

## 비집중 적응제어기법을 이용한 복합지지 초고선의 자세제어 Attitude Control of a Hydrofoil type catamaran using Decentralized Adaptive Control technique

° 김병연\*, 이경중\*\*, 유준\*\*\*

\* 한국기계연구원 선박·해양공학연구센터 (Tel: 042-868-7670; Fax: 868-7274)

\*\*한라중공업 (Tel: 02-644-8301 Ext. 230)

\*\*\*충남대학교 전자공학과 (Tel: 042-821-5669; Fax: 823-5436)

**Abstract** Attitude Control System for a Hydrofoil type catamaran in wave is designed using a Decentralized Adaptive Control technique which is announced already by authors. This automatic attitude control system is designed for its good seaworthiness and for robustness on the variation of center of gravity. The performance is compared with a PID controller and the results show that the Decentralized Adaptive controller has better stability on the variation of the center of gravity.

**Keyword** Decentralized Adaptive Control, Attitude control

### 1. 서론

21세기에는 고속수송을 요하는 화물의 증가가 예상되고 있다. 그러나 기존의 공항시설이나 육지내 철도 및 도로수송망의 확충에는 한계가 있으므로 새로운 고속 화물수송체계가 불가피할 것으로 예상된다. 이에 따라 21세기 해상교통수단으로 고속 화물선의 등장이 예측되므로 일본을 비롯한 선진각국이 고속선의 개발에 열을 올리고 있다.

초고속선은 크게 볼 때 공기부양형과 수중익형으로 개발되고 있는데, 개발에 있어 4대 핵심기술은 초고속 복합지지 선형기술, 대출력 추진장치 기술, 고강도 경량화 선체구조 기술 그리고 고속 항해시 파도에 의한 내항성 약화와 선속 저하를 해결하는 선체 자세 제어 기술이다.

본 논문에서는 수중익형 초고속 쌍동선의 운항자세를 제어하기 위하여 비집중 적응제어기를 적용하였다. 운항상태에서 이 고속선은 수중체에 의한 부력과 수중 제어판에 의한 양력으로 일정량 부상하도록 설계되었으며, 수중 제어판은 수중체의 선속 선미에 부착되어있어 고속선의 횡동요와 종동요를 안정화시키는 역할을 하고 있다. 본 논문에서는 비집중 적응제어기의 간단한 적용례로서 부상과 종동요 안정화 문제를 다루었다.

### 2. 비집중 적응제어기

이용된 비집중 적응제어기의 제어대상은 다음과 같이 N개의 부시스템이 상호 연결된 연속시간 시스템이다.

$$\begin{aligned} \dot{x}_i &= A_i x_i + b_i u_i + d_i + \sum_{j=1}^N A_{ij} x_j \\ y_i &= c_i^T x_i \quad i=1, 2, \dots, N \end{aligned} \quad (1)$$

여기서  $x_i \in R^m$ ,  $u_i \in R$ ,  $y_i \in R$ ,  $d_i \in R^m$  는 각각  $i$  번째 부시스템의 상태벡터, 제어입력, 출력, 유한한 외란 벡터를 나타내고  $A_i$ ,  $A_{ij}$ ,  $b_i$ ,  $c_i$  는 적절한 차원의 행렬 또는 벡터로서  $A_{ij}$  는  $i$  번째와  $j$  번째의 부시스템들 사이의 상호연결 형태를 나타낸다. 상호간섭과 외란이 없는  $i$  번째 부시스템의 전달

함수는 다음과 같이 표현한다.

$$G_i(s) = \frac{y_i(s)}{u_i(s)} = k_i \frac{\beta_i(s)}{\alpha_i(s)} \quad (2)$$

여기서  $\alpha_i(s)$ 와  $\beta_i(s)$ 는 각각 차수가  $n_i, m_i$ 인  $s$ 의 다항식이며,  $k_i$ 는 고주파 상수이득이다.

시스템 (1)은 [3]의 적응제어기의 가정 조건 외에 다음과 같은 가정을 만족하여야 한다.

- i)  $u_i$ 와  $y_i$ 는  $i$ 번째 부시스템에서만 측정 가능하다.
- ii) 차원  $n_i$ 와  $m_i$ 는 정확히 알려져 있으며, 상대차수는 2이하이다.
- iii) 상호간섭은 출력채널을 통해서만 이루어진다. 즉,  $A_{ij} = a_{ij} c_j^T$  이다.

사용된 제어기는 모델 기준 비집중 적응제어기이므로 원하는 특성이 부여된 기준 모델의 전달함수를 다음과 같이 정의한다.

$$G_{iM}(s) = \frac{y_{iM}(s)}{r_i(s)} = k_{iM} \frac{\beta_{iM}(s)}{\alpha_{iM}(s)}, \quad i=1, 2, \dots, N \quad (3)$$

여기서  $\alpha_{iM}(s)$ 와  $\beta_{iM}(s)$ 는 각각 차수가  $n_i, m_i$ 인 안정한 다항식이고,  $k_{iM}$ 은 양의 상수이며  $r_i(s)$ 는 기준입력 신호이다. 적응제어기는 시스템의 상대차수에 따라 제어법칙을 달리하나 각 부시스템의 상태벡터는 다음의 상태변수 필터를 통해 발생된 보조신호들을 사용한다.

$$\begin{aligned} \dot{v}_i &= F_i v_i + h_i y_i \\ \dot{w}_i &= F_i w_i + h_i u_i \end{aligned} \quad (4)$$

여기서  $v_i, w_i$ 는  $(n_i-1)$ 차원의 보조신호벡터이고,  $(F_i, h_i)$ 는 제어 가능한 정규형(canonical-form)이며,  $F_i$ 는 안정한 행렬로서  $\det(sI - F_i)$ 가 기준모델의 분자  $\beta_{iM}(s)$ 를 인수(factor)로 갖도록 한다.

#### 2.1 상대차수가 1인 경우

이 경우에는 기준 모델의 전달함수가 SPR하게 선정될 수 있으므로 비집중 적응 제어기 (5)는 [3]에서 제시된 것과 유사한 형태를 갖는다.

$$u_i = \theta_i^T(t) \Psi_i - \rho_i(t) \varepsilon_i, \quad i=1, 2, \dots, N \quad (5)$$

여기서  $\theta_i(t)$ ,  $\rho_i(t)$ 는 조정변수들로서 다음의 적응법칙을 통하여 구해진다.

$$\begin{aligned}\dot{\theta}_i &= \Gamma_i(-\sigma_{i1}\theta_i - \varepsilon_i\Psi_i) \\ \dot{\rho}_i &= \gamma_i(-\sigma_{i2}\rho_i + \varepsilon_i^2)\end{aligned}\quad (6)$$

여기서  $\theta_i = [\theta_{i1} \ \theta_{i2} \ \theta_{i3} \ \theta_{i4}]^T$ ,  $\Psi_i = [y_i \ v_i^T \ w_i^T \ r_i]^T$ 이고  $\sigma_{i1}, \sigma_{i2}$ 는 양의 감쇄(decaying)상수,  $\Gamma_i$ 는 대칭정칙인 (SPD: Symmetric Positive Definite) 가중 행렬,  $\gamma_i$ 는 양의 가중치이다.

### 2.2 상대차수가 2인 경우

이 경우에는 기준모델의 전달함수를 SPR하게 선정하기가 불가능하기 때문에 제어기에는 다음과 같이 추가의 항목이 부가된다.

$$u_i = \theta_i^T \Psi_i + \theta_i^T \eta_i - \rho_i \varepsilon_i - \text{sgn}(\varepsilon_i) \dot{\rho}_i \xi_i, \quad (7)$$

$$i = 1, 2, \dots, N$$

여기서  $\theta_i$ 와  $\rho_i$ 는 다음의 적응법칙에 의해 구해진다.

$$\begin{aligned}\dot{\theta}_i &= \Gamma_i(-\sigma_{i1} - \varepsilon_i \eta_i) \\ \dot{\rho}_i &= \gamma_i(-\sigma_{i2}\rho_i + |\varepsilon_i| \xi_i) \\ \dot{\eta}_i &= -g_i \eta_i + \Psi_i \\ \dot{\xi}_i &= -g_i \xi_i + |\varepsilon_i|\end{aligned}\quad (8)$$

여기서  $g_i$ 는 임의의 양의 상수이고,  $|\cdot|$ 는 절대값을 의미하며, 식 (7)의  $\text{sgn}(\cdot)$ 는 부호함수를 의미한다.

이 제어기의 안정성 증명은 [4]에 잘 기술되어 있다.

## 3. 복합지지 초고속선의 자세제어

제어 대상인 이 고속 쌍동선은 자세 제어 측면에서 다음과 같은 특징을 갖는다.

1. 운항 중에는 수중체에 있는 날개에서 발생하는 양력에 의해 선체가 수면위로 떠오르게 된다. 그러므로 자세제어기는 운동을 안정화시키는 동작 외에 일정양의 Heave 변위를 일으키고 유지하여야 한다.
2. 부상을 위한 양력은 선미 제어판에서 얻는다. 부상상태에서 수중체에 의해 무게의 1/2에 해당하는 부력을 얻고, 선미 제어판에서 발생하는 양력에 의해 나머지 부력을 얻어 평형을 이루도록 설계되어 있다.
3. Pitch 운동은 선수 날개에 의해 얻어지는 양력에 의해 안정화되며, 제어기는 이 날개의 각도를 적절히 조정하여 Pitch 각이 일정한 각도가 되도록 유지 하여야 한다.

### 3.1 선체의 운동방정식

본 논문에서는 편의상 Heave 운동은 고정 좌표계를 사용하여 표현하였으며, Pitch 운동은 선체 좌표계를 사용하여 표현하였다. 선체에 고정된 운동좌표계에 대한 정의는 전진 방향을 x 방향, 수면에 수직인 수선의 위 방향을 z 방향 그리고 오른손 법칙에 따라 결정되는 y 방향으로 한다.

일정한 속도로 초고속선이 운항할 때의 모델로부터 식 (10)과 같은 Heave Pitch 연성의 2 자유도 선형 운동 방정식이 얻어진다. 이 식을 운동에 따라 분리하고, 각각의 운동식에 제어 판 구동장치의 동특성을 1차 시스템으로 표현하여 포함시킨다.

$$\begin{aligned}\dot{\delta}_{ii} &= -a_{\delta i} \delta_{ii} + u_i \\ \dot{\delta}_i &= a_{\delta i} \cdot \delta_{ii}\end{aligned}\quad (9)$$

여기서  $a_{\delta i} = \frac{1}{\tau_i}$ 이며,  $\tau_i$ 는 시정수이다.

$$\begin{bmatrix} m - Z_{\dot{w}} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_y - M_{\dot{q}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{w} \\ z \\ \dot{q} \\ \theta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_w & Z_z & Z_q & Z_\theta \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ M_w & M_z & M_q & M_\theta \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w \\ z \\ q \\ \theta \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} Z_{\delta b} & Z_{\delta s} \\ 0 & 0 \\ M_{\delta b} & M_{\delta s} \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_b \\ \delta_s \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} Z_0 \\ 0 \\ M_0 \\ 0 \end{bmatrix}\quad (10)$$

여기서 각 변수의 정의는 다음과 같다.

m : mass of ship      I<sub>y</sub> : inertia about y-axis  
z : Heave              w : Heave velocity  
θ : Pitch              q : Pitch velocity  
Z : vertical force      M : moment about y-axis  
δ<sub>b</sub> : 선수 제어판 각도    δ<sub>s</sub> : 선미 제어판 각도  
Z<sub>0</sub>, M<sub>0</sub> : 속도에 따라 변하는 정상힘, 모멘트

이러한 동특성을 갖는 제어판들은 선체 설계 시에 선수 제어판이 Pitch 운동에 지배적으로 작용하고 선미 제어판은 Heave 운동에 지배적으로 작용하도록 고려하였으므로, Heave 운동 시스템의 식에 제어판 구동장치의 동특성이 포함되도록 식을 고쳐 쓰면 다음과 같은 Heave 운동 시스템 모델이 구해진다.

$$\begin{bmatrix} (m - Z_{\dot{w}}) & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{w} \\ z \\ \delta_{us} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_w & Z_z & Z_{\delta s} \cdot a_{\delta s} \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -a_{\delta s} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w \\ z \\ \delta_{us} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} Z_q & Z_\theta & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q \\ \theta \\ \delta_{ub} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} u_s + \begin{bmatrix} Z_0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}\quad (11)$$

이 식을 비집중 제어모델 형태로 고쳐 쓰면 다음과 같은 Heave 운동 시스템의 비집중 적응제어 모델을 얻는다.

$$\dot{x}_H = A_H x_H + A_{HP} x_P + b_H u_s + d_H\quad (12)$$

이제, 앞에서 Heave 운동 시스템의 비집중 적응제어 모델을 구한 과정과 동일한 과정을 거쳐 다음과 같은 Pitch 운동 시스템의 비집중 적응제어 모델을 구한다.

$$\begin{bmatrix} (I_y - M_{\dot{q}}) & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q} \\ \theta \\ \delta_{ub} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_q & M_\theta & M_{\delta b} \cdot a_{\delta b} \\ 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -a_{\delta b} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q \\ \theta \\ \delta_{ub} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} M_w & M_z & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w \\ z \\ \delta_{us} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} u_b + \begin{bmatrix} M_0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}\quad (13)$$

이제 시스템의 출력은 선체가 받을 파도에 의한 운동을 안정화시키는 관점에서 다음과 같이 변위 및 속도의 조합으로 Heave 운동과 Pitch운동 각각에 대해 출력 행렬을 정한다.

$$\begin{aligned}c_H^T &= [c_{H1} \ c_{H2} \ 0] \\ c_P^T &= [c_{P1} \ c_{P2} \ 0]\end{aligned}$$

이들 행렬의 원소 값을 Heave 운동의 경우에는  $M_w$ 와  $M_z$ 의 비율로 결정하고 Pitch 운동의 경우에는  $Z_q$ 와  $Z_\theta$ 의 비율로 결정하여 전달함수를 구하면 다음과 같이 시스템의 차수가 3차이고 상대 차수는 2차인 시스템이 얻어진다.

$$G_H(s) = \frac{z_H(s)}{p_H(s)} = \frac{z_1 s + z_2}{s^3 + p_1 s^2 + p_2 s^2 + p_3}\quad (14)$$

여기서 각 계수는 다음과 같다.

$$\begin{aligned}z_1 &= c_{H1} \bar{Z}_{\delta s} a_{\delta s} \\ z_2 &= c_{H2} \bar{Z}_{\delta s} a_{\delta s}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned} p_1 &= (a_{\delta s} - Z_u) \\ p_2 &= -(\overline{Z}_u a_{\delta s} + \overline{Z}_z) \\ p_3 &= -\overline{Z}_z a_{\delta s} \end{aligned}$$

또한 Pitch 운동 시스템의 경우, 각 계수는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} z_1 &= c_{P1} \overline{M}_{\delta b} a_{\delta b} \\ z_2 &= c_{P2} \overline{M}_{\delta b} a_{\delta b} \\ p_1 &= (a_{\delta b} - \overline{M}_{\theta}) \\ p_2 &= -(\overline{M}_{\theta} a_{\delta b} + \overline{M}_{\theta}) \\ p_3 &= -\overline{M}_{\theta} a_{\delta b} \end{aligned}$$

이들 전달함수의 분자 항들은 모두 양의 값이므로  $z_H(s)$ 와  $z_P(s)$ 는 안정한 다항식이며, 제어기 가정 조건에 추가의 가정으로  $Z_u$ 와  $Z_z$ 의 비율과  $M_u$ 와  $M_z$ 의 비율이 알려진다고 한다. 또한 가제어 행렬과 가관측 행렬은 변수의 값들이 서로 다를 경우 full rank이다.

### 3.2 시뮬레이션

구해진 모델을 대상으로 비집중 적응제어기를 적용한 실험을 컴퓨터 상에서 시뮬레이션으로 실행하였다. 먼저, 시뮬레이션을 위해 고속선의 운전조건을 다음과 같이 정하였다.

고속선이 정지 상태에서부터 15초간 가속하여 최고 운항 속도인 초속 10 meter에 도달하도록 하되, Heave 명령인 부상명령은 가속시작 10초 후 즉 선속이 최고 운항속도의 약 67%에 도달 했을 때 주어지기 시작하며, 이후 20초에 걸쳐 1.2 meter 부상하도록 명령을 주도도록 하였으며, Pitch 운동 제어기는 초기부터 수평을 유지하도록 하였다.

이제 비집중 적응 제어기를 고속선의 자세제어에 적용하기 위해서 기준모델과 상태변수 필터 등을 결정한다.

Heave 운동시스템 기준모델의 출력이 Heave 변위와 직접적으로 관련이 있으므로 승선감을 고려하여 비교적 큰 시정수를 갖는 시스템으로 정하였다. 계단 입력에 대해 약 20초 후 정상상태에 도달하도록 다음 식과 같이 설정하였다.

$$G_{MH}(s) = \frac{3}{4} \frac{(s+2)}{(s+0.3)(s+1)(s+5)} \quad (15)$$

Heave 제어기의 상태 변수 필터는 기준 모델의 영점을 포함하고 있어야 하고, 가제어 정규형이어야 하므로 다음과 같이 상태변수 필터를 설정하였다.

$$F_H = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -16 & -10 \end{bmatrix}$$

Heave 운동 시스템의 출력 행렬은 앞에서 기술된 바와 같이 Heave 변위가 기준모델을 근접하게 추종하도록 하기 위해 Heave 변위에 해당하는 계수를 1로 설정하였다.

$$c_H = [0.2 \quad 1.0 \quad 0]$$

이제 Pitch 운동 시스템에 대해 다음과 같이 설정하였다.

$$G_{MP}(s) = \frac{(s+40)}{(s+2)(s+4)(s+5)} \quad (16)$$

Pitch 운동 시스템의 상태변수 필터는 다음과 같다.

$$F_H = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -320 & -48 \end{bmatrix}$$

Pitch 운동 시스템의 출력 행렬은 Pitch 운동에 의한 Heave 방향의 힘의 비율로 결정되며, 운동을 안정화시키는 목적으로 속도 성분에 해당하는 계수를 1로 취하였다

$$c_H = [1.0 \quad 15.0 \quad 0]$$

기타 비집중 제어기의 이득 값들은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \Gamma_H &= I_n, \quad \gamma_H = 1.0, \quad \sigma_H = \sigma_{H2} = 1.0, \quad g_H = 0.5 \\ \Gamma_P &= 25I_3, \quad \gamma_P = 0.5, \quad \sigma_{P1} = \sigma_{P2} = 0.5, \quad g_P = 0.5 \end{aligned}$$

이제 Heave 운동 시스템과 Pitch 운동 시스템에 각각의 비집중 적응제어기를 두어 자세를 제어하되, 상호연관에 대한 성능을 비교 검토하기 위해 PID 제어기와 비교 실험을 하였다. 이 PID 제어기는 Heave 운동과 Pitch 운동의 상호 연관이 적절한 선체 설계에 의해 무시될 수 있다는 가정에 기초하여 Heave 운동과 Pitch 운동을 각각 제어하는 2 개의 독립된 SISO type 제어기이다. 한편 PID 제어기를 적용하기 위해 시스템의 변수 값들을 알아야 하므로 고속선이 최대 운항 속도인 초속 10meter로 순항하고 있는 상태에서 고속선의 하부선체에 의한 유체력과 Foil 및 Strut에 의한 유체력을 별도로 구한 후 다음과 같은 방정식의 계수를 구하였다.

$$\begin{aligned} Z_u &= -8477.55 & M_u &= -19671.03 \\ Z_a &= -5916.65 & M_a &= -146256.95 \\ Z_w &= -80284.50 & M_w &= 62480.9 \\ Z_\theta &= -841643.38 & M_\theta &= 318603.08 \\ Z_z &= -47092.24 & M_z &= -56510.68 \\ Z_{\delta H} &= 392566.35 & M_{\delta P} &= 193207.95 \end{aligned}$$

이 계수에 의하면 Heave 시스템은 안정한 시스템이고, Pitch 시스템은 불안정한 시스템이다. 각각의 시스템에 다음과 같은 PID 제어기를 적용하였다.

$$H_{PID}(s) = K(1 + \frac{1}{T_i s} + T_d s) \quad (17)$$

이 제어기의 이득은 시뮬레이션을 병행하여 아래와 같이 정하였으며, 이때의 Heave 시스템의 이득여유는  $(0, \infty)$ , 위상여유는 약  $47^\circ$ 이며, Pitch 시스템의 이득여유는  $(-23.48, \infty)$ , 위상여유는 약  $49^\circ$ 이다.

Heave controller gain :  $K = 2.5, T_d = 0.2, T_i = 10$

Pitch controller gain :  $K = 25, T_d = 0.12, T_i = 10$

이 PID 제어기가 포화되는 것을 방지하기 위해 선체가 출발하기 전까지는 직분 동작을 인위적으로 정지시켰으며, 제어기 명령은 비집중 제어기의 기준모델의 출력을 사용하였으므로 두 제어기가 동일한 부상 명령을 받도록 하였다.

실험은 유체역학적 수치 모델에 의한 비선형 시뮬레이터에서 이루어 졌다. Heave 운동을 제어하는 선미 제어판과 Pitch 운동을 제어하는 선수 제어판의 시정수는 각각 0.1초와 0.02초로 설정하였다.

두 가지 제어기의 성능 비교를 위해 선체의 운동 특성 변화와 파랑 외란이 존재하는 경우에 대하여 실험하였으며 지면 관계상 동시에 존재하는 경우에서 Pitch 운동의 결과만을 제시하였다. 운동 중심점은 선체 길이의 0.05%를 설계위치로부터 선수 방향과 선미 방향으로 각각 이동시켰으며, 파장 100meter 파고 0.6meter 한가지 주파수에 대한 반응을 그림 1에서 그림 4 까지 보였다.

참고로 비집중 적응 제어기의 경우에서 중심점 변화에 따른 Heave 운동의 변화는 크지 않으나 Pitch 운동의 변화가 나타나는데, 이는 잔여집합의 존재가 실험결과로 나타난 것으로 보이며, 그 크기는 약  $\pm 1^\circ$  미만이다.

PID 제어기의 경우에는 운동 중심점이 선미 방향으로 이동한 경우를 제외하고는 동작점 변화에도 불구하고 거의 동일한 결과를 보이고 있다. 그러나 운동 중심점이 선미 방향으로 0.05% 이동한 경우에는 불안정한 결과를 보이고 있는데, 이는 이 경우의 선형모델이 크게 달라져 더 이상 설정된 이득값들이 유효하지 않기 때문이다.

이상의 결과로 볼 때, 비집중 적응제어기의 경우에는 동작점 변화에서도 안정성을 갖으나 잔여집합의 오차를 허용하며, PID 제어기는 상대적으로 좁은 동작점 변화 범위 내에서 좋은 성능을 보이는 것을 알 수 있다.

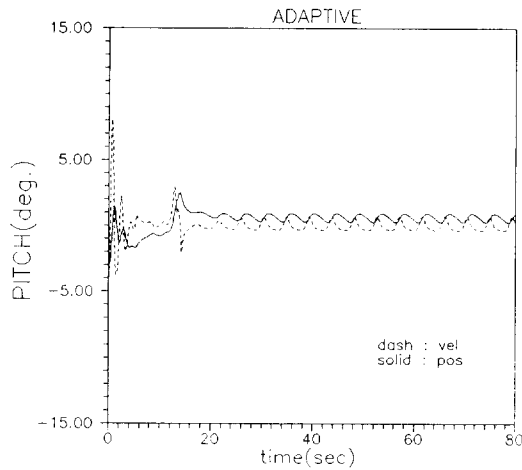


그림 1. 비집중 적응제어시 Pitch 운동(중심이동 선수 방향)  
Fig. 1. Pitch response of the Decentralized Adaptive Controller (C.G. moved to Bow)

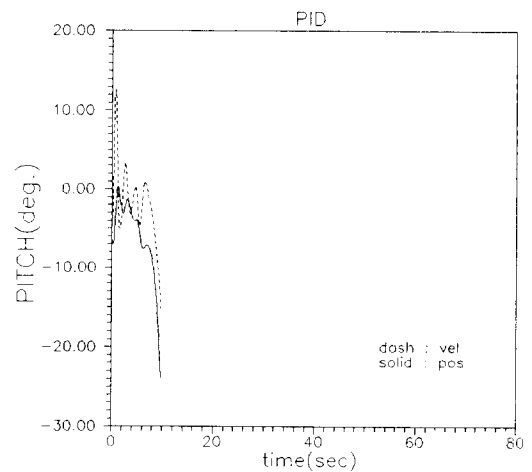


그림 4. PID 제어시 Pitch 운동(중심이동 선미 방향)  
Fig. 4. Pitch response of the PID Controller (C.G. moved to Stern)

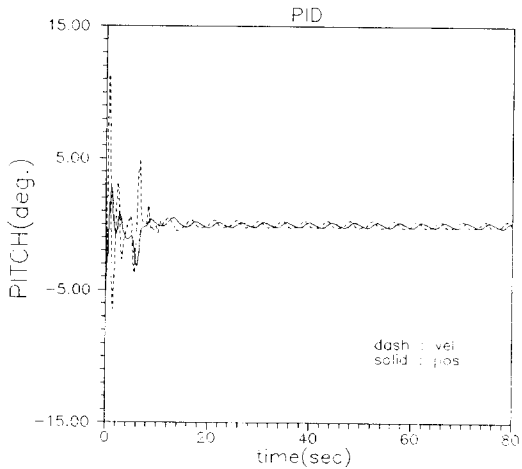


그림 2. PID 제어시 Pitch 운동(중심이동 선수 방향)  
Fig. 2. Pitch response of the PID Controller (C.G. moved to Bow)

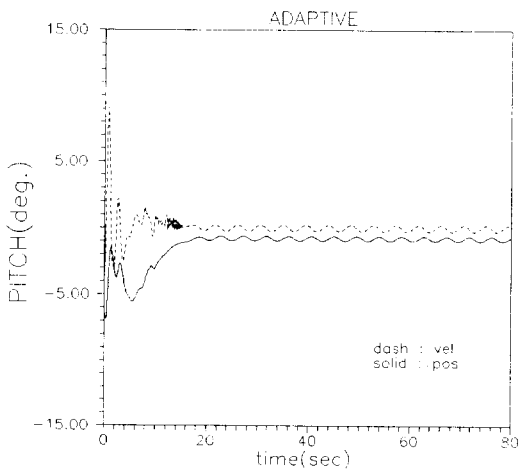


그림 3. 비집중 적응제어시 Pitch 운동(중심이동 선미 방향)  
Fig. 3. Pitch response of the Decentralized Adaptive Controller (C.G. moved to Stern)

#### 4. 결론

본 논문에서는 복합지지 초고속선의 자세제어에 비집중 적응 제어기를 적용하는 시도가 이루어졌다. Heave와 Pitch가 연성된 선형 모델을 운동에 따라 분리한 후 Fin 제어기의 동특성을 포함 시켜 비집중 적응제어 형태의 제어모델을 구하였다. 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 비집중 적응제어기 적용시의 잇점을 찾아보았으며, 각각의 운동 제어에 SISO type PID 제어기를 적용한 자세제어기의 경우와 비교하였다. 시뮬레이션 결과로 볼 때, PID 제어기는 상대적으로 좋은 성능을 보이고 있으나 좁은 중심점 변화 범위 내에서만 안정성을 갖고, 비집중 적응 제어기는 잔여집합의 오차를 허용하므로 비록 승선감이 상대적으로 떨어지는 등의 손실을 보이고는 있으나 상대적으로 넓은 동작점 변화에서도 안정성을 갖고 있음을 알 수 있다.

#### 참고문헌

- [1] C. G. Kang, S. Y. Hong et al, "Attitude Control System for a High Speed Catamaran with Hydrofoils in Wave", *Proc. of the Second International Conf. on Fast Sea Transportation FAST'93*, vol. 1, 1993.
- [3] K. S. Narendra, L. S. Valavani, "Stable Adaptive Controller Design - direct controller", *IEEE Trans. Automat. Contr.*, vol. 23, pp. 570-582, 1978.
- [4] 유준, 김병연, "일련의 상호연결된 연속시간 시스템에 대한 비집중 적응제어기 설계", *대한전자공학회 논문지 제 29권 B편 10호*, pp. 53-58, 1992.
- [5] 이진태, 강창구 외, "차세대 선박 핵심기술 개발, 수중익형 선체운동제어 기술 개발", *한국기계연구원 선박-해양공학연구센터 연구보고서, UCN345-1873-D*, 1995. 4.