

# LMI를 이용한 선박 횡동요 제어에 관한 실험적 연구

채규훈\* · 김영복\*\*

\*군산대학교 기관공학과

\*\*부경대학교 기계공학부

## An Experimental Study on the Rolling Motion Control of a Ship Based on LMI Approach

GYU-HOON CHAE\* AND YUONG-BOK KIM\*\*

\*Dept. of Marine Engineering, Kunsan National University, Gunsan, Korea

\*\*Faculty of Mechanical Engineering, Pukyong National University, Busan, Korea

**KEY WORDS:** Anti-Rolling System 횡동요 방지 장치, Rolling Motion 횡동요, LMI 선형행렬부등식, Controller Design Problem, 제어기 설계문제, Control Performance 제어성능

**ABSTRACT:** In this paper, an actively controlled anti-rolling system is considered, in order to reduce the rolling motion of a ship. In this control system, a small auxiliary mass is installed on the upper area of the ship, and an actuator is connected between the auxiliary mass and the ship. The actuator reacts against the auxiliary mass, applying inertial control forces to the ship to reduce the rolling motion in the desired manner. In this paper, we introduce LMI based  $H_{\infty}$  control approach to design the anti-rolling control system for the controlled ship. And the experimental results show that the desirable control performance can be achieved.

### 1. 서 론

제어기술의 발달과 함께 진동이나 운동의 분야에서도 능동제어(Active Control)에 관한 활발한 연구개발이 진행되고 있다. 특히 대형구조물을 대상으로 한 건축분야에서는 고층빌딩, 그리고 토목분야에서는 교량의 주탑(Bridge Tower)의 흔들림을 억제하기 위한 능동제진(制振)장치가 개발되어 실용화된 예도 찾아 볼 수 있다(Tanida, 1994). 그리고 선박에 있어서도 승선자의 거주성, 안정성 및 작업능률을 향상시키기 위해서 선체 흔들림 저감장치를 설치하여 선체의 횡동요(Rolling)을 줄이기 위한 대책이 오래 전부터 시도되어 왔다(Mibashi, 1989; Tanida, 1988). 종래의 관측선, 순시선 등의 특수선에서는 운항을 하지 않을 때의 흔들림 방지장치인 횡동요 방지 탱크(Anti-Rolling Tank, A.R.T.)가 이용되고 있다(Yamaguchi and Shinkai, 1991). 이것은 수동형의 흔들림 방지장치로 분류되어지는 것으로 시스템의 구조가 간단한 반면 다음의 문제점이 있다.

(1) 일반적으로 탱크내의 물의 중량은 소형선에서는 배수량의 3~4%, 대형선에서는 1~2% 정도가 필요하고, 또한 탱크는 상갑판보다 상부에 설치되어지는 것이 많기 때문에 넓은 공간을 필요로 함과 동시에 선박의 조종상의 문제점이 발생한다.

(2) 일단 설계가 끝나고 나면 탱크의 고유주기가 고정되므로 선체의 흔들림 주기가 변화할 경우에 있어서는 흔들림 방지효과가 현저히 감소한다.

이에 대해 본 연구에서는 댐퍼 질량체를 모터로 구동하여 선체의 흔들림을 억제하는 방법에 대해 고찰한다. 최근 이와 관련한 연구가 활발히 행해지고 있으며 이 방식은 수동형에 비해 액츄에이터부의 중량의 경감과 제어성능 향상 등의 이점을 가지고 있기 때문에 다양한 분야로의 응용이 가능하다.

그리고 선체 횡동요 방지 및 그 외의 선박운동에 대한 능동제어 예로써, PID 혹은 LQ제어이론을 이용해 제어계를 설계하여 제어성능면에 있어서 수동형의 경우보다 뛰어난 흔들림 억제효과를 얻고 있다(김영복 등, 2000; Koike, 1994, 1995). 그러나 보다 넓은 주파수 범위에 있어서 선체의 흔들림을 최소한으로 감소시킨다는 제어 목적을 달성하기 위해서는 보다 고도의 제어이론에 입각해서 제어계를 설계해야 할 것이다.

따라서, 본 연구에서는 능동형 제진장치를 선체 흔들림 방지장치에 적용하기 위한 기초실험을 위해, 자작한 소형선에 대한 모델링을 행하고, 기존의 흔들림 방지장치에 적용된 제어기법의 한계를 극복하기 위해 효율적인 제어계 설계법의 하나인 LMI(Linear Matrix Inequality)를 이용하여 제어기를 설계한다. 그리고 실선(100톤급 어선)을 15:1로 축소 제작한 모형선을 이용한 실험을 통해 설계된 제어계의 유효성을 검토한다.

### 2. 모델링

본 연구에서는 자작한 실험용 소형선박을 제어대상으로 하고 능동방식으로 선체의 흔들림을 억제하기 위한 제어계를 설

제1저자 김영복 연락처: 부산광역시 남구 용당동 산100  
051-620-1584 kpjiwoo@pknu.ac.kr

제하고자 한다. 이를 위해 Fig. 1의 역학모델에서 우선 선체 운동에 대해 다음의 가정을 둔다.

- (1) 횡방향 흔들림을 선체중심 주위의 회전으로 보고 그 외의 자유도는 무시한다.
- (2) 선체에 작용하는 감쇠는 점성감쇠로 한다.

이러한 가정으로부터 선체 및 댐퍼의 운동방정식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

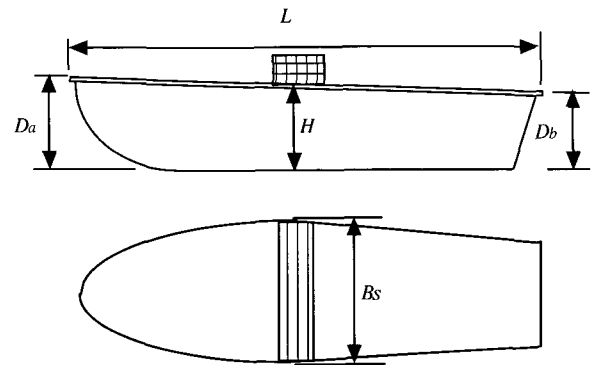
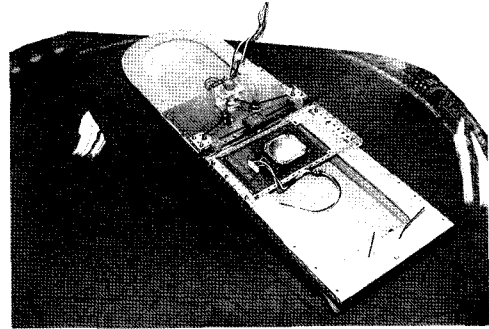
$$I \ddot{\phi} + R \dot{\phi} + W \overline{GM} \sin \phi = T + m_d g \cos \phi (x_d - l \tan \phi) - f_d l \quad (1)$$

$$m_d \ddot{x}_d = m_d g \sin \phi + f_d \quad (2)$$

$$f_d = f_c + c_d (l \dot{\phi} - \dot{x}_d) + k_d (l \phi - x_d) \quad (3)$$

여기서,

- $I$  : 선체 중심 주위의 관성모멘트
- $R$  : 선체의 감쇠계수
- $W$  : 선체의 배수량
- $\overline{GM}$  : 미터센터 높이
- $m_d$  : 댐퍼 질량체의 질량
- $l$  : 선체 중심에서 댐퍼 질량체 중심까지의 거리
- $f_c$  : 액츄에이터의 제어력
- $T$  : 파 강제 모멘트
- $g$  : 중력 가속도
- $f_d$  : 장치가 선체에 가하는 수평합력
- $c_d$  : 장치의 감쇠계수
- $k_d$  : 장치의 스프링 상수



- $B_s$  [m]: 0.235
- $D_a$  [m]: 0.125
- $D_b$  [m]: 0.140
- $H$  [m]: 0.095
- $m_d$  [kg]: 0.0136
- $L$  [m]: 0.815
- $W$  [kgf]: 2.600

Fig. 2 The controlled ship

### 3. 자유 횡동요 실험에 의한 파라미터 동정

선체의 횡동요 방지장치를 설계하기 위해 먼저 제어대상선박의 고유주기와 감쇠비를 추정한 후 그 외의 미지 파라미터를 계산한다. 본 연구에서는 댐퍼 질량체를 모터로 구동하여 흔들림을 제어하는 방식을 채택하고 있으므로 모터를 제어함으로써 강제적으로 선체를 진동시킬 수도 있고 그것으로부터 주파수 응답을 실선실험으로 구할 수 있게 된다. 또한 선체를 일정한 각도만큼 자유운동 시켰을 경우의 응답으로부터 선체의 고유주기와 감쇠비 등을 구할 수 있다. 이러한 방법을 이용하면 선체의 고유주기 및 감쇠비의 동정이 가능하고 이것으로부터 간단한 수치계산을 통해 그 외 미지 파라미터들의 추정이 가능하게 된다. 따라서 지금부터는 이와 같은 동정법을 이용하여 시스템 파라미터의 동정을 행한다.

먼저 (1)의 우변 제2항 및 (2)의 우변 제1항은 댐퍼 질량체가 이동할 때의 중력효과를 나타낸다. 그리고  $\phi$  가 미소하다고 하면  $\sin \phi \approx \phi$ ,  $\tan \phi \approx \phi$ ,  $\cos \phi \approx 1$ 로 둘 수 있다. 또한 댐퍼

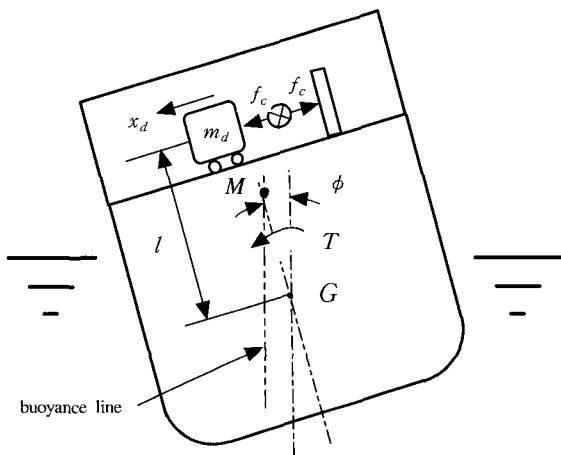


Fig. 1 Dynamic model

질량체 위치에 대한 상대변위를  $z = x_d - l\phi$  로 두면 (1)~(3)은

$$I\ddot{\phi} + R\dot{\phi} + \overline{WGM}\phi = T + m_dgz - f_d l \quad (4)$$

$$m_d\ddot{z} = m_dg\phi - m_d l\ddot{\phi} + f_d \quad (5)$$

$$f_d = f_c - c_d\dot{z} - k_dz \quad (6)$$

와 같이 나타낼 수 있으며, 이것으로부터 제어대상의 시스템 표현은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu + Dw \\ y &= Cx \end{aligned} \quad (7)$$

단,  $x = [\phi \ \dot{\phi} \ z_d \ \dot{z}_d]^T$ ,  $w = T$ ,  $u = f_c$ 이며, 각각 상태벡터, 외란입력 및 제어입력을 나타낸다. 그리고 각 계수행렬을 다음과 같이 정의한다.

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\alpha W & -\beta & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ (-g + \alpha W l) & \beta l & (m_d g + k_d l)/I & lc_d/I \\ & & 0 & 1 \\ & & -(m_d g l/I + (l^2/I + 1/m_d)k_d) & -(l^2/I + 1/m_d)c_d \end{bmatrix}$$

$$B = [0 \quad -l/I \quad 0 \quad (l^2/I + 1/m_d)]^T$$

$$D = [0 \quad 1/I \quad 0 \quad -l/I]^T$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

식(7)의 시스템 표현에서 미지의 파라미터들을 추정하기 위해 우선 선체를 일정한 각도만큼 회전시켰을 경우, 선체의 자유운동을 관찰하였다.

결국 Fig. 4에 나타낸 것과 같이 실제의 선체 자유동요응답으로부터

$$\alpha = 10.1732, \quad \beta = 0.2298$$

와 같이 계산된다(김영복 등, 2000). 그리고 미터센터  $\overline{GM}$ 은 선체

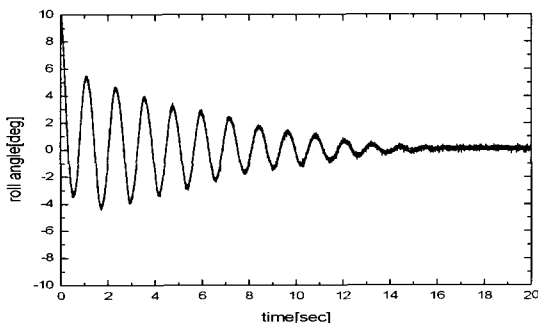


Fig. 4 Free rolling motion of the controlled ship

경사시험법(대한조선학회, 1995)을 이용하여 측정하였으며 이를 포함한 추정된 파라미터 값들은 다음과 같다.

즉, 관성모멘트 :  $I = 1.5 \times 10^{-3} [\text{kg} \cdot \text{m}^2]$ , 미터센터 :  $\overline{GM} = 1.526 \times 10^{-2} [\text{m}]$ , 선체중심에서 미터센터까지의 거리 :  $l = 0.013 [\text{m}]$ , 감쇠계수 :  $c_d = 5.270 [\text{N}/(\text{m}/\text{s})]$ , 강성계수 :  $k_d = 0.855 [\text{N}/\text{m}]$ 이다. 이러한 파라미터 추정과정을 거쳐 구한 모델과 실험대상선박의 응답특성을 Fig. 5와 같이 비교하였다. 이와 같은 비교검토로부터 실험대상에 대한 모델링이 적절하게 이루어졌음을 알 수 있다.

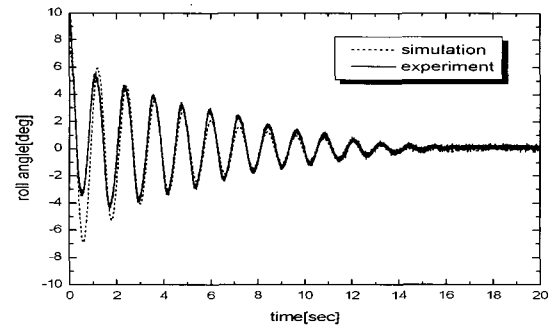


Fig. 5 Rolling motions of open-loop systems

#### 4. 제어기의 설계

3장에서 구한 모델에 대한 제어기 설계를 위해 우선 LMI를 이용한 제어기 설계법에 관한 일반론에 대해 기술한다. 먼저 제어대상에 대한 일반화 플랜트를 다음과 같이 표현한다.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + B_1 w + B_2 u \\ z_1 &= C_1 x + D_{11} w + D_{12} u \\ z_2 &= C_2 x + D_{21} w \\ y &= C_y x + D_{y1} w \end{aligned} \quad (8)$$

이때 제어기를 설계하기 위해 식(8)에 대해 다음과 같은 가정을 둔다.

[가정]

(i)  $[A, B_1]$ : 가안정

(ii)  $[A, B_2]$ : 가제어

위와 같은 가정을 두고 상태의 일부만 관측 가능하다는 출력피드백의 경우에 있어서 LMI에 기초한 제어기 설계문제에 대해 고찰한다.

식(8)의 시스템에 대해 다음과 같이 표현되는 제어기를 고려하자.

$$\begin{aligned} \dot{x}_c &= A_c x_c + B_c y \\ u &= C_c x_c + D_c y \end{aligned} \quad (9)$$

여기서  $x_c$ 는 제어기의 상태벡터이며  $A_c, B_c, C_c, D_c$ 는 적당한 크기의 계수행렬이다.

**Lemma**(Boyd and Ghaoui, 1993; Gahinet and Apkarian, 1994; Goh and Papavassilopoulos, 1994): 출력피드백에 의해 식(8)의 페루프 시스템이 안정하고 외란입력  $w$ 에서 제어출력  $z_1$ 까지의 전달함수  $T_{z_1 w}$ 에 대한 놈(norm) 조건  $\|T_{z_1 w}\|_\infty < \gamma$  ( $> 0$ )를 만족하는 식(9)의 제어기가 존재하기 위한 필요충분 조건은 다음의 부등식을 만족하는 대칭행렬  $R, S$ 가 존재하는 것과 동가이다.

$$\begin{bmatrix} N_S & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} AS + SA^T & SB_1^T & C_1^T \\ B_1 R & -\gamma I & D_{11}^T \\ C_1 & D_{11} & -\gamma I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} N_S & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} < 0$$

$$\begin{bmatrix} N_R & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} AR + RA^T & RC_1^T & B_1 \\ C_1 R & -\gamma I & D_{11} \\ B_1^T & D_{11}^T & -\gamma I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} N_R & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} < 0$$

$$\begin{bmatrix} R & 0 \\ 0 & S \end{bmatrix} \geq 0 \quad (10)$$

여기서  $N_R$ 과  $N_S$ 는 각각  $(B_2^T, D_{12}^T)$ 와  $(C_2, D_{21})$ 의 영(Null)공간에 속하는 기저벡터이다.

위의 계산은 LMI Tool을 이용하면 쉽게 확인할 수 있으며 제어기의 파라미터를 다음과 같이 하나의 변수  $\mathcal{E}$ 로 나타낼 수 있다.

$$\mathcal{E} = \begin{bmatrix} A_c & B_c \\ C_c & D_c \end{bmatrix} \quad (11)$$

따라서 제어기를 포함한 페루프 시스템의 상태공간표현은 다음과 같이 주어진다.

$$\begin{aligned} \dot{x}_{cl} &= A_{cl} x_{cl} + B_{cl} w \\ z_1 &= C_{cl1} x_{cl} + D_{cl1} w \\ z_2 &= C_{cl2} x_{cl} + D_{cl2} w \end{aligned} \quad (12)$$

$$z = \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \end{bmatrix}, \quad C_{cl} = \begin{bmatrix} C_{cl1} \\ C_{cl2} \end{bmatrix}, \quad D_{cl} = \begin{bmatrix} D_{cl1} \\ D_{cl2} \end{bmatrix}$$

여기서 페루프시스템의 행렬들은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} A_{cl} &= A_0 + \tilde{B} \mathcal{E} \tilde{C}, \quad B_{cl} = B_0 + \tilde{B} \mathcal{E} \tilde{D}_{21} \\ C_{cl} &= C_0 + \tilde{D}_{12} \mathcal{E} \tilde{C}, \quad D_{cl} = D_0 + \tilde{D}_{12} \mathcal{E} \tilde{D}_{21} \end{aligned} \quad (13)$$

단,

$$\begin{aligned} A_0 &= \begin{bmatrix} A & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad B_0 = \begin{bmatrix} B_1 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad C_0 = [C_1 \quad 0] \\ \tilde{B} &= \begin{bmatrix} 0 & B_2 \\ I & 0 \end{bmatrix}, \quad \tilde{C} = \begin{bmatrix} 0 & I \\ C_2 & 0 \end{bmatrix}, \quad \tilde{D}_{12} = [0 \quad D_{12}], \quad (14) \\ \tilde{D}_{21} &= \begin{bmatrix} 0 \\ D_{21} \end{bmatrix} \end{aligned}$$

이다.

## 5. 모형선 실험

### 5.1 실험준비

설계된 제어계의 유효성과 실효성을 검토하기 위해 시뮬레이션 및 실험을 행한다. 먼저 액츄에이터부를 포함한 제어대상의 운동방정식을 2장의 식(4)~(6), 즉 아래 식으로 표현한다.

$$\begin{aligned} I \ddot{\phi} + R \dot{\phi} + \overline{WGM} \phi &= T + m_d g z_d - f_c l \\ m_d \ddot{z}_d &= -m_d g \phi - m_d l \ddot{\phi} + f_c \\ f_d &= f_c - c_d \dot{z}_d - k_d z_d \end{aligned}$$

여기서 LMI Tool을 이용하여 제어기를 설계하기 위해 식(7)의 제어대상에 대한 일반화 플랜트를 식(8)에 대응시켜 다음과 같이 나타낸다.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + B_1 w + B_2 u \\ z_1 &= C_1 x + D_{11} w + D_{12} u \\ z_2 &= C_2 x + D_{21} w \\ y &= z_2 \end{aligned} \quad (15)$$

단,  $B_1 = D$ ,  $B_2 = B$ ,  $C_1 = [1 \ 0 \ 0 \ 0]$ ,  $C_2 = C$ ,  $D_{11} = [0]$ ,  $D_{12} = [1]$ ,  $D_{21} = [I]$ 이다.

그리고, 식(15)의 상태공간표현에서 제어대상의 각 계수행렬은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} A &= \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -2.6450 \times 10^4 & -0.2298 & 9.6134 \times 10^4 & 4.6025 \times 10^4 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -9.4535 & 0.0030 & -6.4259 \times 10^4 & -3.8892 \times 10^2 \end{bmatrix} \\ B_1 &= [0 \quad 6.6667 \times 10^2 \quad 0 \quad -8.6667]^T \\ B_2 &= [0 \quad -8.6667 \quad 0 \quad 7.3642 \times 10]^T \end{aligned}$$

이것으로부터 식(15)의 제어대상에 대해 페루프 시스템이 안정하고 외란입력  $w$ 에서 제어출력  $z_1$ 까지의 전달함수  $T_{z_1 w}$ 에 대해  $\|T_{z_1 w}\|_\infty < \gamma$  ( $> 0$ )를 만족하는 식(9)의 제어기를 LMI Tool을 이용하여 구한다. 이때 제어기 설계과정에서 다음과 같은 제약조건을 고려하여 제어기를 설계하였다.

[설계제약조건]

(i)가능한 댐퍼 질량체의 질량은 작게 할 것

(ii)선체폭을 고려하여 댐퍼 질량체의 이동거리는 선체 중심점을 기준으로  $\pm 0.07$ [m] 이내로 할 것.

결국 이러한 제약조건을 고려하여 제어기는 다음과 같이 설계하였다.

$$\mathcal{E} = \begin{bmatrix} A_c & B_c \\ C_c & D_c \end{bmatrix}$$

여기서

$$A_c = \begin{bmatrix} -67.5683 & -0.5691 & -164.3861 & 0.1049 \\ -93.4547 & -395.3819 & 1.7333 \times 10^3 & -20.6892 \\ 912.5486 & -1.3599 & -349.6297 & 2.6031 \\ 8.7920 \times 10^4 & -79.1590 & -2.3325 \times 10^4 & 132.9048 \end{bmatrix}$$

$$B_c = \begin{bmatrix} 69.8739 & -267.6687 \\ 85.4287 & -190.9991 \\ -907.5449 & -578.9963 \\ -8.7578 \times 10^4 & -3.9890 \times 10^4 \end{bmatrix}$$

$$C_c = [0.0010 \quad -0.0898 \quad 25.1361 \quad -0.2927]$$

$$D_c = [0 \quad 0]$$

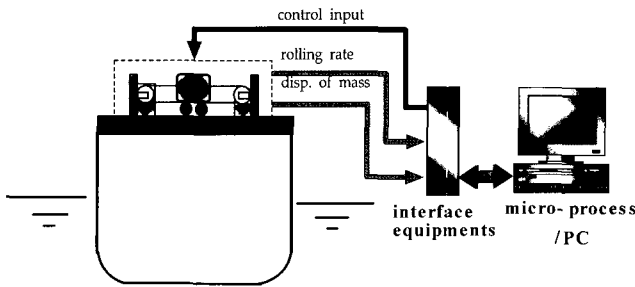


Fig. 6 Schematic diagram for experiment

간헐적으로 인가되었을 때 개루프 시스템과 폐루프 시스템의 횡동요 응답(각도, 제어입력 및 질량체의 이동거리)을 나타내고 있다.

제어대상으로 하고 있는 선박은 실제 선박을 15:1로 축소 제작한 것이다. 이러한 선박에 대해 제어를 행한 결과로부터 본 연구에서 설계한 제어계의 유효성이 검증되었음을 알 수 있다. 그리고 Fig. 11은 주파수 응답을 나타내고 있는데 파선은 개루프 시스템, 실선은 폐루프 시스템의 주파수 응답이다. 시스템의 주파수 특성이 크게 개선되었음을 알 수 있다.

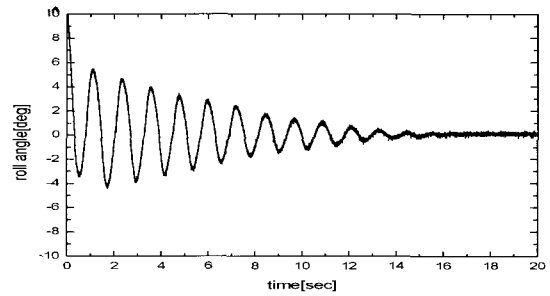


Fig. 7 Rolling motion of open-loop system

Table 1 Specification of DSP board

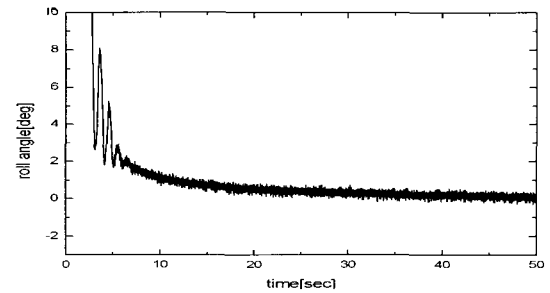
Items		Specification
CPU	Model Name	TM320C32
	Clock Speed	60MHz
ROM	Size	128KB
	BUS Width	8bit
RAM	Size	256KB
	BUS Width	32bit
	Access Time	No wait
PCI Interface		PCI 2.1

5.2 실험 및 평가

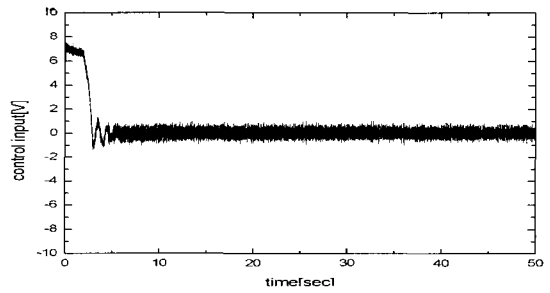
본 연구에서 제어기로 사용하는 컨트롤러는 고속제어설계기(DSP Board)가 내장된 컴퓨터로 그 주변장치의 구성에 대한 블록선도를 Fig. 6에 나타낸다.

제어방법에 대해 간단히 기술하면 다음과 같다. 선체가 흔들리게 되면 선체 기울기 정도가 경사센서를 통해 계측되고 이 신호는 입·출력신호 처리기를 통해 컴퓨터로 입력되어 적절한 제어출력을 계산하는데 이용된다. 이때 가동질량체의 이동거리는 변위측정기(Potentiometer)를 통해 계측되고 이 신호 역시 효율적 제어를 위한 제어신호 계산을 위해 이용된다. 그리고 고속제어설계기의 사양은 Table 1에 나타낸다.

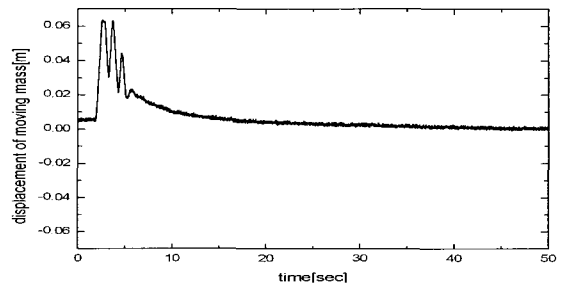
이것으로부터 실험을 실행하였다. 그 결과를 Fig. 7~Fig. 10에 나타낸다. 여기서 Fig. 7은 초기조건으로서 선체를 10° 정도 선체를 기울였다 놓았을 때의 개루프 시스템의 횡동요 응답(각도)을 나타낸 것이다. Fig. 8은 Fig. 7과 같은 초기조건에서의 폐루프 시스템의 횡동요 응답(각도, 제어입력 및 댐퍼 질량체의 이동거리)을 나타내고 있으며, Fig. 9~Fig. 10은 외란이



(a)controlled output[deg]



(b)control input[V]



(c)displacement of moving mass[m]

Fig. 8 Initial response of closed-loop system

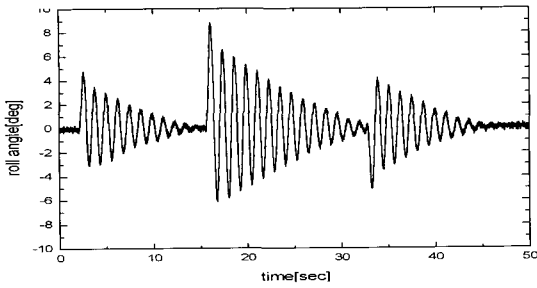
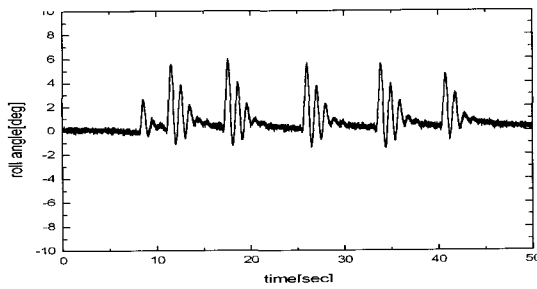
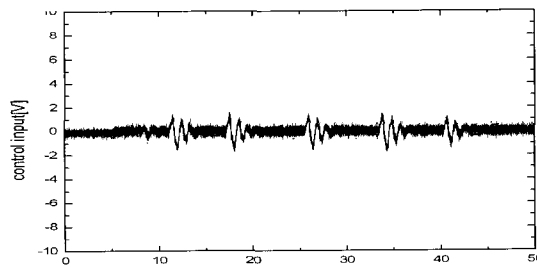


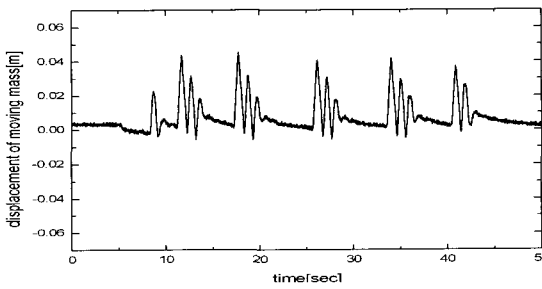
Fig. 9 Disturbance response(roll angle[deg]) (open-loop system)



(a)controlled output[deg]



(b)control input[V]



(c)displacement of moving mass[m]

Fig. 10 Disturbance responses (closed-loop system)

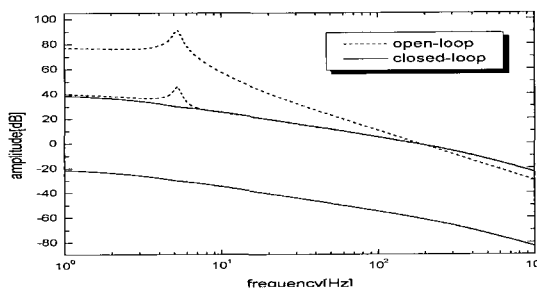


Fig. 11 Frequency responses

## 6. 결 론

선박에 있어서 승선자의 거주성, 안정성 및 작업능률을 향상시키기 위한 노력은 다 방면에 걸쳐 다양하게 진행되고 있다. 이러한 추세에 따라 본 논문에서는 파랑 등의 외부적 영향에 의해 발생하는 선박의 횡동요를 억제하기 위한 제어계의 설계에 대해 고찰하였다. 특히 기존의 수동적인 선체 흔들림 방지 장치의 한계(시스템의 복잡성 및 설치에 있어서의 유연성 결여 등)를 극복하고 장치의 설치면에 있어서의 설치의 용이성이 뛰어난 구조의 장치개발에 주안점을 두었다.

특히 본 연구에서는 능동형 제진장치를 선체의 흔들림 방지에 적용하기 위한 기초실험을 위해 실험적 기법과 컴퓨터 시뮬레이션을 병행하여 제어대상에 대한 모델링을 행하였다. 그리고 보다 효율적으로 제어계를 설계하기 위해 수치적 최적화 기법을 이용하였다. 그래서 시뮬레이션과 실제 선박의 모형선 실험을 통해 본 연구에서 설계한 제어기의 유효성을 검증하였다. 향후 실험시설 등의 보완을 통해 보다 현실적인 문제, 즉 비 규칙성 파랑에 의해 발생하는 횡동요 억제를 위한 실험적 검증이 이루어져야 할 것으로 본다.

## 후 기

이 논문은 과학재단의 2002년도 지역대학우수과학자 지원연구사업에 의하여 지원되었습니다. 관계자 여러분께 감사 드립니다.(과제번호: R05-2002-000-00185-0)

## 참 고 문 헌

김영복, 변정환, 양주호 (2000). "선체 횡동요 방지 장치 개발을 위한 실험적 연구", 한국해양공학회지, 제14권, 제4호, pp 42-48.

대한조선학회 (1995). 조선해양공학개론, 동명사.

Boyd, S, and Ghaoui, L. EL. (1993). Linear Algebra and Its Applications, SIAM Book, pp 63-111.

Gahinet, P. and Apkarian, P. (1994). "A Linear Matrix Inequality Approach to  $H_{\infty}$  Control", Int. J. Robust and Nonlinear Control, Vol 4, No 4, pp 421-448.

Goh, M,K.C. and Papavassilopoulos, G.P. (1994). "A Global Optimization Approach for BMI Problem", Proc. in 33th CDC, pp 850-855.

Koike, Y. (1994). "Study and At-sea Experiment on Actively Controlled Anti-Rolling System", Journal of the SNAJ, No 174, pp 137-143.

Koike, Y. (1995). "Application of Hybrid Anti-Rolling System to Actual Ship", Technical Reviews of IHI, Vol 35, No 6, pp 395-399.

Mibasi, K. (1989). "Vibration Absorber for Marine Machinery", Mitsui Zosen Giho, No 138, pp 33-40.

- Otaka, K. (1993). "The Research Trends of Ship Vibration", Techno Marine, No 764, pp 127-130.
- Tanida, K. (1988). "Active Vibration Absorber", Techno Marine, No 707, pp 283-290.
- Tanida, K. (1994). "The Applications of the Active Vibration Control for the Super Structure", Techno Marine, No 777, pp 62-67.
- Yamaguchi, S. and Shinkai, A. (1991). "On Activating and Optimizing Procedures of a Fluid Tank System for Ship Stabilization", Journal of the SNAJ, No 171, pp 125-131.
- 
- 2002년 12월 24일 원고 접수  
2003년 2월 18일 최종 수정본 채택