 능동 감쇠층 기법에서 시스템 파라미터가 미치는 영향에 대해서도 연구가 이루어지고 있다<sup>(5,6)</sup>.

최근에는 셸 형태의 모델에 대해서 많은 연구가 이루어지고 있으나 실험적 해석보다는 수치적 해석이 많이 이루어지고 있으며<sup>(7,8)</sup>, 아직까지 다양한 셸 모델에 대한 능동 감쇠층 진동특성에 대한 연구가 부족하여 앞으로 다양한 셸 모델에 대한 수치적, 실험적 해석이 요구되어진다.

\* 포항공대 기계공학과 대학원  
E-mail : shko@postech.ac.kr  
Tel : (054) 279-2837, Fax : (054) 279-5899

\*\* 포항공대 기계공학과

능동 감쇠층 기법은 기존의 능동적인 방법이나 수동적인 방법보다는 효율적으로 진동감쇠 성능을 얻을 수 있지만 매우 큰 감쇠성능을 얻기 위해서는 점탄성층이 두꺼워지는데 이는 주 구조물에 주어지는 능동 제어력을 감쇠시킨다<sup>(5)</sup>. 이러한 단점을 보완하기 위하여 많은 연구가 수행되어 지고 있으며 그 중에 능동 감쇠층의 발전형태인 EACL D (Enhanced Active Constrained Damping) 기법이나 APDC(Active Piezo-electric Damping Composites) 방법 등이 연구되어지고 있다<sup>(9,10)</sup>.

본 연구에서는 탄소/에폭시 복합재료를 사용하여 아크 형태의 셸 모델을 제작하여 외팔형태의 경계조건에서의 횡 방향 진동에 대하여 제어 특성을 살펴보았다. 시스템 식별 방법으로 아크 형태의 시편을 ARMAX 모델로 모델링 하였으며 구해진 모델을 상태방정식으로 변환하였으며, 최적제어방법으로 제어를 설계하였다.

아크모델에 대한 능동 감쇠층(ACL D) 기법의 진동 감쇠 능력을 측정하기 위하여 주 구조물, 수동 감쇠층(PCL D) 시편, 능동 감쇠층 시편을 제작하여 각각의 진동 특성을 실험적으로 확인하였다. 또한 능동 감쇠층 기법에서 점탄성층(VEM)의 영향을 알아보기 위해 점탄성층의 두께를 달리하면서 각각의 진동특성을 실험적으로 측정하였다.

## 2. 능동 감쇠층 개념

능동 감쇠층(ACL D)기법은 수동제어 방법과 능동제어 방법을 혼합한 제어 기법으로서 수동 감쇠층과 능동 제어층인 감지기 및 작동기를 이용하여 구조물의 진동을 제어하는 방법이다. Fig. 1은 일반적인 능동 감쇠층 기법의 형상을 나타내고 있다. 구조물의 진동 감쇠를 위해 감쇠층을 이용하는 방법에는 extensional damping 과 constrained layer damping 방법이 있다<sup>(12)</sup>. 감쇠층이 추가됨으로써 진동시 감쇠층은 팽창(dilation)과 전단(shear)변형을 일으키는데 extensional damping 방법을 사용하면 점탄성층의 전단변형과 팽창이 비슷한 크기가 된다. 그러나 constrained layer damping을 이용하면 팽창보다는 전단변형이 크게 된다. 구조물 진동시 에너지 소산의 대부분은 전단변형에 의해서 일어난다. 이러한 이유로 많은 질량의 추가 없이도 높은 감쇠능력을 얻을 수 있는 constrained layer damping 방법이 더 효과적이다.

능동 감쇠층 기법은 점탄성층이 두 개의 압전 재료층, 즉 감지기 와 작동기 사이에 삽입되어진다. 세 개의 층으

로 구성된 능동 감쇠층은 제어하고자 하는 구조물에 결합시켜 변위 신호를 감지하고 작동력을 구조물에 전달한다.

점탄성층(VEM)은 구조물에 진동이 발생하면 진동에 따른 전단변형을 일으켜서 구조물의 전체 에너지를 소산시키는 역할을 하며, 능동 제어 층에서는 piezo sensor layer에서 발생시킨 전압을 amplifier를 통해서 확장되어 piezo actuator layer에 공급하여 piezo actuator의 확장 과 수축변형으로 인한 점탄성층의 전단변형을 증가시킴으로 더 많은 에너지 소산을 유도하는 역할을 한다.

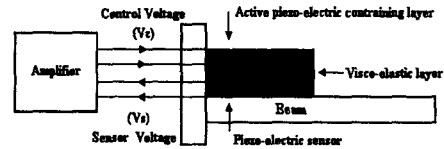


Fig. 1 Schematic drawing of active constrained layer damping<sup>(11)</sup>

## 3. Control law design of ACLD

### 3.1 시스템 식별

시스템 파라미터를 구하는 알고리즘을 적용하기 전에 먼저 모델 구조를 선택해야 하는데 시스템 식별에 쓰이는 모델의 종류는 매우 다양하다. 이번 연구에서는 일반적으로 구조물의 물리적 범칙에서 유도되는 운동방정식과 비슷한 형태인 ARMAX모델을 선택하였다.

구조물의 진동 모드를 고려할 때 구조물의 운동방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$(m_c s^2 + c_c s + k_c) Y(s) = (k_a s^2 + k_o + k_p) U(s) \quad (1)$$

여기서 y와 u에 잡음이 있다고 가정하고 이산시스템(discrete time system)에 대한 구조물의 일반적인 식으로 바꾸면 다음과 같이 표현된다.

$$(a_0 q^n + a_1 q^{n-1} + \dots + a_n) y(t) = (b_0 q^n + b_1 q^{n-1} + \dots + b_n) u(t) + (c_0 q^n + c_1 q^{n-1} + \dots + c_n) e(t) \quad (2)$$

위 식의 양변을  $q^n$ 으로 나누면 후퇴 시간지연 연산자(backward shift operator)의 다항식이 된다. 후퇴 시간지연 연산자를 이용하면 식(2)는 다음과 같은 차분 방정식으로 표현된다.

$$a_0 y(t) + a_1 y(t-1) + \dots + a_n y(t-n) = b_1 u(t-1) + \dots + b_n u(t-n) + e(t) + c_1 e(t-1) + \dots + c_n e(t-n) \quad (3)$$

식(3)에서  $b_0$ 는 0으로 하고  $a_0$ 와  $c_0$ 는 1로 하면 다음과 같다.

$$y(t) + a_1 y(t-1) + \dots + a_n y(t-n) = b_1 u(t-1) + \dots + b_n u(t-n) + e(t) + c_1 e(t-1) + \dots + c_n e(t-n) \quad (4)$$

식(4)은 다음과 같이 바뀌어질 수 있다.

$$y(t) = \left[ 1 - \frac{A(q^{-1})}{C(q^{-1})} \right] y(t) + \frac{B(q^{-1})}{C(q^{-1})} u(t) + e(t) \quad (5)$$

이때  $A(q^{-1}) = 1 + a_1 q^{-1} + \dots + a_n q^{-n}$

$$B(q^{-1}) = b_1 q^{-1} + \dots + b_n q^{-n}$$

$$C(q^{-1}) = 1 + c_1 q^{-1} + \dots + c_n q^{-n}$$

$$\theta^T = (a_1 \dots a_n \quad b_1 \dots b_n \quad c_1 \dots c_n) \text{이다.}$$

$A(q^{-1})$ 와  $C(q^{-1})$ 가 모두 1로 시작하는 다항식이므로

$$1 - \frac{A(q^{-1})}{C(q^{-1})} = \sum_{k=1}^n h_k(\theta) q^{-k} \frac{B(q^{-1})}{C(q^{-1})} = \sum_{k=1}^n g_k(\theta) q^{-k} \quad (6)$$

가 된다.

$C(q^{-1})$ 에서 수열  $\{h_k(\theta)\}$ ,  $\{g_k(\theta)\}$ 를 지수 함수적으로 0에 수렴하게 하는 새로운 다항식  $C^*(z)$ 를 다음과 같이 정의한다.

$$C^*(z) = z^n + c_1 z^{n-1} + \dots + c_n \quad (7)$$

유한한 과거의 변위  $y$ 와 제어신호  $u$ 에 의해 변위의 예측값  $\hat{y}(t)$ 이 구해지는데 예측값  $\hat{y}(t)$ 를 다음과 같이 정의한다.

$$\begin{aligned} \hat{y}(t) &= \left[ 1 - \frac{A(q^{-1})}{C(q^{-1})} \right] y(t) + \frac{B(q^{-1})}{C(q^{-1})} u(t) \\ &= \sum_{k=1}^n h_k(\theta) q^{-k} y(t) + \sum_{k=1}^n g_k(\theta) q^{-k} u(t) \\ &= \sum_{k=1}^n h_k(\theta) y(t-k) + \sum_{k=1}^n g_k(\theta) q^{-k} u(t-k) \end{aligned} \quad (8)$$

이때 실제 변위값과 예측값의 오차를 다음과 같이 정의한다.

$$e(t) = y(t) - \hat{y}(t) \quad (9)$$

식(8)과(9)에서 예측값  $\hat{y}(t)$ 이 다음과 같이 간단히 표현된다.

$$\hat{y}(t) = \hat{y}(t/\theta) = \theta^T \varphi(t) \quad (10)$$

여기서

$$\varphi(t) = (-y(t-1) \dots -y(t-na) \quad u(t) \dots u(t-nb)$$

$$e(t-1) \dots e(t-nc))$$

정확한 파라미터  $\theta$ 란 결국 오차  $e(t)$ 가 작게될 때로서  $e(t)$ 의 함수인  $V(\theta)$ 를 최소화시킬 때 구해진다.

$$V(\theta) = E \frac{1}{2} e^T(t) \Lambda^{-1} e(t) \quad (11)$$

여기서  $\Lambda$ 는 가중행렬이다. 식(11)을 최소화시키는 방법으로 확률적 뉴턴 방법(Stochastic Newton method)을 사용하면

$$\hat{\theta}(t) = \hat{\theta}(t-1) + \gamma(t) [V'(\hat{\theta}(t-1))]^{-1} Q(\hat{\theta}(t-1)) \epsilon(t) \quad (12)$$

여기서  $V'(\theta)$ 는  $V(\theta)$ 를  $\theta$ 에 대해 2차 미분한 근사값이고  $-Q(\theta)$ 는  $\frac{1}{2} \epsilon^T \Lambda^{-1} \epsilon$ (을  $\theta$ 에 대하여 미분한 값)이다. 오차의  $\theta$ 에 대한 미분을 다음과 같이 하여  $Q(\theta)$ 를 구하였다.

$$\begin{aligned} \frac{d}{d\theta} e(t) &= \frac{d}{d\theta} (y(t) - \hat{y}(t/\theta)) = -\frac{d}{d\theta} \hat{y}(t/\theta) = -\Psi^T(t) \\ Q(\hat{y}(t-1)) &= \Psi(t) \Lambda^{-1} \epsilon(t) \end{aligned} \quad (13)$$

$V(\theta)$ 를  $\theta$ 에 대해 2차 미분한 근사값  $V'(\theta)$ 는 다음과 같이 된다.

$$V'(\theta) = R_\theta^{-1}(t) \quad (14)$$

여기서  $R_\theta(t) = R_\theta(t-1) + \gamma(t) [\Psi(t) \Lambda^{-1} \Psi^T(t) - R_\theta(t)]$  식(13)와 식(14)에서 식(12)은 다음과 같이 된다.

$$\hat{\theta}(t) = \hat{\theta}(t-1) + \gamma(t) R_\theta^{-1} \Psi(t) \Lambda^{-1} \epsilon(t) \quad (15)$$

그리고 ARMAX모델의 경우  $\Psi(t)$ 는 다음과 같이 구해진다.

$$\Psi(t) = \frac{1}{C(q^{-1})} \phi(t) \quad (16)$$

파라미터의 제한 조건을 만족시키면서 식(15)와 식(16)을 이용하면 파라미터  $\theta$ 를 구하면 된다.

### 3.2 제어기 설계

본 연구에서는 구조물 모델인 ARMAX모델을 상태방정식으로 바꾸어서 제어기를 설계하였다. 시스템 식별을 통해 얻은 ARMAX식을 상태방정식으로 바꾸면 다음과 같이 표현된다.

$$x_{t+1} = Ax_t + Bu_t + Ke_t \quad (17.1)$$

$$y_t = Cx_t + e_t \quad (17.2)$$

그리고 관측기인 정상상태의 Kalman filter는 다음과 같이 구해진다.

$$\hat{x}_{t+1} = A \hat{x}_t + Bu_t + K_f [y_t - C \hat{x}_t] \quad (18)$$

최적제어 이론을 적용하여 제어기를 설계하기 위해서는 앞에서 구한 상태방정식의 제어성능지수(Performance Index)를 선정해야 한다. 본 연구에서는 LQR(Linear Quadratic Regulator)를 적용하여 다음과 같은 제어성능지수를 선정하였다.

$$J = \frac{1}{2} E \left[ \sum_{k=0}^{\infty} [x^T(k) Q_w x(k) + u^T(k) R_w u(k)] \right] \quad (19)$$

위 식에서  $Q_w$ 와  $R_w$ 행렬은 각각 상태변수와 제어 입력에 대한 가중행렬(weighting matrix)이며 제어성능지수를 최소화하는 제어이득을 구하면 다음과 같다.

$$K_s = [R_w + B^T S_\infty B]^{-1} B^T S_\infty A \quad (20)$$

여기서  $s_{\infty}$ 는 다음과 같이 표현되는 대수 리카티 식의 해이다.

$$S = A^T S A - A^T S B [B^T S B + R_w]^{-1} B^T S A + Q \quad (21)$$

이상으로 구한 최적 제어이득에 의해 제어력  $u_t$ 는 다음과 같다.

$$u_t = -K_t \hat{x}_t \quad (22)$$

## 4. 실험

### 4.1 시편

본 연구에서 사용한 시편은 저온 경화 탄소섬유 Prepreg (USN150), 압전필름(PVDF), 접착층 및 절연층으로 사용한 Adhesive film, 그리고 점탄성 폴리머 (Viscoelastic Damping Polymer)를 사용하여 아크타입의 셸 모델로 적층한 다음 오토클레이브(Autoclave)에서 온도와 압력을 가하여 제조하였다. 그리고 시편의 내측 곡률 반경은 200 mm으로 곡률 반경이 200 mm인 금형을 제작하여 그 위에 적층한 셸을 놓고 제조하였다.

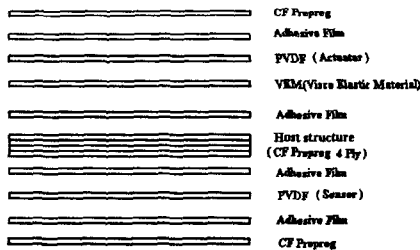


Fig. 2 Stacking sequence of the specimen

감지기 및 작동기로는 압전필름(Piezo Film)인 PVDF(Polyvinylidene fluoride)를 사용하였으며 감지기 및 작동기의 크기는 95 mm×95 mm×0.11 mm이며 압전 재료의 접착 및 탄소섬유와의 절연을 위해 PVDF의 전극과 탄소섬유사이에 접착필름을 삽입하여 시편을 제조하였다. 그리고 점탄성층(Viscoelastic Material, VEM)으로는 3M사의 Ultra-pure Viscoelastic Damping Polymer인 242F04를 사용하였다. 실험 시편의 적층된 순서는 Fig. 2에 표현되어 있다.

시편은 주 구조물 아크를 기본으로 하여 점탄성층의 두께에 따라 0.1 mm, 0.2 mm, 0.4 mm의 점탄성층이 포함된 능동 감쇠층 시편, 그리고 0.2 mm의 점탄성층만을 삽입한 시편을 제조하였다. 그리고 크기는 축 방향 길이가

165 mm 이고 호의 길이는 95 mm이다. 실험시편의 경계조건은 아크의 한쪽을 고정 지지하는 형태의 외팔형태(clamped boundary)로 하였으며 외부의 영향을 배제하여 시편자체의 진동을 측정하기 위하여 방진테이블 위에서 지그를 이용하여 고정시켰으며 감지기 및 작동기는 시편의 변형량 측정이 잘 되는 고정 지지된 위치에 적층시켰다. Fig. 3에 실험시편 및 경계조건을 나타내고 있다.

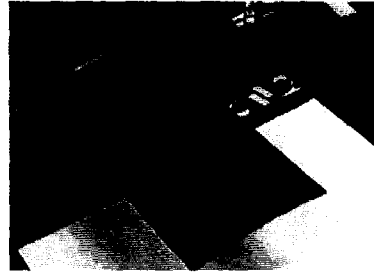


Fig. 3 Specimen shape and boundary condition

실험결과를 측정하기 위한 감지기는 Kaman사의 Gap Sensor(KD-2300)를 이용하였으며 Gap Sensor로 측정된 신호는 FFT Analyzer(HP 3566A)를 통해 결과를 출력하였다. 그리고 제어를 위해 감지기층에서 측정된 전하량을 B&K 사의 전하 증폭기(Charge Amplifier)를 통하여 전압신호를 받으며 작동력은 PC에서 계산된 제어입력을 전압 증폭기를 통하여 작동기에 보내준다. 여기에서 사용된 AD 변환기 및 DA 변환기는 PCL 818 Lab. Card이다. 실험장치에 대한 개략도는 Fig. 4에 나타내었다.

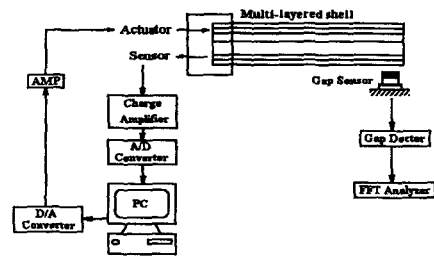


Fig. 4 Experimental setup

### 4.1 실험 방법

아크에 대한 능동 감쇠층(ACL) 기법의 성능을 알기 위해 탄소섬유 Prepreg 6 ply와 접착필름 4 ply를 이용하여 실험시편을 제작하여 실험시편의 진동 특성을 Gap

Sensor로 측정하였다. 시편을 제작함에 있어 감지기 층과 작동기 층을 한 쌍으로 시편의 길이방향으로 95 mm까지 삽입하였다. 이 시편의 경우는 횡 방향 진동을 제어하기 위하여 제작되었으며 Gap Sensor는 아크의 측상에 위치하며 끝에서 30 mm 떨어진 곳에서 Transverse Vibration을 측정하였다. 그리고 주 구조물 아크를 기본으로 점탄성층과 감지기 및 작동기 층을 첨가한 ACLD 시편을 제작하여 주 구조물 아크와 ACLD 시편, PCLD 시편의 진동특성을 비교하였다. 그리고 능동 감쇠층 기법에서 감쇠층인 점탄성층의 영향을 고려하기 위해 점탄성층의 두께를 0.1 mm, 0.2 mm, 0.4 mm로 하여 시편을 제작하여 진동특성을 측정하였다.

감지기로부터 받은 변위 신호는 전하 증폭기에서 전하를 전압으로 0.1 mV/pC 증폭하여 AD 변환기를 통해 이산화된 신호를 받았으며 감지기로부터 AD변환기로 받을 수 있는 전압은 -5 ~ 5 V의 범위이다. 그리고 PC에서 제어기로 보내는 신호는 0 ~ 5 V의 범위이며 이 신호를 전압 증폭기를 통해 신호를 작동기로 입력이 된다.

실험 시편을 시스템 식별의 원리를 이용해서 모델링하기 위하여 아크모델을 가진 시키면서 변위를 측정하는 실험을 수행하였다. 만일 고유진동수와 비슷한 주파수의 입력신호가 작동기에 가해지면 주 구조물은 크게 반응하나 고유진동수와 다른 주파수의 입력신호가 작동기에 가해지면 주 구조물의 반응은 미세하다. 이와 같은 작동기의 입력신호와 감지기에서 감지된 신호를 분석하면 실험 대상인 주 구조물의 파라미터를 구할 수 있다.

시스템 식별을 하기 위해 작동기에 가해지는 신호는 다양한 주파수를 가진 Pseudo-Random Binary Sequence (PRBS)를 사용하였다. 그 이유는 PRBS 신호가 무한개의 주파수를 가진 백색잡음(White Noise)을 이산시스템에서 근사화한 것이기 때문이다. PRBS는 사각펄스의 조합으로 이루어지며 펄스의 폭은 매우 불규칙하게 변한다. PRBS는 쉬프트레지스터(shift register)에 의해 발생되고 쉬프트 레지스터는 소프트웨어나 하드웨어로 구현할 수 있다. 작동기에 PRBS신호를 가해서 감지기로 변위에 대한 신호를 측정할 실험치를 시뮬레이션 결과와 비교하여 시스템의 모델을 결정한다.

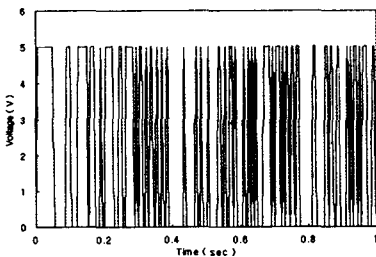


Fig. 5 PRBS signal used in system identification

제어기 설계는 최적제어 이론인 Linear Quadratic Regulator(LQR)를 사용하여 구현하였다. 시스템식별을 통해 얻은 ARMAX모델을 상태방정식으로 바꾸어서 제어기 및 관측기를 설계하였다. 최적제어이득은 식(20)에 따라 이산화된 리카티식을 통해서 구하였다.

#### 4. 결과 및 고찰

본 실험에서는 셸 모델 중 아크 형태의 모델에 대한 능동 감쇠층(이하 ACLD라 함)기법의 진동제어 성능을 주 구조물, 능동 제어 입력이 가해지지 않은 수동 감쇠층(이하 PCLD라 함) 기법, 능동 제어 입력이 들어간 ACLD 기법 등 이 세 가지 경우에 대해 살펴보았다.

ACLD 기법에서 점탄성층의 영향을 살펴보기 위해서 점탄성층의 두께를 다르게 하면서 실험을 해 보았다. 점탄성층의 역할은 시스템에 진동이 발생했을 경우 전단변형을 일으켜 시스템의 에너지를 감쇠시켜주는 역할을 한다. 이런 역할을 하는 점탄성층의 두께가 변함으로써 수동감쇠성능은 증가함을 예상할 수 있지만 작동기에 의한 제어 입력이 구조물에 전달하는 것을 방해할 수 있음을 예측할 수 있다. 이러한 예측을 확인하기 위해 점탄성층 두께를 0.1 mm, 0.2 mm, 0.4 mm로 하여 실험을 해 보았다. 그리고 점탄성 두께에 따른 감쇠량을 Fig. 9에 나타내었으며 주파수 영역에서의 결과를 각각 Fig. 6 ~ 8에 나타내었다.

먼저 점탄성층이 0.1 mm인 경우 주파수 영역에서의 최대값을 살펴보면 주 구조물 아크의 62 Hz에서 감지전압이 7.2 mV이며 이를 기준으로 하면 PCLD 기법의 경우 60 Hz에서 감지 전압을 5.1 mV를 얻을 수 있었으며 ACLD 기법의 경우 4.5 mV로 능동제어로 인한 감쇠성능을 얻어 전체적으로 약 37.5 %의 감쇠성능을 얻었다. 점탄성층이 0.2 mm인 경우는 PCLD 기법이 4.75 mV ACLD 기법이 4.6 mV의 값을 가지며 전체적으로 약 36.1 %의 감쇠성능을 얻었다. 또한 점탄성층이 0.4 mm인 경우 PCLD 기법이 4.4 mV, ACLD 기법이 4.3 mV이며, 전체적으로 약 40.3 %의 감쇠성능을 얻었다.

이상의 결과를 보면 점탄성층의 두께가 증가함에 따라 수동감쇠가 증가함을 보이는 반면 능동감쇠가 감소함을 알 수 있다. 즉 점탄성층이 삽입됨으로써 작동기의 제어

입력을 구조물에 전달하는 것을 방해하여 능동 감쇠량을 감소시킨다. 그러나, 전체적인 감쇠는 수동 감쇠나 능동 감쇠 경향과는 다른 결과를 보여준다. Fig. 9의 결과 그래프를 통해 최적의 점탄성층의 두께를 예측하기는 어렵다. 따라서 더 많은 점탄성 두께에 대한 실험을 통하여 최적두께를 구할 필요가 있다.

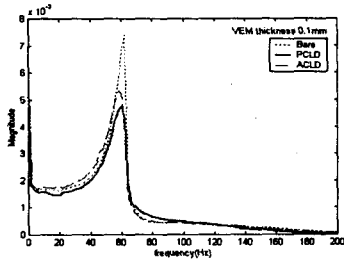


Fig. 6 Frequency domain of VEM thickness 0.1mm

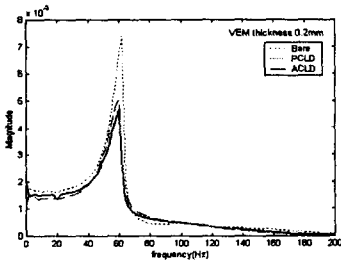


Fig. 7 Frequency domain of VEM thickness 0.2mm

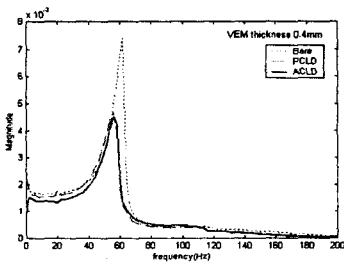


Fig. 8 Frequency domain of VEM thickness 0.4mm

그리고 실험시편에 점탄성층이 포함되어 시스템의 물성, 특히 고유진동수를 감소시키는 역할을 하여 시스템의

특성을 변화시키므로 점탄성층의 두께를 제한하게 된다. 실험결과를 보면 점탄성층의 두께가 0.1 mm, 0.2 mm의 경우는 고유진동수가 크게 변하지 않지만 0.4 mm의 경우는 그 변화가 큼을 알 수 있다.

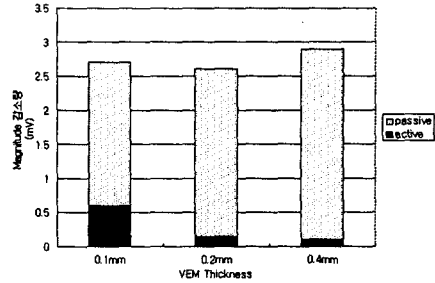


Fig. 9 Comparison of damping performance of variable VEM thickness

따라서 구조물의 진동 감쇠를 얻고자 할 때 점탄성층을 늘릴수록 큰 감쇠를 얻을 수 있으나 앞에서 언급했듯이 시스템의 질량 즉 시스템 파라미터가 변하기 때문에 높은 감쇠를 얻기 위해 많은 질량을 추가하는 것은 바람직하지 않다. 이러한 이유로 질량 증가량을 함께 고려하면서 ACLD 기법을 적용해야 한다.

#### 4. 결론

본 연구에서는 능동 감쇠층 기법에 대한 것으로 압전 필름과 점탄성 물질을 이용하여 아크형태의 셀 모델에 대한 진동 특성을 알아보았다. 능동 감쇠층 기법의 능동 감쇠 성능을 확인하기 위하여 주 구조물 아크, 수동 감쇠층 시편 그리고 능동 감쇠층 시편을 제작하여 자유진동 실험을 하였고, 능동 감쇠층 시편의 경우 최적 제어 이론을 적용하여 제어를 설계하였다. 그리고 능동 감쇠층에서의 중요한 파라미터인 점탄성층의 두께변화에 따른 진동 감쇠성능 실험을 수행하였는데 실험결과를 보면 점탄성층의 두께가 증가함에 따라 능동 제어량이 줄어드는 반면 수동 감쇠량이 증가하였다. 이는 감쇠층이 작동기와 주 구조물간에 삽입되어 있어서 능동 제어 효과를 감소시키기 때문이다.

#### 후 기

본 연구는 2001년도 두뇌한국 21 사업의 지원으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

- (1) Shen, I. Y., 1994 "Hybrid Damping through Intelligent Constrained Layer Treatments" ASME Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 116, No. 3, pp. 341-349.
- (2) Lam, M., Inman, D. and Saunders, W., 1997 "Vibration Control through Passive Constrained Layer Damping and Active Control" Journal of Intelligent Materials Systems and Structures, Vol. 8, pp. 663-677.
- (3) Ray, M. C. and Baz, A., 1997, "Optimization of Energy Dissipation of Active constrained layer damping treatments of plates" Journal of sound and vibration, Vol. 208, No. 3, pp. 391 - 406
- (4) Park, C. H. and Baz, A., 1999, "Vibration control of bending modes of plates using active constrained layer damping" Journal of Sound and Vibration, Vol. 227, No. 4, pp. 711 - 734
- (5) Huang, S. C., Inman, D. J. and Austin, E. M., 1996 "Some design consideration for active and passive constrained layer damping treatments" Smart Materials and Structures, Vol. 5, pp. 301 - 313
- (6) Liao, W. H. and Wang, K. W., 1997, "On the analysis of viscoelastic materials for active constrained layer damping treatments" Journal of Sound and Vibration, Vol. 207, No. 3, pp. 319 - 334
- (7) Ray, M. C., Oh, J. and Baz, A., 2001, "Active Constrained Layer Damping of Thin Cylindrical Shells" Journal of Sound and Vibration, Vol. 240, No. 5, pp. 921 - 935
- (8) Baz, A. and Chen, T., 2000, "Control of axi-symmetric vibration of cylindrical shells using active constrained layer damping" Thin-walled Structures, Vol. 36, pp. 1 - 20
- (9) Liu, Yanning and Wang, K. W., 1999, "A non-dimensional parametric study of enhanced active constrained layer damping treatments" Journal of Sound and Vibration, Vol. 223, No. 4, pp. 611 - 644
- (10) Shields, W., Ro, J. and Baz, A., 1998, "Control of sound radiation from a plate into an acoustic cavity using active piezoelectric-damping composites" Smart Materials and Structures, Vol. 7, pp. 1-11
- (11) Landau, Ioan D., 1990, System Identification and Control Design, Prentice Hall.
- (12) Corsaro, Robert D. and Sperling, L. H., 1989, Sound and Vibration Damping with Polymers, American Chemical Society.