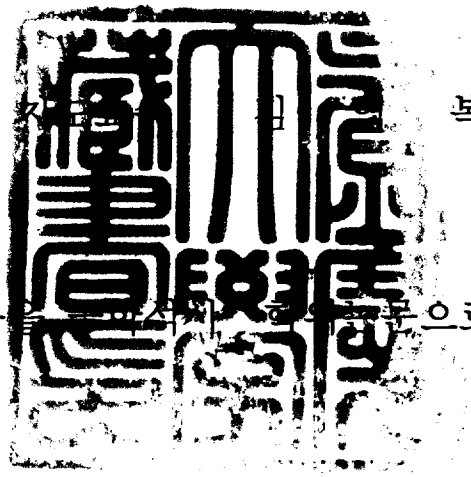
공학석사 학위논문

플랩을 이용한 선박 횡동요 제어에 관한 연구



지도교수 김 복

이 논문을 공학석사 학위논문으로 제출함

2005年 2月

부경대학교 대학원

제어기계공학과

강 귀 봉

강귀봉의 공학석사 학위논문으로 인준함

2004年 12月

주 심 공학박사 문 덕 홍

위 원 공학박사 장 지 성

위 원 공학박사 김 영 복

목 차

ABSTRACT ····· iii
LIST OF FIGURES ····· v
LIST OF TABLES ····· vii
기호 설명 ····· viii

제 1 장 서 론 ····· 1

1.1 연구 배경 ····· 1

1.2 연구 목적 ····· 7

제 2 장 수학적 모델링 및 실험에 의한 파라미터 동정 ····· 9

2.1 수학적 모델링 ····· 9

2.2 자유 횡동요 실험 및 강제 횡동요 실험에 의한
제어대상 선박의 미지 파라미터 동정 ····· 12

2.3 플랩운동에 의한 파라미터 동정 ····· 16

2.4 액추에이터부의 미지 파라미터 동정 ····· 20

제 3 장 제어기의 설계 ····· 23

제 4 장 시뮬레이션 및 실험 ····· 26

4.1 시뮬레이션 ····· 26

4.2 실험준비 ····· 30

4.3 실험결과 ····· 34

제 5 장 결론 ····· 39

참고문헌 ····· 40

A Study on System Identification and Anti-Rolling System Design of a Ship with the Flap

Gwi-Bong Kang

Department of Control and Mechanical Engineering, The Graduate School, Pukyong National University

Abstract

In ship operation, the consequence of roll motion can seriously degrade the performance of mechanical and personnel effectiveness. So many studies for the roll stabilization system design have been performed and good results have been achieved, where the stabilizing fins, tanks, rudders are used. But, there exist many weak points, for examples, increasing of navigation resistance, ship control performance degradation and increasing of system complexity.

To get rid of these problems, author introduced a system in which the flaps are installed on the stern side of the ship as the actuator to reduce rolling motion induced by disturbance like wave. The actions induced by flaps which depending on power of disturbances can take the ship balance.

For the convenience, the author designed the control system based on the fixed order model which is represented by second order system. In this case, the system description for the controlled system is simple and it is very easy to design the controller. In this study, the controlled system, the small vessel was made by ourselves. The unknown parameters of roll motion equation are estimated using

the simulation and experimental results

The considered anti-rolling system is a new one and it can be easily applicable to real world. Here, the author investigates usefulness of the proposed roll motion control system and evaluates system performance from simulation and experimental studies.

LIST OF FIGURES

Fig. 1 Rudder roll stabilizer ····· 5
Fig. 2 Moving mass type system ····· 5
Fig. 3 Anti-rolling tank system ····· 6
Fig. 4 Fin-stabilize ····· 6
Fig. 5 Controlled system ····· 10
Fig. 6 Dynamic responses to the ship roll motion due to flap ····· 11
Fig. 7 Free rolling motion of the controlled ship ····· 15
Fig. 8 Flap angle transition pattern ····· 17
Fig. 9 Rolling motion to the flap angle transition
(ship speed : 0.248[m/s]) ····· 17
Fig. 10 Rolling motion to the flap angle transition
(ship speed : 0.447[m/s]) ····· 18
Fig. 11 Rolling motion to the flap angle transition
(ship speed : 0.518[m/s]) ····· 18
Fig. 12 Rolling motion to the flap angle transition
(ship speed : 0.552[m/s]) ····· 19
Fig. 13 Frequency responses of model and real plants ····· 19
Fig. 14 Actuator system ····· 21
Fig. 15 Disturbance generation system (moving-mass type) ····· 21
Fig. 16 Step responses of real plant and model ····· 22
Fig. 17 Block diagram of the control system ····· 24
Fig. 18 Frequency responses of the open(uncontrolled case) and
closed-loop(controlled case) system ····· 25
Fig. 19 Disturbance responses of the open-loop system
(frequency of disturbance varies 0.1[rad/s] to 2.5[rad/s]) ····· 28
Fig. 20 Disturbance responses of the closed-loop system
(frequency of disturbance varies 0.1[rad/s] to 2.5[rad/s]) ····· 28

Fig. 21 Disturbance responses of the open-loop system
(frequency of disturbance varies 0.01[rad/s] to 5[rad/s]) ····· 29
Fig. 22 Disturbance responses of the closed-loop system
(frequency of disturbance varies 0.01[rad/s] to 5[rad/s]) ····· 29
Fig. 23 Controlled system(Ship) ····· 30
Fig. 24 Schematic diagram of an anti-rolling system ····· 31
Fig. 25 Photographs of experiment devices ····· 32
Fig. 26 Photograph of actuator system ····· 33
Fig. 27 Photograph of disturbance generation system ····· 33
Fig. 28 Roll angle responses to the flap angle transition
(ship speed : 0.447[m/s])
(a) Flap angle transition ····· 36
(b) Roll angle ····· 36
Fig. 29 Roll angle responses to the flap angle transition
(ship speed : 0.552[m/s])
(a) Flap angle transition ····· 37
(b) Roll angle ····· 37
Fig. 30 Roll angle responses to the flap angle transition
(ship speed : 0.518[m/s])
(a) Flap angle transition ····· 38
(b) Roll angle ····· 38

LIST OF TABLES

Table 1 Overall comparison for ship roll stabilizer systems ····· 2
Table 2 Parameters for experiment and simulation ····· 11

기호설명

A : 플랩의 면적 [m^2]

C_y : 양력계수

F_y : 플랩에 의해 발생되는 양력 [kgf]

$\overline{GM}$: 미터센터 높이 [m]

I : 선체 중심 주위의 관성모멘트 [$kg \cdot m^2$]

I_F : 액추에이터부의 관성모멘트 [$kg \cdot m^2$]

K_F : 액추에이터부의 강성계수

K_m : 모터토크상수

R : 선체의 감쇠계수

R_F : 액추에이터부의 점성계수

r : 선체 무게중심선에서 플랩까지의 거리 [m]

T : 외란에 의한 모멘트 [$kg \cdot m^2$]

T_F : 플랩에 의한 강제 모멘트 [$kg \cdot m^2$]

V : 선박 주행속도 [m/s]

v : 모터 입력전압 [V]

W : 선체의 배수량 [kgf]

α_F : 플랩익각 [rad]

θ : 횡동요 각 [rad]

ρ : 유체 밀도 [m^3/kg]

제 1 장 서 론

1.1 연구 배경

제어기술의 발달과 함께 진동이나 운동 분야에서도 능동제어(active control)에 관한 활발한 연구개발이 진행되고 있다[2-8),14),16),18),19),21),22]. 선박의 경우에 있어서도 1980년대 후반부터 주기관의 능동방진(能動防振)장치[3], 주기나 프로펠러 기진력에 의해 야기되는 상부구조 진동을 억제하기 위한 능동 제진장치가 개발되고 있다[2),7),8)]. 선박의 횡동요는 심각한 물적, 인적 손실을 초래할 뿐만 아니라, 승선자의 거주성, 안정성 및 작업능률을 약화 시킨다. 이러한 문제점을 개선하기 위해 선체 흔들림 저감장치를 설치하여 선체 횡동요를 줄이기 위한 대책이 오래 전부터 연구되어 왔다[4)-6),14),16)]. 이러한 연구결과를 Table 1에 정리한다.

Table 1에서 Rudder-Roll Stabilizer(RRS)[16]는 횡동요 억제를 위해 별도의 장치를 필요로 하지 않는다. 그러나 선수각을 제어하기 위한 Rudder(방향타)를 횡동요 억제를 위한 제어동작을 발생시키기 위한 목적으로도 사용하기 때문에 선수각과 횡동요를 동시에 제어하기 위해서는 고도의 제어알고리즘이 요구되며 선박이 저속으로 항행하는 경우에는 횡동요 억제효과가 현저히 감소한다. 건축 분야에서도 많이 사용되고 있는 제진장치로 Moving Mass Type[14]이 있다. 이것은 능동형 제진장치로 선박의 상갑판에 설치하여 질량체의 왕복운동으로 횡동요를 억제하는 방식이다.

관측선 및 순시선 등의 특수선에서는 운항을 하지 않을 때(정선상태)에도 흔들림 방지효과를 얻기 위해 Anti-Rolling Tank(ART)[4]를 이용하고 있다. 이것은 수동형의 흔들림 방지장치로 분류되어지는 것으로 시스템의 구조가 대규모

이고 복잡하다.

이에 대해 능동형으로 분류되는 흔들림 방지장치 중 Fin-Stabilizer[5]는 최근 컨테이너선 등에 적극적으로 적용되고 있는 것으로 선체 측면에 Fin을 부착시키고 선박의 횡동요 정도에 따라 Fin을 운동시켜 흔들림을 억제시키는 장치이다. 단 이 장치는 선박이 주행중일 경우에만 그 효과를 볼 수 있으며 장치가 복잡하고 설치비가 고가이며 선체저항의 증가를 초래한다. 위에 소개한 시스템의 문제점을 정리하면 다음과 같다.

Table 1 Overall comparison for ship roll stabilizer systems [5]

Type	General Application	% Roll Reduction	Price ($x1000)	Installation	Remarks
FINS (small fixed)	mega yachts	90	100-200	hull-attatchment; supply and install power and control cable	speed loss ; largest size about
FINS (retractable)	passenger, cruise, ferries, large RO/RO, naval combatants	90	400-1500	hull-attatchment; supply and install power and control cable	size range from $2m^2$ to $15m^2$
FINS (large fixed)	naval combatants	90	300-1300	hull-attatchment; supply and install power and control cable	speed loss
TANKS (free surfaces)	works vessels, ferries, small passenger and cargo ships	75	30-50	install steelwork supply install power and control cables	includes liquid level monitor
TANK (U-tube)	work vessels, RO/RO vessels	75	200-300	install steel work and piping and valves; install instrument cables	includes hell control system capability
RRS	small and high speed vessels	50-75	50-250	install power and control cables	new development ; more robust steering gear may be required
Bilge keels	universal	25-50		hull attachment	speed loss

• RRS(Rudder Roll Stabilizer, Fig. 1참조) :

①장치의 부가적 설치가 필요하지 않으나 선박의 주행속도가 감소함에 따라 횡동요 억제효과도 감소하게 되며 주행속도 변화는 제어계의 안정성과 밀접한 관계가 있기 때문에 운용상에 각별한 주의가 요구된다.

②하나의 조타장치로 선수각 및 횡동요를 동시에 제어하기 때문에 제어

알고리즘이 복잡해지고 각각의 제어신호는 간섭현상으로 작용하여 주어진 제어성능을 달성하기 어렵다.

③횡동요와 선수각을 하나의 조타장치로 제어하므로 특히 좁은 수로에서는 횡동요억제를 위한 제어동작으로 인해 선수각을 일정하게 제어하고자 하는 목적을 방해하여 해상충돌사고 등을 유발시킬 가능성이 크다.

• Moving Mass Type(Fig. 2참조) :

①기존 선박에 추가적으로 설치 가능하다.

②많은 분야에서 이용되어 많은 연구가 진행되어 동특성이 규명되었다.

③상갑판에 설치되므로 넓은 공간을 필요하고 선박 조종상의 문제점이 발생한다.

• ART(Anti-Rolling Tank, Fig. 3참조) :

①일반적으로 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.

②일단 설계가 끝나고 나면 탱크의 고유주기가 고정되므로 선체의 흔들림 주기가 변하면 흔들림 방지효과가 현저히 감소한다.

• Fin-Stabilizer(Fig. 4참조) :

①선박이 주행중일 때만 효과를 볼 수 있다.

②선체저항이 증가한다.

③설치비가 고가이고 장치가 복잡하다.

④중·소형(어선포함) 선박용으로는 부적합하다.

⑤선체 측면에 fin을 부착하기 때문에 선박의 유지관리가 어렵다.

⑥특히, 어선의 경우 선체 측면의 fin 설치는 작업(그물의 투망과 양망)을

곤란하게 한다.

앞에서는 기존의 사용되고 있는 장치의 장단점들을 알아보았다. 각 장치들에는 뛰어난 장점과 동시에 여러 문제점들이 내포되어 있음을 알 수 있었다. 이러한 문제점들을 해결 할 수 있으면서, 궁극적으로 선박의 횡동요를 억제시킬 수 있는 새로운 장치를 고려해야 할 것이다.

본 논문에서는 이러한 문제점들의 해결방안으로 새로운 방식의 장치인 플랩을 장착한 모델을 착안하였다. 이는 선미에 플랩을 설치하므로 기존 선체에 돌출된 부분이 없어 장애물의 충돌이나 어선의 어망작업 등에 어려움이 없다. 또한 선미에 설치하여 저항을 최소화하였으며, 제어기가 불필요할 경우에는 수면 위로 이동시켜 저항의 증가를 줄일 수 있다. 본 연구에서 소개할 모델을 시뮬레이션과 실험을 통해 검증해 보겠다.

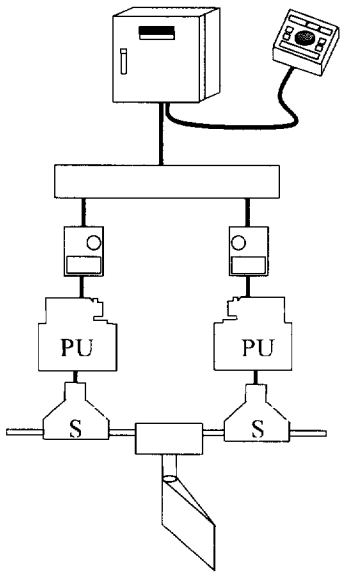


Fig. 1 Rudder roll stabilizer

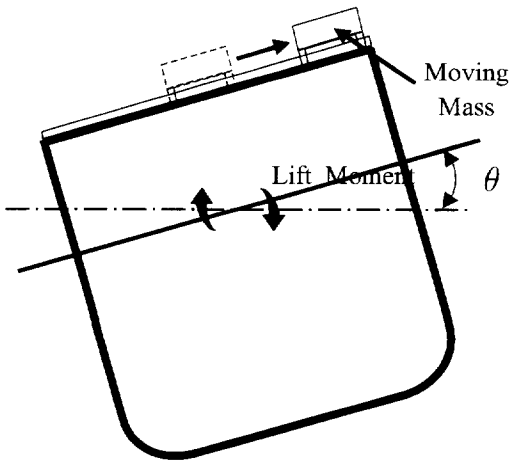


Fig. 2 Moving mass type system

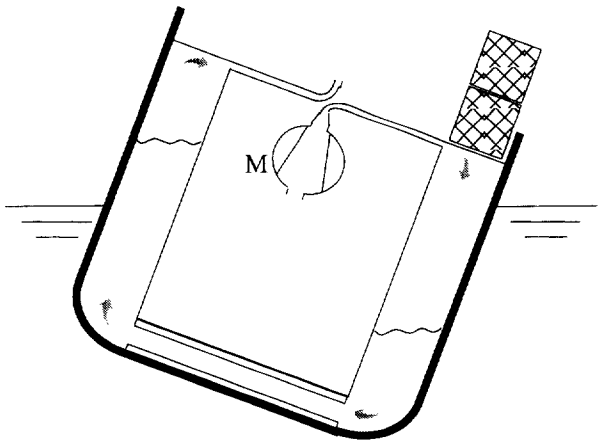


Fig. 3 Anti-rolling tank system

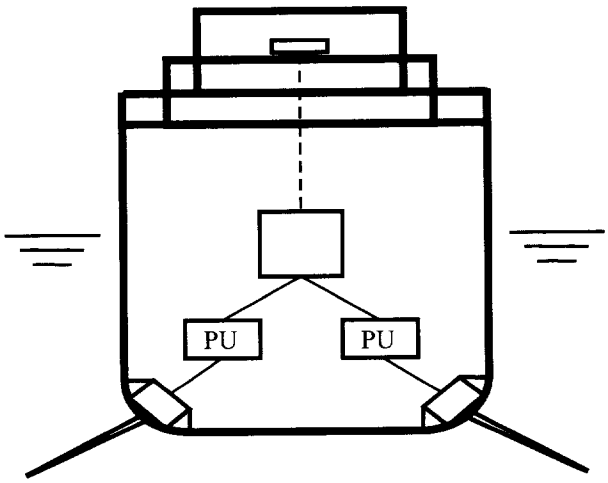


Fig. 4 Fin-stabilizer

1.2 연구 목적

본 연구에서는 선박의 횡동요를 저감하여 선체의 운항능력과 안정성, 승선자의 거주성과 작업능률을 향상시키기 위해서 종래의 횡동요 방지 장치의 문제점을 파악하고 횡동요 억제효과(성능)를 극대화 시킬 수 있는 장치를 개발하는데 그 목적이 있다.

이를 위해 본 연구에서는 기존 장치의 운용시스템을 분석하고 기술 자료를 수집하여 새로운 방식의 횡동요 방지 장치개발을 위해 시뮬레이션 및 실험을 통한 모델링(modeling)과 제어계를 설계하여 제안된 시스템의 유효성과 응용성을 검증하는데 그 목적을 두었다.

앞에서 언급한 장치들의 개선을 위해 본 논문에서는 플랩(flap)을 이용하여 선체의 흔들림을 억제하는 방법에 대해 고찰한다. 횡동요 억제원리는 플랩을 적절하게 제어함으로써 발생하는 양력에 의해 선체의 횡동요를 억제하는 것이다. 근본적인 제어원리는 기존의 Fin-Stabilizer와 같다. 그러나, 선박의 후미에 플랩을 설치함으로써 선박의 정박 및 작업시의 어려움과 효율성을 개선하고자 한다.

이러한 문제점 등을 고려하여 본 연구에서는

(i) 선박은 제한된 공간이므로 제어장치의 설치에 따른 공간을 최대한 활용하여야 하고,

(ii)제어장치에 비숙련자인 승선자가 제어장치를 관리유지하기가 쉬워야 하며,

(iii)선박 본래의 궁극적 목적인 승객의 안전과 쾌적함(여객선), 안전한 화물이송(상선), 안전하고 효율적인 어로작업(어선)

등을 효과적으로 수행하기 위한 장치개발에 주안점을 두고 연구를 진행한다.

본 연구에서는 제어시스템의 응용성을 고려하여 실제 선박의 축소모델을 제작하였다. 이러한 선박을 대상으로 시뮬레이션 및 실험을 통해 제어대상의 동특성을 파악한다. 외란 및 불확실성에 대한 제어계의 안정성과 제어성능을 보증하기위하여 강인성제어이론에 기초하여 제어기를 설계한 후, 본 연구의 목적을 효과적으로 달성하기 위해 다양한 실험을 수행하였다. 여러 선속에서의 플랩에 의해 발생하는 양력이 선박에 미치는 영향을 실험을 통해 알아보았고, 가동 질량체에 다양한 주파수로 인한 병진운동의 속도의 차이를 두었다. 이를 통해 선박의 운항 상태에 따른 선박의 횡동요의 변화와 그 억제력을 검증할 수 있다.

제 2 장 수학적 모델링 및 실험에 의한 파라미터 동정

2.1 수학적 모델링

본 연구에서는, Fig. 5와 같이 자작한 실험용 선박을 제어대상으로 하고 능동방식으로 선체 흔들림을 억제하기 위한 제어계를 설계하고자 한다.

Fig. 6은 선체의 흔들림을 역학모델로 표현한 그림이다. 그림에서와 같이 선체가 한 방향으로 θ만큼 기울어질 때 이는 센서에 의해 계측되고, 액추에이터(actuator)에 의해 선미측에 설치된 플랩을 상하 운동함으로써 양력(lift force)을 발생시킨다. 양력의 영향으로 선체에 관성모멘트(I)가 발생하고 이는 선체의 기울기를 개선하게 된다. 이와 같은 동작을 반복하여 선체의 횡동요를 억제시킨다.

이를 위해 Fig. 6의 역학모델에서 우선 선체의 운동에 대해 다음의 가정을 둔다.

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

(2) 선체에 작용하는 감쇠는 점성감쇠로 한다.

이러한 가정으로부터 선체운동방정식은 다음과 같이 쓸 수 있다.

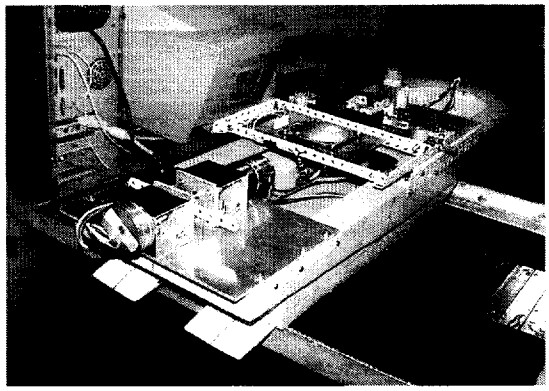
$$I\ddot{\theta} + R\dot{\theta} + W\overline{GM}\sin\theta = T - T_F \tag{1}$$

특히, 외란에 의한 횡동요를 억제하기 위해 플랩운동으로 유도되는 모멘트는 다음과 같이 표현된다.

$$T_F = F_y \, r$$
$$= \rho A V^2 \frac{\partial C_F}{\partial \alpha_F} r \alpha_F \tag{2}$$

본 연구에서는 모터의 회전력에 의해 플랩운동을 제어하도록 장치를 구성하였다. 모터의 인가전압에 따른 플랩익각의 변화를 알기위해 모터를 포함한 액추에이터부의 운동방정식을 다음과 같이 2계 선형미분방정식[9),10),15)]으로 표현한다.

$$I_F \ddot{\alpha}_F + R_F \dot{\alpha}_F + K_F \alpha_F = K_m v \tag{3}$$



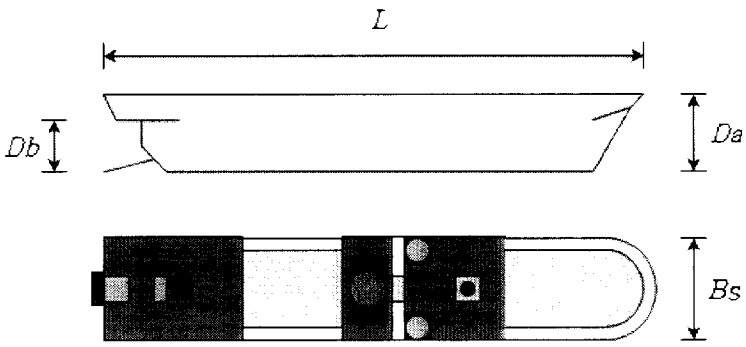


Fig. 5 Controlled system

Table 2 Parameters for experiment and simulation

B_s $[m]$	0.235
D_a $[m]$	0.125
D_b $[m]$	0.095
L $[m]$	0.815
W $[kg_f]$	2.000(approx.)

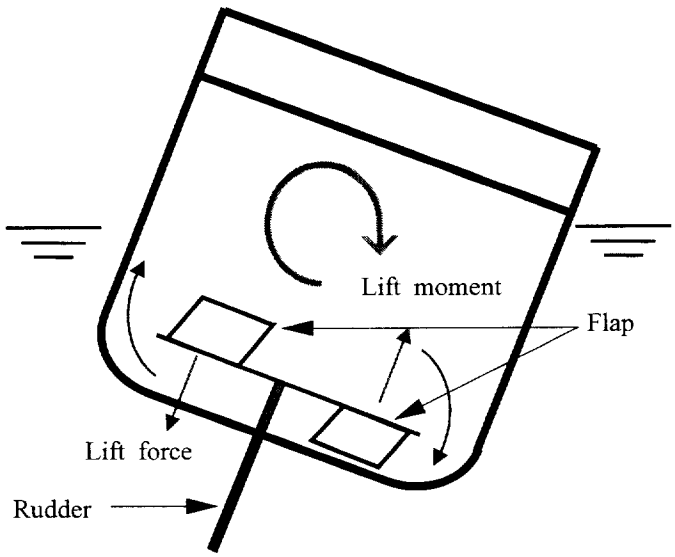


Fig. 6 Dynamic responses to the ship roll motion due to flap

2.2 자유 횡동요 실험 및 강제 횡동요 실험에 의한 제어대상 선박의 미지 파라미터 동정

선체 횡동요 방지장치를 설계하기 위해 먼저 선박의 자유 횡동요를 관찰하여 선박운동에 관련한 파라미터들을 동정하도록 한다. 그리고 선박의 횡동요 억제력을 발생시키기 위해 장착된 액추에이터부의 미지파라미터를 추정하여 전체시스템을 표현한다.

2.1절에서 식(1)로 표현된 제어대상선박의 모델에 대해 관측이 곤란한 파라미터는, 자유 횡동요 실험으로부터 고유주기와 감쇠비를 추정한 후 그 외의 미지 파라미터를 계산하는 방법으로 동정한다. 즉, 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 미지파라미터들의 추정도 가능하게 된다. 따라서 지금부터는 이와 같은 동정법을 이용하여 식(2)의 좌항에 나타난 파라미터의 동정을 행한다.

먼저 식(1)의 우변 제2항은 플랩이 이동할 때의 양력발생효과를 나타낸다. 그리고 θ가 미소하다고 하면 $\sin\theta \fallingdotseq \theta$, $\cos\theta \fallingdotseq 1$로 둘 수 있다. 즉,

$$I\ddot{\theta} + R\dot{\theta} + W\overline{GM}\theta = T - T_F \tag{4}$$

와 같이 나타낼 수 있으며, 식(1)~(4)로부터 제어대상의 시스템 표현은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + B_w w + Bu \\ y &= Cx + Du \end{aligned} \tag{5}$$

여기서, 상태 $x := [\dot{\theta}, \theta, \dot{\alpha}_F, \alpha_F]^T$ 이고, w는 외란이며 여기서는 파랑 등에 의한 강제모멘트 T를 의미한다. 그리고 제어입력 $u = v$이며, 이것은 모터 구동전압이다.

그리고 각 계수행렬은 다음과 같이 정의된다.

$$A = \begin{bmatrix} -\frac{R}{I} & -\frac{1}{I} W\overline{GM} & 0 & -\frac{K_F}{I} \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{R_F}{I_F} & -\frac{K_F}{I_F} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$$

$$B_w = \begin{bmatrix} 1/I \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -K_m/I_F \\ 0 \end{bmatrix}$$

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

$$D = [\,0 \;\; 0\,]$$

식(4)의 시스템 표현에서 일부 미지 파라미터들을 추정하기 위해 우선 선체를 일정한 각도만큼 회전시켰을 경우의 선체의 자유운동을 관찰하기 위해 선체에 가해지는 외력항을 모두 제거한다. 그러면 식(4)는 식(6)과 같이 나타낼 수 있게 된다.

$$I\ddot{\theta} + R\dot{\theta} + W\overline{GM}\theta = 0 \tag{6}$$

이것으로부터 식(6)은 다음과 같이 나타낼 수 있으며

$$\begin{aligned} \ddot{\theta} &= -I^{-1} W\overline{GM}\theta - I^{-1} R\dot{\theta} \\ &= -\alpha W\theta - \beta\dot{\theta} \end{aligned} \tag{7}$$

여기서

$$\alpha = I^{-1}\overline{GM}\,, \quad \beta = I^{-1}R \tag{8}$$

이다. 식(7)의 2계선형미분방정식을

$$\begin{aligned} &\ddot{\theta} + 2\zeta\omega_n\dot{\theta} + \omega_n^2\theta = 0 \\ &\omega_n = (\alpha W)^{1/2}\,, \zeta = \beta/2\,(\alpha W)^{1/2} \end{aligned} \tag{9}$$

와 같이 나타낸다.

Fig. 7 에 나타낸 모형선에 대한 자유응답에서 진동주기를 λ, 1주기당의 감쇠율을 ρ라 두면, λ, ρ와 식(9)의 파라미터 ω_n , ζ와의 관계는

$$\lambda = 2\pi/(1-\zeta^2)^{1/2}\omega_n \ , \ \rho = \exp(-2\pi\zeta/(1-\zeta^2)^{1/2}) \qquad (10)$$

와 같이 정리할 수 있다. 이것으로부터 파라미터 $\alpha W, \beta$는

$$\alpha W = [4\pi^2 + (\ln\rho)^2]/\lambda^2 \ , \ \beta = 2(-\ln\rho)/\lambda \qquad (11)$$

와 같이 식(10)의 λ, ρ로부터 간단히 구할 수 있게 된다. 그리고 선체중량 W는 알고 있으므로 α도 구할 수 있다. Fig. 7 에 나타낸 것과 같이 실제의 선체 자유 횡동요 응답으로부터 구한 λ, ρ값은 다음과 같다.

$$\lambda = 1.160 \ , \ \rho = 0.810$$

따라서 결국

$$\alpha = 10.4890 \ , \ \beta = 0.3633$$

와 같이 계산된다.

그리고 미터센터 $\overline{GM}$은 선체경사시험법[11]을 이용하여 측정하였으며 이를 포함한 미지 파라미터 값들을 추정할 수 있게 된다.

즉, 관성모멘트 : $I = 1.5 \times 10^{-5}\,[\mathrm{kg \cdot m^2}]$, 미터센터 : $\overline{GM} = 1.25 \times 10^{-5}$ [m]이다.

이러한 파라미터 추정과정을 거쳐 구한 모델과 실험대상선박의 응답특성을 Fig. 7 과 같이 비교하였다. 이와 같은 비교검토를 통해 실험대상에 대한 모델링이 적절하게 이루어졌음을 알 수 있다.

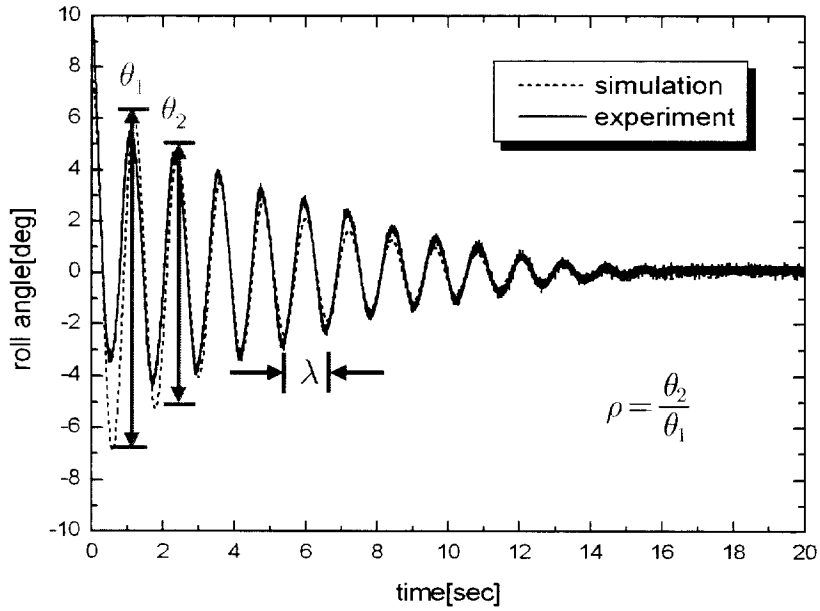


Fig. 7 Free rolling motion of the controlled ship

2.3 플랩운동에 의한 파라미터 동정

플랩운동으로부터 미지파라미터를 동정한다. 식(2)로 표현된 각 파라미터는 관측이 곤란한 대표적인 파라미터들이다. 본 연구에서는 댐퍼 질량체를 모터로 구동하여 흔들림을 발생시키는 방법으로 외란을 인가하고 있다. 따라서 모터를 제어함으로써 강제적으로 선체를 진동시킬 수도 있고 주파수 응답을 모형선실험으로 구할 수 있게 된다.

식(1)의 좌변에 나타난 각 파라미터들은 자유 횡동요 실험으로부터 동정하였다. 따라서 식(1)의 우변 제2항, 즉 식(2)에 나타낸 각 파라미터는 플랩운동에 의한 강제 횡동요 특성을 관찰하여 구하였다.

특성고찰을 위해 Fig. 8과 같이 플랩익각을 ±10°로 운동범위를 제한하고, 0.02454[rad/s]~3.1459[rad/s]까지 플랩운동 주파수를 변화시켜 가면서 응답특성을 관찰하였다. 이러한 입력신호에 대한 횡동요 응답을 Fig. 9~12에 나타내어 선박주행속도를 변화시켜가면서 고찰하였다. Fig. 13은 모형선박 횡동요 응답특성의 스펙트럼분석을 통해 구한 주파수응답을 나타낸다. Fig. 13의 real plant는 앞의 선박주행속도에 따른 결과를 나타낸 것이다. 이것으로부터 식(2)의 파라미터를 추정하여 식(1)에 나타낸 제어대상의 모델링을 완성하였다.

식(2)의 우변에 나타낸 파라미터는 다음과 같이 결정하였다. 즉,

$$T_F = \rho A V^2 \frac{\partial C_F}{\partial \alpha_F} r \alpha_F = 0.1301 \alpha_F \tag{12}$$

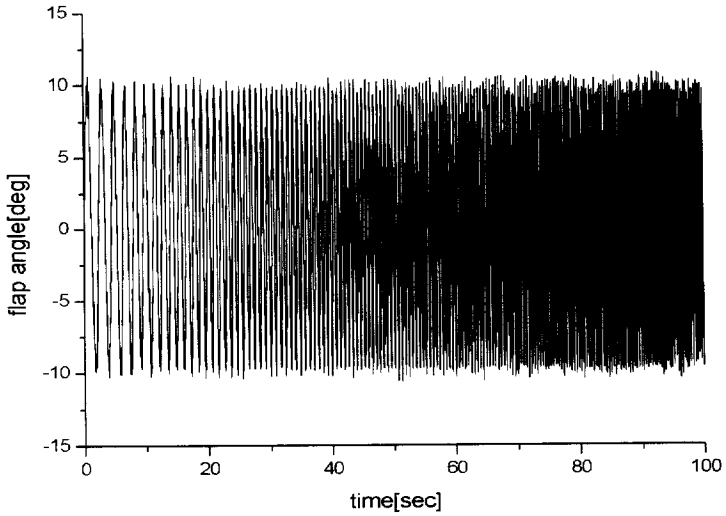


Fig. 8 Flap angle transition pattern

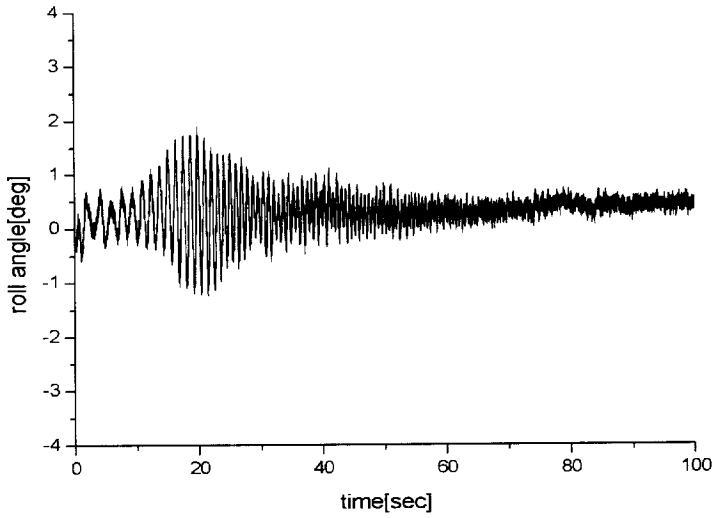


Fig. 9 Rolling motion to the flap angle transition (ship speed : 0.248[m/s])

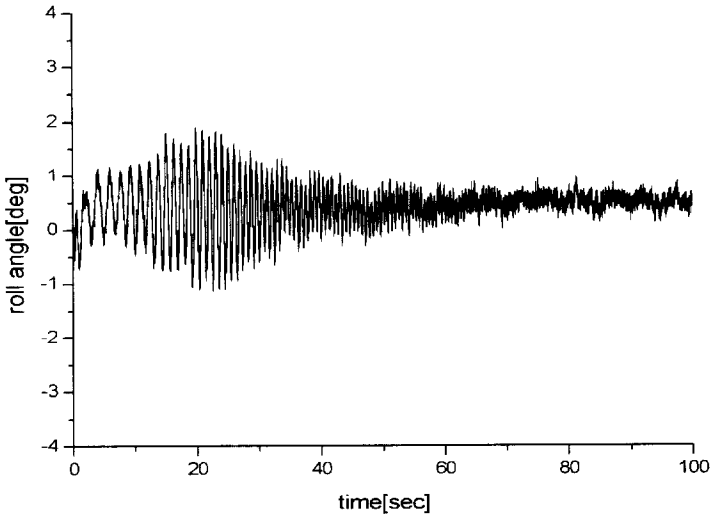


Fig. 10 Rolling motion to the flap angle transition (ship speed : 0.447[m/s])

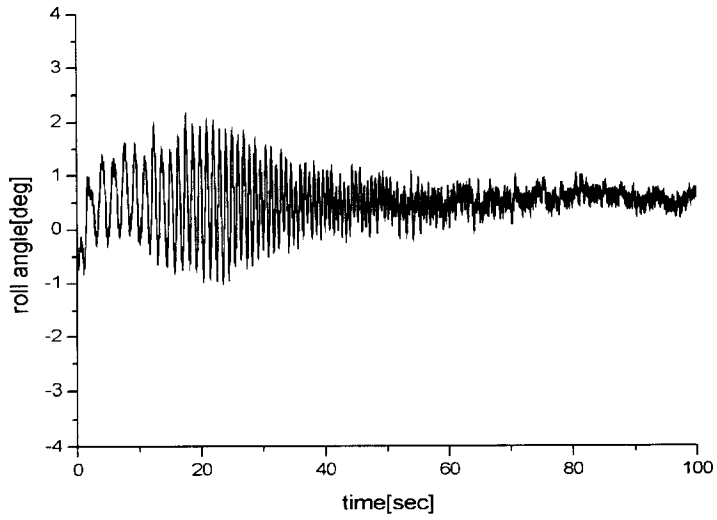


Fig. 11 Rolling motion to the flap angle transition (ship speed : 0.518[m/s])

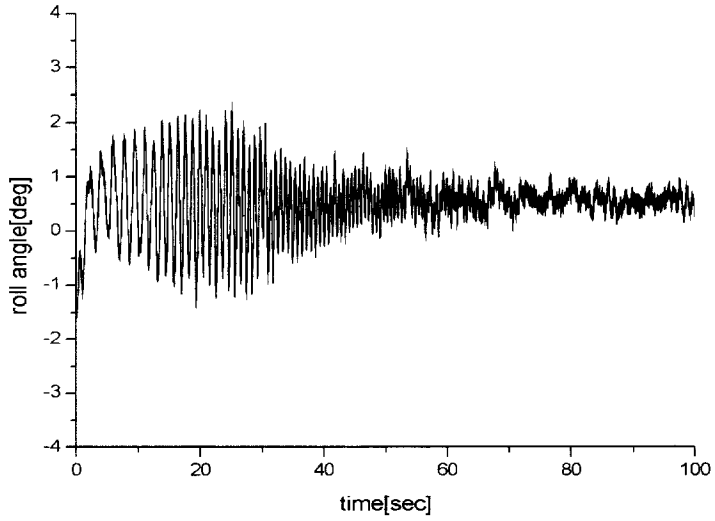


Fig. 12 Rolling motion to the flap angle transition (ship speed : 0.552[m/s])

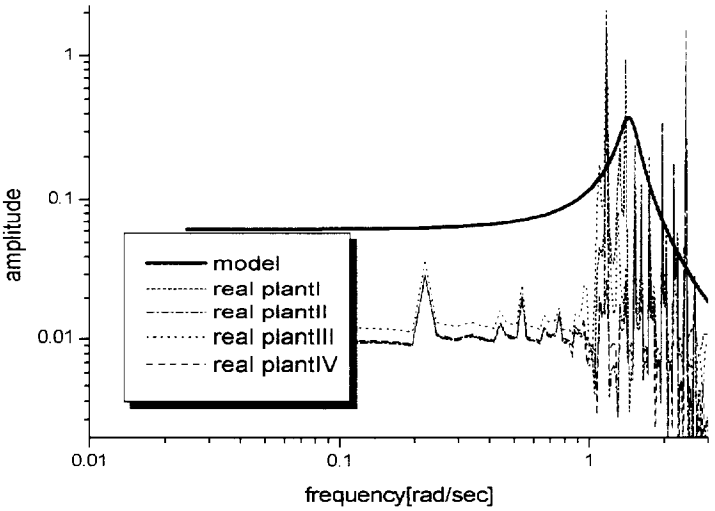


Fig. 13 Frequency responses of model and real plants

2.4 액추에이터부의 미지 파라미터 동정

Fig. 14는 액추에이터부의 개략도이다. 모터에 제어입력이 인가되면 모터의 회전운동이 플랩의 상하운동으로 변환되어 양력을 발생시킨다. 플랩익각은 포텐쇼미터를 통해 계측된다. 그러므로 모터에 인가되는 전압과 플랩운동 사이의 관계를 명확하게 알아야 올바른 제어입력(모터 구동전압)을 인가할 수 있다. Fig. 15는 외력을 인가하는 장치로 본 논문에서는 가동 질량체를 이용하였다. 가동 질량체의 경우는 리니어가이드레일의 양 끝단에 마이크로 스위치를 설치하여 왕복운동을 행하였다.

2.1절에서 제시한 액추에이터부의 운동방정식인 식(3)

$$I_F \ddot{\alpha}_F + R_F \dot{\alpha}_F + K_F \alpha_F = K_m v$$

을 $\ddot{\alpha}_F$에 대한 식으로 정리하면

$$\ddot{\alpha}_F = -\frac{R_F}{I_F}\dot{\alpha}_F - \frac{K_F}{I_F}\alpha_F + \frac{K_m}{I_F} v \tag{13}$$

와 같이 표현하고, 플랩익각 제어실험을 위한 폐루프계를 구성하였다. 그리고 Fig. 16과 같이 스텝응답실험과 시뮬레이션결과를 비교하여 각각의 파라미터를 추정하였다.

이것으로부터 식(13)으로 표현된 액추에이터부의 파라미터를 다음과 같이 결정하였다.

$$\frac{R_F}{I_F} = 19.55\,,\ \frac{K_F}{I_F} = 0.001\,,\ \frac{K_m}{I_F} = 145.00 \tag{14}$$

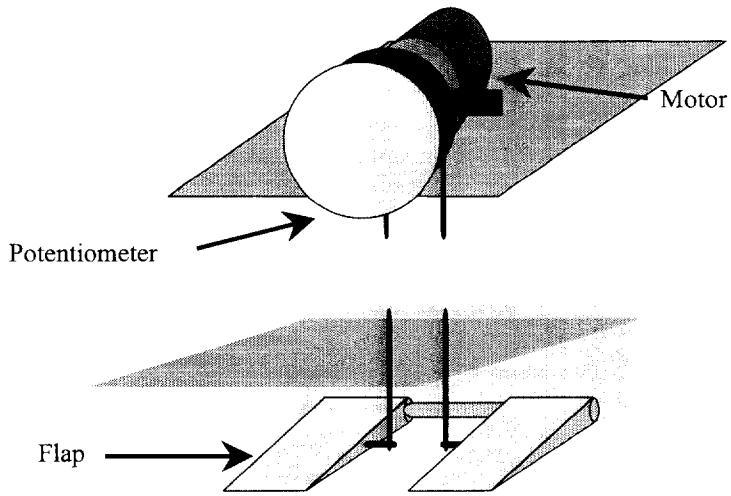


Fig. 14 Actuator system

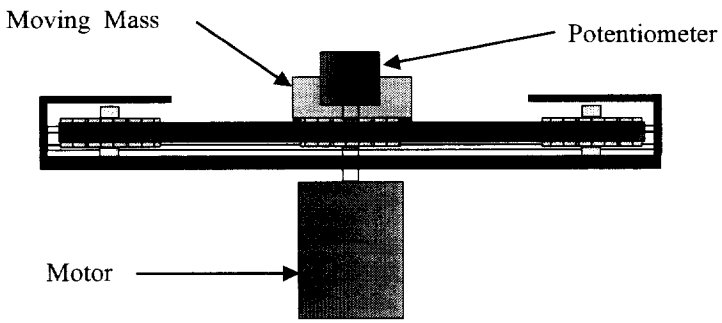


Fig. 15 Disturbance generation system (moving-mass type)

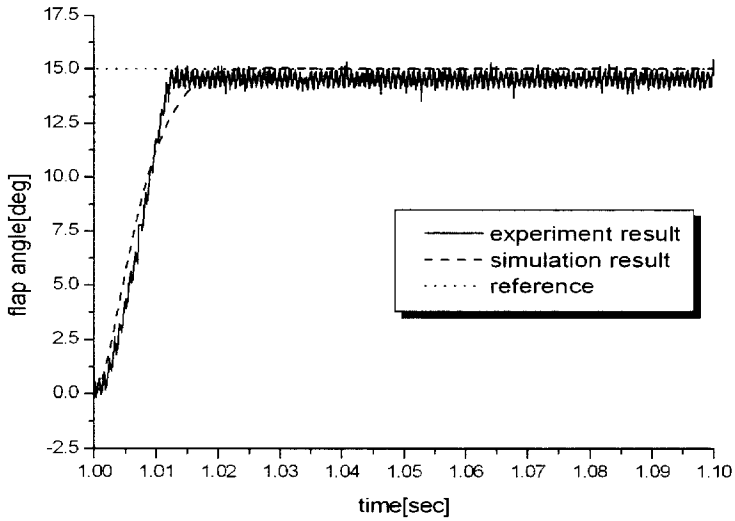


Fig. 16 Step responses of real plant and model

제 3 장 제어기의 설계

2장에서는 여러 가지 파라미터 추정법을 이용하여 시스템동정을 행하였다. 2장에서의 결과로부터 액추에이터를 포함한 선박의 전체시스템을 식(5) :

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + B_w w + Bu \\ y &= Cx + Du \end{aligned}$$

와 같이 표현하였다.

위의 식(5)와 같이 표현되는 모델에 대한 제어기는 강인제어(robust control) 기법을 이용하여 설계한다. 즉, 파랑등의 외란에 대한 선박의 횡동요를 최대한 억제하도록 하는 제어계를 구성한다.

먼저 강인성이론에 따라 제어대상에 대한 일반화 플랜트를 다음과 같이 표현한다.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + B_1 w + B_2 u \\ z &= C_1 x + D_{11} w + D_{12} u \\ y &= C_2 x + D_{21} w + D_{22} u \end{aligned} \tag{15}$$

이때, 강인제어기법[12),13),17)]이란 식(15)의 폐루프 시스템이 안정하고 외란입력 w에서 제어출력 z까지의 전달함수 T_{zw}에 대한 놈(norm) 조건 $\| T_{zw} \|_\infty$ (> 0)를 만족하는 다음식의 제어기를 구하는 것으로 정의된다.

$$\begin{aligned} \dot{x}_c &= A_c x_c + B_c y \\ u &= C_c x_c + D_c y \end{aligned} \tag{16}$$

이러한 조건을 만족하는 제어기설계는 MatLab Tool을 이용하면 쉽게 구할 수 있으며 식(15)로 표현된 제어대상에 대해 설계한 식(16)의 제어기의 각 계수행렬은 다음과 같다.

$$A_c = \begin{bmatrix} -0.0197 & 0.0529 & 0.7761 & 1.7169 \\ -0.0703 & -0.3847 & -0.2006 & -0.3247 \\ -0.0578 & -0.1500 & -0.5587 & -0.1038 \\ 1.0134 & 6.0507 & -2.0574 & -0.0799 \end{bmatrix}$$

$$B_c = \begin{bmatrix} -0.0499 & -0.1341 \\ -0.3197 & -0.1814 \\ 0.1014 & -0.6632 \\ 6.6819 & -0.2277 \end{bmatrix} \tag{18}$$

$$C_c = [\ 0.1520 \quad 1.0013 \quad 6.0268 \quad 12.0675\ ]$$

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

이것으로부터 전체시스템은 Fig. 17과 같이 표현할 수 있다. 또한 이를 통하여 open-loop system과 closed-loop system의 주파수응답을 Fig. 18과 같이 나타내었다. Fig. 18를 통해 설계한 제어기를 검증할 수 있다.

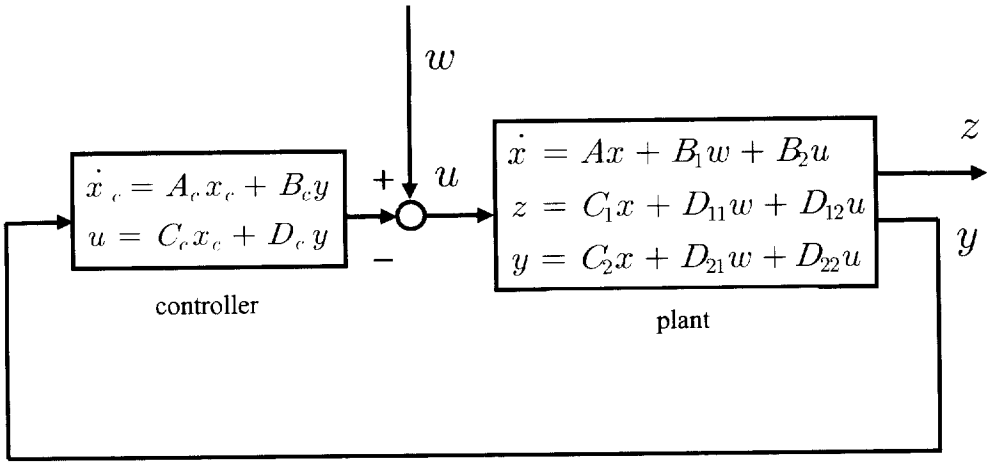


Fig. 17 Block diagram of the control system

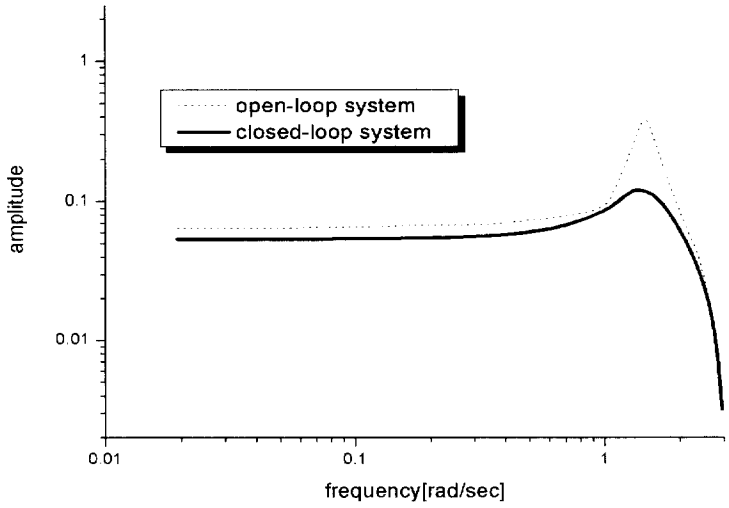


Fig. 18 Frequency responses of the open(uncontrolled case) and closed-loop(controlled case) system

제 4 장 시뮬레이션 및 실험

4.1 시뮬레이션

실험에 앞서 먼저 시뮬레이션을 통해 제어기의 성능을 확인하고, 실험결과와 비교하여 실험을 평가한다. 시뮬레이션 결과를 Fig. 19~22에 나타낸다. Fig. 19~22는 정상상태에서 간헐적으로 외부입력을 가해 선박 횡동요를 발생시켰을 때의 응답특성을 보여주고 있다. Fig. 19와 Fig. 21은 개루프 시스템의 횡동요 응답을 나타내고 있으며, Fig. 20과 fig. 22는 폐루프 시스템의 횡동요 억제 능력을 나타내고 있다. 본 논문에서 구성한 실험장치의 플랩은 평형상태에서 20°까지 운동한다.

[시뮬레이션 결과1] Disturbance 응답

(the frequency of disturbance varies 0.1~2.5[rad/s]) :

Fig. 19와 Fig.20은 외란(가동 질량체)의 주파수를 0.1에서 2.5[rad/s]까지 변화하였을 때의 개루프 시스템과 폐루프 시스템의 횡동요응답을 나타내고 있다. 각각의 점선들은 가동 질량체의 위치(외란)와 플랩익각의 변화를 나타내고 있으며, 실선은 모형선의 횡동요 각을 나타내고 있다. Fig. 19에서는 제어기가 동작 하지 않아 선박의 횡동요가 심하다. 그에 반해 Fig. 20에서는 횡동요 발생정도(실선)에 따라 플랩운동(플랩익각변화)이 적절하게 반응하여 횡동요를 억제하고 있음을 알 수 있다.

[시뮬레이션 결과2] Disturbance 응답

(the frequency of disturbance varies 0.01~5[rad/s]) :

Fig. 21과 Fig.22는 외란(가동 질량체)의 주파수를 0.01에서 5[rad/s]까지 변화하였을 때의 개루프 시스템과 폐루프 시스템의 횡동요응답을 나타내고 있다. 이 역시 Fig. 21에서는 제어기가 동작 하지 않아 선박의 횡동요가 심하나 Fig. 22에서는 횡동요 발생정도(실선)에 따라 플랩운동(플랩익각변화)이 적절하게 반응하여 횡동요를 억제하고 있음을 알 수 있다.

시뮬레이션결과로부터, 초기(저주파수)에는 open-loop system에서도 외란이 서로 간섭에 의해 횡동요가 약소하나, 시간경과(외란의 중첩과 고주파수)에 따라 횡도요가 커지고 있음을 알 수 있다. 또한 closed-loop system에서 보는 바와 같이 고주파수 영역으로 갈수록 제어기의 성능이 우수한 것을 알 수 있다.

결과적으로, 본 논문에서 고려하고 있는 장치가 외란 등에 의해 발생되는 선체 흔들림을 충분히, 그리고 효과적으로 억제할 수 있음을 확인할 수 있다.

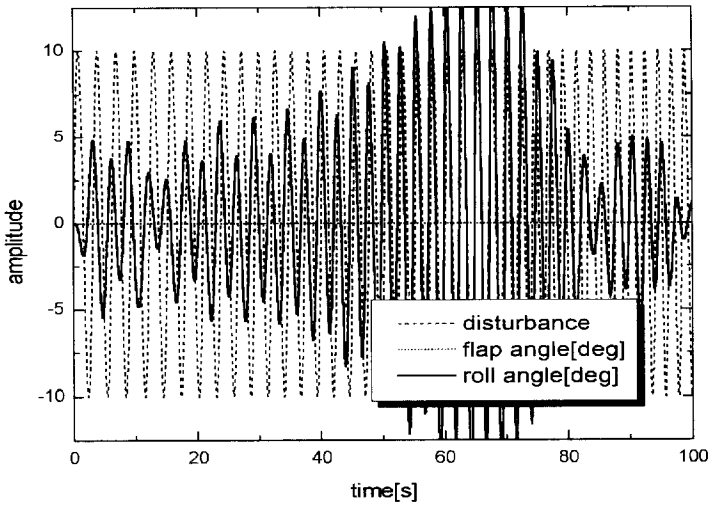


Fig. 19 Disturbance responses of the open-loop system (frequency of disturbance varies 0.1[rad/s] to 2.5[rad/s])

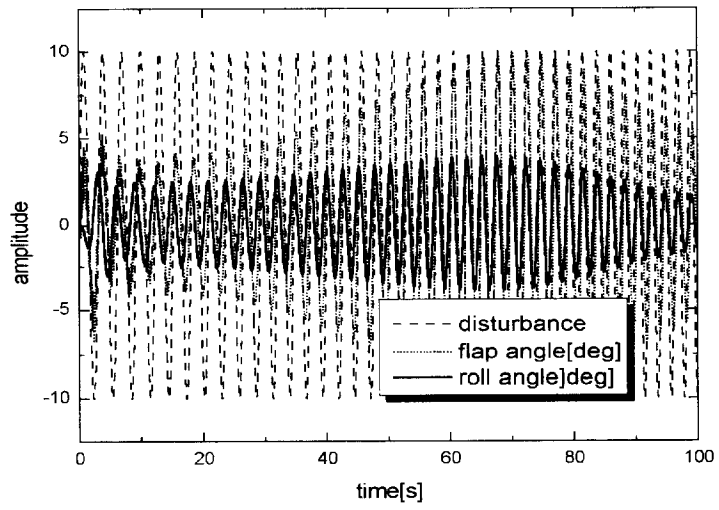


Fig. 20 Disturbance responses of the closed-loop system (frequency of disturbance varies 0.1[rad/s] to 2.5[rad/s])

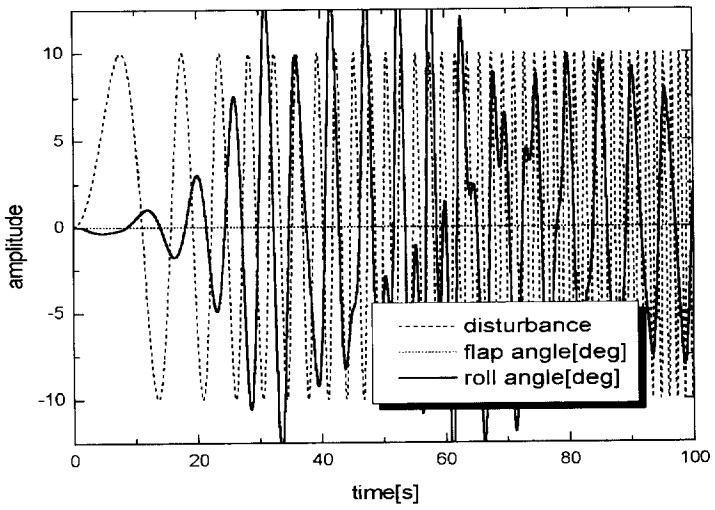


Fig. 21 Disturbance responses of the open-loop system (frequency of disturbance varies 0.01[rad/s] to 5[rad/s])

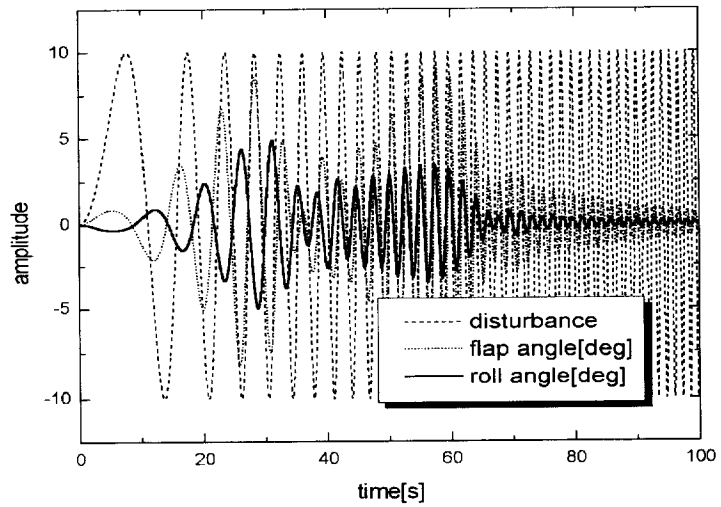


Fig. 22 Disturbance responses of the closed-loop system (frequency of disturbance varies 0.01[rad/s] to 5[rad/s])

4.2 실험 준비

본 연구에서는, Fig. 23과 같이 자작한 실험용 선박을 제어대상으로 하고 능동방식으로 선체 흔들림을 억제하기 위한 제어계를 설계하였다.

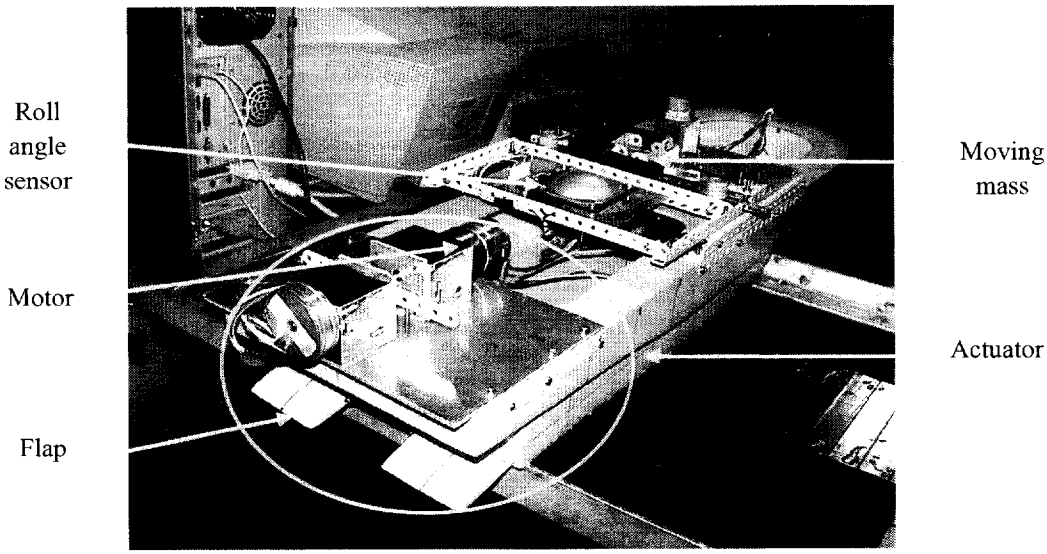


Fig. 23 Controlled system(ship)

Fig. 24는 실험에 사용된 장치들을 블록선도로 나타낸 것이다. 각도센서와 포텐쇼미터로 선체의 횡동요각과 플랩익각, 그리고 가동 질량체의 이동거리를 계측하고, 계측된 데이터는 A/D 변환기를 통해 컴퓨터에 모니터링 된다. 컴퓨터 및 DSP 보드에서의 제어신호를 처리하는 모터 드라이브(actuator drive)와 DC 모터에 전원을 공급하는 DC POWER SUPPLY로 모터를 구동하여, 플랩운동을 통해 횡동요를 개선하는 양력을 발생시킨다.

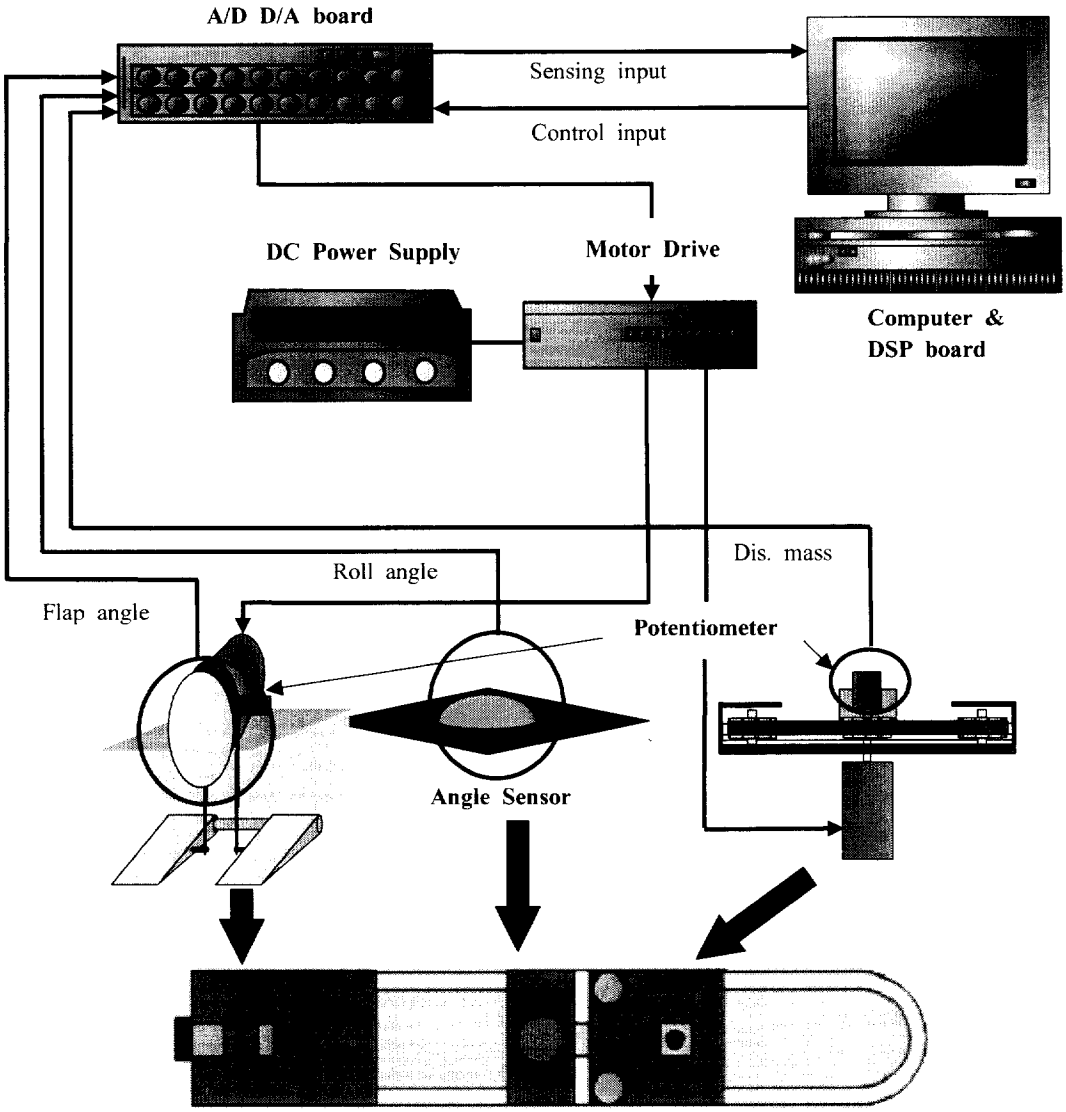
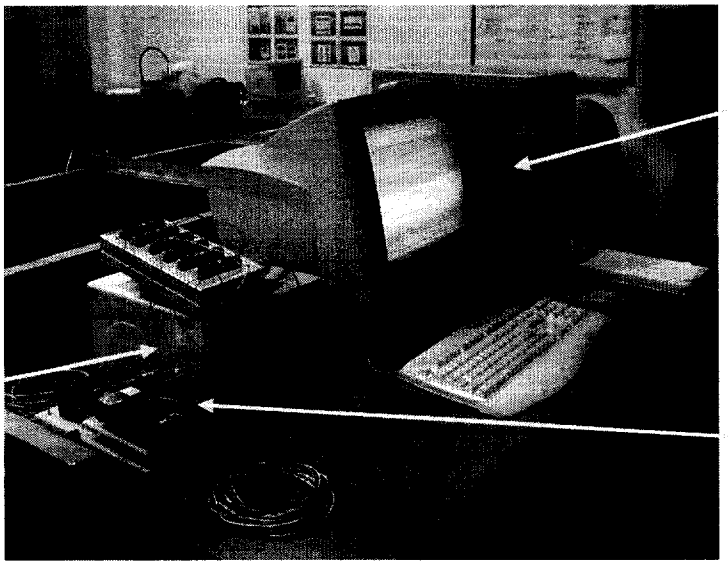


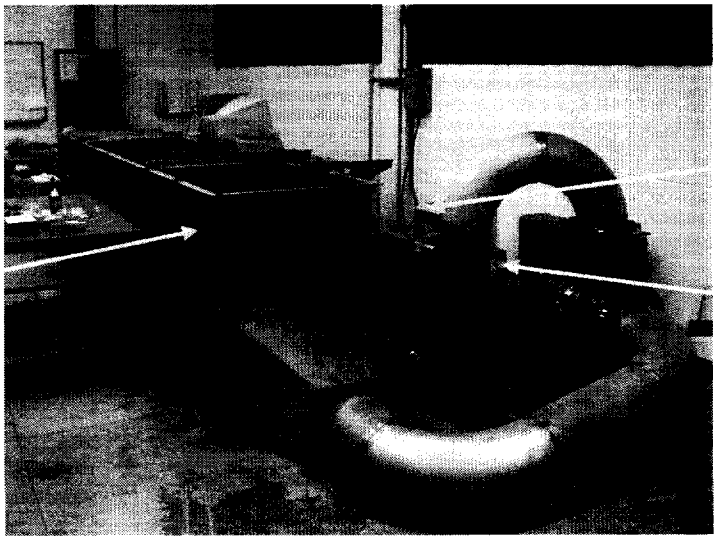
Fig. 24 Schematic diagram of an anti-rolling system

Fig. 25는 각 장치들의 실제사진이다. (a)사진은 모터를 구동하는 장치들이고, (b)사진은 회류수조(flowing round cistern)이다. 인버터를 통해 모터 및 펌프에 인가되는 주파수를 다르게 함으로써 회류하는 유체의 속도를 변화시켰으며, 이는

고정된 모형선의 속력을 변화한 것과 같으므로 여러 선속에서의 실험을 가능하게 하였다.



(a)



(b)

Fig. 25 Photographs of experiment devices

Fig. 26과 Fig. 27은 각각 액추에이터부와 가동 질량체의 실제사진이다.

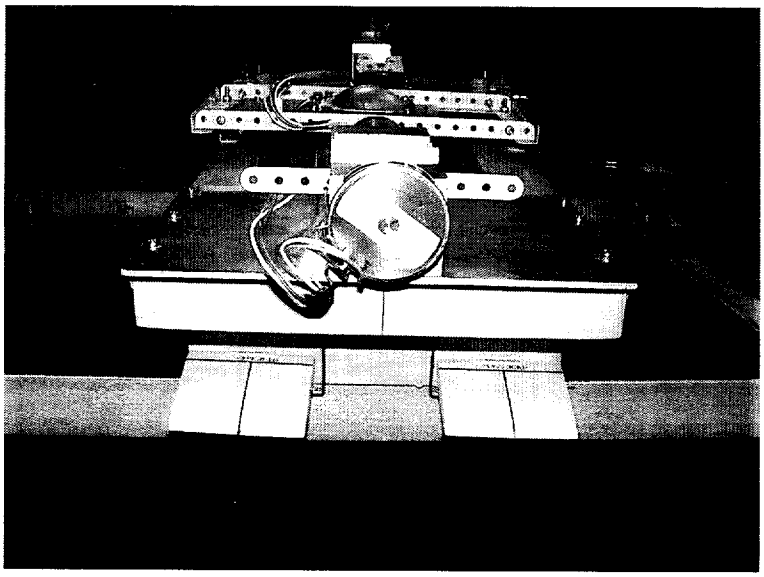


Fig. 26 Photograph of actuator system

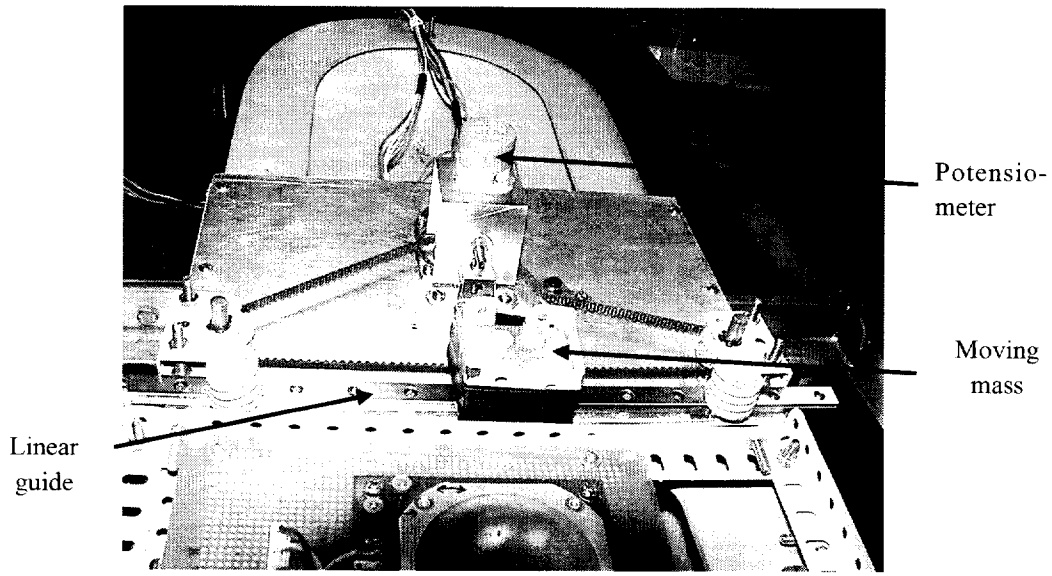


Fig. 27 Photograph of disturbance generation system

4.3 실험결과

실험방법에 대해 기술하면 다음과 같다. 댐퍼 질량체의 왕복운동으로 선체가 흔들리게 되면 선체기울기 정도가 경사센서를 통해 계측되고 이 신호는 입·출력 신호 처리기를 통해 컴퓨터로 입력되어 적절한 제어출력을 계산하는데 이용된다. 이때 플랩의 익각 변화는 변위측정기(potentiometer)를 통해 계측 되고 이 신호 역시 효율적 제어를 위한 제어 신호 계산을 위해 이용된다.

본 연구에서는 Fig. 23과 같이 선박에 대한 횡동요 억제 시스템의 축소모델을 제작하여 모델링을 행하였다. 또한 Fig. 26과 Fig. 27의 사진과 같이 플랩 구동부와 외란을 인가하는 가동 질량체를 구성하였다.

외란에 대해 강인한 제어기를 설계하여 실험을 수행하였으며, 외부적 요인인 가동 질량체에 의해 발생되는 선박의 횡동요를 어떻게 억제되는지 그 실험결과를 다음과 같이 정리한다.

[실험 결과1] Initial 응답(ship speed : 0.447[m/s]) :

Fig. 28은 선속이 0.447[m/s]일 때의 플랩에 의한 선체의 횡동요 각을 나태내고 있다. (a)는 제어입력에 따른 플랩의 운동을 나타내고, (b)는 그 때의 선박의 횡동요 각을 나태내고 있다. 초기에서 50초간은 제어신호가 인가되지 않았을 때이며, 이후 제어신호가 인가되어 플랩이 상하운동으로 선박의 횡동요가 저감되었음을 알 수 있다.

[실험 결과2] Initial 응답(ship speed : 0.552[m/s]) :

Fig. 29는 선속이 0.552[m/s]일 때의 플랩에 의한 선체의 횡동요 각을 나태내고 있다. (a)는 제어입력에 따른 플랩의 운동을 나타내고, (b)는 그 때의 선박의 횡동요 각을 나태내고 있다. 이 역시 초기에서 50초간은 제어신호가 인가되지 않았을 때이며, 이후 제어신호가 인가되어 플랩이 상하운동으로 선박의

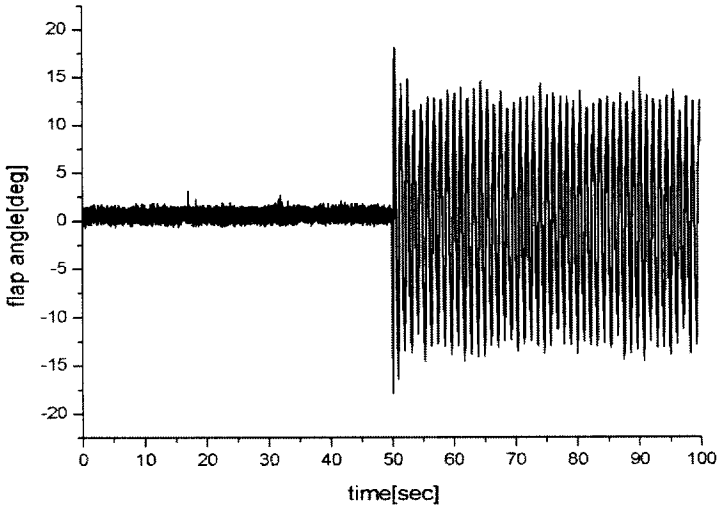
횡동요가 저감되었음을 알 수 있다. 또한, 선속에 따른 선체에 미치는 플랩의 영향을 확인 할 수 있다. 즉, 선박의 속력이 빠를수록 플랩에 의해 발생하는 양력은 선체에 더 큰 영향을 줄 수 있다.

[실험 결과3] Initial 응답(ship speed : 0.518[m/s]) :

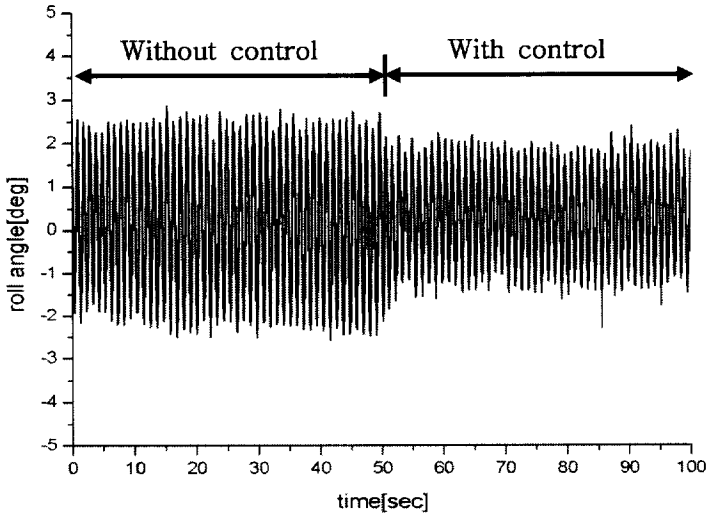
Fig. 30은 선속이 0.518[m/s]일 때의 플랩에 의한 선체의 횡동요 각을 나태내고 있다. (a)는 제어입력에 따른 플랩의 운동을 나타내고, (b)는 그 때의 선박의 횡동요 각을 나태내고 있다. 제어신호가 인가됨과 되지 않음을 반복적으로 행하였다. 이 역시, 제어신호가 인가되지 않았을 때와 제어신호가 인가되었을 때의 선박의 횡동요를 관찰할 수 있었다.

실험결과를 앞의 시뮬레이션과 비교하였을 때, 정확하게 일치 하지는 않았다. 이는 실험에서 협소한 회류수조 공간에 따른 반파(회류수조 벽에 의한)발생 및 그 영향과 실험을 수행한 장소의 열악한 조건에 따른 것으로 사료된다.

그러나, 본 논문에서 고려하고 있는 장치가 파와 같은 간헐적인 외란에 의해 발생되는 선체 흔들림을 효과적으로 억제할 수 있음을 확인할 수 있다.

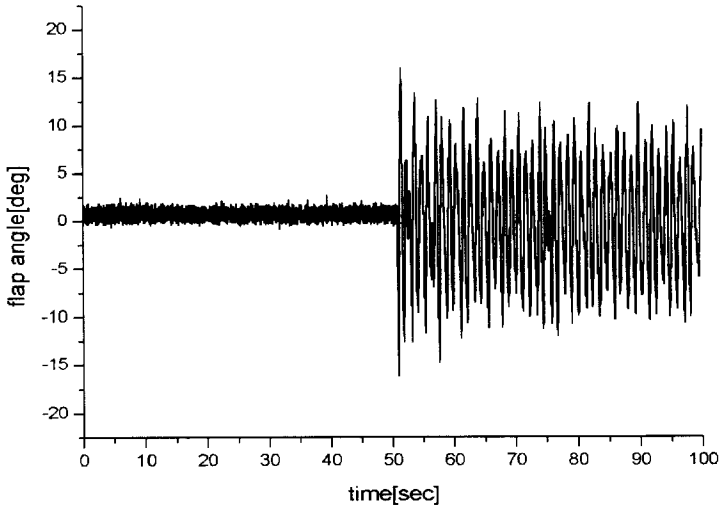


(a) Flap angle transition

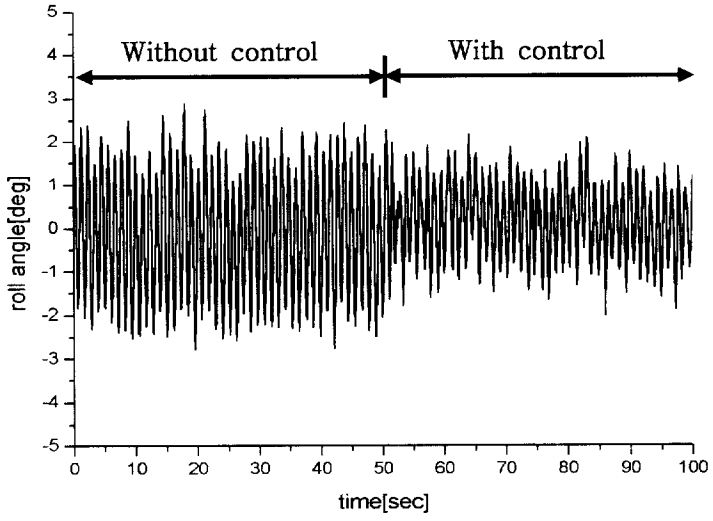


(b) Roll angle

Fig. 28 Roll angle responses to the flap angle transition (ship speed : 0.447[m/s])

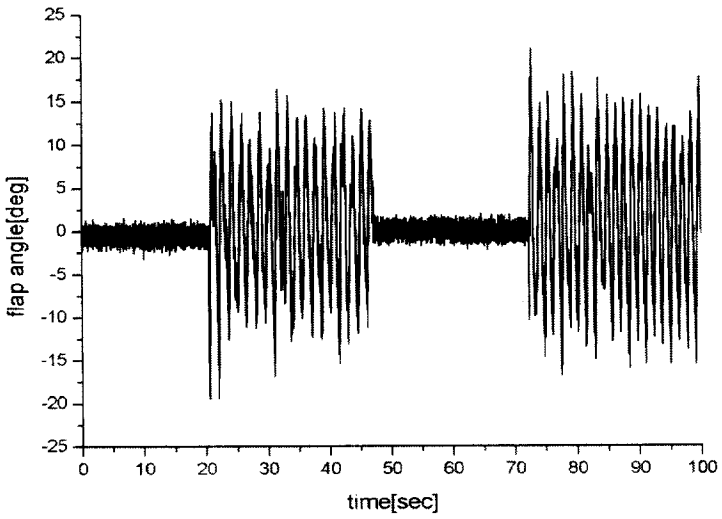


(a) Flap angle transition

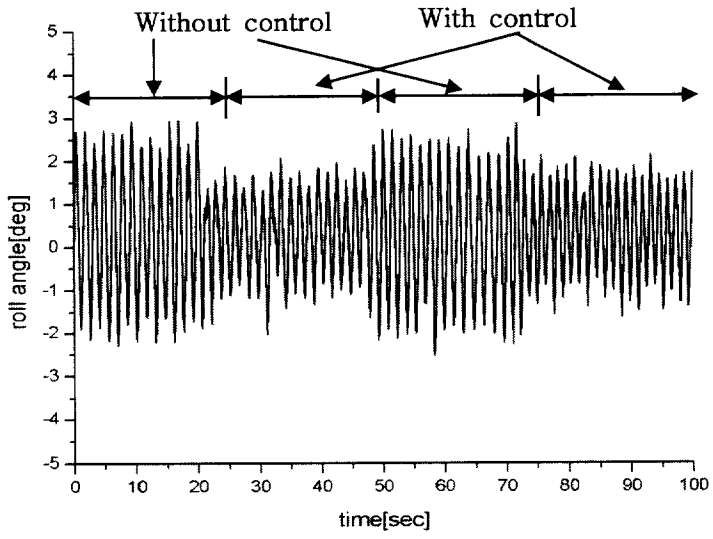


(b) Roll angle

Fig. 29 Roll angle responses to the flap angle transition (ship speed : 0.552[m/s])



(a) Flap angle transition



(b) Roll angle

Fig. 30 Roll angle responses to the flap angle transition (ship speed : 0.518[m/s])

제 5 장 결론

본 연구에서는 선박의 횡동요를 저감하여 선체의 운항능력과 안정성, 승선자의 거주성과 작업능률을 향상시키기 위해 종래의 횡동요 방지 장치의 문제점을 개선하고 횡동요 제어성능을 향상 시킬 수 있는 새로운 장치를 개발하였다.

본 논문에서 얻어진 성과는 다음과 같다.

1. 기존의 횡동요 제어장치의 문제점들을 선미에 플랩을 설치하는 방식으로 해결하였다. 즉, Fin-Stabilizer의 경우, 장치의 특성상 항구접안과 어로작업을 곤란하게 한다. 그리고 Rudder Roll Stabilizer는 하나의 Rudder로 선박의 선수각 제어와 횡동요 억제라는 두 가지 목적을 동시에 수행해야하는 어려움이 있다. 그 외 추가장치의 설치에 따른 선박 외부저항의 증가문제도 선미에 Flap을 설치하는 방법을 이용함으로써 최소화 하였다.
2. 선박의 복잡한 구조를 간단한 수학적 모델링으로 표현하여 나타내었지만, 강인제어 기법을 이용하여 제어기를 설계함으로써 적절한 제어를 수행할 수 있었고, 만족할만한 결과를 얻을 수 있었다.
3. 시뮬레이션 결과와 실험결과를 통해 선박의 주행속도에 따른 횡동요 억제 성능관계 및 외란의 주파수 특성에 대한 제어성능과의 관계를 확인 하였다. 이러한 결과를 이용하면 실선적용시의 문제점을 사전파악하고 시스템의 제어성능 및 횡동요 억제 성능을 향상시킬 수 있을 것으로 사료된다.

본 논문에서 고안한 선박의 횡동요 방지장치는 기존의 장치와는 다른 새로운 방식의 장치이다. 실험과 시뮬레이션을 통해 얻은 정보와 유효한 특성을 고려하여 액추에이터를 개선하고 플랩의 형상이나 크기 등을 고려한 많은 연구가 진행된다면 선박의 운항능력 및 공간 활용을 최적으로 하여 횡동요 억제 성능을 향상 시킬 수 있는 장치개발이 가능할 것으로 사료된다.

참고문헌

1. A. Christensen and M. Blanke, "A Linearized State-space Model in Steering and Roll of a High-speed Container Ship", Technical Report 86-D-574, Servolaboratoriet, Technical University of Denmark, 1986
2. K. Tanida, "Active Vibration Absorber", Techno Marine, No. 707, pp. 283~290, 1988
3. K. Mibasi, "Vibration Absorber for Marine Machinery", Mitsui Zosen Giho, No. 138, pp. 33~40, 1989
4. S. Yamaguchi and A. Shinkai, "On Activating and Optimizing Procedures of a Fluid Tank System for Ship Stabilization", Journal of the SNAJ, No. 171, pp. 125~131, 1991
5. F. H. Sellars and J. P. Mortin, "Selection and Evaluation of Ship Roll Stabilization Systems", Marine Technology, Vol. 29, No. 2, pp. 84~101, 1992
6. K. Otaka, "The Research Trends of Ship Vibration", Techno Marine, No. 764, pp. 127~130, 1993
7. Y. Koike, "Study and At-sea Experiment on Actively Controlled Anti-Rolling System", Journal of the SNAJ, No. 174, pp. 137~143, 1994
8. K. Tanida, "The Applications of the Active Vibration Control for the Super Structure", Techno Marine, No 777, pp. 62~67, 1994
9. Thor. I. Fossen, "Guidance and Control of Ocean Vehicles", John Wiley and Sons Ltd, 1994
10. Y. Koike, "Application of Hybrid Anti-Rolling System to Actual Ship", Technical Reviews of IHI, Vol. 35, No. 6, pp. 395~399, 1995
11. 대한조선학회, "조선해양공학개론", 동명사, 1995

12. 김종식, "선형제어시스템 공학", 청문각, 1997

13. J. W. Helton and O. Merino, "Classical Control Using H_∞ Methods", Society for Industrial and Applied Mathematics, 1998

14. 김영복, 변정환, 양주호, "선체 횡동요 방지 장치 개발을 위한 실험적 연구", 한국해양공학회지, 제39호, pp. 43~48, 2000

15. Thor I. Fossen, "Marine Control System", Marine Cybernetics AS, Trondheim, 2002

16. 김영복, 채규훈, "선박 주행속도변화를 고려한 Rudder-Roll Stabilization System 설계에 관한 연구", 제어·자동화·시스템공학 논문지, 8권, 5호, pp. 363~372, 2002

17. 문석준, "선박의 횡동요 저감장치를 위한 제어로직 설계", 한국소음진동공학회 2003년도 춘계학술대회 논문집, pp. 725~731, 2003

18. Y.B. Kim, "A Study on System Identification and Anti-Rolling System Design for a Ship with the Flaps", Proceedings of the SICE 2003, pp. 318~323, 2003

19. 김영복, 채규훈, 강귀봉, 강영복, "선미측 Flap에 의한 선박의 횡동요 제어에 관한 연구", 한국동력기계공학회 2003년도 춘계학술대회 논문집, pp. 108~113, 2003

20. 권욱현 외 3인, "제어시스템 공학", 청문각, 2003

21. J. M. Cruz, J. Aranda, J. M. Giron-Sierra, F. Velasco, S. Esteban, J. M. Diaz, and B. Andres-Toro, "Improving the Comfort of a Fast Ferry", IEEE Control System Magazine April 2004, pp. 47~60, 2004

22. 김영복, 강귀봉, 정황훈, "Control System Design and Performance Evaluation of Anti-Rolling Flap", 한국동력기계공학회 2004년도 춘계학술대회 논문집, pp. 194~119, 2004

감사의 글

본 논문이 완성되기까지 열과 성을 다하여 지도해 주시고, 학문의 길로 인도하여 주신 존경하는 김영복 교수님의 은혜에 머리 숙여 깊은 감사를 드립니다.

아울러 바쁘신 와중에도 아낌없는 지도와 조언으로 좋은 논문이 될 수 있도록 미흡한 점을 바로잡아 주신 문덕홍 교수님, 장지성 교수님께 감사를 드립니다.

또한, 학부와 석사과정 동안 많은 가르침을 주신 안수길 교수님, 김시영 교수님, 고상위 교수님, 양주호 교수님, 한규일 교수님, 고대권 교수님, 최명수 교수님께 감사를 드립니다.

항상 친절하게 많은 도움과 용기를 준 강화중 선배님, 조규학 선배님, 김영완 선배님, 정하용 선배님, 조민수 선배님, 정석호 선배님, 설종구 선배님, 정황훈, 최영근, 김경원, 진의봉, 지상원에게 감사를 드립니다. 그리고, 같은 실험실에게 땀 흘리며 실험을 도와줬던 오원석, 정정순, 모대영에게 감사드리며, 실험실의 모든 후배님들에게 감사 드립니다.

지난 2년간의 대학원 생활이 저의 인생에 큰 도움과 길을 밝혀 주는 계기가 될 것으로 생각합니다. 그 동안 많은 분들과 만나고 함께 가졌던 시간들이 무척 소중히 여겨집니다. 앞으로도 많은 격려와 지도를 부탁드리며, 더욱 노력할 것을 약속드립니다.

끝으로, 지금까지 올바른 길로 이끌어 주시고, 사랑과 정성으로 학업에 전념할 수 있도록 해주신 부모님, 동생, 따스한 애정으로 격려해 준 그녀, 그리고 내가 아는 모든 분들과 이 작은 결실을 함께 하고자 합니다.

2004년 1월 11일 강귀봉 올림