

실린더형 셸 구조물의 모드 특성 및 진동제어: 공기중 및 수중 실험결과 비교

Modal Characteristics and Vibration Control of Cylindrical Shell Structure: Experimental Results Comparison in the Air and Water

손정우* · 권오철* · 최승복†

Jung Woo Sohn, Oh-Cheol Kwon and Seung-Bok Choi

Key Words : Cylindrical Shell Structure(실린더형 셸 구조물), Modal Characteristics(모드 특성), Vibration Control(진동 제어), Underwater Structure(수중 구조물)

ABSTRACT

In the present paper, dynamic characteristics and vibration control performance of a cylindrical shell structure are experimentally investigated and results are presented in the air and underwater conditions. End-capped cylindrical shell structure is manufactured and Macro-Fiber Composite (MFC) actuators are attached on the inside-surface of the structure. Modal characteristics are studied in the air and under the water conditions and then equation of motion of the structure is derived from the test results. Structural vibration control performances of the proposed structure are evaluated via experiments with optimal control algorithm. Vibration control performances are presented both in the frequency and time domains.

1. 서 론

내부 및 외부 환경 변화에 능동적으로 대처할 수 있는 지능 구조물에 대한 연구는 지능재료의 발달과 더불어 많은 진전이 이루어지고 있다.⁽¹⁾ 전기/자기(ER/MR) 유동 유체, 형상기억합금 등의 다양한 지능재료 중 압전재료는 작동기와 감지기로 모두 사용될 수 있고, 단위 면적당 발생력이 우수하여 제품을 작게 만들어야 하는 항공, 우주, 군사 분야에서 폭넓게 응용되고 있다. 높은 정밀도와 빠른 반응속도를 바탕으로 초정밀 위치제어, 구조물의 진동제어 등의 여러 분야에서 많은 연구가 진행되고 있으며, 특히 잠수함 또는 비행기 동체와 같은 형상의 실린더형 셸 구조물의 진동제어를 위하여 압전재료를 이용한 연구도 활발히 수행되어 왔다.^(2,3) 그러나 압전세라믹은 깨어지기 쉽고, 곡면 형상의 구조물에는 사용이 제한되는 단점이 있어 이를 실제 적용하기에는 제한이 있었다. 압전세라믹의 단점을 극복하기 위해 복합재 형태의 유연한 압전작동기의 개발에 대한 연구가 활발히 진행되어 왔으며, 최근에는 NASA Langley 연구소에서 MFC(Macro Fiber Composite) 작동기를 개발하였고, 이를 상용화하였다.⁽⁴⁾ MFC 작동기는 압전

세라믹 파이버를 기초로 하여 유연하고, 곡면 형상의 구조물에 응용이 용이한 장점이 있으며, d_{33} 압전 상수를 사용하여 큰 작동 효율을 낼 수 있고, 이방성 구동이 가능하다. Wilkie 와 Williams 등은 MFC 작동기의 신뢰성, 비선형 인장, 전단 성능 특성 등에 관한 연구를 수행하고, 우수한 성능을 가지는 것을 확인하였다.^(5,6) Sodano 등은 MFC 작동기를 이용한 구조물의 진동제어와 health monitoring 에 적용하기 위한 연구를 수행하였다.⁽⁷⁾ Park 과 Ruggiero 등은 우주에서 안테나 등으로 사용이 가능한 팽창성의 유연 구조물 (inflatable structure)의 동특성 및 진동제어를 위하여 MFC 를 응용하기 위한 연구를 수행하였다.^(8,9) 손정우 등은 MFC 작동기가 부착된 공기중 hull 구조물을 유한 요소 모델을 통하여 동적 특성을 파악하고 진동제어를 수행하였으며, 광문규 등은 MFC 작동기가 부착된 공기중 hull 구조물의 운동방정식을 Rayleigh-Ritz 방법을 통하여 유도하고, PPF 제어기법을 적용하여 구조물의 진동제어가 성공적으로 이루어짐을 확인하였다.^(10,11) 그러나 MFC 를 이용한 수중 구조물의 동적 특성 고찰과 진동제어에 대한 실험적 연구는 거의 없는 실정이다.

본 연구에서는 MFC 작동기가 부착된 실린더형 셸 구조물의 동적 특성과 진동제어 성능을 공기중과 수중 실험을 통하여 고찰하였다. 알루미늄을

† 교신저자; 인하대학교 기계공학부

E-mail : seungbok@inha.ac.kr

Tel : (032) 860-7319, Fax : (032) 868-1716

* 인하대학교 기계공학과

사용하여 실린더형 셸 구조물을 제작하고 구조물의 진동제어를 위하여 구조물의 내부에 MFC 작동기를 부착하였다. 공기중과 수중에서 각각 실험을 통하여 구조물의 모드 특성을 파악하고, 이를 바탕으로 운동방정식을 구성하였다. 최적 제어 알고리즘을 이용하여 제어를 설계하였으며, 공기중 및 수중 진동제어 실험을 수행하여 구조물의 진동제어 성능을 비교하였다. 공기중에서와 수중에서 모두 효과적으로 구조물의 진동을 제어할 수 있음을 확인하였다.

2. 실린더형 셸 구조물

MFC 작동기가 내부 표면에 부착되어 있는 실린더형 셸 구조물을 Fig. 1에 나타내었다. 양 끝이 닫혀 있는 알루미늄 구조물을 고려하였으며, 구조물의 진동제어를 위한 3 개의 MFC 작동기와 구조물의 가진을 위한 1 개의 MFC가 구조물의 길이 방향의 가운데에 부착되어 있다. 구조물과 MFC는 완벽한 결합을 가지는 것으로 가정하였다. 구조물의 길이는 0.5m, 지름은 0.25m이며, 구조물과 양쪽 캡의 볼트 체결을 위하여 캡의 크기는 0.28m로 하였다. MFC의 길이는 0.085m, 폭은 0.057m, 두께는 0.0003m이다.

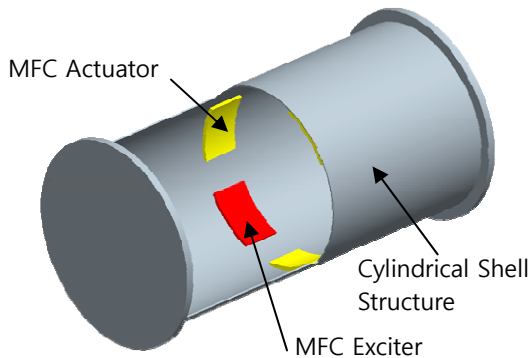


Fig. 1 Configuration of the proposed cylindrical shell structure

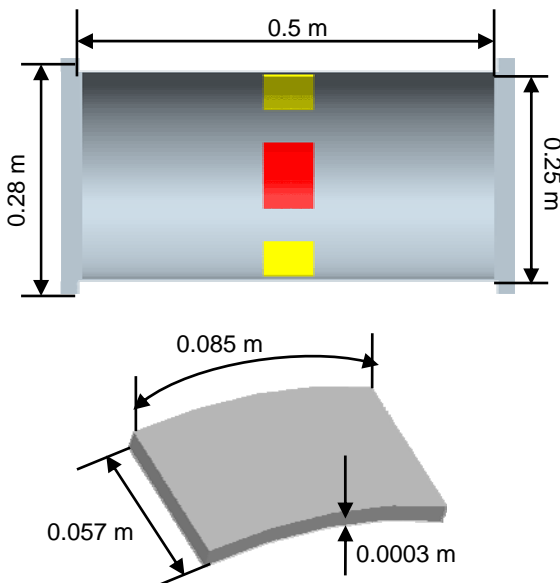


Fig. 2 The dimensional geometry of the structure

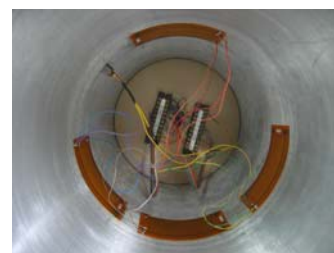
두께는 0.0003m이다. 구조물과 MFC의 기하학적 특성은 Fig. 2에 나타내었고, 각 재료의 물성치는 Table 1에 나타내었다. 실제 제작된 알루미늄 구조물을 Fig. 3에 나타내었다. Fig. 3(a)와 같이 내부의 전선들은 방수 튜브를 통하여 외부 기기들과 연결하였다. 구조물의 안쪽 면에 원주방향 등간격으로 3개의 작동기가 부착되었고, 하나의 MFC 작동기가 구조물의 가진을 위해 부착되었다. MFC 작동기는 센서와 작동기가 함께 있는 모델을 사용하였다. 양쪽 캡과 구조물은 볼트 체결을 하였으며, Fig. 3(c)와 같이 2개의 패킹용 O-ring을 삽입하여 수중 실험시 구조물 내부로 물이 들어가는 것을 방지하였다.

Table 1 Material properties of the MFC and Aluminum

MFC			
C_{11}^E	$(1.95 \times 10^{10} \text{ N/m}^2)$	C_{33}^E	$(4.13 \times 10^{10} \text{ N/m}^2)$
C_{44}^E	$(0.55 \times 10^{10} \text{ N/m}^2)$	C_{66}^E	$(0.60 \times 10^{10} \text{ N/m}^2)$
$\varepsilon_{11}^S/\varepsilon_0$	916 C/m ²	$\varepsilon_{33}^S/\varepsilon_0$	830 C/m ²
d_{31}	$-2100 \times 10^{-10} \text{ C/N}$	d_{33}	$4600 \times 10^{-10} \text{ C/N}$
ρ	7750 kg/m^3		
Aluminum			
E	$6.8 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$	ρ	2698 kg/m^3
ν	0.32		



(a) full view



(b) inside view



(c) water sealing cap

Fig. 3 Manufactured cylindrical shell structure

3. 모드 특성 비교

3.1 실험 결과

제작된 구조물의 공기중과 수중에서의 모드 특성을 확인하기 Fig. 4(a), (b)와 같은 형태로 모드 실험 장치를 각각 구성하였다. Fig. 4(b)와 같이 수중 실험에서는 알루미늄 구조물을 수중에 가라앉히기 위하여 두 개의 추를 설치하였으며, 일정한 수심을 유지하기 위하여 일정한 길이의 로프를 연결하여 구조물을 수중에서 고정할 수 있도록 하였다. 컴퓨터에서 발생된 가진 신호를 고전압 증폭기를 거쳐 가진기로 사용되는 MFC 에 인가하여 구조물을 0Hz 에서 1400Hz 까지 사인파로 스위핑 (sweeping) 가진하였다. MFC 센서를 통해서 구조물의 신호를 측정하고 FFT 신호 분석기를 이용하여 구조물의 고유진동수를 확인하였다. 공기중 및 수중 구조물의 주파수 응답 함수를 Fig. 5 에 함께 나타내었고, 측정된 공기중 및 수중 구조물의 주요한 4 개 모드의 고유진동수를 Table 2 에 나타내었다. 수중에서 각 모드의 고유진동수는 공기중과 비교하여 50%이상 감소하는 것을 확인할 수 있으며, 이는 수중에서 구조물과 유체의 상호작용으로 발생하여 구조물에 작용하는 부가수 질량 효과에 의한 것으로 판단된다. 고차 모드로 갈수록 고유진동수의 감소량이 줄어드는 것을 확인할 수 있다. Fig. 5 의 주파수 응답 함수로부터 하프파워법(half power bandwidth method)을 사용하여 구한 구조물의 모드 댐핑비를 Table 3 에 나타내었다. 수중에서의 댐핑비는 공기중에서보다 증가하는 것을 확인할 수 있으며, 이는 유체 댐핑 효과에 의한 것으로 판단된다. 따라서 진동제어를 위한 수중 구조물의 모델링을 수행할 때에는 구조물에 작용하는 부가수 질량 효과뿐만 아니라 유체 댐핑에 의한 효과까지 반드시 고려되어야 한다.

3.2 해석 결과

모드 특성 실험 결과의 검증을 위하여 Fig. 6 과 같이 공기중과 수중 구조물에 대한 유한요소 모델을 구성하여 모드 해석을 수행하였다. 상용 유한요소 해석 프로그램인 ANSYS 를 사용하였으며, 구조물은 8 절점 SOLID5 요소를 사용하였다. 수중 모델에서는 Fig. 6(b)와 같이 구조물, 유체, 구조물-유체 연성부분의 3 개로 구성되어 있다. 구조물은 SOLID5 요소를 사용하였고, 유체부분과 구조물-유체 연성부분은 FLUID30 요소를 사용하였다. 공기중과 수중 구조물의 모드 형상과 고유진동수를 Fig. 7 에 나타내었다. 공기중 구조물과 수중 구조물의 각 모드의 모드 형상은 동일한 것을 확인할

Table 2 Comparison of measured natural frequency

Mode	in the air	under the water	decrement
1st mode	555 Hz	208 Hz	63 %
2nd mode	611 Hz	251 Hz	59 %
3rd mode	862 Hz	381 Hz	56 %
4th mode	1217 Hz	577 Hz	53 %

Table 3 Comparison of measured modal damping ratio

Mode	in the air (Hz)	under the water	increment
1st mode	0.0026	0.0064	246 %
2nd mode	0.0021	0.0054	257 %
3rd mode	0.0014	0.0032	230 %
4th mode	0.0010	0.0014	140 %

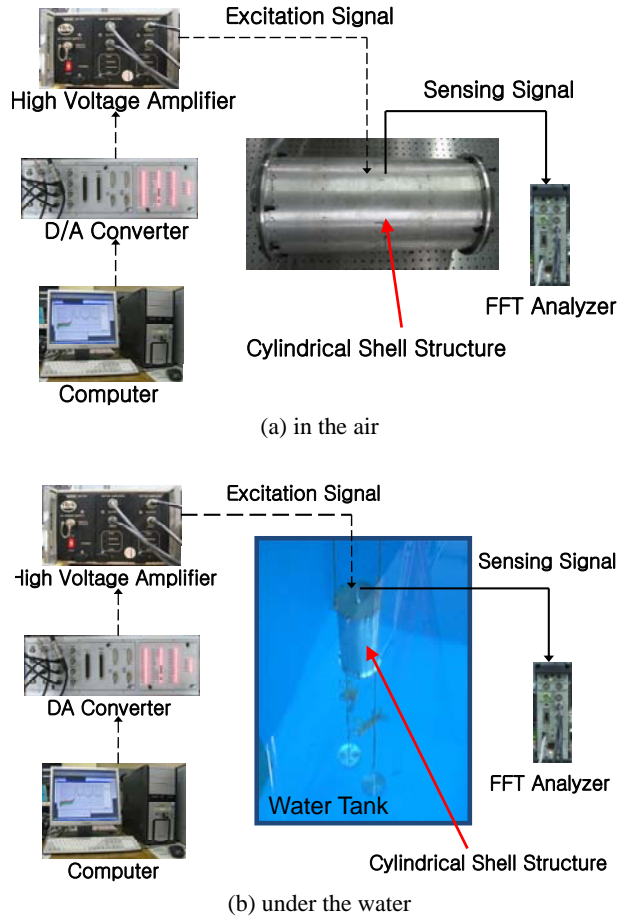


Fig. 4 Modal test setup

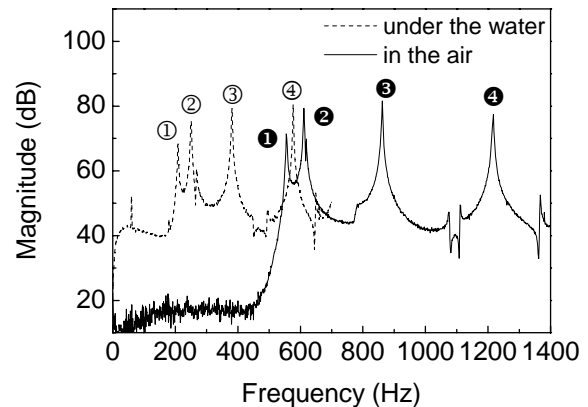
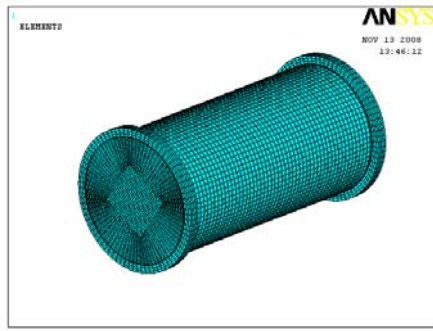
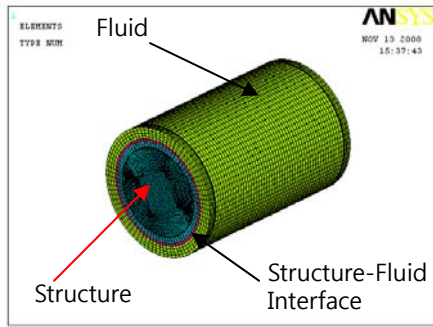


Fig. 5 Measured frequency response of the structure



(a) in the air



(b) under the water

Fig. 6 Finite element model of the structure

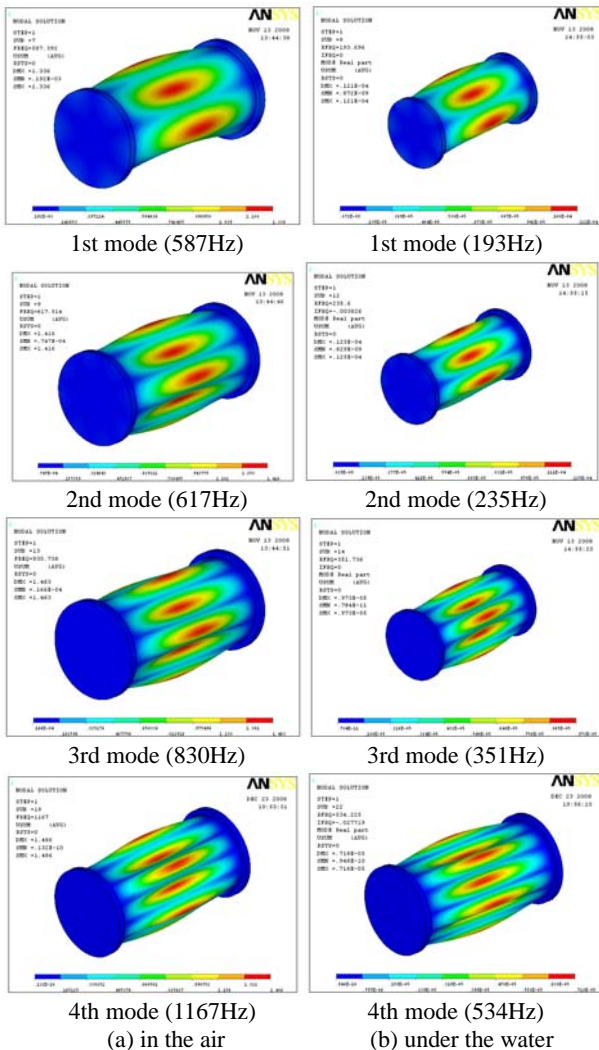


Fig. 7 Comparison of mode shape

수 있으며, 모드 특성 실험에서와 같이 수중 구조물의 경우 각 모드의 고유진동수가 공기중 구조물보다 감소하는 것을 확인할 수 있다. 모드 실험에서 얻은 고유진동수와 해석 결과가 비교적 잘 일치하는 것을 확인할 수 있다. 실험과 유한요소 해석 결과 사이의 오차는 모드 특성 실험에서 자유경계 조건을 완벽하게 구현하지 못한 것에서 유래하는 것으로 판단된다. 또한 수밀을 위하여 양쪽 캡에 사용된 O-ring 등의 영향도 있을 것이며, 특히 수중 실험의 경우 수중에 구조물을 설치하고 움직이는 것을 방지하기 위해 사용된 각종 로프와 추 등에 의한 오차도 있을 것으로 판단된다.

4. 진동제어 성능 비교

4.1 제어기 설계

모드 실험을 통해서 구한 구조물의 고유진동수와 모드 댐핑비를 이용하여 구조물의 지배 방정식을 다음과 같이 구성하였다.

$$\ddot{\mathbf{H}} + 2\mathbf{Z}\Omega\dot{\mathbf{H}} + \Lambda\mathbf{H} = \mathbf{F} \quad (1)$$

여기서, \mathbf{H} , \mathbf{Z} , Ω , Λ , \mathbf{F} 는 각각 일반화 좌표 벡터, 모드 댐핑비 벡터, 고유진동수 벡터, 고유진동수의 제곱 벡터, 모드 힘 벡터이고 다음과 같이 표현된다.

$$\mathbf{H} = [\eta_1 \quad \eta_2 \quad \dots \quad \eta_n]^T, \quad \mathbf{Z} = \begin{bmatrix} \zeta_1 & & 0 \\ & \zeta_2 & \\ & & \ddots \\ 0 & & & \zeta_n \end{bmatrix},$$

$$\Omega = \begin{bmatrix} \omega_1 & & 0 \\ & \omega_2 & \\ & & \ddots \\ 0 & & & \omega_n \end{bmatrix}, \quad \Lambda = \begin{bmatrix} \omega_1^2 & & 0 \\ & \omega_2^2 & \\ & & \ddots \\ 0 & & & \omega_n^2 \end{bmatrix}.$$

상태 공간 벡터를 $\mathbf{x} = [\eta_1 \quad \dot{\eta}_1 \quad \dots \quad \eta_n \quad \dot{\eta}_n]^T$ 로 결정하면, 상태 공간 모델은 다음과 같이 구성된다.

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}\mathbf{u}(t) + \mathbf{w}(t), \quad \mathbf{y}(t) = \mathbf{C}\mathbf{x}(t) + \mathbf{v}(t) \quad (2)$$

여기서, \mathbf{A} 는 시스템 행렬, \mathbf{B} 는 제어입력 행렬, \mathbf{C} 는 출력 행렬, \mathbf{w} 는 시스템 외란 행렬, \mathbf{v} 는 측정 잡음 행렬이다. 외란과 측정 잡음은 다음과 같이 모두 변동없는 영평균을 가지는 Gaussian 백색 잡음으로 가정하였다.

$$\text{Cov}(\mathbf{w}, \mathbf{w}^T) = \mathbf{W}, \quad \text{Cov}(\mathbf{v}, \mathbf{v}^T) = \mathbf{V}, \quad \text{Cov}(\mathbf{v}, \mathbf{w}^T) = 0 \quad (3)$$

제어 입력은 다음과 같은 성능 지수를 최소화하는

값으로 결정된다.

$$J = \int_0^{\infty} \{ \mathbf{x}(t)^T \mathbf{Q} \mathbf{x}(t) + \mathbf{u}(t)^T \mathbf{R} \mathbf{u}(t) \} dt \quad (4)$$

여기서, 가중치 행렬 \mathbf{Q} 와 \mathbf{R} 은 양반한정이다. 일반적으로 LQR 제어 알고리즘에서 모든 상태 변수들의 측정이 불가능하므로, 상태 예측기인 Kalman-Bucy 필터를 사용하였다. 예측된 상태 $\hat{\mathbf{x}}(t)$ 를 이용한 제어 모델은 다음과 같이 표현된다.

$$\dot{\hat{\mathbf{x}}}(t) = \mathbf{A} \hat{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{B} \mathbf{u}(t) + \mathbf{L} [\mathbf{y}(t) - \mathbf{C} \hat{\mathbf{x}}(t)] \quad (5)$$

\mathbf{L} 은 Kalman 필터의 이득 행렬로서 다음과 같이 결정된다.

$$\mathbf{L} = \mathbf{A} \Sigma \mathbf{C}^T (\mathbf{C} \Sigma \mathbf{C}^T + \mathbf{V})^{-1} \quad (6)$$

여기서 Σ 는 다음과 같은 Riccati 방정식의 해이다.

$$\mathbf{A} \Sigma \mathbf{A}^T - \Sigma - \mathbf{A} \Sigma \mathbf{C}^T (\mathbf{C} \Sigma \mathbf{C}^T + \mathbf{V})^{-1} \mathbf{C} \Sigma \mathbf{C}^T + \mathbf{W} = \mathbf{0} \quad (7)$$

따라서, 제어 입력은 다음과 같이 결정된다.

$$\mathbf{u}(t) = -\mathbf{K}_G \hat{\mathbf{x}}(t) \quad (8)$$

여기서 \mathbf{K}_G 는 다음과 같이 결정되는 제어 이득 행렬이다.

$$\mathbf{K}_G = (\mathbf{R} + \mathbf{B}^T \mathbf{P} \mathbf{B}) \mathbf{B}^T \mathbf{P} \mathbf{A} \quad (9)$$

여기서 \mathbf{P} 는 다음과 같은 Riccati 방정식의 해이다.

$$\mathbf{A}^T \mathbf{P} \mathbf{A} - \mathbf{P} - \mathbf{A}^T \mathbf{P} \mathbf{B} (\mathbf{R} + \mathbf{B}^T \mathbf{P} \mathbf{B})^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{P} \mathbf{A} + \mathbf{Q} = \mathbf{0} \quad (10)$$

4.2 성능 비교

구조물의 진동제어 성능을 평가하기 위하여 Fig. 8 과 같은 실험 장치를 구성하였다. 컴퓨터에서 생성된 가진 신호는 고전압증폭기를 통하여 가진용 MFC 에 인가되어 구조물을 가진할 수 있도록 하였다. MFC 센서에서 측정된 신호는 컴퓨터로 전달되고, 이를 바탕으로 제어 알고리즘이 포함된 dSPACE 에서 제어 입력을 결정하게 된다. 제어 신호는 고전압증폭기를 거쳐 MFC 작동기에 인가되어 구조물의 진동을 제어할 수 있도록 하였다. 식 (4)에서의 가중치 행렬의 값은 $diag(\mathbf{Q}) = 3 \times 10^7$, $diag(\mathbf{R}) = 1$ 로 설정하였다. 구조물에 랜덤(random) 가진을 인가하고 제어를 하였을 경우의 구조물 주

파수 응답을 Fig. 9 에 나타내었다. Fig. 9(a)에 나타난 바와 같이 공기중 구조물의 경우 각 공진 영역에서 최소 7dB, 최고 20dB 의 진동 감소 효과를 확인할 수 있으며, 4 개의 공진 영역 모두에서 구조물의 진동이 효과적으로 제어되는 것을 확인할

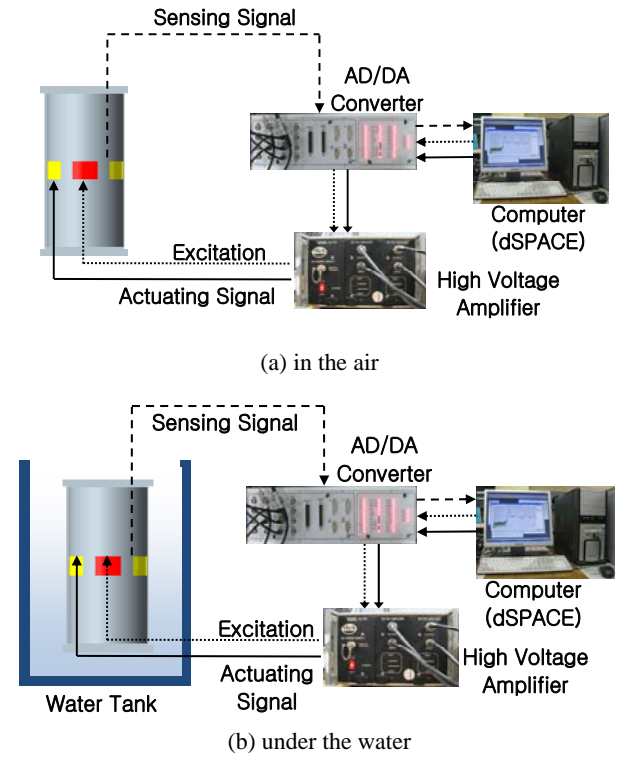


Fig. 8 Experimental setup for vibration control

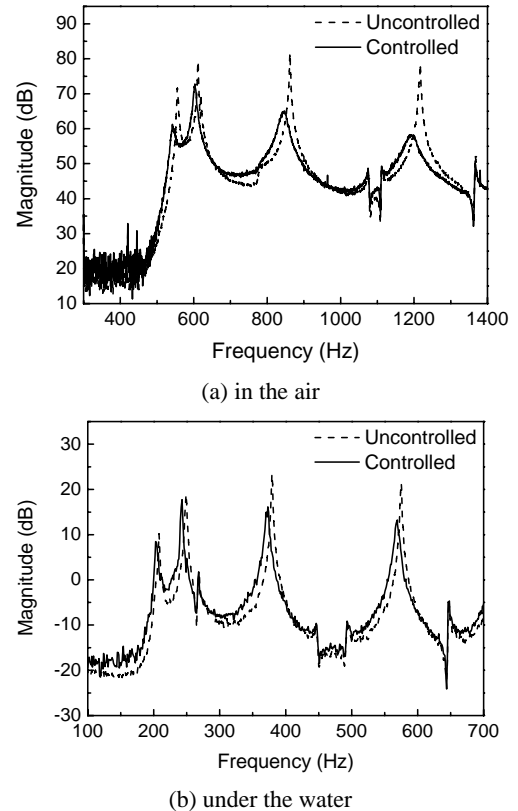


Fig. 9 Vibration control response in frequency domain

수 있다. 수중 구조물의 경우 Fig. 9(b)에 나타난 바와 같이 각 공진 영역에서 최소 1.5dB, 최고 9dB의 진동이 감소하는 것을 확인할 수 있다. 공기중과 수중에서 모두 큰 진동 감소 효과를 보이는 3 번째 모드로 구조물을 가진하고 이 때의 시간 영역에서의 진동제어 효과를 Fig. 10에 나타내었다. 공기중과 수중 두 경우 모두 120V 정도의 제어 입력을 인가하여 구조물의 진동을 효과적으로 감소시킬 수 있음을 확인하였다.

후 기

본 연구는 국방부/방위사업청이 지정한 UVRC(수중운동체특화센터)의 지원에 의하여 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사 드립니다.

참 고 문 헌

- (1) Gandi, M. V. Thompson, B. S., 1992, Smart Materials and Structures, Chapman & Hall, New York.
- (2) Chopra, I., 2002, "Review of State-of-Art of Smart Structures and Integrated Systems," AIAA Journal, Vol. 40, pp.2145~2187.
- (3) Qui, J. and Tani, J., 1995, "Vibration Control of a Cylindrical Shell Using Distributed Piezoelectric Sensors and Actuators," Journal of Intelligent Material Systems and Structures, Vol.6, pp. 474~481.
- (4) Wilkie, W. K., Bryant, R. G., High, J. W., Fox, R. L., Hellbaum, R. F., Jalink, A., Little, B. D. and Mirick, P. H., 2000, "Low-cost Piezocomposite Actuator for Structural Control Applications", Proceedings of Seventh SPIE International Symposium on Smart Structures and Materials, Newport Beach, CA, March 5-9, 2000, pp.329~334.
- (5) Wilkie, W., High, J. and Bockman, J., 2002, "Reliability Testing of NASA Piezocomposite Actuators," ACTUATOR 2002, pp.270~273.
- (6) Williams, R. B., Schultz, M. R., Hyer, M. W., Inman, D. J. and Wilkie W. K., 2004, "Nonlinear Tensile and Shear Behavior of Macro Fiber Composite Actuators," Journal of Composite Materials, Vol. 38, No. 10, pp. 855~870.
- (7) Sodano, H. A., Park, G. and Inman, D. J., 2004, "An Investigation into the Performance of Macro-fiber Composites for Sensing and Structural Vibration Applications," Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 18, pp.683~697.
- (8) Park, G., Ruggiero, E. J. and Inman, D. J., 2002, "Dynamic Testing on Inflatable Structures Using Smart Materials," Smart Materials and Structures, Vol. 11, No. 1, pp.147-155.
- (9) Ruggiero, E. J., Park, G. and Inman, D. J., 2004, "Multi-input Multi-output Vibration Signal Testing of an Inflatable Torus," Mechanical Systems and Signal Processing, Vol.18, No. 5, pp. 1187-1201.
- (10) Sohn, J. W., Kim, H. S. and Choi, S. B., 2007, "Vibration Suppression of Hull Structure Using MFC Actuators," Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. KSNVE07S-33-03.
- (11) Kwak, M. K. and Jung, M., 2007, "Dynamic Modeling, Active Vibration Controller Design and Experiments For Cylindrical Shell Equipped with MFC Actuators," Proceedings of the KSNVE Annual Fall Conference, pp. KSNVE07A-21-4.

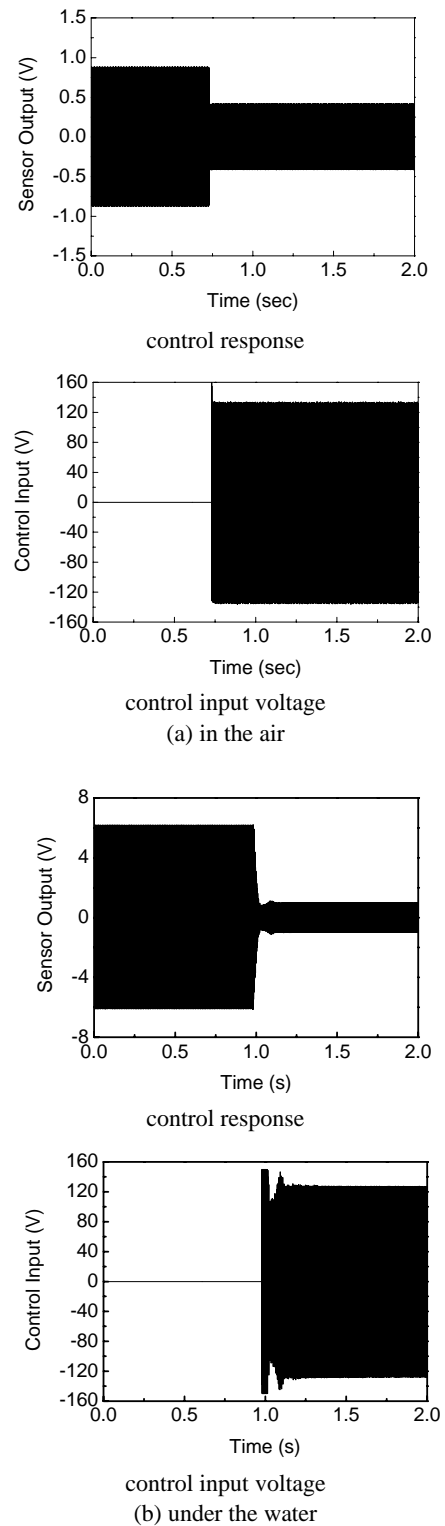


Fig. 10 Vibration control response in time domain (3rd mode)