

선체 횡동요 방지 장치 개발을 위한 실험적 연구

김영복* · 변정환** · 양주호***

*경상대학교 수송기계공학부, **여수대학교 기관공학과, ***부경대학교 기계공학부

An Experimental Study on the Development of the Anti-Rolling Control System for a Ship

YOUNG-BOK KIM*, JUNG-HOAN BYUN** AND JOO-HO YANG***

*School of Transport Vehicle Engineering, Gyeongsang National University, Kyongnam 650-160, Korea

**Dept. of Power System Engineering, Yosu National University, Chonnam 550-749, Korea

***School of Mechanical Engineering, Pukyong National University, Pusan 608-737, Korea

KEY WORDS: Anti-rolling system 횡동요 방지장치, Rolling motion 횡동요, Controller design problem 제어기 설계문제, PID controller PID 제어기, Control performance 제어성능

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 a 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.

1. 서 론

제어기술의 발달과 함께 진동이나 운동의 분야에서 능동 제어(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(谷田, 1994). 또한 선박에 있어서도 승선자의 거주성, 안정성 및 작업능률을 향상시키기 위해 선체 흔들림 저감장치를 설치하여 선체의 횡동요(rolling)을 줄이기 위한 대책이 오래 전부터 시도되어 왔다(二橋, 1989; 谷田, 1988; 日本溶接協會, 1994; 大高, 1993). 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 탱크가 상갑판보다 상부에 설치되어지는 것이 많기 때문에 넓은 공간을 필요로 함과 동시에 선박 조종상에 문제점이 발생한다. 그리고 일단 설계가 끝나고 나면 탱크의 고유 주기가 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 가

능하다.

국외의 경우 선체 진동 방지 등과 같이 선박에 대한 능동제어를 위해 여러 가지 제어알고리즘을 이용하여 제어계를 설계해서 수동형의 경우보다 뛰어난 흔들림 억제효과를 얻고 있다(小池, 1995; 及川, 1993; 小池, 1994). 그러나 국내의 경우 이 분야에 대한 연구결과는 거의 없으며 특히 중·소형 선박의 경우에는 전무한 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.

2. 모델링

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

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

이러한 가정하에서 댐퍼계를 포함한 선체 운동방정식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

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

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

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

3. 자유 횡동요 실험에 의한 선체의 고유주기와 감쇠비의 동정

선체의 횡동요 방지장치를 설계하기 위해 먼저 제어대상선박의 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.

먼저 (1)의 우변 제2항 및 (2)의 우변 제1항은 댐퍼 질량체가 이동할 때의 중력효과를 나타낸다. 그리고 ϕ 가 미소하다고 하면 $\sin \phi \approx \phi$, $\tan \phi \approx \phi$, $\cos \phi \approx 1$ 로 둘 수 있다. 또한 댐퍼 질량체의 위치에 대한 상대변위를 $z = x_d - l \phi$ 로 두면 (1)~(3)은

$$I \ddot{\phi} + R \dot{\phi} + W \overline{GM} \phi = T + m_d g z - f_d l \quad (4)$$

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

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

와 같이 나타낼 수 있다.

여기서 선체를 일정한 각도만큼 기울였다 놓았을 때의 선체 자유운동을 관찰한다. 이때 (4)는 다음과 같이 표현할 수 있다.

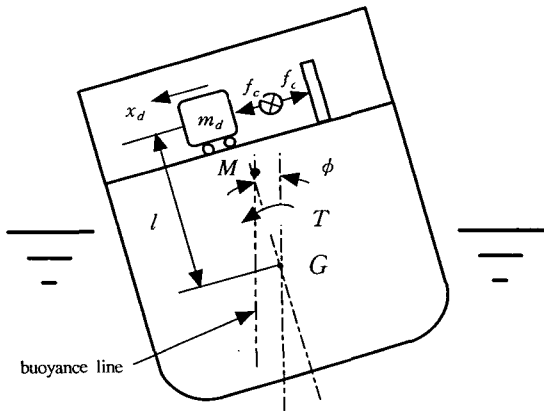
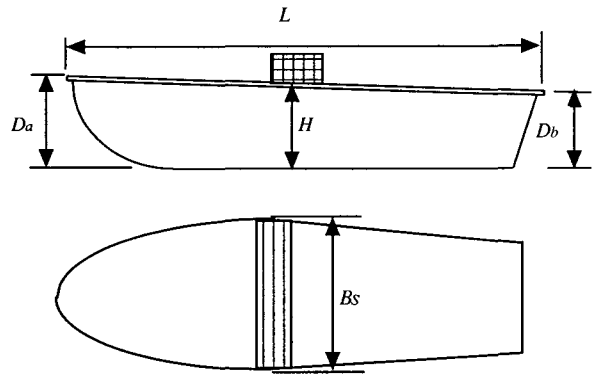
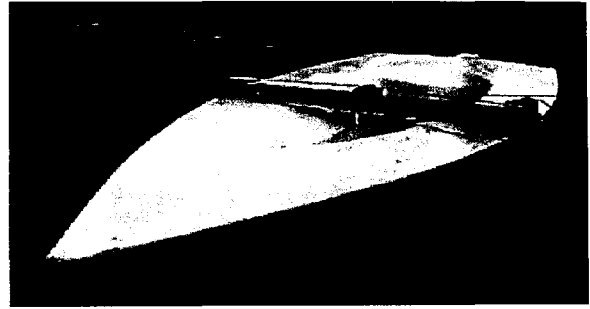


Fig. 1 Dynamic model



- B_s [m] : 1.42
- D_a [m] : 0.41
- D_b [m] : 0.27
- H [m] : 0.30
- L [m] : 4.20
- W [kgf] : 81.00(approx.)

Fig. 2 The controlled ship

$$I \ddot{\phi} + R \dot{\phi} + W \overline{GM} \phi = 0 \quad (7)$$

즉,

$$\ddot{\phi} = -I^{-1} W \overline{GM} \phi - I^{-1} R \dot{\phi} = -\alpha W \phi - \beta \dot{\phi} \quad (8)$$

여기서

$$\alpha = I^{-1} \overline{GM}, \quad \beta = I^{-1} R \quad (9)$$

이다. (8)의 2계선형미분방정식을

$$\ddot{\phi} + 2\xi \omega_n \dot{\phi} + \omega_n^2 \phi = 0 \quad (10)$$

$$\omega_n = (\alpha W)^{1/2}, \quad \xi = \beta / 2(\alpha W)^{1/2}$$

와 같이 나타낸다. Fig. 3의 실험선에 대한 자유응답에서 진동주기를 λ , 1주기당의 감쇠율을 ρ 라 두면, λ , ρ 와 (10)의 파라미터 ω_n , ξ 와의 관계는

$$\lambda = 2\pi / (1 - \xi^2)^{1/2} \omega_n, \quad \rho = \exp(-2\pi\xi / (1 - \xi^2)^{1/2}) \quad (11)$$

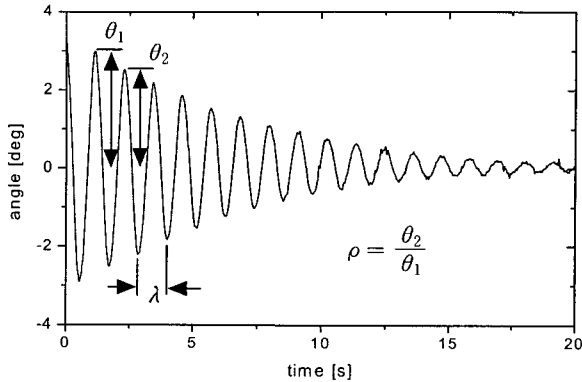


Fig. 3 Free rolling-motion of the controlled ship

와 같이 정리할 수 있다. 이것으로부터 파라미터 αW , β 는

$$\alpha W = [4\pi^2 + (\ln \rho)^2] / \lambda^2, \quad \beta = 2(-\ln \rho) / \lambda \quad (12)$$

와 같이 (11)의 λ , ρ 로부터 간단히 구할 수 있게 된다. 그리고 선체중량 W 는 알고 있으므로 α 도 구할 수 있다. 그래서 Fig. 3에 나타난 것과 같이 실제의 선체 자유 횡동요 응답으로부터 구한 λ , ρ 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(대한조선공학회, 1995)을 이용하여 측정하였으며 측정값은 $\overline{GM} = 0.45$ [m]이었다. 이것으로부터 측정이 곤란한 파라미터 l (회전관성모멘트)도 계산할 수 있다.

이와 같이 실선응답실험을 통하여 동정하고 그것을 기본으로 하여 계산한 각각의 파라미터 추정 값을 Table 1과 같이 정리한다.

Table 1 Estimated values for parameters

Parameters	Values
α	0.37
β	0.26
W [kgf]	81.00 (approx.)
m_d [kg]	0.45
g [m/ s ²]	9.80
l [m]	0.28
I [kg m ²]	1.10
c_d [N/(m/s)]	17.12
k_d [N/m]	15.23

4. 제어기의 설계

본 연구에서 선체의 흔들림을 제어하기 위한 제어알고리즘으로 PID 제어기를 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.

$$u(t) = K \left[e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(\tau) d\tau + T_d \frac{d}{dt} e(t) \right] \quad (13)$$

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

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

$$\Delta u(k) = K\Delta e(k) + K_i \Delta e(k) + K_d \Delta^2 e(k) \quad (14)$$

$$= v_0 e(k) + v_1 e(k-1) + v_2 e(k-2)$$

여기서, $v_0 = K + K_i + K_d$, $v_1 = -K - 2K_d$, $v_2 = 2K_d$ 이다.

본 연구에서는 제어기의 이득을 $K = 3.0$, $K_i = 0.18$, $K_d = 0.01$ 로 결정하여 실험을 행하였다.

5. 실험장치의 제작

지금부터는 선체의 흔들림 방지를 위한 시스템의 구성에 관해 구체적으로 설명한다.

Fig. 4는 본 연구에서 실험을 위해 제작한 실험장치의 구성을 개략적으로 나타낸 것이다. Fig. 5는 실험장치의 주요 구성요소를 각각 나타내고 있으며 실험장치의 작동원리는 다음과 같다.

먼저 파랑 등의 외부적 요인에 의해 선체가 흔들리게 되면 경사센서를 통해 선체의 흔들림 정도가 계속되며 댐퍼 질량체의 변위도 계속된다. 그 신호는 컨트롤러부에 입력되고 흔들림 정도에 따라 컨트롤러는 모터를 구동하여 댐퍼 질량체를 좌·우로 직선 운동시킨다. 즉 댐퍼 질량체의 운동이 선체의 횡동요를 억제시키는 힘으로 작용하여 선체의 흔들림을 방지하게 된다.

5.1 마이크로 컨트롤러(micro-controller)

본 연구에서 제어기로 사용하기 위해 제작한 마이크로 컨트롤러와 그 주변장치의 구성에 대한 블록선도를 Fig. 6에 나타낸다. 그리고 마이크로 컨트롤러의 실물사진을 Fig. 7에 나타낸다. 여기서 마이크로 프로세서는 인텔계열의 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.

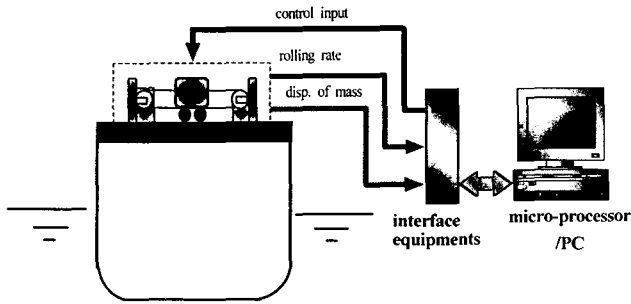


Fig. 4 Schematic diagram for experiment

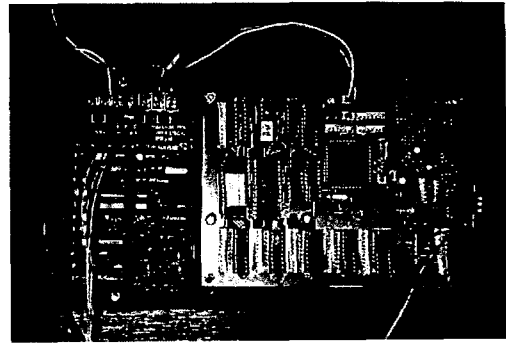


Fig. 7 Micro-controller

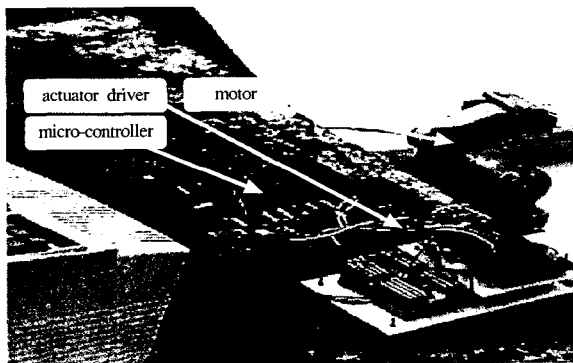
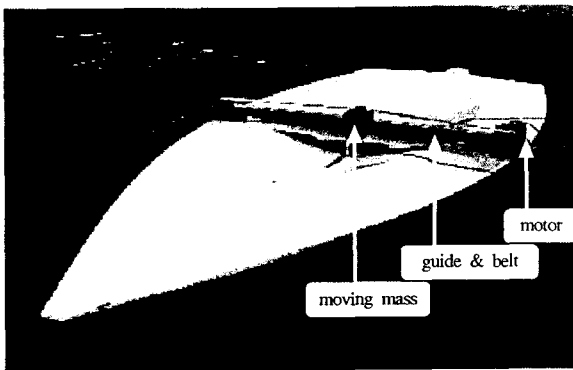
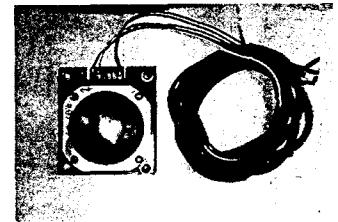


Fig. 5 Controlled ship and control system

5.2 액츄에이터 구동 드라이버 및 횡동요 계측센서

Fig. 8에서 (a)는 파워 트랜지스터(BDW93C)와 베이스 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.



(a)

(b)

Fig. 8 Actuator driver(a) and rolling motion measuring equipment(b)

6. 실험

제5장에서 설명한 것과 같이 시스템을 구성하여 실선 실험을 행하였다. 그 실험결과를 다음과 같이 정리한다.

Fig. 9는 선체를 약 3° 정도 기울였다 놓았을 때의 개루프계의 자유 횡동요 응답을 나타내고 있으며 정상상태에 도달하기까지 약 10[sec] 이상이 소요되었다. 이에 대해 Fig. 10은 같은 조건에서의 폐루프계의 횡동요 응답(제어출력과 제어입력)을 나타내고 있으며 정상상태에 도달하기까지 약 3[sec] 정도가 소요되었다.

Fig. 11과 Fig. 12는 스텝상의 외란이 어느 정도 일정한 시간 간격으로 인가되었을 때의 개루프계와 폐루프계의 응답을 각각 나타내고 있다. 개루프계의 경우는 상당한 시간동안 외란의 영향이 지속되고 있는 반면 폐루프계의 경우는 외란의 영향을 극히 빠른 시간 내에 제거하고 정상상태에 도달하였다.

그리고 제어대상에 불확실성이 존재할 경우의 제어계의 제어 성능을 평가하기 위해 선체 상부에 약 0.7[kg]의 질량체를 올려놓고 Fig. 9~Fig. 12와 같은 방법으로 실험을 행하였다. 그

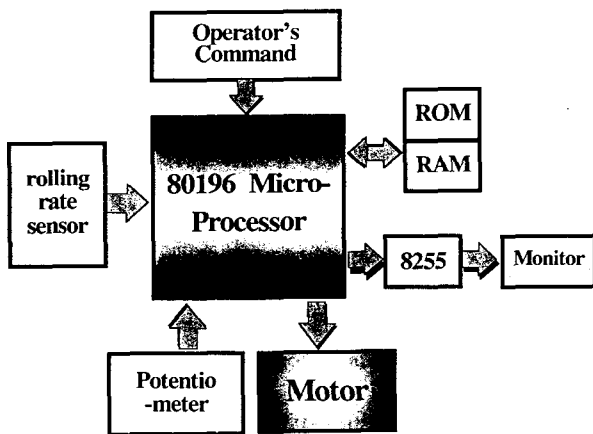


Fig. 6 Schematic diagram of the controller part

결과를 Fig. 13~Fig. 16에 나타낸다. 이 경우도 Fig. 9~Fig. 12의 실험결과와 마찬가지로, 본 연구에서 개발한 횡동요 방지장치의 우수한 외란제거성능을 확인하였다.

지금까지의 실험결과(Fig. 9~Fig. 16)로부터 본 연구에서 개발한 장치가 외란 등에 의해 발생하는 선체 흔들림을 충분히, 그리고 효과적으로 억제할 수 있음을 확인할 수 있었다. 이 결과를 실험용 선박이 아닌 실제 운용중인 선박에 확장하여 적용할 경우 거주성, 안정성 및 작업능률의 향상에 크게 기여할 것이라 본다.

7. 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 흔들림을 억제하기 위한 흔들림 방지 장치의 개발에 대해 고찰하였다. 특히 기존의 수동적인 선체 흔들림 방지장치의 문제점인 시스템의 복잡성과 설치에 있어

서의 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 선체 운동에 대한 모델링 기법과 파라미터 추정방법도 고찰하였다. 이러한 결과를 이용하면 다양한 형태와 다양한 크기의 선박에 대해서도 모델링이 가능하기 때문에 시스템의 특성해석으로부터 각 선박의 특성에 적합한 흔들림 방지장치의 개발이 용이하리라 기대한다.

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'
- 라. 수동형과 능동형의 장·단점을 보완한 형태의 장치 설계문제 등을 충분히 고려하여 장치의 설계방향을 제시하고자 한다.

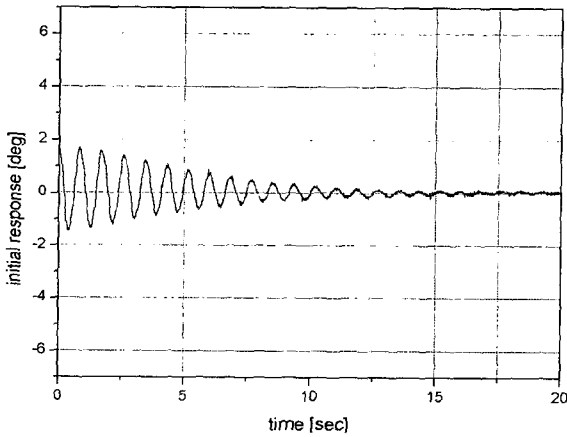


Fig. 9 Initial response (open-loop system)

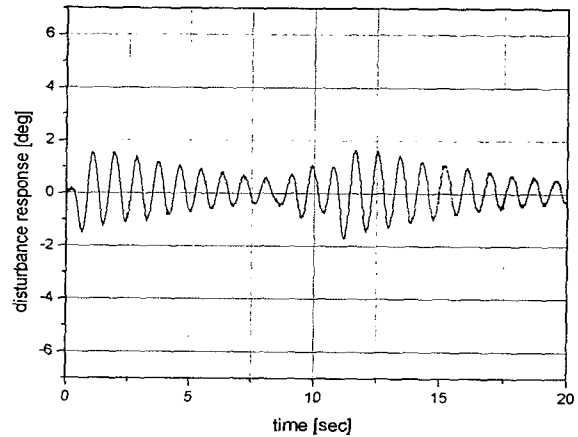


Fig. 11 Disturbance response (open-loop system)

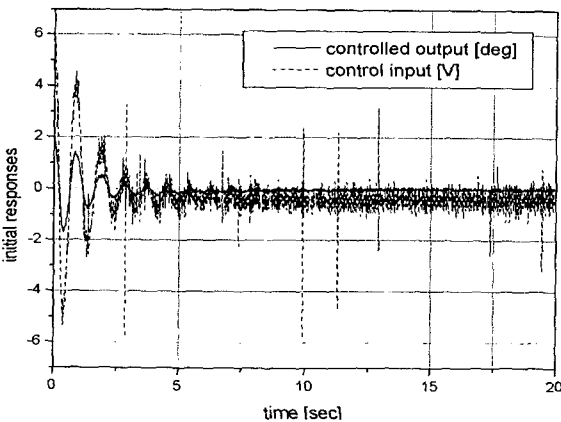


Fig. 10 Initial response (closed-loop system)

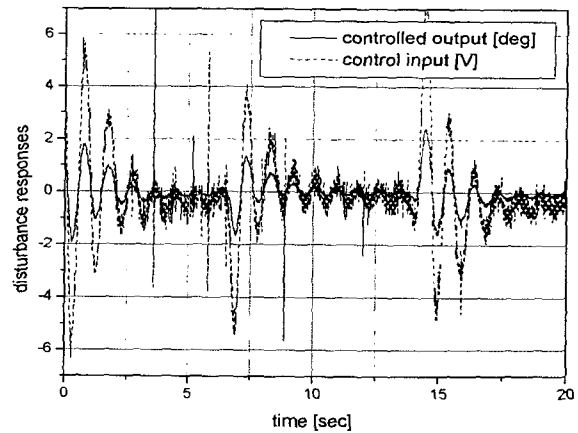


Fig. 12 Disturbance response (closed-loop system)

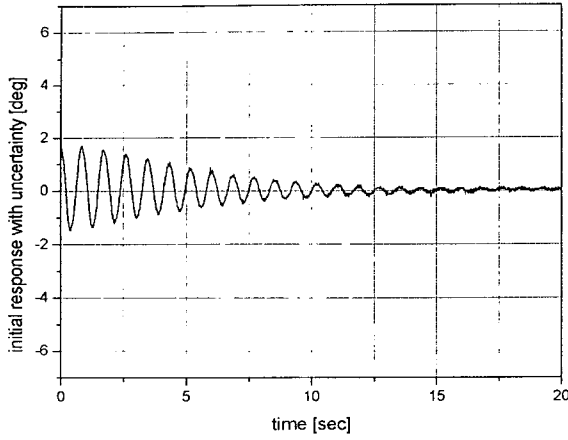


Fig. 13 Initial response with uncertainty (open-loop system)

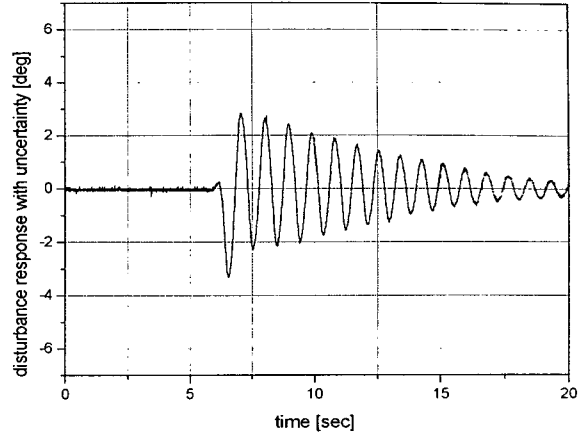


Fig. 15 Disturbance response with uncertainty (open-loop system)

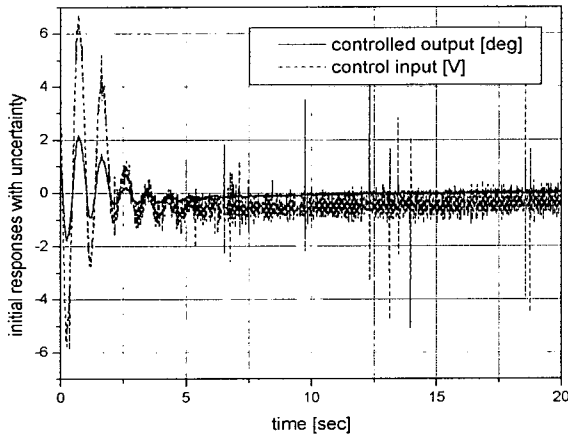


Fig. 14 Initial response with uncertainty (closed-loop system)

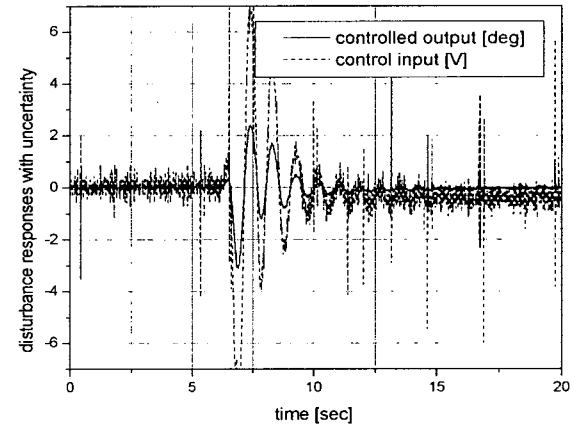


Fig. 16 Disturbance responses with uncertainty (closed-loop system)

기호설명

- 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

후 기

이 논문은 2000년도 두뇌한국21사업에 의하여 지원되었습니다.

참 고 문 헌

대한조선공학회(1995). 조선해양공학개론, 동명사.
 谷田宏次(1994). “長大構造物へのアクティブ制振技術の適用状況”, 日本造船學會誌, 第117号, pp 62~67.
 三橋邦宏(1989). “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.
 谷田宏次(1988). “動吸振器について”, 日本造船學會誌, 第707号, pp 283~290.
 日本溶接協會(1994). “構造動態の制御”, pp 141~185.
 大高勝夫(1993). “船體振動の研究動向”, 日本造船學會誌, 第764号, pp 127~130.
 小池裕二(1995). “船舶用ハイブリット式の減揺装置の開発と實海域實驗”, 石川島播磨技報, 第35卷, 第6号, pp 395~399.
 及川未紀(1993). “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.
 小池裕二(1994). “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.

2000년 8월 30일 원고 접수

2000년 10월 18일 수정본 채택