MFC 작동기를 이용한 보강 Hull 구조물의 능동 진동 제어

Vibration Control of Stiffened Hull Structure Using MFC Actuator

전 준 철*. 손 정 우**. 최 승 복†

Juncheol Jeon, Jung Woo Sohn and Seung-Bok Choi

(2011년 3월 24일 접수 ; 2011년 4월 1일 심사완료)

Key Words : Stiffened Hull Structure(보강 hull 구조물), Piezoelectric Composite Actuator(압전 복합재 작동기), Finite Element Modeling(유한요소 모델링), Modal Analysis(모드 해석), Vibration Control(진동 제어)

ABSTRACT

This work presents an active vibration control of a stiffened hull structure using a flexible macro fiber composite(MFC) actuator. As first step, the governing equation of the hull structure is derived in a matrix form and its dynamic characteristics such as natural frequency are obtained via a finite element analysis(FEA). The natural frequencies obtained from the FEA are compared with those determined from experimental measurement. After formulating the control model in a state space representation, an optimal controller is designed in order to attenuate the vibration of the stiffened hull structure. The controller is then empirically realized through dSPACE and control responses are evaluated in time domain.

1. 서 론

최근, 우주항공 산업을 비롯하여 구조물의 경량화를 위한 여러 분야에서 지능 구조물에 대한 연구가 활발히 이루어지고 있다. 지능 구조물이란 스스로 형태를 변화 시킬 수 있고, 자신의 상태를 감지하고, 외부환경 변화에 능동적으로 반응 할 수 있는 특성을 가지는 구조물을 뜻한다. 이런 지능 구조물은 기본적으로 감지기, 작동기, 제어로 구성되며, 이는 각각 인간의 신경계 근육계, 두뇌계와 같은 역할을 수행한다. 이러한 지능 구조물을 구성하는 지능재료 중 활발히 연구되고 있는 지능 재료로는 전

기장의 크기에 따라 유변학적 성질이 제어될 수 있는 ER fluid(electro-rheological fluid), 자기장의 크기에 따라 유변학적 성질이 제어될 수 있는 MR fluid(magneto-rheological fluid), 온도 조절에 의해 형상을 제어할 수 있는 형상기억합금(shape memory alloy), 기계적 변형에 의해 전기적 신호를 발생시킬 수 있고, 전압 인가에 의해 기계적인 변형을 발생시킬 수 있는 압전 재료(piezoelectric material) 등이 있다. 이들 지능 재료 중, 압전 재료는 단위 면적당 발생력이 우수하여 제품을 작게 만들어야 하는 항공, 우주, 군사 분야에서 폭넓게 응용되고 있으며, 높은 정밀도와 빠른 반응 속도를 바탕으로 초정밀 위치 제어, 구조물의 진동 제어 등 여러 분야에서 많은 연구가 진행되고 있다.

특히, 압전 재료를 이용한 기계적 진동과 방사소음 저감에 대한 연구는 비행기와 잠수함 등의 항공, 해양분야에서 생존을 위하여 활발히 연구되고 있다. 대부분의 연구는 비행기, 잠수함 모델을 축소된 hull 구조물(원통형 구조물)에 압전 재료를 이용한

† 교신저자; 정회원, 인하대학교 기계공학부
E-mail : seungbok@inha.ac.kr
Tel : (032)860-7319, Fax : (032)868-1716

* 인하대학교 기계공학과

** LG 중앙연구소

이 논문의 일부는 2011년 춘계 소음진동 학술대회에서 발표되었음.

여 능동 진동 제어와 소음 제어에 대한 연구로써, Kim 등은 단순 지지된 원형 구조물의 진동 제어를 위하여 압전 작동기와 LQG 제어 알고리즘을 적용하였다⁽¹⁾. 이러한 연구에는 주로 압전 세라믹 패치가 적용되었으나, 압전 세라믹은 깨어지기 쉽고, 곡면 형상의 구조물에는 사용이 제한되는 단점이 있다. 이에 압전 복합재에 관한 연구가 활발히 진행되었으며, 미국 MIT대학에서 압전 세라믹 파이버를 바탕으로 한 AFC(active fiber composite)를 개발하여 헬리콥터 블레이드의 비틀림 제어 등에 적용하였다⁽²⁾. 2000년에는 NASA Langley연구소에서 MFC(macro fiber composite)를 개발하였고, MFC 작동기는 압전 세라믹 파이버를 기초로 하여 유연하고, 곡면 형상의 구조물에 응용이 용이하며, d33압전 상수를 사용하여 큰 작동 효율을 낼 수 있고, 이방성 구동이 가능한 장점이 있어, 구조물의 진동 제어와 health monitoring 등에 효과적으로 적용되고 있다⁽³⁻⁵⁾. 이러한 장점을 바탕으로 손정우 등은 MFC 작동기가 부착된 비보강 hull 구조물을 유한요소 모델을 통하여 동적 특성을 파악하고 진동 제어를 수행하였으며⁽⁶⁾, 권오철 등은 유체의 영향을 고려한 비보강 hull 구조물에 MFC 작동기를 부착하여 진동 제어 성능을 확인하였다⁽⁷⁾. 하지만 MFC 작동기를 이용한 보강 hull 구조물에 대한 모델링 관련 연구와 보강 hull 구조물의 모드 해석이나 능동 진동 제어에 관한 연구 결과는 찾아보기 힘들다.

따라서, 이 연구에서는 보다 실제시스템에 근접하도록 기존의 hull 구조물에 보강재를 부착한 보강 hull 구조물(stiffened hull structure)을 제안하여 이에 대한 능동 진동 제어를 실험적으로 평가하는 것을 연구 목표로 설정하였다. 이를 위해 MFC 작동기를 이용하였으며, FEA를 통해 보강 hull 구조물의 모달특성(고유주파수 및 모드형상)을 얻은 후 실험결과와 비교하였다. 이를 바탕으로 상태공간에서 제어 모델을 구성한 후, 최적제어기(linear quadratic gaussian: LQG)를 설계하였다. 설계된 제어기를 dSPACE를 통해 실험적으로 구현하고 능동 진동 제어 결과를 시간 영역에서 평가하였다.

2. 구조물의 모델링 및 동적 특성

이 연구에서는 공기 중에서의 진동 저감을 위하여

Fig. 1 Geometry of the stiffened hull structure with surface bonded MFC actuators

Fig. 1과 같은 hull 내부에 압전 작동기를 결합한 보강 hull 구조물을 제안 하였으며, 제안된 구조물은 공기 중에서 자유 경계조건을 가진다고 가정하였다. 특정 영역에서 큰 진동 제어 성능을 얻기 위해서 MFC 작동기 2개를 부착하였으며, 성능 측정을 위하여 소형 MFC를 작동기 하단에 부착하였다. 또한 가진을 위하여 반대편 내부에 1개의 MFC 작동기를 부착하였다. 진동 제어와 가진을 위한 MFC 작동기는 미국 Smart Material사에서 생산된 M-8557-P1이 사용되었으며, 측정을 위한 MFC는 같은 회사 제품인 M-4010-P1가 사용되었다. Hull 구조물과 MFC 작동기는 완벽한 결합을 가진다고 가정하였으며, 사용된 알루미늄과 MFC 작동기의 재료 특성은 Table 1에 나타내었다⁽⁸⁾.

구조물의 기하학적 구조와 경계 조건의 모델링을 위하여 유한요소 모델링을 수행하였다. 먼저 변분법과 유한요소 이산법을 적용한 후, 구조체 내부에

Table 1 Material properties of the MFC and aluminum

MFC : smart materials(poling direction : 1)			
E_1	30.34 GPa	E_3	15.86 GPa
ν_{12}	0.31	ν_{21}	0.16
G_{12}	5.52 GPa	ρ	7750 kg/m ³
d_{31}	-210 pC/N	d_{33}	460 pC/N
$\varepsilon_{11}^S/\varepsilon_0$	830 C/m ²	$\varepsilon_{33}^S/\varepsilon_0$	916 C/m ²
Aluminum plate			
Young's modulus	6.8e10 N/m ²	Density	2698 kg/m ³
Poisson ratio	0.32		

MFC 작동기가 부착된 양 끝이 단혀있는 보강 hull 구조물의 유한요소 운동방정식은 다음과 같이 표현 가능하다.

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M}_s & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\mathbf{U}} \\ \ddot{\boldsymbol{\Phi}} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{C}_s & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{U}} \\ \dot{\boldsymbol{\Phi}} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{K}_s & \mathbf{K}_{u\phi} \\ \mathbf{K}_{\phi u} & \mathbf{K}_{\phi\phi} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{U} \\ \boldsymbol{\Phi} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{F}_s \\ \mathbf{F}_{\phi} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

여기서 $\mathbf{U}$ 는 노드 변위, $\boldsymbol{\Phi}$ 는 전기적 포텐셜 벡터이다. $\mathbf{M}_s$ 은 구조체의 질량 행렬, $\mathbf{C}_s$ 는 구조체의 댐핑 행렬으로 질량과 강성에 비례하는 값으로 정의하였다. $\mathbf{K}_s$ 는 구조체의 강성 행렬을 나타내며, $\mathbf{K}_{u\phi}$ 와 $\mathbf{K}_{\phi u}$ 는 압전-기계 연성에 의한 연성 강성 행렬이다. 이 행렬은 입력 전압이나 기계적인 변형에 의해 발생하는 전기적 신호에 따라 압전 재료가 작동기나 감지기로 사용되게 한다. $\mathbf{K}_{\phi\phi}$ 는 전기장에 의한 강성 행렬이다. $\mathbf{F}_s$ 는 구조물에 작용하는 외력 벡터이며, $\mathbf{F}_{\phi}$ 는 전기장의 힘 벡터이다. 완성된 구조물은 일반적으로 매우 복잡하여 적절한 형태로 전체 구조물을 유한요소 모델로 조합하는 것은 어려운 것이 사실이다. 또한 전체 구조물의 유한요소 모델은 큰 자유도를 갖기 때문에 유한요소 방정식에 기초한 동역학적인 해석을 수행하는데 어려울 경우가 발생할 수 있다. 이러한 이유로 전체 구조물을 근사적인 수학적 모델인 축소 모델 형태로 표현한다. 그러므로 식 (1)의 운동방정식은 노드 변위만을 사용하여 축소 모델 형태로 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\mathbf{M}_s \ddot{\mathbf{U}} + \mathbf{C}_s \dot{\mathbf{U}} + \mathbf{K} \mathbf{U} = \mathbf{F}_s - \mathbf{K}_{u\phi} \mathbf{K}_{\phi\phi}^{-1} \mathbf{F}_{\phi} \quad (2)$$

여기서,

$$\mathbf{K} = \mathbf{K}_s - \mathbf{K}_{u\phi} \mathbf{K}_{\phi\phi}^{-1} \mathbf{K}_{\phi u}$$

식 (2)와 같이 축소된 운동방정식은 각각의 노드 변위가 서로 연성되어 있다. 하지만, 효율적인 제어를 설계하기 위해서는 비연성 운동방정식이 필요한데, 이를 위해 먼저 모드 해석을 수행하고, 얻어진 모달행렬을 사용하여 전역 변위벡터 $\mathbf{U}$ 를 모달 변위 벡터 $\boldsymbol{\eta}$ 로 다음과 같이 변형할 수 있다.

$$\mathbf{U} = \boldsymbol{\Phi} \boldsymbol{\eta} \quad (3)$$

여기서 $\boldsymbol{\Phi}$ 는 모드 형상 벡터이다. 식 (3)을 식 (2)에 대입하고, 모달 축소를 하게 되면, 되먹임 제어 시스템을 위한 비연성된 운동방정식이 다음과 같이 얻어지게 된다.

$$\hat{\mathbf{M}} \ddot{\boldsymbol{\eta}} + \hat{\mathbf{C}} \dot{\boldsymbol{\eta}} + \hat{\mathbf{K}} \boldsymbol{\eta} = \hat{\mathbf{F}}_s - \hat{\mathbf{F}}_{\phi} \quad (4)$$

여기서,

$$\begin{aligned} \hat{\mathbf{M}} &= \boldsymbol{\Phi}^T \mathbf{M}_s \boldsymbol{\Phi}, \hat{\mathbf{C}} = \boldsymbol{\Phi}^T \mathbf{C}_s \boldsymbol{\Phi}, \hat{\mathbf{K}} = \boldsymbol{\Phi}^T \mathbf{K} \boldsymbol{\Phi}, \\ \hat{\mathbf{F}}_s &= \boldsymbol{\Phi}^T \mathbf{F}_s, \hat{\mathbf{F}}_{\phi} = \boldsymbol{\Phi}^T \mathbf{K}_{u\phi} \mathbf{K}_{\phi\phi}^{-1} \mathbf{F}_{\phi} \end{aligned}$$

$\hat{\mathbf{M}}, \hat{\mathbf{C}}, \hat{\mathbf{K}}$ 는 각각 모달 질량 행렬, 모달 댐핑행렬, 모달 강성행렬이다. 이렇게 얻어진 모달 운동방정식으로부터 다음과 같은 상태 공간방정식을 얻을 수 있다.

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A} \mathbf{x} + \mathbf{B} \mathbf{u} \quad (5)$$

여기서,

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{1} \\ -\hat{\mathbf{M}}^{-1} \hat{\mathbf{K}} & -\hat{\mathbf{M}}^{-1} \hat{\mathbf{C}} \end{bmatrix}, \mathbf{B} = \begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \hat{\mathbf{M}}^{-1} \hat{\mathbf{F}} \end{bmatrix}$$

구조물의 고유진동수와 모드형상의 동적 특성을 파악하기 위하여 상용 소프트웨어인 ANSYS를 사용한 유한요소 해석을 실시하였으며, 타당성을 확인하기 위하여 실제 알루미늄 구조물을 제작하고, 실험을 통하여 고찰하였다. 해석을 위한 모델은 실제 모델과 동일하게 구성하였으며, 유한요소 해석을 위한 모델을 Fig. 2에 나타내었다. Hull 구조물에는 8절점 solid 요소(SOLID 45)를 사용하였으며,

Fig. 2 Finite element mesh configuration

(a) (1,3) mode

(b) (1,2) mode

Fig. 3 Fundamental mode shapes of the stiffened hull structure with surface-bonded MFC actuators

Table 2 Natural frequencies of the stiffened hull structure with and without MFC actuator

Mode	w/o MFC[Hz]	with MFC[Hz]
(1, 3)	482	466
(1, 2)	527	522
(1, 4)	739	693
(2, 4)	961	926

MFC 작동기에는 8절점 solid 요소(SOLID 5)를 사용하였다. 제안된 시스템의 동적 특성을 파악하기 위한 모드 해석을 수행하였고, 그 결과 Fig. 3과 같은 hull 구조물의 기본적인 모드 형상을 얻을 수 있었다. MFC 작동기가 부착되지 않은 hull 구조물의 모드 형상도 Fig. 3과 동일하며, MFC 작동기의 유무에 따른 hull 구조물의 고유진동수를 Table 2에 나타내었다. MFC 작동기의 부착에 따라 최대 8.2%의 고유진동수 감쇠가 나타났으며, 이는 압전 재료의 높은 질량 밀도와 식 (2)에 나타난 바와 같이 압전 재료에 의한 연성 강성이 작아짐에 따라 발생한 것이다. 유한요소 해석 결과의 타당성을 확인하기 위하여, Fig. 4와 실험장치를 구성하여 모드 실험을 수행하였다. 변위 측정에는 가속도 센서를 이용

Fig. 4 Experimental set-up for the modal test

Fig. 5 Comparison of natural frequencies with and without MFC actuators by experiment

Table 3 Comparison of natural frequencies

Mode	FEA[Hz]	Experiment[Hz]
(1, 3)	466	490
(1, 2)	522	528
(1, 4)	693	709
(2, 4)	926	940

하였으며, MFC 작동기 유무에 따른 측정 결과를 Fig. 5에 나타내었다. 400 Hz 이하에서 발생하는 고유진동은 hull 구조물의 두께 방향 진동 특성이 아니라 양쪽 cap에서 발생하는 모드로서, 이 연구에서는 고려하지 않았고, 이에 따라 Fig. 5의 주파수 범위를 400~1200 Hz로 한정 지었다. 구조물의 고유진동수가 MFC 작동기 부착에 따라 첫 번째 모드에서는 0.2 %, 두 번째 모드에서는 1.7 % 감소하는 것을 확인 할 수 있으며, 이는 ANSYS를 이용한 유한요소 해석 결과와 유사한 것을 알 수 있다. 유한요소 해석결과와 실험 결과를 비교하여 Table 3에 나타내었으며, 최고 6.1 %의 오차를 가지는 것을 확인할 수 있다. 이는 실험을 위해 제작한 hull 구조물의 end-cap을 설치하기 위한 볼트를 고려하지 않았고, 접착제의 영향을 고려하지 않았기 때문에 발생한 것이다.

3. 제어 성능 평가

일반적으로 LQG 제어 기법에서 가정하듯, 시스템의 모든 상태를 측정하는 것은 불가능 하다. 만일 이것이 가능하다 할지라도, 측정값은 측정 소음에 의해 정확하지 않게 된다. 따라서 이 연구에서는 MFC 작동기를 이용한 보강 hull 구조물의 능동 진동 제어를 위해서 시스템의 상태를 예측할 수 있고, 측정 잡음과 외란을 고려할 수 있는 LQG 제어 기법을 적용하였다. 외란과 측정 잡음을 고려한 LQG이론을 사용하여 상태공간 운동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}\dot{\mathbf{x}} &= \mathbf{A}\mathbf{x}(t) + \mathbf{B}\mathbf{u}(t) + \mathbf{w}(t) \\ \mathbf{y}(t) &= \mathbf{C}\mathbf{x}(t) + \mathbf{v}(t)\end{aligned}\quad (6)$$

여기서 $\mathbf{x}(t)$ 는 상태 변수 벡터, $\mathbf{u}(t)$ 는 입력 벡터, $\mathbf{y}(t)$ 는 출력 벡터이고, $\mathbf{A}$ 는 시스템 행렬, $\mathbf{B}$ 는 입력 행렬, $\mathbf{C}$ 는 출력 행렬이다. 외란 $\mathbf{w}(t)$ 와 측정잡음 $\mathbf{v}(t)$ 는 모두 변동 없는 영 평균을 가지는 Gaussian 백색 잡음으로 가정하고, 다음과 같은 공 분산을 가진다.

$$\begin{aligned}E\{\mathbf{w}(t)\mathbf{w}^T(l)\} &= \mathbf{W}\delta(l-t), \\ E\{\mathbf{v}(t)\mathbf{v}^T(l)\} &= \mathbf{V}\delta(l-t), \\ E\{\mathbf{w}(t)\mathbf{v}^T(l)\} &= 0\end{aligned}\quad (7)$$

여기서 $E[\bullet]$ 는 기대치, δ 는 Kronecker delta 함수를 나타내며, $\mathbf{W}$ 와 $\mathbf{V}$ 는 외란과 측정 잡음의 세기를 나타내는 양한정 행렬이다.

LQG 제어기는 다음과 같이 구성된다.

$$\begin{aligned}\dot{\hat{\mathbf{x}}}(t) &= \mathbf{A}\hat{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{B}\mathbf{u}(t) + \mathbf{L}[y(t) - \mathbf{C}\hat{\mathbf{x}}(t)] \\ \mathbf{u}(t) &= -\mathbf{K}\hat{\mathbf{x}}(t)\end{aligned}\quad (8)$$

여기서 $\hat{\mathbf{x}}$ 은 예측된 상태 변수를 나타내며, $\mathbf{K}$ 는 제어 이득 행렬, $\mathbf{L}$ 은 Kalman filter의 이득 행렬이다. 제어 입력은 다음과 같이 표현되는 성능 지수를 최소화 시키는 값으로 결정되게 된다.

$$J = E \sum_{t=1}^{\infty} [\mathbf{x}^T(t)\mathbf{Q}\mathbf{x}(t) + \mathbf{u}^T(t)\mathbf{R}\mathbf{u}(t)]\quad (9)$$

여기서 가중치 행렬 $\mathbf{Q}$ 와 $\mathbf{R}$ 은 양반한정이다. 최적 되먹임 제어 이득 행렬 $\mathbf{K}$ 와 Kalman filter 이득 행렬 $\mathbf{L}$ 은 식 (10)과 같이 얻어진다.

Fig. 6 Simulation result of the system response under (1,3) mode excitation

Fig. 7 Simulation result of the control input voltages under (1,3) mode excitation

Fig. 8 Experimental set-up for activevibration control of the stiffened hull structure

Fig. 9 Experimental result of the sensing signal under (1,3) mode excitation

Fig. 10 Experimental results of the control input voltages under (1,3) mode excitation

$$\begin{aligned} \mathbf{K} &= (\mathbf{R} + \mathbf{B}^T \mathbf{P} \mathbf{B}) \mathbf{B}^T \mathbf{P} \mathbf{A} \\ \mathbf{L} &= \mathbf{A} \Sigma \mathbf{C}^T (\mathbf{C} \Sigma \mathbf{C}^T + \mathbf{V})^{-1} \end{aligned} \quad (10)$$

여기서 $\mathbf{P}$ 와 $\mathbf{S}$ 는 다음과 같은 Riccati 방정식의 양

한정 해이다.

$$\begin{aligned} \mathbf{A}^T \mathbf{P} \mathbf{A} - \mathbf{P} - \mathbf{A}^T \mathbf{P} \mathbf{B} (\mathbf{R} + \mathbf{B}^T \mathbf{P} \mathbf{B})^{-1} \mathbf{B}^T \mathbf{P} \mathbf{A} + \mathbf{Q} &= \mathbf{0} \\ \mathbf{A} \Sigma \mathbf{A}^T - \Sigma - \mathbf{A} \Sigma \mathbf{C}^T (\mathbf{C} \Sigma \mathbf{C}^T + \mathbf{V})^{-1} \mathbf{C} \Sigma \mathbf{C}^T + \mathbf{W} &= \mathbf{0} \end{aligned} \quad (11)$$

설계된 LQG 제어기를 적용하여, 능동 진동 제어 컴퓨터 시뮬레이션 및 실험을 수행하였다. 식 (8)에서의 가중치 행렬의 값은, $\text{diag}(\mathbf{Q}) = 8 \times 10^3$, $\text{diag}(\mathbf{R}) = 5$ 로 설정하였다. 또한 모든 모드에 대해서 0.2%의 비례 댐핑을 가정하였다. 이 연구에서는 기본적인 6개의 모드만 고려하였으며, 1번 공진 모드인 (1,3) 모드에 대한 진동제어를 실시하였다. 1번 공진 모드에 대한 시뮬레이션 결과를 Fig. 6에 나타내었고, 이 결과 LQG 제어기의 적절한 가중치를 선정함으로써 우수한 진동 저감 효과를 얻을 수 있었다. 시뮬레이션에서 각 작동기에 인가된 제어 입력 전압을 Fig. 7에 나타내었으며, 기 사용된 M-8587-P1의 허용 인가 전압이 -500~1500 V인 점을 고려하였을 때, 적절한 제어 입력이 가해지는 것을 알 수 있다.

1번 공진 모드인 (1,3)모드에 대한 실험을 위하여, Fig. 8과 같이 실험장치를 구성하여 진동제어 실험을 수행하였다. 실험을 통한 진동제어 결과는 Fig. 9에 나타내었으며, 각 작동기에 인가된 제어 입력 전압을 Fig. 10에 나타내었다. 약 200 V의 제어 입력에 대하여 40%의 진동 감소 효과를 얻을 수 있었고, 이러한 시뮬레이션과 실험 결과를 바탕으로 MFC를 활용한 보강 hull 구조물의 진동을 효과적으로 감소시킬 수 있음을 확인하였다.

4. 결 론

MFC 작동기가 부착된 보강 hull 구조물의 동적 특성을 파악하고, 진동 제어 성능을 확인하였다. 유한요소 모델을 사용하여 제안된 보강 hull 구조물의 운동방정식을 도출하였다. 상용 해석 프로그램을 사용하여 모드 해석을 수행하고 구조물의 동적 특성을 파악하였으며, 실험을 통하여 해석 결과를 검증하였다. 보강 hull 구조물의 진동 제어를 위하여 LQG제어 알고리즘을 적용하였으며, 시뮬레이션과 실험을 통하여 성능을 확인하였다. 그 결과 제안된 제어기를 통하여 효과적으로 구조물의 진동을 감소시킬 수 있음을 확인할 수 있었다. 향후 MFC 작동기를 부착한 수중 보강 hull 구조물에 대한 동특성

해석 및 운동방정식을 도출할 예정이다. 이후 보강 hull 구조물의 능동 진동 제어를 수중에서 실시할 예정이다.

후 기

이 연구는 방위산업청/국방과학연구소가 지정한 UVRC(수중운동체특화센터)의 지원에 의하여 수행 되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

(1) Kim, H. S., Chattopadhyay, A. and Nam, C., 2002, Implementation of a Coupled Thermo-piezoelectric-mechanical Model in the LQG Controller Design for Smart Composite Shell, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 13, No. 11, pp. 713~724.

(2) Bent, A. A., Hahood, N. M., 1997, Piezo-electric Fiber Composites, *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, Vol. 8, No. 11, pp. 903~919.

(3) 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, pp. 329~334.

(4) Sodano, H. A., Park, G. and Innman, 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, No. 3, pp. 683~697.

(5) Wilkie, W. K., High, J. W. and Bockman, J., 2002, Reliability Testing of NASA Piezocomposite Actuators, *ACTUATOR 2002*, pp. 270~273.

(6) Sohn, J. W., Kim, H. S. and Choi, S. B., 2007, Vibration Suppression of Hull Structure Using MFC Actuators, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 17, No. 7, pp. 587~595.

(7) Kwon, O. C., Sohn, J. W. and Choi S. B., 2009, Active Vibration Control of Underwater Hull Structure Using Macro-fiber Composite Actuators, *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 19, No. 2, pp. 138~145.

(8) Smart Material Corporation, MFC Data Sheet, http://www.smart-material.com/media/Datasheet/MFC-brochure_2010_V3.2.pdf.