

해양파에 의해 발생하는 선박 횡동요 감소를 위한 Fin Stabilizer 제어기 구성

조철주*, 임계영**

한국산업기술대학교 에너지대학원 전기공학과*, 한국산업기술대학교 에너지전기공학과 교수**

A Digital Fin Stabilizer Controller Design for Reduction of Ship Rolling in Waves

Cheol-Joo Cho*, Kye-Young Lim**

Electrical Engineering, Graduate School of Energy, Korea Polytechnic University*,
Professor, Energy and Electrical Engineering, Korea Polytechnic University**

Abstract - 항해 중인 선박에 가장 영향을 미치는 것은 해양파이다. 해양파는 주로 바람에 의해서 생성이 되며 지역적으로 바람의 세기와 방향이 다르기 때문에 파의 높이와 파의 길이가 정해져 있지 않은 불규칙파가 발생한다. 선박에 미치는 해양파의 힘에 따라 횡동요의 크기 및 주기가 달라진다. 해양파의 힘의 크기가 선박의 복원력보다 크게 되면 선박은 전복이 된다. 이런 이유로 선박 운동을 인위적으로 억제하기 위하여 Fin Stabilizer를 사용하게 되었다. Fin Stabilizer는 짧은 시간에 동작하여 선박의 안전을 향상시킬 수 있으며, 운행 효율을 높일 수 있기 때문에 최근 들어 널리 사용되고 있는 방법이다.

본 논문에서는 해양파의 힘이 선박에 영향을 미칠 때의 횡요각 변화를 관찰하고 설계한 제어기의 성능정도를 위한 Simulation을 수행하였다. Simulation 결과를 토대로 Fin Stabilizer를 제어하기 위한 Digital 제어기를 구성하였다.

1. 서 론

수년전부터 해양파의 영향에 따른 선박 횡동요 감소에 대한 연구가 지속되어져 왔다. Abkowitz 와 Källström은 선박 모델의 계수에 대한 다른 접근 방법을 제시하였고, Son, Namoto에 의해 본격적으로 횡동요를 발생하는 힘을 포함하였다. 그이후로 많은 연구가 진행되어 왔으며, Taylan에 의해 선박의 비선형 마찰 점성계수, 스프링 상수를 증명하였고 선박의 횡동요의 주기 및 위상이 선박의 전복 현상에 큰영향을 미친다고 제시하였다.[1],[2] ISENJANOVIC는 해양파의 모멘트에 대한 식을 정리하였고 [3][4], 현재는 기존 선행되었던 연구 결과들을 토대로 선박의 횡동요 감소에 가장 적절한 제어기를 설계하는데 초점이 맞추어져 있다.[5],[6],[7]

2. 본 론

2.1 System Modeling

2.1.1 해양파의 운동 방정식

운행 중인 선박은 해양파의 영향을 받으며, 그에 따른 횡동요가 발생한다. 해양파가 발생하는 힘은 다음의 식과 같다.

$$\tau_W = J_S \cdot \alpha_0 \cdot \omega_0^2 \cdot \pi \cdot (h/\lambda) \cdot \cos(\omega t) \quad (1)$$

속도 V_S 로 전진하는 선박에 미치는 해양파의 운동방정식은 식(2)로 나타낼 수 있다.

$$\tau_W = J_S \cdot \alpha_0 \cdot \omega_0^2 \cdot \pi \cdot (h/\lambda) \cdot \sin\chi \cdot \cos(\omega_e t) \quad (2)$$

J_S 는 선박의 관성 모멘트이고, α_0 는 effective wave slope coefficients로 본 논문에서는 $\alpha_0=0.7259$ 로 한다[3]. ω_0 는 initial roll frequency, h 는 wave height, λ 는 wave length, ω_e 는 선박과 해양파가 만나는 주파수(encounter frequency), χ 는 파도와 선박이 만나는 각도(heading angle)이다.

ω_e 는 해양파의 주파수(ω), 선박 속도(V_S), heading angle(χ)에 의해 구할 수 있다.

$$\omega_e = \omega - \frac{\omega^2 V_S}{g} \cdot \cos\chi \quad (3)$$

해상에서 발생하는 파도는 바람과 같은 외부 환경에 의해 불규칙하게 발생한다. 이렇게 생성되는 불규칙파는 규칙파의 합으로 나타낼 수 있다. 규칙파의 식(2)을 변형하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\tau_W = J_S \cdot \alpha_0 \cdot \omega_0^2 \cdot \pi \cdot \sin\chi \cdot \sum_{n=1}^N (h_n/\lambda_n) \cdot \cos(\omega_e t + \epsilon_n) \quad (4)$$

ϵ_n 는 random phase angle로 $0 \sim 2\pi$ 의 범위를 갖고, n 는 index of wave component이다.

본 논문에서는 규칙파의 식(2)를 해양파에 의한 외력으로 가정하고 block diagram을 구성하였다.

2.1.2 Fin Stabilizer의 운동 방정식

Fin Stabilizer의 운동 방정식은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\tau_F = J_F \cdot \ddot{\theta} + B_F \cdot \dot{\theta} + K_F \cdot \theta + \tau_{F_e} \quad (5)$$

식(5)는 전형적인 횡운동 방정식으로 J_F 는 Fin Stabilizer의 관성모멘트로 Fin Stabilizer를 회전시키는 drive unit J_{F1} 과 fin blade J_{F2} 의 합으로 나타낼 수 있다.

$$J_F = J_{F1} + J_{F2} \quad (6)$$

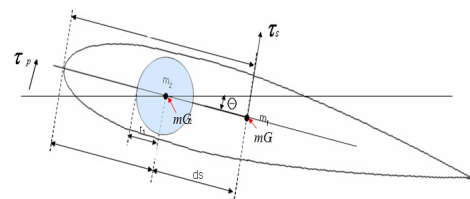
B_F 는 마찰점성계수로 바닷물의 점성에 의한 마찰과 Fin Stabilizer의 면적에 의한 마찰을 고려하여 대입할 수 있다. K_F 는 스프링 상수로 위 식에서는 영향을 미치지 않는다($K_F=0$). θ 는 Fin Stabilizer의 각도이다.

선박이 운행할 때, 해양파가 Fin Stabilizer에 미치는 힘(Fin Stabilizer의 움직임을 방해하는 힘)은 다음의 식(7)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\tau_{F_e} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot V^2 \cdot C_L \cdot ds \cdot 2 \quad (7)$$

τ_{F_e} 는 Fin Stabilizer가 θ 의 각도로 움직이려고 할때, 해양파가 Fin Stabilizer에 미치는 힘으로, C_L 는 lift 계수, A 는 Fin의 면적, ρ 는 유체의 밀도, V 는 유체가 흐르는 상대속도(횡운동에서는 선박의 속도와 동일 $V \approx V_S$)이다. C_L 는 Fin의 각도에 따라 변화하는 값이며, $C_L = 2 \cdot \sin\theta$ 로 나타낼 수 있다. ds 는 Fin Stabilizer의 무게중심에서 Fin Stabilizer의 회전 중심까지의 거리이다.

<그림 1>은 Fin Stabilizer의 파라미터를 나타내고 있다.



- m_1 : Fin의 무게
- m_2 : Fin Drive
- r_1 : Fin Drive 반지름
- m_{G_2} : Fin의 회전 중심
- ds : 회전 중심에서 Fin 무게 중심까지의 거리
- θ : Fin 회전 각도
- m_{G_1} : Fin의 무게 중심

<그림 1> Fin Stabilizer Parameter

2.1.3 선박의 운동 방정식

선박의 일반적인 횡동요 방정식은 식(8)과 같다.

$$\tau_S = J_S \cdot \ddot{\phi} + B_S \cdot \dot{\phi} + K_S \cdot \phi + \tau_{ext} \quad (8)$$

J_S 는 선박의 관성모멘트이고 B_S 는 마찰점성계수로 바닷물의 점성에 의한 마찰과 선박의 면적에 의한 마찰을 고려하여 대

입한다. K_S 는 스피어링 상수로 선박의 복원력을 의미하며 ϕ 는 선박의 횡요각이다.

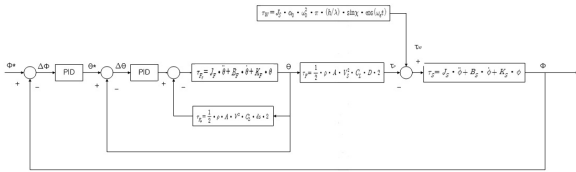
선박이 전진할 때, 해양파의 영향을 받은 Fin Stabilizer가 선박에 미치는 힘을 식(9)에 나타내었다.

$$\tau_F = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot V^2 \cdot C_L \cdot D \cdot 2 \quad (9)$$

여기에서, τ_F 는 Fin Stabilizer에 의하여 선박에 작용하는 힘으로, C_L 는 lift 계수, A는 Fin의 면적, ρ 는 유체의 밀도, V는 유체가 흐르는 상대속도이다. C_L 는 Fin의 각도에 따라 변화하는 값이며, $C_L = 2 \cdot \sin\theta$ 로 나타낼 수 있다. D는 선박의 무게중심에서 Fin Stabilizer까지의 거리이다. [1],[7]

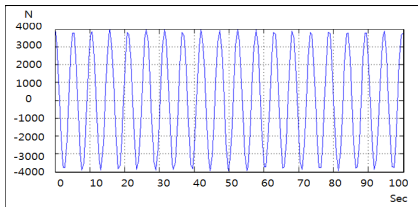
2.2 Simulation

2.1에서 구한 운동방정식을 이용하여 block diagram을 구성하였다.



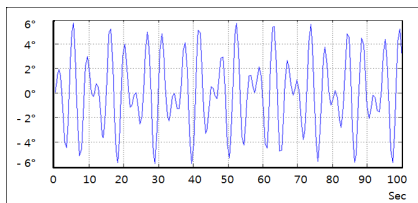
<그림 2> Block Diagram of Total System

구성된 block diagram에 2.1.1의 식(2)를 바탕으로 구성된 <그림 3>의 외력(τ_W)을 인가하여 Simulation을 실행하였다.

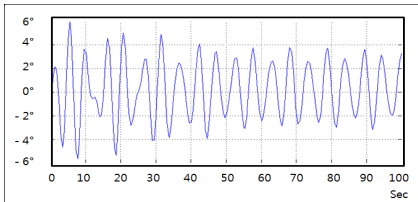


<그림 3> Wave Excitation

Simulation 결과, PID 제어가 작동이 된 선박의 횡요각은 30초 후에 기존 횡요각에 비하여 1/3배정도 감소됨을 보였다. <그림 4>는 PID 제어 없이 외란의 영향을 받은 선박의 횡요각이고, <그림 5>는 PID 제어가 동작한 상태에서의 선박의 횡요각을 나타낸다.



<그림 4> Roll Angle of Ship without PID



<그림 5> Roll Angle of Ship with PID

2.3 Digital 제어기 구성

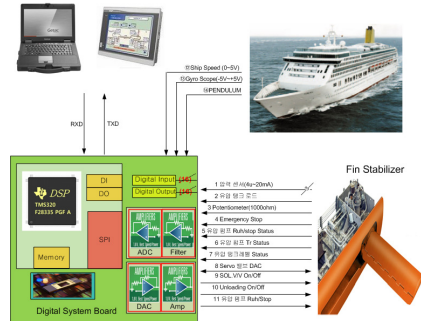
Fin Stabilizer를 구동하기 위한 Digital 제어기는 DSP를 기반으로 하는 Core Board와 Input/Output, Network, A/D 및 D/A Conversion 회로를 포함하는 Base Board로 구성된다.

Core Board는 TI사의 TMS320F28335를 Standard로 구성하여, 각종 센서의 Analog Input Data를 받아들여 선박과 Fin Stabilizer의 각도(ϕ, θ)에 관한 Error 값을 계산하고 PID 제어기의 연산을 수행한다. SDRAM, Flash Memory를 가지며, SPI와 JTAG를 통하여 외부와 교신이 가능하다.

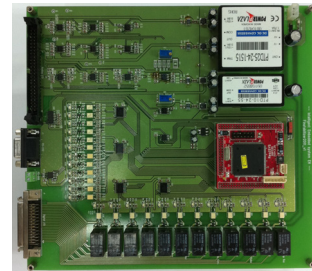
Base Board는 Analog Data를 받아들이는 Pre-Amp와 Analog

필터회로를 통하여 Digital 신호로 변환하는 A/D Converter와 Core Board로부터 계산된 PID 출력 값을 출력할 수 있는 D/A Converter를 포함한다. A/D Converter로 입력되는 아날로그 값은 함속도 센서(V_S), Potentiometer(θ), RateGyro($\dot{\phi}$), Pendulum(ϕ), 압력센서, 유압유 온도센서 등이다. D/A Converter의 출력은 증폭 회로를 통하여 -10~+10V의 레벨로 변환하여 출력하게 된다. 16채널의 Digital I/O를 통하여 유압 계통의 작동을 RUN/STOP할 수 있고 시스템의 이상 유무 상태를 관찰할 수 있다. 또한 비상정지 기능을 통하여 Fin Stabilizer의 이상 동작에 대하여 STOP이 가능하다. 외부의 PC, 또는 Monitoring 장치와의 통신은 Serial 통신을 이용하여 이루어진다.

<그림 7>은 위의 내용을 토대로 제작한 Digital제어기이다.



<그림 6> Block Diagram of Digital Controller



<그림 7> Digital Controller

3. 결 론

항해중인 선박이 받는 외력에 대하여 Fin Stabilizer를 제어할 때, PID 제어 알고리즘을 적용한 제어기의 횡요각이 제어기가 없는 경우의 횡요각보다 1/3 감소되었다. Simulation시에 적용한 parameter 중에 Fin Stabilizer의 크기를 크게하면 횡요각의 감쇠율을 더욱 높일 수 있었다. 이런 이유로 선박 설계 전문가의 조언을 토대로 parameter를 실제와 비슷하게 조정할 계획이다. 향후에 지속적으로 본 논문에서 구성한 Digital 제어기를 이용하여 PID제어 알고리즘을 직접 적용할 계획에 있다.

[참 고 문 헌]

- [1] R.A.Ibrahim, I.M.Grace, "Modeling of Ship Roll Dynamics and Its Coupling with Heave and Pitch", Mathematical Problems in Engineering, Vol. 2010, pp.32, 2010
- [2] Giorgio Contento, "On the Effectiveness of Constant Coefficients Roll Motion Equation", Ocean Engng, Vol. 23, pp. 597-618, 1996
- [3] I.SENJANOVIC, J.PARUNOV."Safety Analysis of Ship Rolling in Rough Sea", Chaos, Solitons & Fractals, Vol. 8, pp. 659-680, 1997
- [4] I.SENJANOVIC, Y.FAN, "Numerical Simulation of Ship Capsizing in Irregular Waves", Chaos, Solitons & Fractals, Vol. 5, pp. 727-737, 1995
- [5] N.A.Hickey, M.A.Johnson, "PID Controller Optimisation for Fin Roll Stabilisation", International Conference in Control Applications(1999 IEEE), 1999
- [6] Liu Sheng, Sun Jingchuan, Chen Shengzhong, "ship's Fin Stabilizer H^∞ Control Under sea Wave Disturbance", Canadian Conference on Electrical and Computer Engineering (1999 IEEE), 1999
- [7] 임계영, 박정욱, "선박용 Fin Stabilizer제어를 위한 모의시험 장치", CASS 2007, pp 645-648, 2007