

MFC 작동기가 부착된 박판 실린더 쉘의 동적 모델링과 능동진동제어

Dynamic Modeling and Active Vibration Control of Cylindrical Shell equipped with MFC Actuators

곽문규†·정문산*·배병찬*·이명일*

Moon K. Kwak, Moonsan Jung, Byungchan Bae, and Myungil Lee

Key Words : Free Vibration(자유진동), Rectangular Plate(직사각형판), Rectangular Cutout(사각형 구멍)

ABSTRACT

This paper is concerned with the dynamic modeling and controller design for a cylindrical shell equipped with MFC actuators. The dynamic model was derived by using Rayleigh-Ritz method based on Donnel-Mushtari shell theory. The boundary conditions at both ends were assumed to be shear diaphragm. To verify the theoretical results, a cylindrical shell structure made of aluminum was built and tested by using impact hammer. Experimental results show that there are little discrepancies compared to theoretical results because of the boundary conditions at both ends. The MFC actuators were glued to the cylindrical shell in longitudinal and circumferential directions. The PPF controller were designed for lowest two modes and applied to the MFC actuators. The experimental results show that vibrations can be successfully suppressed.

1. 서론

얇은 원통형의 쉘 구조물의 운동방정식의 유도는 Arnold and Waburton[1]으로부터 시작하였는데, 다양한 쉘 구조물의 연구에 관해서는 Leissa[2]의 책을 참조하는 것이 유용할 것이다.

많은 연구자들이 쉘에 대해서 다양한 가정을 하고 운동방정식을 유도하였는데 가장 단순한 이론은 Donnel and Mushtari[2] 이론이다. 이 이론이 유용하게 사용될 수 있지만 좀더 정확한 계산을 위해 다양한 이론이 제안되었다[3-8].

본 연구에서는 원통형 쉘 구조물에 MFC 작동기가 부착된 경우를 고려하여 이 작동기를 이용해 능동진동제어를 수행하고자 한다. 원통형 쉘을 압전 작동기를 이용해 진동 및 음향을 제어하고자 하는 연구 결과로는 Tzou 등[9], Lester and Lefebvre[10], Sonti and Jones[11], Clark and Fuller [12]의 연구가 있다. Tzou 등[9]은 모달 압전작동기를 이용한 쉘 구조물의 제어기법에 대한 연구를 수행하였다. Lester and Lefebvre[10]는 압전체가 원통형 쉘과 결합된 구조물에 대한 운동방정식을 유도하고 모달 스펙트라를 이용해 실린더와 내부음향 캐비티사이의 연성 효과를 조사하고 압전작동기를 이용해 내부 소음제어를 이룩할 수 있음을 이론으

로 입증하였다. Sonti and Jones[11]는 원통형 쉘에 압전작동기가 결합된 구조물에 대해 단순화된 해석 모델을 개발하고 수치계산을 통해 큰 크기의 압전작동기가 보다 효적임을 주장하였다. Clark and Fuller [12]는 압전세라믹 작동기, 마이크, PVDF 센서를 알루미늄 쉘에 부착하고 Filtered-x LMS 제어 기기법을 이용해 음향 제어를 수행하였는데 실린더 쉘의 진동 모드 중 아코디온 형태의 모드는 제어가 쉬운 반면에 실린더 모드는 가진하는 진동수가 높아짐으로 인해 제어하기가 쉽지 않음을 보여 주었다. 기존에 사용한 압전세라믹 작동기는 취성이 매우 커 깨지기 쉽고 곡면형상을 가지는 구조물에는 사용할 수 없다는 단점이 있다. 이런 단점을 극복하고 압전상수 d_{33} 를 이용하는 작동기로 개발된 것이 MFC(Macro Fiber Composite) 작동기[13]이다. 손정우 등[14]은 MFC 작동기의 유한요소모델링 방법과 제어 특성을 토의하고, 유한요소해석 소프트웨어 ANSYS 를 이용해 운동방정식을 유도하였다. 제어기로는 LQG 를 고려하여 수치해석을 통해 제어가 가능함을 입증하였다.

본 연구에서는 먼저 원통형 쉘의 동적 모델링을 위해 허용함수를 이용한 Rayleigh-Ritz 방법을 사용하여 운동방정식을 유도하였다. 이론 결과의 검증용 위해 알루미늄 원통형 쉘 구조물을 제작하고 실험을 통해 이론 결과를 검증하였다. 그리고 MFC 작동기를 부착하여 양변위도먹임제어 방법을 적용하여 진동제어를 시도하였다. 실험 결과는 MFC 작동기가 진동 및 음향을 제어할 수 있음을 보여준다.

† 책임저자: 동국대학교 기계공학과, 정회원
E-mail : kwakm@dongguk.edu
Tel : (02) 2260-3705, Fax : (02) 2263-9379

* 동국대학교 대학원 기계공학과, 학생회원

2. 실린더형 쉘의 동적 모델링

본 연구에서는 먼저 Rayleigh-Ritz 방법을 이용해 실린더형 쉘 구조물의 동적 모델을 유도하고자 한다. 이에 대해서는 여러 연구가 있지만, 간략한 형태로 정리되어 있지 않아 본 연구에서는 수치계산에 적합한 형태의 운동방정식을 유도하고자 한다. 다음 그림은 본 연구에서 다루고자 하는 균일한 실린더형 쉘과 운동을 표현하는데 사용하는 좌표계와 변위를 보여주고 있다.

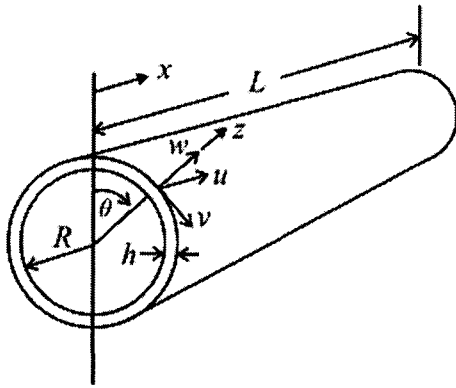


Fig. 1 Cylindrical Shell

여기서 R 는 실린더의 반지름, h 는 쉘의 두께, L 은 실린더의 길이, θ 는 수직 축에 대한 각도, x 는 길이 방향 좌표축, u, v, w 는 각각 x 방향 변위, θ 방향 변위, z 방향의 변위를 나타낸다. 이와 같은 실린더형 쉘의 대한 운동에너지는 다음 식으로 주어진다[2].

$$T = \frac{1}{2} \rho \int_0^L \int_0^{2\pi} \int_{-h/2}^{h/2} (\dot{u}^2 + \dot{v}^2 + \dot{w}^2) R dx d\theta dz \quad (1)$$

여기서 ρ 는 쉘의 질량밀도를 나타낸다. 탄성엔지니어링을 구하기 위해서는 변형률과 응력에 대한 식이 필요한데 다음과 같다[2].

$$\epsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} - z \frac{\partial^2 w}{\partial x^2}, \quad \epsilon_\theta = \frac{1}{R} \frac{\partial v}{\partial \theta} + \frac{w}{R} - \frac{z}{R^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} \quad (2a,b)$$

$$\epsilon_{xz} = \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{R} \frac{\partial u}{\partial \theta} - \frac{2z}{R} \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \theta} \quad (2c)$$

$$\epsilon_{xx} = \epsilon_{\theta\theta} = \epsilon_{zz} = 0 \quad (2d)$$

$$\sigma_x = \frac{E}{1-\nu^2} (\epsilon_x + \nu \epsilon_\theta), \quad \sigma_\theta = \frac{E}{1-\nu^2} (\epsilon_\theta + \nu \epsilon_x) \quad (3a,b)$$

$$\sigma_{xz} = \sigma_{zx} = \frac{E}{1+\nu} \epsilon_{xz} \quad (3c)$$

$$\sigma_{xx} = \sigma_{\theta\theta} = \sigma_{zz} = 0 \quad (3d)$$

여기서 E 는 영의 계수, ν 는 포아송 비를 나타낸

다. 이를 이용한 탄성에너지 식은 다음과 같이 표현된다.

$$V = \frac{1}{2} \int_0^L \int_0^{2\pi} \int_{-h/2}^{h/2} (\sigma_x \epsilon_x + \sigma_\theta \epsilon_\theta + \sigma_{xz} \epsilon_{xz}) R dx d\theta dz \quad (4)$$

식 (2)와 (3)을 식 (4)에 대입하면 탄성에너지 식이 다음과 같이 유도된다[2].

$$\begin{aligned} V = & \frac{ERh}{2(1-\nu^2)} \int_0^L \int_0^{2\pi} \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \frac{h^2}{12} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)^2 + \frac{1}{R^2} \left(\frac{\partial v}{\partial \theta} \right)^2 \right. \\ & + \frac{w^2}{R^2} + \frac{h^2}{12R^2} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} \right)^2 + \frac{2}{R^2} \left(\frac{\partial v}{\partial \theta} \right) w \\ & + \frac{2\nu}{R} \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right) \left(\frac{\partial v}{\partial \theta} \right) + \frac{2\nu}{R} \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right) w + \frac{\nu h^2}{6R^2} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) \left(\frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} \right) \\ & + \frac{(1-\nu)}{2} \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \frac{(1-\nu)}{2R^2} \left(\frac{\partial u}{\partial \theta} \right)^2 + \frac{(1-\nu)h^2}{6R^2} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \theta} \right)^2 \\ & \left. + \frac{(1-\nu)}{R} \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right) \left(\frac{\partial u}{\partial \theta} \right) \right] dx d\theta \end{aligned} \quad (5)$$

원주 방향의 n 번째 모드에 해당하는 각 방향 변위가 다음과 같이 표현된다고 가정해보자.

$$u(x, \theta, t) = \cos n\theta \Phi_n(x) q_u(t) \quad (6a)$$

$$v(x, \theta, t) = \sin n\theta \Phi_n(x) q_v(t) \quad (6b)$$

$$w(x, \theta, t) = \cos n\theta \Phi_n(x) q_w(t) \quad (6c)$$

여기서 $\Phi_n(x), \Phi_n(x), \Phi_n(x)$ 는 각 방향의 허용함수 벡터, $q_u(t), q_v(t), q_w(t)$ 는 각 방향의 일반 변위 벡터를 나타내며, m 개의 동일한 허용함수 개수를 고려한다면 다음과 같이 표현된다.

$$\Phi_n(x) = [\Phi_{n1}, \Phi_{n2}, \dots, \Phi_{nm}] \quad (7a)$$

$$\Phi_n(x) = [\Phi_{n1}, \Phi_{n2}, \dots, \Phi_{nm}] \quad (7b)$$

$$\Phi_n(x) = [\Phi_{n1}, \Phi_{n2}, \dots, \Phi_{nm}] \quad (7c)$$

$$q_u(t) = [q_{u1}, q_{u2}, \dots, q_{um}]^T \quad (8a)$$

$$q_v(t) = [q_{v1}, q_{v2}, \dots, q_{vm}]^T \quad (8b)$$

$$q_w(t) = [q_{w1}, q_{w2}, \dots, q_{wm}]^T \quad (8c)$$

식 (6)을 식 (1)과 식 (5)에 대입하기 전에 수치해석의 용이성을 위해 다음과 같은 무차원 변수를 도입해 보자.

$$\xi = x/L, \quad \alpha = L/R, \quad \beta = h/R \quad (9a,b,c)$$

식 (9)를 고려하고 식 (6)을 식 (1)과 식 (5)에 대입하면 원주방향의 n 번째 모드에 대해 운동에너지와 탄성에너지가 다음과 같이 유도된다.

$$T = \frac{1}{2} \rho R h L \pi (\dot{q}_L^T M_{LL} \dot{q}_L + \dot{q}_L^T M_{LW} \dot{q}_W + \dot{q}_W^T M_{WL} \dot{q}_L) \quad (10)$$

$$V = \frac{E R h \pi}{(1-\nu^2)L} \left(\frac{1}{2} q_L^T K_{LL} q_L + \frac{1}{2} q_L^T K_{LW} q_W + \frac{1}{2} q_W^T K_{WL} q_L + \frac{1}{2} q_W^T K_{WW} q_W \right) \quad (11)$$

여기서

$$M_{LL} = \Phi_{LL}^T, \quad M_{LW} = \Phi_{LW}^T, \quad M_{WL} = \Phi_{WL}^T \quad (12a-c)$$

$$K_{LL} = \bar{\Phi}_{LL} + \frac{(1-\nu)\alpha^2 n^2}{2} \Phi_{LL}^T, \quad K_{LW} = \alpha^2 n^2 \Phi_{LW}^T + \frac{(1-\nu)}{2} \bar{\Phi}_{LW} \quad (12d,e)$$

$$K_{WL} = \frac{\beta^2}{12\alpha^2} \bar{\Phi}_{WL} + \left(\alpha^2 + \frac{\alpha^2 \beta^2 n^2}{12} \right) \Phi_{WL}^T - \frac{\nu \beta^2 n^2}{6} \bar{\Phi}_{WL} + \frac{(1-\nu)\beta^2 n^2}{6} \bar{\Phi}_{WL} \quad (12f)$$

$$K_{WW} = \nu \alpha \bar{\Phi}_{WW} - \frac{(1-\nu)\alpha n}{2} \bar{\Phi}_{WW} \quad (12g)$$

$$K_{LL} = \nu \alpha \bar{\Phi}_{LL}, \quad K_{LW} = \alpha^2 n \Phi_{LW}^T \quad (12h,i)$$

그리고

$$\Phi_{LL} = \int_0^1 \Phi_L^T \Phi_L d\xi, \quad \Phi_{LW} = \int_0^1 \Phi_L^T \Phi_W d\xi \quad (13a,b)$$

$$\Phi_{WL} = \int_0^1 \Phi_W^T \Phi_L d\xi, \quad \Phi_{WW} = \int_0^1 \Phi_W^T \Phi_W d\xi \quad (13c,d)$$

$$\bar{\Phi}_{LL} = \int_0^1 \Phi_L^T \bar{\Phi}_L d\xi, \quad \bar{\Phi}_{LW} = \int_0^1 \Phi_L^T \bar{\Phi}_W d\xi \quad (13e,f)$$

$$\bar{\Phi}_{WL} = \int_0^1 \bar{\Phi}_L^T \Phi_W d\xi, \quad \bar{\Phi}_{WW} = \int_0^1 \bar{\Phi}_L^T \bar{\Phi}_W d\xi \quad (13g,h)$$

$$\bar{\Phi}_{LL} = \int_0^1 \bar{\Phi}_L^T \bar{\Phi}_L d\xi, \quad \bar{\Phi}_{LW} = \int_0^1 \bar{\Phi}_L^T \bar{\Phi}_W d\xi \quad (13i,j)$$

$$\bar{\Phi}_{WL} = \int_0^1 \bar{\Phi}_L^T \bar{\Phi}_W d\xi, \quad \bar{\Phi}_{WW} = \int_0^1 \bar{\Phi}_L^T \bar{\Phi}_W d\xi \quad (13k,l)$$

식 (10)과 (11)을 라그랑지 방정식에 대입하면 다음과 같은 운동 방정식이 유도된다.

$$(\rho R h L \pi) M \ddot{q} + \frac{E R h \pi}{(1-\nu^2)L} K q = Q \quad (14)$$

여기서 Q 는 일반력을 나타내며,

$$M = \begin{bmatrix} M_{LL} & 0 & 0 \\ 0 & M_{LW} & 0 \\ 0 & 0 & M_{WW} \end{bmatrix}, \quad K = \begin{bmatrix} K_{LL} & K_{LW} & K_{WL} \\ K_{LW}^T & K_{LW} & K_{WL} \\ K_{WL}^T & K_{WL} & K_{WW} \end{bmatrix} \quad (15a-b)$$

무차원 진동수를 도입하면 고유치 문제는 다음식으로 귀결된다.

$$|K - \Omega^2 M| = 0 \quad (16)$$

여기서

$$\Omega^2 = \frac{\alpha(1-\nu^2)L^2}{E} \omega^2 \quad (17)$$

본 연구에서 실험에 사용할 실린더 쉘은 양단에 지지판이 부착되어 있다. 이와 같은 경계조건은 Shear diaphragm 조건과 유사하다고 판단되어 경계조건을 다음과 같은 Shear Diaphragm의 경계조건으로 가정하였다.

$$u = w = M_x = N_x = 0 \quad (18)$$

이와 같은 경계조건을 만족하는 허용함수는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\Phi_L(\xi) = \sqrt{2} \cos n \xi, \quad \Phi_W(\xi) = \Phi_{WL}(\xi) = \sqrt{2} \sin n \xi \quad (19)$$

식 (19)를 식 (13)에 대입하고 이를 식 (12)에 대입하면 식 (15)의 질량행렬과 강성행렬을 구할 수 있다. 수치해석을 수행한 결과는 고유진동수가 479 Hz (3,1), 549 Hz (4,1), 767 Hz (2,1), 792 Hz (5,1), 1005 Hz (5,2), 1342 Hz (3,2), 1124 Hz (6,1)로 나타났다. 여기서 괄호안의 숫자는 원주방향 n 값과 그 원주방향모드에서의 차수이다. 처음 세개의 진동모드를 보여주는 것이 다음 그림들이다.

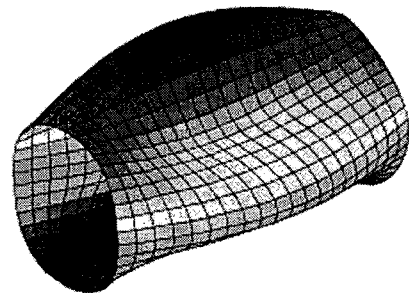


Fig. 2 First mode shape: (3,1) 479Hz

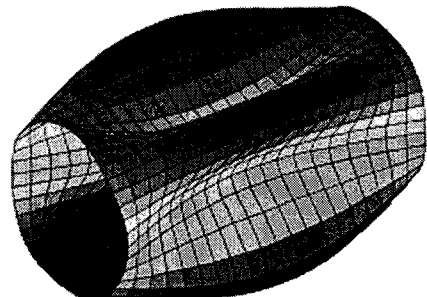


Fig. 3 Second mode shape: (4,1) 549 Hz

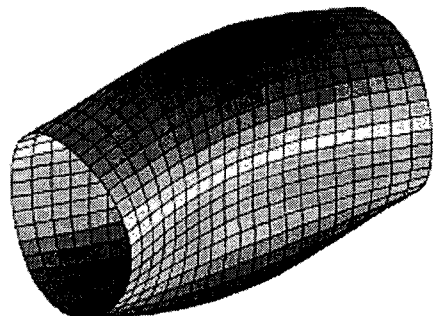


Fig. 4 Third mode shape: (2,1) 767 Hz

3. 실린더 쉘의 진동 실험

본 연구를 위해 다음과 같은 실린더형 알루미늄 쉘을 제작하였다. 알루미늄 쉘의 두께는 2mm, 내경은 250mm, 길이는 500mm 이다. 끝단 플랜지는 가스킷 처리를 했다. 본 연구에 사용한 알루미늄의 물성치는 $\rho = 2770 \text{ kg/m}^3$, $\nu = 0.3$, $E = 70 \text{ GPa}$ 이다.

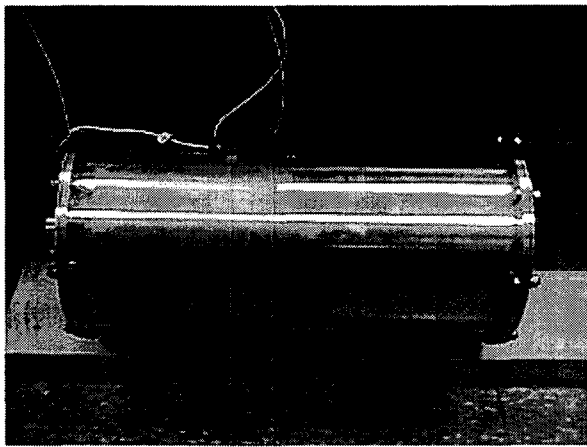


Fig. 5 Aluminum cylindrical shell

이 쉘 구조물에 가속도계를 부착하고 충격 해머를 이용해 진동 시험을 수행하였다. 진동시험에 의해 얻어진 주파수 응답 곡선은 다음과 같다.

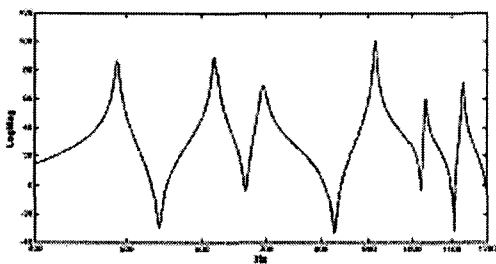


Fig. 6 Experimental frequency response curve

그림 6 으로부터 구한 고유진동수 값은 486 Hz, 616 Hz, 690 Hz, 912, 1028, 1128, 1254, 1310Hz 이다. 앞의 이론값과 비교하였을 때 조금 차이가 남을 알 수 있는데, 양단의 플랜지와 원판이 완벽한 Shear Diaphragm 경계조건을 형성하지 못하는 것에서 비롯되는 것으로 판단된다.

진동 제어 실험을 위해 두 개의 MFC 작동기를 그림 7 과 같이 부착하였다. 한 개는 길이방향으로 부착하고, 다른 한 개는 원주방향으로 부착하였는데, MFC 작동기가 유연하여 그림에서 보이

는 바와 같이 쉘의 곡면에도 부착이 가능함을 볼 수 있다.



Fig. 7 Macro-composite actuator attached to the cylindrical shell

본 연구에서 사용한 MFC 작동기는 Smart Material 사[13]의 MFC 작동기 M8557S1 으로 작동기와 감지기가 동시에 장착되어 있는 작동기로서, PZT 형태는 Navy Type II 이다. 전체 크기는 $110 \text{ mm} \times 75 \text{ mm}$ 이며, 작동기 부분은 $85 \text{ mm} \times 50 \text{ mm}$, 감지기 부분은 $85 \text{ mm} \times 3.5 \text{ mm}$ 이다. 그 외의 물성치값은 $E_1 = 30.34 \text{ GPa}$, $E_2 = 15.86 \text{ GPa}$ (Electrode 방향), $\nu_{12} = 0.31$, $\nu_{21} = 0.16$, $G_{12} = 5.52 \text{ GPa}$ 으로 주어져 있다. MFC 작동기와 같이 압전작동기의 가장 중요한 파라미터는 압전상수인데, MFC 작동기는 d_{33} 를 이용한다. 따라서 기존의 d_{31} 을 이용하는 압전작동기에 비해 작동력이 배가되는 효과를 줄 수 있다. 사양서에서 $d_{33} = 4.6 \times 10^2 \text{ pm/V}$ 로 주어져 있다.

MFC 작동기에 함께 부착되어 있는 감지기를 사용하기 위해서는 전하앰프가 필요한데 두 방향의 감도가 달라 전하앰프를 다음 그림과 같이 각각 설계하였다. 작은 축전지값을 가지고 있는 전하앰프가 길이방향 감지기를 위한 것이다.

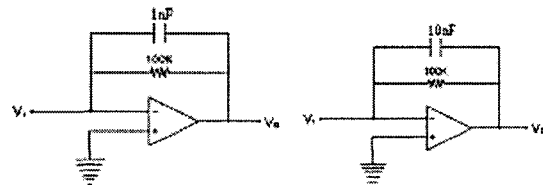


Fig. 8 Charge amplifiers connected to sensors

감지기와 전하앰프를 통해 계측된 압전 감지기의 값은 dSpace 사의 DS1102 의 A/D 입력에 연결된다. 본 연구에서 사용한 제어기는 PPF 제어기 [15]이며 다음 그림과 같은 Simulink 블록 다이어

그림으로 생성되었다. 본 연구에서는 처음 두 개의 진동 모드를 제어할 수 있도록 설계되었다.

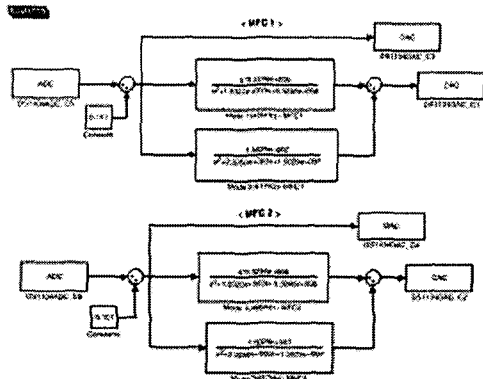


Fig. 9 Simulink block diagram for active vibration suppression control

PPF 제어기의 장점은 제어할 고유진동모드의 고유진동수 값을 알고 있을 때 그 고유진동모드를 선택적으로 제어할 수 있다는 것이다. 본 연구에서 채택한 MFC 작동기는 준 동위치제어기 (Collocated Controller)로서 동위치제어기의 안정성에 대해서는 이미 입증된바 있다[15]. 따라서 앞의 이론 연구와 상관없이 PPF 제어기를 적용할 수 있다. PPF 제어 알고리즘을 통해 계산된 제어력 값은 D/A 단자를 통해 증폭앰프에 전달되고, 증폭된 전압이 MFC 작동기에 인가된다. 두 개의 MFC 작동기를 구동시켰을 경우 주파수 응답 곡선은 다음 그림과 같이 나타난다. 그림에서 제어기를 구동시키지 않았을 경우보다 약 10dB 이상의 제어 효과를 얻을 수 있음을 알 수 있다.

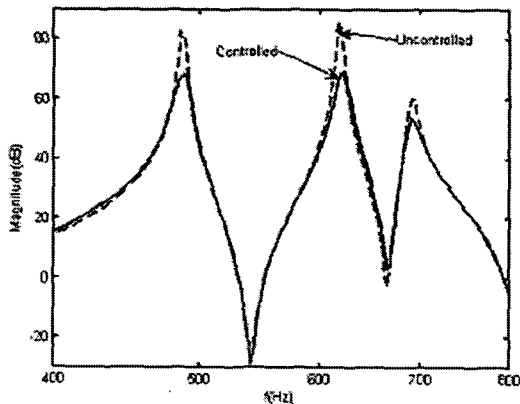


Fig. 10 Uncontrolled and controlled experimental frequency response curves

다음 그림은 셀에 충격을 가하고 일정 시간이 지난 다음 제어기를 가동시켰을 경우의 시간 응답을 보여준다. 그림에서 알 수 있듯이 제어기를 구

동시켰을 경우 응답이 급속히 감소됨을 확인할 수 있다.

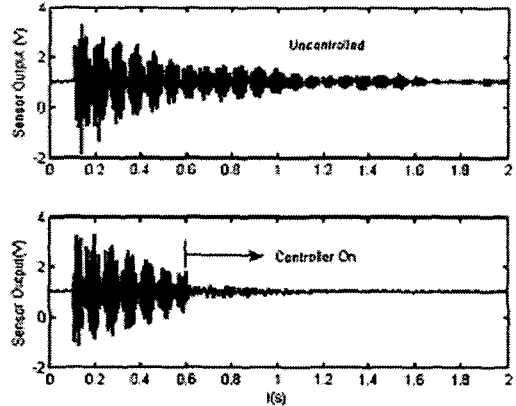


Fig. 11 Uncontrolled and controlled time histories

4. 토의 및 결론

본 연구에서는 실린더형 셀 구조물의 동적 모델링 방법과 MFC 작동기를 이용한 능동진동제어 방법을 토의하였다. 동적 모델링을 위해서 Rayleigh-Ritz 방법을 이용하였으며, 이를 통해 각 원주방향의 모드에 대한 운동방정식을 유도하였다. 압전 작동기가 부착된 경우, 작동력에 대한 관계식의 유도가 필요한데, 이에 대해서는 현재 연구 중이다.

본 연구의 대상인 원형 실린더 셀 구조물을 제작하고 실험을 수행하였다. 실험을 통해 얻어진 고유진동수 값은 이론으로 계산한 고유진동수 값과 약간의 차이를 보이는데, 이는 실린더 셀 구조물의 양단 경계조건이 이론에서 가정한 Shear Diaphragm 조건과 일치하지 않아 발생한 것으로 사료된다.

본 연구에서 사용한 MFC 작동기는 작동기와 감지기가 일체로 되어 있다. 따라서 이 작동기는 준동위치제어기로 볼 수 있어, 기존에 개발된 PPF 제어기를 적용하는데 적합하다고 판단되었다. 본 연구에서는 먼저 실험을 통해 구한 진동 모드 중 처음 두 진동모드를 제어하고자 PPF 제어기를 설계하고 이를 적용해 주파수 응답곡선상에서 진동 저감이 이루어짐을 입증하였다. 따라서 MFC 작동기가 본 연구에서 채택한 실린더 셀 구조물의 진동 제어에 적합함을 확인할 수 있었다. 차후 이론 모델이 확립되면 이를 통해 개선된 제어기를 설계하여 적용하면 좀더 효과적인 제어 효과를 얻을 수 있을 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 국방과학연구소가 지원하는 수중음 동특화 연구센터의 수중/구조진동 연구실의 지원으로 이루어졌다. 관계자 여러분께 감사드린다.

참고문헌

- (1) Arnold, R.N. and Waburton, G.B., 1949, "Flexural Vibrations of the Walls of Thin Cylindrical Shells having Freely Supported Ends," Proc. Roy. Soc. London, Ser. A, Vol. 197, pp. 238-256.
- (2) Leissa, A., 1993, Vibration of Shells, Acoustical Society of America, Originally issued by NASA, 1973.
- (3) Yuan, J. and Dickinson, S.M., "The Free Vibration of Circularly Cylindrical Shell and Plate Systems," Journal of Sound and Vibration, Vol. 175, No. 2, pp. 241-263.
- (4) Markus, S., 1988, The Mechanics of Vibrations of Cylindrical Shells, Studies in Applied Mechanics 17, Elsevier.
- (5) 임정식, 1996, "일단고정-일단자유 원통 쉘의 진동 해석," 한국소음진동공학회지, 제 6 권 제 1 호, pp. 45-56.
- (6) 임정식, 이영신, 1996, "원판 덮개를 갖는 고정-자유 원통셸의 고유진동 해석," 한국소음진동공학회지, 제 6 권 제 6 호, pp. 801-818.
- (7) 한창환, 이영신, 2002, "양단이 고정 지지된 연속 원통셸의 진동특성 해석," 한국소음진동공학회지, 제 12 권 제 2 호, pp. 97-107.
- (8) 문덕홍, 여동준, 1994, "전달영향계수법에 의한 탄성지지를 갖는 원통형 셸구조물의 자유진동해석," 한국소음진동공학회지, 제 4 권 제 4 호, pp. 469-478.
- (9) Tzou, H.S. Zhong J.P. and Hollkamp, J.J., 1994, "Spatially Distributed Orthogonal Piezoelectric Shell Actuator: Theory and Applications," Journal of Sound and Vibration, Vol. 188, pp. 363-378.
- (10) Lester, H.C. and Lefebvre, S., 1991, "Piezoelectric Actuator Models for Active Sound and Vibration Control of Cylinders," Proceedings of the Conference on Recent Advances in Active Control of Sound and Vibration, Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, VA, pp. 3-26.
- (11) Sonti, V.R. and Jones, J.D., 1991, "Active Vibration Control of Thin Cylindrical Shells Using Piezoelectric Actuators," Proceedings of the Conference on Recent Advances in Active Control of Sound and Vibration, Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, VA, pp. 27-38.
- (12) Clark, R.L. and Fuller, C.R., 1991, "Active Control of Structurally Radiated Sound from an Enclosed Finite Cylinder," Proceedings of the Conference on Recent Advances in Active Control of Sound and Vibration, Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, VA, pp. 380-402.

- (13) 손정우, 김홍수, 최승복, 2005, "MFC 작동기를 이용한 스마트 Hull 구조물의 능동진동제어," 한국소음진동공학회지, 제 15 권 제 12 호, pp. 1408-1415.
- (14) <http://www.smart-material.com>
- (15) 광문규, 1995, "압전재료를 이용한 지능구조물의 능동진동제어," 한국소음진동공학회지, 제 5 권, 제 3 호, pp. 292-302.