

# 선박의 횡동요 방지 장치 개발에 관한 연구

## A Study on the Design of the Anti-Rolling Control System for a Ship

김 영 복, 변 정 환  
(Young-Bok Kim and Jung-Hoan Byun)

**Abstract** : In this paper, an actively controlled anti-rolling system is considered to reduce the rolling motion of the ship. In this control system, a small auxiliary mass is installed on the upper area of the ship, and the 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 apply the PID controller to design the anti-rolling control system for the controlled ship. And the experimental result shows that the desirable control performance is achieved.

**Keywords** : anti-rolling system, rolling motion, controller design problem, PID controller, control performance

### I. 서론

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[1]. 또한 선박에 있어서도 승선자의 거주성, 안정성 및 작업능률을 향상시키기 위해서 선체 흔들림 저감장치를 설치하여 선체의 횡동요(rolling)를 줄이기 위한 대책이 오래전부터 시도되어 왔다[2]-[5]. 종래의 관측선, 순시선 등의 특수선에서는 운항을 하지 않을 때의 흔들림 방지장치로 횡동요 방지 탱크(Anti-Rolling Tank, A.R. T.)가 이용되고 있다. 이것은 수동형의 흔들림 방지장치로 분류되는 것으로 시스템의 구조가 간단한 반면 다음의 문제점이 있다.

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

ii) 일단 설계가 끝나고 나면 탱크의 고유주기가 고정되므로 선체의 흔들림 주기가 변할 경우에 있어서는 흔들림 방지효과가 현저히 감소한다.

이에 대해 본 연구에서는 댐퍼 질량체(damper mass)를 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.

국외의 경우 선체 진동 방지 등과 같이 선박에 대한

능동제어를 위해 여러 가지 제어알고리즘을 이용하여 제어계를 설계해서 수동형의 경우보다 뛰어난 흔들림 억제효과를 얻고 있다[6]-[8]. 그러나 국내의 경우 이 분야에 대한 연구결과는 거의 없으며 특히 중·소형 선박의 경우에는 전무하다고 볼 수 있는 실정이다.

따라서 본 연구에서는 능동형 제진장치를 선체에 적용하여 파랑 등의 외란에 의해 발생하는 선체 흔들림을 방지하기 위한 장치를 개발한다. 그래서 자체 제작한 소형선에 대한 모델링을 행하고 이에 대한 제어시스템을 구성하여 실선 실험을 통해 본 연구에서 개발한 흔들림 방지장치의 효과를 검증한다.

### II. 모델링

본 연구에서는 자체 제작한 실험용 소형선박을 제어 대상으로 하고 능동방식으로 선체의 흔들림을 억제하기 위한 제어계를 설계하고자 한다. 이를 위해 그림 1의 역학모델에서 선체의 운동에 대해 다음의 가정을 둔다.

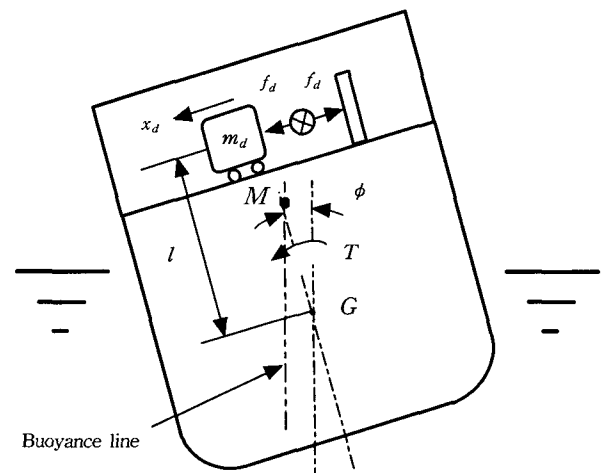


그림 1. 선체운동에 대한 동적 모델.

Fig. 1. Dynamic model.

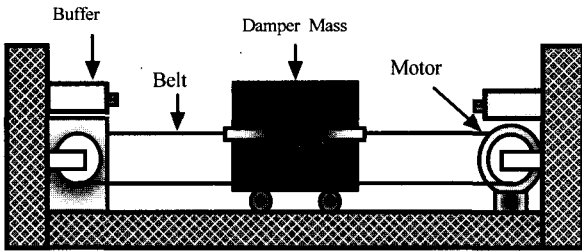


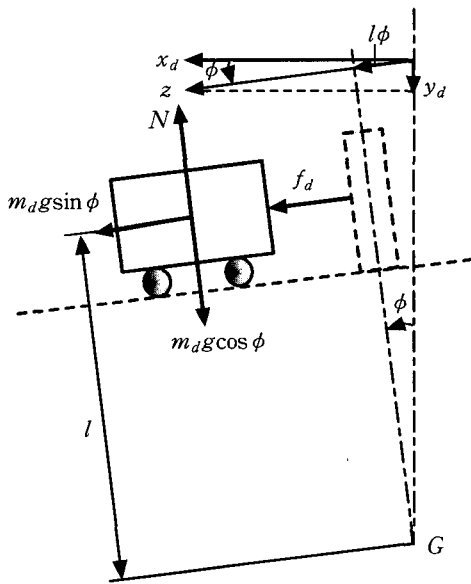
그림 2. 선체 횡동요 방지장치의 개략도.  
Fig. 2. Schematic diagram of anti-rolling control system.

i) 횡방향 흔들림을 선체중심 주위의 회전으로 보고 그 외의 자유도는 무시한다.

ii) 선체에 작용하는 감쇠는 점성감쇠로 한다.

이러한 가정하에서 엑츄에이터부 및 선체 운동방정식을 다음과 같이 구한 후 전체계에 대한 운동방정식을 유도한다.

1. 댐퍼 질량체(damper mass)의 운동방정식



$$x_d = (l\phi + z) \cos \phi \quad (1)$$

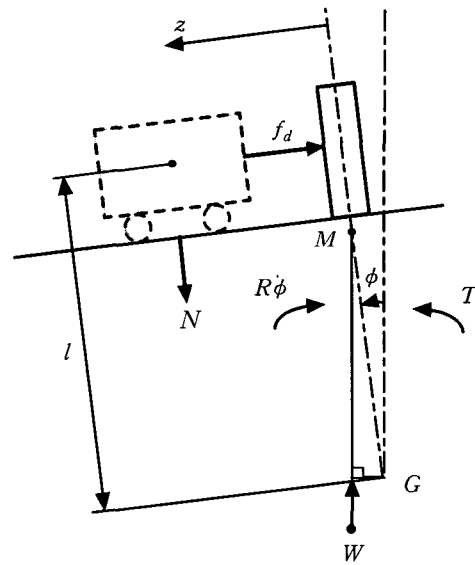
$$y_d = (l\phi + z) \sin \phi \quad (2)$$

$$m_d \ddot{z} = m_d g \sin \phi + f_d - m_d \frac{d^2}{dt^2} (l\phi \cos \phi) \quad (3)$$

$$m_d \times 0 = m_d g \cos \phi - N - m_d g \frac{d^2}{dt^2} (l\phi \sin \phi) \quad (4)$$

$$f_c = ku \quad (5)$$

2. 선체의 운동방정식



$$I \ddot{\phi} + R \dot{\phi} + W \overline{GM} \sin \phi = T + m_d g \cos \phi z - f_d l \quad (6)$$

$$f_d = f_c + c_d (l\dot{\phi} - \dot{x}_d) + k_d (l\phi - x_d) \quad (7)$$

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

$f_c$  : 엑츄에이터의 제어력

$T$  : 파 강제 모멘트

$g$  : 중력 가속도

$f_d$  : 장치가 선체에 가하는 수평합력

$c_d$  : 장치의 감쇠계수

$k_d$  : 장치의 스프링 상수

이와 같이 유도된 각각의 운동방정식을 선형화 ( $\sin \phi \approx \phi$ ,  $\cos \phi \approx 1$ ,  $\phi^2 \approx 0$ )하여 나타내면 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$I \ddot{\phi} + R \dot{\phi} + W \overline{GM} \phi = T + m_d g z - f_d l \quad (8)$$

$$m_d \ddot{z} = m_d g \phi - m_d l \ddot{\phi} + f_d \quad (9)$$

$$f_d = f_c - c_d \dot{z} - k_d z \quad (10)$$

$$f_c = ku \quad (11)$$

여기서 (8)의 우변 제2항 및 (9)의 우변 제1항은 댐퍼 질량체가 이동할 때의 중력효과를 나타낸다. 또한 수동형(passive type)에서는  $f_c = 0$  이고, 능동형(active type)에서는  $f_d = f_c$  라 두면 된다.

이것으로부터 제어대상의 시스템 표현은 다음과 같이

나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu + Dw \\ y &= Cx \end{aligned} \quad (12)$$

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

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -aW & -\beta & 0 & 0 \\ (-g + aW) & l & 0 & \beta l \\ \begin{matrix} 0 & 0 \\ (m_a g + l k_d)/I & l c_d/I \\ 0 & 1 \\ -(m_a g l + l^2 k_d + k_d)/I & -(\dot{l}^2 / I + 1/m_a) c_d \end{matrix} \end{bmatrix}$$

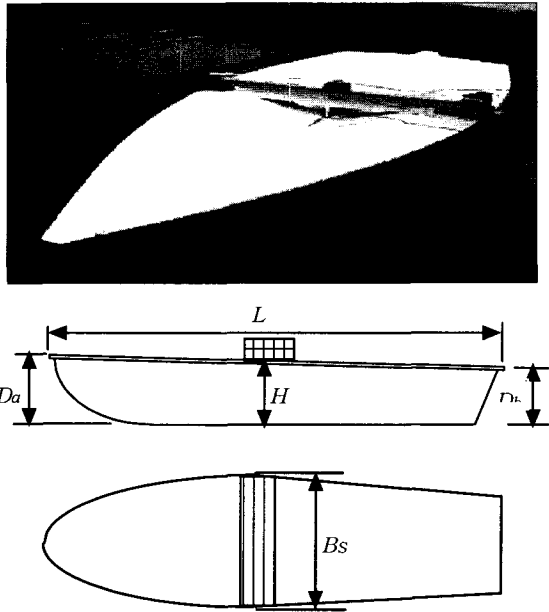
$$B = [0 \quad -l/I \quad 0 \quad (l^2 / I + 1/m_a)]^T$$

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

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

여기서

$$\alpha = I^{-1} \overline{GM}, \quad \beta = I^{-1} R \quad (13)$$



- Bs [m] : 1.42
- Da [m] : 0.41
- Db [m] : 0.27
- H [m] : 0.30
- L [m] : 4.20
- W [kgf] : 81.00(approx.)

그림 3. 제어대상 선박.

Fig. 3. The controlled ship.

**III. 자유 횡동요 시험에 의한 선체의 고유주기와 감쇠비의 동정**

선체의 횡동요 방지장치를 설계하기 위해 먼저 제어

대상선박의 고유주기와 감쇠비를 추정한다. 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 가능하게 된다. 따라서 지금부터는 이와 같은 동정법을 이용하여 파라미터의 동정을 행한다. 여기서 선체를 일정한 각도만큼 기울였다 놓았을 때의 선체 자유운동을 관찰한다. 이때 (8)은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$I \ddot{\phi} + R \dot{\phi} + W \overline{GM} \phi = 0 \quad (14)$$

즉,

$$\begin{aligned} \ddot{\phi} &= -I^{-1} W \overline{GM} \phi - I^{-1} R \dot{\phi} \\ &= -\alpha W \phi - \beta \dot{\phi} \end{aligned} \quad (15)$$

(15)의 2계선형미분방정식을

$$\begin{aligned} \ddot{\phi} + 2\zeta \omega_n \dot{\phi} + \omega_n^2 \phi &= 0 \\ \omega_n &= (\alpha W)^{1/2}, \quad \zeta = \beta / 2(\alpha W)^{1/2} \end{aligned} \quad (16)$$

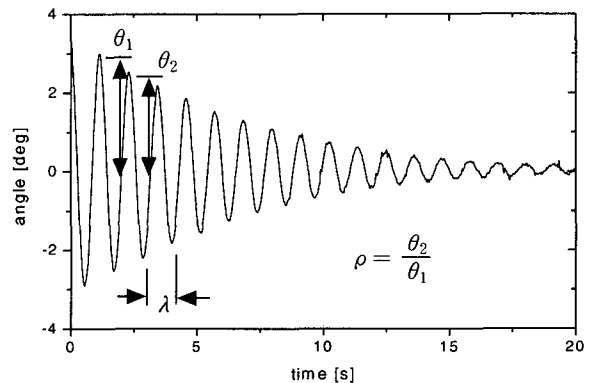


그림 4. 제어대상 선박의 자유 횡동요 응답.

Fig. 4. Free rolling-motion of the controlled ship.

와 같이 나타낸다. 그림 4의 실험선에 대한 자유응답에서 진동주기를  $\lambda$ , 1주기당의 감쇠율을  $\rho$  라 두면,  $\lambda$ ,  $\rho$  와 (16)의 파라미터  $\omega_n$ ,  $\zeta$  와의 관계는

$$\lambda = 2\pi / (1 - \zeta^2)^{1/2} \omega_n, \quad \rho = \exp(-2\pi\zeta / (1 - \zeta^2)^{1/2}) \quad (17)$$

와 같이 나타낼 수 있다[9]. 이것으로부터 파라미터  $\alpha W$ ,  $\beta$  는

$$\alpha W = [4\pi^2 + (\ln \rho)^2] / \lambda^2, \quad \beta = 2(-\ln \rho) / \lambda \quad (18)$$

와 같이 (17)의  $\lambda$ ,  $\rho$  로부터 간단히 구할 수 있게 된다. 그리고 선체중량  $W$  는 이미 알고 있으므로 이것으로부터  $\alpha$  도 구할 수 있다.

그래서 그림 4에 나타낸 것과 같이 실제의 선체 자유

횡동요 응답으로부터 구한  $\lambda, \rho$  값은

$$\lambda = 1.15, \quad \rho = 0.86$$

이다. 따라서

$$\alpha = 0.369, \quad \beta = 0.262$$

와 같이 계산된다. 그리고 미터센터  $\overline{GM}$ 은 선체 경사시험법[10]을 이용하여 측정하였으며 측정값은  $\overline{GM} = 0.45$  [m] 이었다. 이것으로부터 측정이 곤란한 파라미터  $I$  (회전관성모멘트)도 계산할 수 있다.

이와 같이 실선응답실험을 통하여 동정하고 그것을 기본으로 하여 계산한 각각의 파라미터 추정 값들을 표와 같이 정리한다.

표 1. 파라미터 동정 값.

Table 1. Estimated values for parameters.

Parameters	Values
$\alpha$	0.369
$\beta$	0.262
$W$ [kgf]	81.00 (approx.)
$m_d$ [kg]	0.45
$g$ [m/ s <sup>2</sup> ]	9.80
$l$ [m]	0.28
$I$ [kg m <sup>2</sup> ]	1.10
$c_d$ [N/(m/s)]	17.12
$k_d$ [N/m]	15.23

#### IV. 제어기의 설계

본 연구에서 선체의 흔들림을 제어하기 위한 제어 알고리즘으로 PID 제어를 이용한다. 잘 알려진 바와 같이 PID 알고리즘은 적용상에 있어서 상당히 용이하다. 이 경우 제어알고리즘상의 각각의 요소는 다른 특성을 나타내며 일반적인 PID 제어기의 표현은 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$u(t) = K \left[ e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(\tau) d\tau + T_d \frac{d}{dt} e(t) \right] \quad (19)$$

$$= K e(t) + K_i \int_0^t e(\tau) d\tau + K_d \frac{d}{dt} e(t)$$

여기서  $e(t)$ 는 경사센서로부터의 출력신호를 나타내며  $K, K_i, K_d$ 는 각각 비례이득, 적분이득, 미분이득을 나타낸다. 그리고 PID 제어를 이산화하여 나타내면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\Delta u(k) = K \Delta e(k) + K_i \Delta e(k) + K_d \Delta^2 e(k) \quad (20)$$

$$= \nu_0 e(k) + \nu_1 e(k-1) + \nu_2 e(k-2)$$

여기서  $\nu_0 = K + K_i + K_d, \nu_1 = -K - 2K_d, \nu_2 = 2K_d$  이다.

#### V. 실험장치의 제작

지금부터는 선체의 흔들림 방지를 위한 시스템의 구

성에 관해 구체적으로 설명한다.

그림 5는 본 연구에서 실험을 위해 제작한 실험장치의 구성을 개략적으로 나타낸 것이다. 그림 6은 실험장치의 주요 구성요소를 각각 나타내고 있으며 실험장치의 작동원리는 다음과 같다.

먼저 파랑 등의 외부적 요인에 의해 선체가 흔들리게 되면 경사센서를 통해 선체의 흔들림 정도가 측정되며 댐퍼 질량체의 변위도 측정된다. 그 신호는 컨트롤러부에 입력되고 흔들림 정도에 따라 컨트롤러는 모터를 구

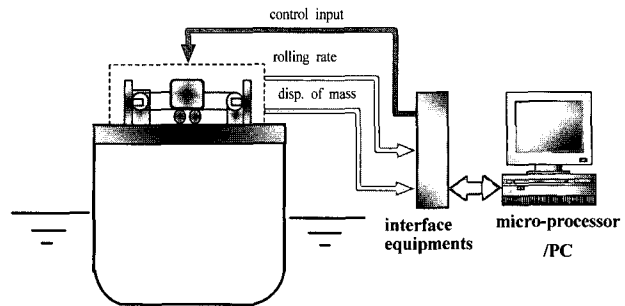


그림 5. 실험장치의 구성도.

Fig. 5. Schematic diagram for experiment.

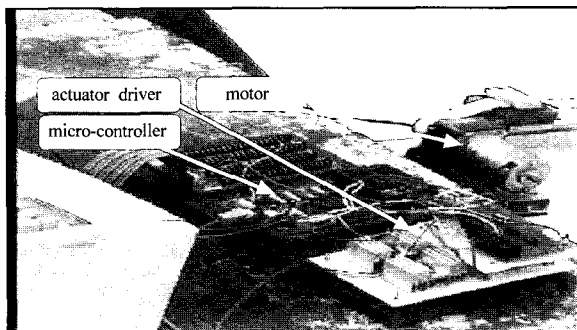
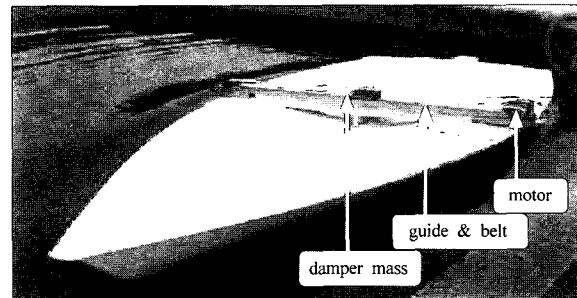


그림 6. 제어대상 선박과 제어계.

Fig. 6. Controlled ship and control system.

동하여 댐퍼 질량체를 좌·우로 직선 운동시킨다. 즉 댐퍼 질량체의 운동이 선체의 횡동요를 억제시키는 힘으로 작용하여 선체의 흔들림을 방지하게 된다.

#### 1. 마이크로 컨트롤러(micro-controller)

본 연구에서 제어기로 사용하기 위해 제작한 마이크로 컨트롤러와 그 주변장치의 구성에 대한 블록선도는 그림 7과 같다. 그리고 마이크로 컨트롤러의 실물사진을 그림 8에 나타낸다. 여기서 마이크로 프로세서는 인텔계

열의 80196KC를 이용한다. 그리고 모니터링 및 제어 알고리즘이 저장된 ROM과 데이터의 일시 저장을 위한 RAM의 용량은 32KB이다. 8255는 LCD에 현재의 정보를 출력하기 위한 입·출력 전용 IC이다.

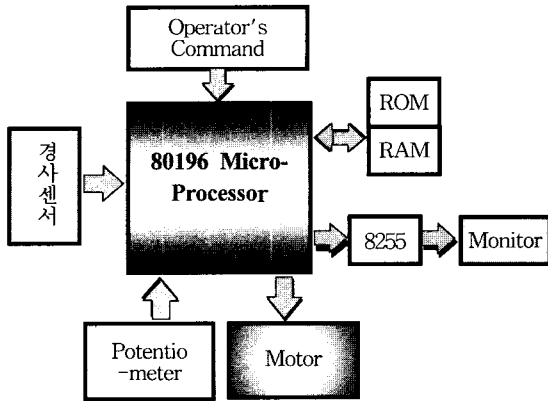


그림 7. 제어계의 개략도.  
Fig. 7. Schematic diagram of the controller part.

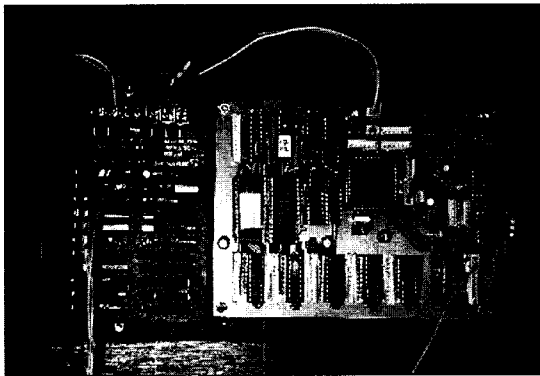


그림 8. 마이크로 컨트롤러.  
Fig. 8. Micro-controller.

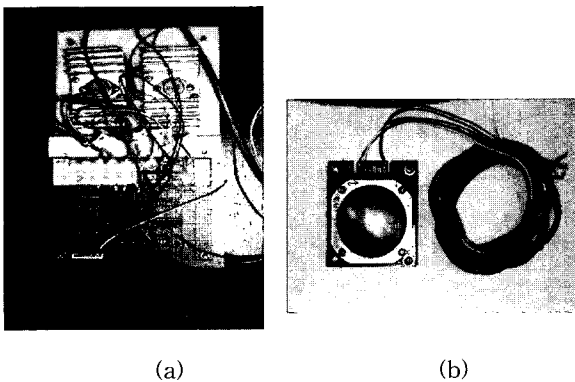


그림 9. (a) 액추에이터 구동 드라이버, (b) 경사센서.  
Fig. 9. (a) Actuator driver, (b) Tolling motion measuring equipment.

2. 액추에이터 구동 드라이버 및 횡동요 계측센서  
그림 9에서 (a)는 파워 트랜지스터(BDW93C)와 베이

스 구동회로(ULN2803)를 이용한 모터 구동 드라이버이다. 그리고 (b)는 선체의 흔들림 계측을 위한 경사센서의 실물사진이다. 경사센서의 측정범위는  $\pm 20^\circ$  이고 선형성은 약 2%이며 시정수는 0.3[sec]이다.

VI. 실험

제 5장에서 설명한 것과 같이 시스템을 구성하여 실선 실험을 행하였다. 그 실험결과를 다음과 같이 정리한다. 그림 10은 선체를 약  $5^\circ$ 정도 기울였다 놓았을 때의 개루프계의 자유 횡동요 응답을 나타내고 있다. 이에 대해 그림 11은 그림 10과 같은 조건에서의 폐루프계의 횡동요 응답을 나타내고 있다.

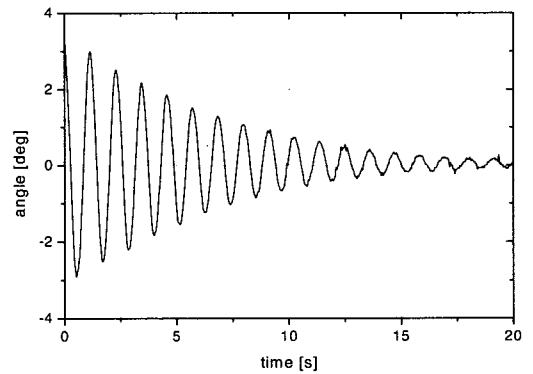


그림 10. 일정한 각도만큼 선체를 기울였다 놓았을 때의 개루프계의 횡동요 응답.  
Fig. 10. Initial response of the open-loop system.

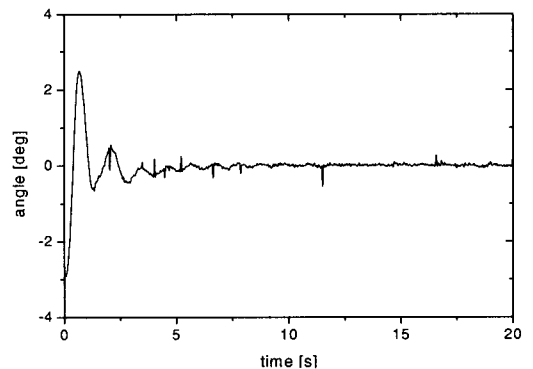


그림 11. 일정한 각도만큼 선체를 기울였다 놓았을 때의 폐루프계의 횡동요 응답.  
Fig. 11. Initial response of the closed-loop system (PID control).

그림 12와 그림 13은 정상상태에서 스텝상의 외란이 인가되었을 때의 개루프계와 폐루프계의 응답을 각각 나타내고 있다.

그리고 그림 14와 그림 15는 불규칙적인 외란이 지속적으로 인가되었을 경우의 개루프계와 폐루프계의 응답을 나타내고 있다.

지금까지의 실험결과(그림 10~그림 15)로부터 본 연구에서 개발한 장치는 다양한 조건에서도 외란에 대한선

체 흔들림 억제효과가 우수하다는 것이 입증되었다. 이 결과를 실험용 선박이 아닌 실제 운용중인 선박에 확

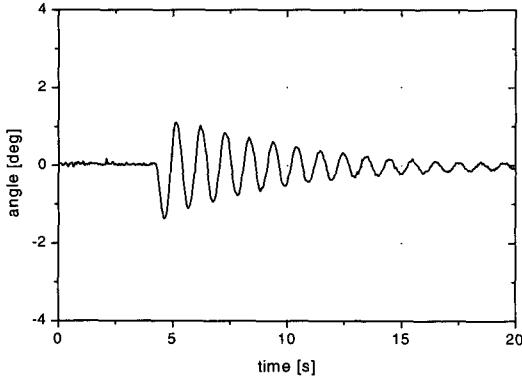


그림 12. 정상상태에서 외란이 인가되었을 때의 선체 횡동요 응답(개루프계).

Fig. 12. Disturbance response of the open-loop system.

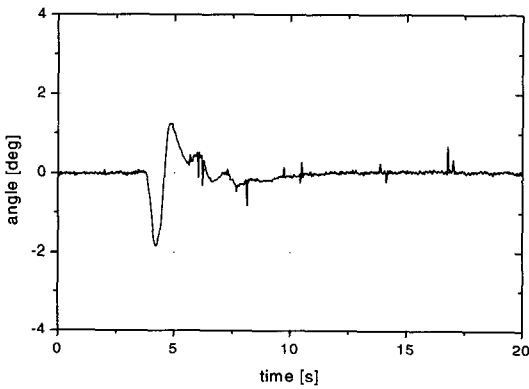


그림 13. 정상상태에서 외란이 인가되었을 때의 선체 횡동요 응답(폐루프계, PID 제어).

Fig. 13. Disturbance response of the closed-loop system (PID control).

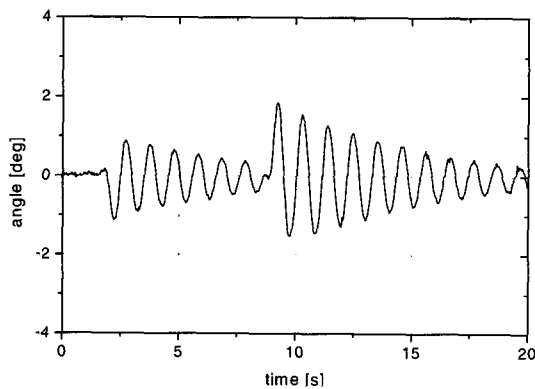


그림 14. 정상상태에서 불규칙적인 외란이 인가되었을 때의 선체 횡동요 응답(개루프계).

Fig. 14. Response to the irregular type disturbance (open-loop system).

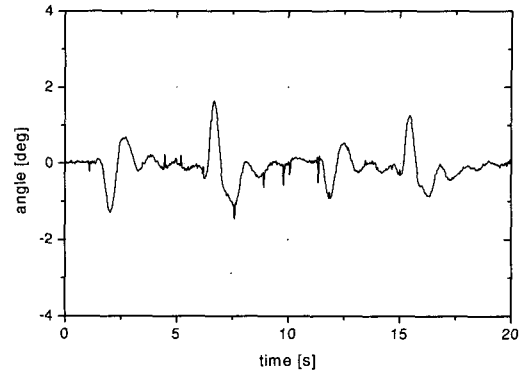


그림 15. 정상상태에서 불규칙적인 외란이 인가되었을 때의 선체 횡동요 응답(폐루프계, PID 제어).

Fig. 15. Response to the irregular type disturbance (closed-loop system, PID control).

장하여 적용할 경우 거주성, 안정성 및 작업능률의 향상에 크게 기여할 것이라 본다.

### VII. 결론

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 흔들림을 억제하기 위한 흔들림 방지 장치의 개발에 대해 고찰하였다. 특히 기존의 수동적인 선체 흔들림 방지장치의 문제점인 시스템의 복잡성과 설치에 있어서의 유연성 결여 등을 극복하고 장치의 운용에 있어서의 용이성이 뛰어난 구조의 장치개발에 주안점을 두었다. 본 연구에서 개발한 장치는 다양한 조건하에서도 외란에 의한 선체 흔들림 억제 성능이 발휘됨을 실선실험을 통해 검증하였다. 특히 본 연구에서는 여러 가지 방법을 도입하여 선체 운동에 대한 모델링 기법과 파라미터 추정방법을 확립하였다. 이러한 결과를 이용하면 다양한 용도와 크기의 선박에 대해서도 모델링이 가능하기 때문에 시스템의 특성 해석으로부터 각 선박의 특성에 적합한 형태와 크기의 흔들림 방지장치의 개발이 더욱 용이하게 된다.

앞으로는 본 연구과제의 결과를 토대로 하여 대상선박의 특성에 맞는 장치의 구조를 개발하고 본 연구과제에서 구체적으로 고려되지 않았던 사항들

가) 장치의 설치 위치가 횡동요 억제효과에 미치는 영향

나) 댐퍼 질량체의 무게와 성능과의 관계

다) 선박의 크기와 구조적 특성에 따른 최적의 댐퍼 질량체의 결정법 등을 충분히 고려하여 장치의 설계방향을 제시하고자 한다.

### 참고문헌

- [1] 谷田宏次, “長大構造物へのアクティブ制振技術の適用狀況,” 日本造船學會誌, 第117号, pp. 62~67, 1994.

- [2] 三橋邦宏 外, “船舶機器のアクティブ防振支持,” 三井造船技報, 第138号, pp. 33~40, 1989.
- [3] 谷田宏次, “動吸振器について,” 日本造船學會誌, 第707号, pp. 283~290, 1988.
- [4] 日本溶接協會, “構造動態の制御,” pp. 141~185, 1994.
- [5] 大高勝夫, “船體振動の研究動向,” 日本造船學會誌, 第764号, pp. 127~130, 1993.
- [6] 小池裕二 外, “船舶用ハイブリット式の減揺装置の開

發と實海域實驗,” 石川島播磨技報, 第35券, 第6号, pp. 395~399, 1995.

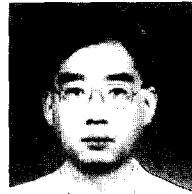
- [7] 及川未紀 外, “能動型減揺装置の開発と實海域實驗,” 日本造船學會誌, 第173号, 1993.
- [8] 小池裕二 外, “能動型減揺装置の開発と實海域實驗-續報-,” 日本造船學會誌, 第174号, 1994.
- [9] 松村, 自動制御, 朝倉書店, 1979.
- [10] 대한조선공학회, 조선해양공학개론, 동명사, 1995.



#### 김 영 복

1989년 부경대학교 기관학과 졸업. 동대학원 석사(1992년). 1996년 일본 Kobe Univ. 박사. 2000년~2001년 3월 경상대학교 수송기계공학부 계약교수. 2001년 4월~현재 군산대학교 기관공학과 전임강사. 관심분야는 서

보계 설계 및 해석, 선형제어이론 및 응용, 선박자동화장치개발, 해양관련시스템의 제어 및 자동화.



#### 변 정 환

1992년 부경대학교 기관공학과 졸업. 동대학원 석사(1995년). 동대학원 박사(1997년). 2000년~현재 여수대학교 기관공학과 전임강사. 관심분야는 제어응용, 다축 구동 시스템의 정밀 위치동기제어, 켄트리 크레인의 제어.