

W 변환법에 의한 전기 - 유압식 조속기를 가진 박용디젤기관의 속도제어

강 창 남* · 박 진 길**

The Speed Control of a Marine Diesel Engine
with Electro - Hydraulic Governor by using
W Transformation Method

C. N. Kang* · J. G. Park**

Key words : W Transform method (W 변환법)

전기 - 유압식조속기(Electro - hydraulic governor)

시간지연(Dead time)

Abstract

The propulsion marine diesel engine have been widely applied with a mechanical - hydraulic governor to control the ship speed for long time. But it was recently very difficult for the mechanical - hydraulic governor to control the speed of engine under the condition of low speed and low load because of jiggling by rough fluctuation of rotating torque and hunting by dead time of Diesel engine. The performance improvement of mechanical - hydraulic governor is required to solve these problems of control system. The electro - hydraulic governor using PID algorithm is provided to compensate the faults of mechanical - hydraulic governor.

In this paper, in order to analyze the ship speed control system, the transfer function was converted from the z transformation to w transformation.

The influence of dead time changing by engine speed which induces hunting phenomena was investigated by Nichols chart of w plane. As a method of performance improvement of mechanical hydraulic governor, an Electro - hydraulic governor shows that fine control results can be obtained through optimal parameter tuning of PID.

* 제주대학교

** 한국해양대학교

1. 서 론

선박 추진용 기관의 속도 제어에는 종래의 기계 유압식 조속기가 많이 사용되어 왔으나, 최근의 선박용 디젤기관은 경제적인 면에서 저속, 장행정화, 소수실린더화함으로써⁽¹⁾ 시간지연 및 토크변동으로 인한 지글링 및 헌팅현상등이 발생하여 효율적으로 속도제어를 하기에는 매우 곤란하게 되어 디지털 조속기가 많이 사용되고 있는 실정이다.^(2,3)

그러나 고열과 염분 및 해상의 열악한 환경으로 인하여 디지털조속기의 전자소자등에 고장이 발생할 가능성이 크고, 그럴 경우 백업 장치가 없다면 중대한 선박 사고의 원인이 될 수도 있다. 따라서 본 논문에서는 신뢰성이 높은 기계-유압식 조속기 성능을 개선하기 위하여, 선박 회전수 제어 계통의 전달함수를 유도한다음,^(4,5) z 변환을 거쳐 w 평면(W transformation)⁽⁶⁾을 행하였다. 그리고 w 평면에서 회전수 제어 계통에 가장 크게 영향을 미치는 시간지연(Dead time)에 대하여 니콜스 선도(Nichols chart)를 통하여 제어성능을 분석하며,

PID 파라미터를 조정하여 제어기를 설계함으로써, 기계유압식 조속기에서 불안정한 운전 영역도 전기유압식 조속기가 장착된 속도 제어 시스템에서 안정된 좋은 응답특성을 얻을 수 있음을 모의 실험을 통하여 확인하였다.

2. 선박속도 계통의 전달함수

2.1 기계유압식 조속기의 수학적 모델링

Fig. 2.1은 선박 추진 기관에 많이 사용되고 있는 Woodward사의 기계-유압식 조속기의 개략도이다. 이조속기는 용수철의 하중을 받는 버퍼 피스톤에 의하여 유압 보상되고 있다.

유압보상장치는 과도상태에서 니들밸브의 개도를 조절하여 속도의 일시적인 드루프(Droop)를 조절한다. 상부의 드루프레버로 이루어진 장치를 통해 파워피스톤의 움직임이 스피드 스프링에 피드백 되어진다.

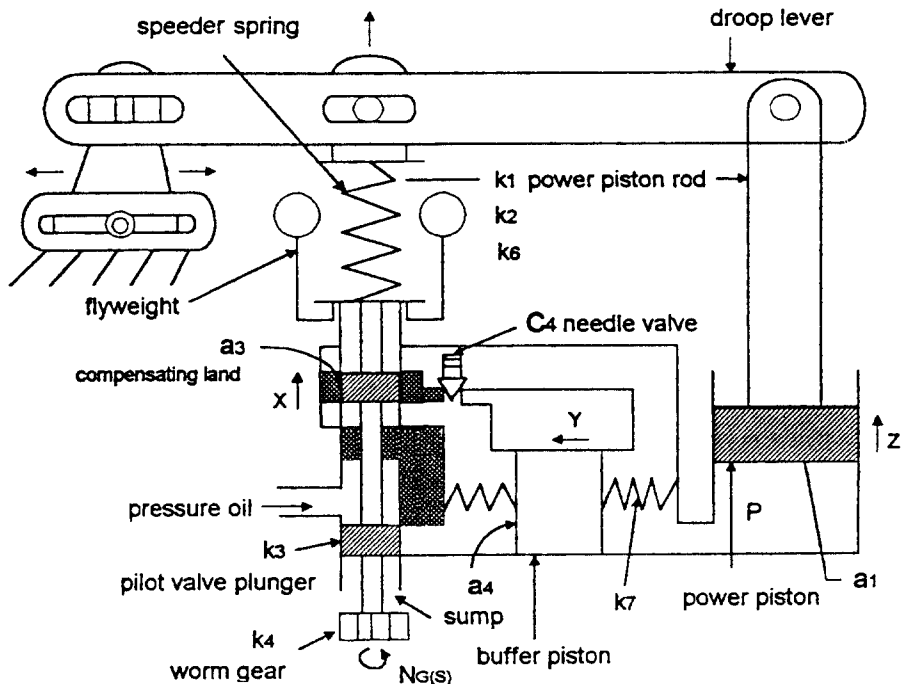


Fig.2.1 Schematic diagram of mechanical - hydraulic governor

조속기의 동특성 방정식을 구해보면 아래와 같다. 이처럼 Droop이 존재하는 경우, 파이롯트 밸브 플란저에 관한 방정식은 플란저에 걸린 힘의 평형 조건으로 부터

$$K_6 N_E(s) + K_2 X = K_1 X + K_3 X + a_3 P - K_1 Z \quad (2.1)$$

로 된다.

파이롯트 밸브(Pilot valve)를 흐르는 유량에 관한 방정식은

$$K_4 X = -a_1 s Z \quad (2.2)$$

이며, 보상기를 흐르는 유량의 방정식은

$$-a_1 s Z + a_3 s X = C_4 P + a_4 s Y \quad (2.3)$$

이다.

버퍼피스톤(Buffer piston)에 걸린 힘의 방정식은

$$a_4 P = K_7 Y \quad (2.4)$$

로 된다.

이상의 식들을 정리하면

$$\begin{aligned} \frac{Z(s)}{N_E(s)} &= \frac{Z(s)}{N_R(s) - N_G(s)} = \frac{\alpha_2(s + \alpha_3)}{s^2 + \beta_1 s + \beta_2} \\ &= \frac{a_2(s + \alpha_3)}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \end{aligned} \quad (2.5)$$

로 나타나게 된다.

기호설명

- a_1 : The area of power piston(in²)
- a_3 : The area of compensator plunger(in²)
- a_4 : The area of buffer piston(in²)
- C_4 : The flow flux of needle valve (in³/sec/in)
- K_1 : Speeder spring scale(lb/in)
- K_2 : Ball arm scale (lb/in)
- K_3 : Reaction scale at pilot valve(lb/in)
- K_4 : The flow flux at pilot valve (in³/sec/in)
- K_5 : $K_1 - K_2 + K_3$
- K_6 : The force of ball head(lb/rpm)
- K_7 : Buffer spring scale(lb/in)
- $N_E(s)$: $N_R(s) - N_G(s)$

- $N_R(s)$: Preset speed(RPM)
- $N_G(s)$: Speeder spindle speed(RPM)
- P : Deviation of pressure (psi)
- X : Displacement from the equilibrium position of pilot valve(in)
- Y : Displacement from the equilibrium position of buffer piston(in)
- Z : Displacement of power piston(in)
- ρ : Feedback ratio of power piston
- ζ : Damping ratio of governor
- ω_n : Natural angular frequency of governor(rad/sec)

$$\alpha_1 = \frac{(K_5 C_4 + a_3 K_4) K_7}{a_4^2 K_6 + a_3^2 K_7}$$

$$\alpha_2 = \frac{a_4^2 K_4 K_6}{a_1 (a_4^2 K_5 + a_3^2 K_7)}$$

$$\alpha_3 = \frac{C_4 K_7}{a_4^2}$$

$$\alpha_d = \frac{K_1}{K_6} \rho$$

$$\beta_1 = \alpha_1 + \alpha_2 \alpha_d$$

$$\beta_2 = \alpha_2 \alpha_3 \alpha_d$$

2.2 기관의 전달함수

기관 출력을 근사적으로 표현하면 조속기 파워피스톤의 변위에 비례하고 과도상태에서 시간지연이 L초라고 하면 연료랙 동작후 L초후에 출력이 변하므로, 파워피스톤 변위에서 기관출력에 이르는 전달함수는 식(2.6)로 표현할 수 있다.⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾

$$G_E(s) = \frac{P_E(s)}{Z(s)} = K_e e^{-Ls} \quad (2.6)$$

- 여기서, K_e : 기관의 정상상태 이득
- L : 기관의 시간지연(sec.)
- $P_E(s)$: 기관의 출력(BHP)

2.3 회전계통의 전달함수

기관 출력으로부터 프로펠러 회전 속도에 이르는 회전 계통의 정상 이득은 프로펠러 법칙곡선의 동작점에서 기울기이며 회전수의 세제곱에 비례

한다.^(12×13)

추진기의 속도가 ω 에서 $\omega + \Delta\omega$ 로 변경되는 과도상태에서 에너지방정식은 식(2.7)과 같다.

$$\Delta P_e \Delta t = \frac{1}{75 \cdot 2} [J(\omega + \Delta\omega)^2 - J\omega^2] + \frac{\partial P_s}{\partial N} \Delta N \Delta t + \Delta P \Delta t = \frac{J\omega \Delta\omega}{75} + K_L \Delta N \Delta t + \Delta P_s \Delta t \quad (2.7)$$

J : Inertia moment of rotating system
(Kg · m /sec²)

$K_L = \frac{\partial P_s}{\partial N}$ 는 임의점에서 프로펠러 법칙곡선의 기울기

식(2.7)의 양변을 Δt 로 나누고 라플라스 변환하여 정리하면

$$P_e(s) - P_s(s) = \left(-\frac{J}{75} \left(\frac{2\pi}{60}\right)^2 s + K_L\right) N(s) \quad (2.8)$$

이 되고,

식(2.7)과 식(2.8)에서 회전계통의 전달함수를 구하면

$$G_R(s) = \frac{N(s)}{P_e(s) - P_s(s)} = \frac{\frac{1}{K_L}}{\left(\frac{J/75}{K_L} \left(\frac{2\pi}{60}\right)^2 s + 1\right)} = \frac{K_r}{T_r s + 1} = \frac{K_T}{s + \alpha_r} \quad (2.9)$$

이 된다.

여기서

$$K_r = \frac{1}{K_L}$$

$$T_r = \frac{J(2\pi)^2}{K_L 75(60)^2}$$

$$K_T = \frac{K_r}{T_r}$$

$$\alpha_r = \frac{1}{T_r} \text{ 이다}$$

또한 저속의 기관의 회전속도를 $N(s)$, 고속의 조속기 스피드스핀들의 회전속도를 $N_G(s)$, 그리고 워엄기어(Worm gear)의 치차수비를 K_r 라하면 이들간의 관계는

$$N_G(s) = K_r N(s) \quad (2.10)$$

로 표현된다

2.4 기관 회전수 제어 시스템의 전달함수

선형시스템을 z 변환하게 되면 샘플링 기간 동안에는 샘플된 값이 유지(hold)되어야 하는데 이를 유지하는 방법에 따라 0차, 1차, 2차 등으로 구분된다. 본 연구에서는 널리 사용되고 있는 0차홀드(zero-order holder, z.o.h)방법을 택한다. Fig.2.2는 속도 제어 시스템의 블록선도이다.

먼저 아래 그림에서 전향전달함수(Forward transfer function)를 구하면

$$G(s) = \frac{\alpha_2(s + \alpha_3)}{(s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2)} K_e e^{-Ls} \frac{K_T}{s + \alpha_r} \quad (2.11)$$

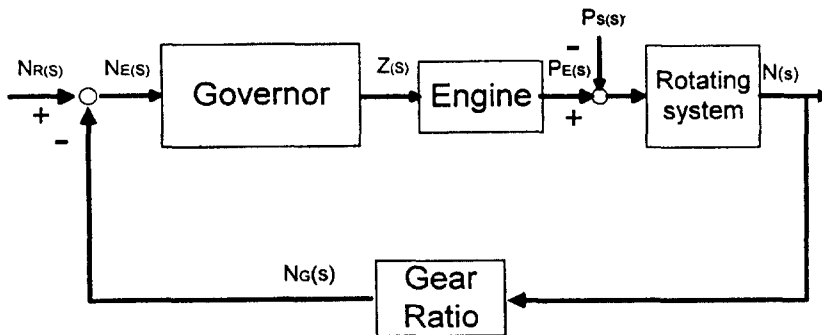


Fig.2.2 Block diagram of speed control system with mechanical hydraulic governor

로 되고 이를 z 변환하면 식(2.13)과 같다.

$$G(z) = (1-z^{-1})z^{-d} \left[\frac{b_1 z}{z-1} + \frac{\frac{K_0 \alpha_2}{r_0} \{q_1(z^2 - ze^{-\alpha_0 T} \cos \omega_0 T)\}}{z^2 - 2ze^{-\alpha_0 T} \cos \omega_0 T + e^{-2\alpha_0 T}} \right. \\ \left. - \frac{\frac{K_0 \alpha_2}{r_0} q_2(z e^{-\alpha_0 T} \sin \omega_0 T)}{z^2 - 2ze^{-\alpha_0 T} \cos \omega_0 T + e^{-2\alpha_0 T}} + \frac{b_3 z}{z - e^{-\alpha_0 T}} \right] \quad (2.13)$$

위 식을 다시 정리 하면 식(2.14)와 같다.

$$G(z) = \frac{c_{20}z^3 - c_{21}z^2 + c_{22}z - c_{23}}{z^d(c_{10}z^3 - c_{11}z^2 + c_{12}z - c_{13})} \quad (2.14)$$

$$\alpha_0 = \zeta \omega_n, \quad \omega_0 = \omega_n \sqrt{1 - \zeta^2}$$

$$b_1 = \frac{\alpha_2 \alpha_3 K_0}{(\alpha_0^2 + \omega_0^2) \alpha_r}$$

$$b_3 = \frac{K_0 \alpha_2 (\alpha_r - \alpha_3)}{\alpha_r [(\alpha_0 - \alpha_r)^2 + \omega_0^2]}$$

$$K_0 = K_e K_T$$

$$q_1 = \omega_0 [(\alpha_3 - \alpha_0)(2\alpha_0 - \alpha_r) - \omega_0(\omega_0^2 + \alpha_0(\alpha_r - \alpha_0))]$$

$$q_2 = \omega_0^2 [(2\alpha_0 - \alpha_3) + (\alpha_3 - \alpha_0)(\omega_0^2 + \alpha_0(\alpha_3 - \alpha_0))]$$

$$r_0 = \omega_0 [\{\omega_0(2\alpha_0 - \alpha_3)\}^2 + \{\omega_0^2 + \alpha_0(\alpha_3 - \alpha_0)\}^2]$$

$$c_{10} = 1$$

$$c_{11} = e^{-\alpha_0 T} (2 \cos \omega_0 T + 1)$$

$$c_{12} = e^{-2\alpha_0 T} (2 \cos \omega_0 T + 1)$$

$$c_{13} = e^{-3\alpha_0 T}$$

$$c_{20} = b_1 + \frac{K_0 \alpha_2 q_1}{r_0} + b_3$$

$$c_{21} = b_1 (2e^{-\alpha_0 T} \cos \omega_0 T + e^{-\alpha_0 T}) + \frac{K_0 \alpha_2}{r_0} \\ \{q_1 e^{-\alpha_0 T} \cos \omega_0 T + q_2 e^{-\alpha_0 T} \sin \omega_0 T + q_1 (1 + e^{-\alpha_0 T})\} \\ + b_3 (2e^{-\alpha_0 T} \cos \omega_0 T + 1)$$

$$c_{22} = b_1 (2e^{-2\alpha_0 T} \cos \omega_0 T + e^{-2\alpha_0 T}) + \frac{K_0 \alpha_2}{r_0} \\ \{q_1 e^{-\alpha_0 T} \cos \omega_0 T (1 + e^{-\alpha_0 T}) + q_2 e^{-\alpha_0 T} \sin \omega_0 T \\ + q_1 (1 + e^{-\alpha_0 T}) q_1 e^{-\alpha_0 T}\} + b_3 (e^{-2\alpha_0 T} + 2e^{-\alpha_0 T} \cos \omega_0 T)$$

$$c_{23} = b_1 e^{-3\alpha_0 T} + \frac{K_0 \alpha_2}{r_0} (q_1 e^{-2\alpha_0 T} \cos \omega_0 T + q_2 e^{-2\alpha_0 T} \\ \sin \omega_0 T) + b_3 e^{-2\alpha_0 T}$$

다음으로, 시스템의 개루프 전달함수를(Open loop transfer function) 구하면

$$GH(z) = \frac{K_f(c_{20}z^3 - c_{21}z^2 + c_{22}z - c_{23})}{z^d(c_{10}z^3 - c_{11}z^2 + c_{12}z - c_{13})} \quad (2.15)$$

로 된다.

따라서 시스템의 회전속도 설정치를 변경할 경우의 폐루프 전달함수는

$$F(z) = \frac{N(s)}{N_r(s)} = \frac{G(z)}{1 + GH(z)} \\ = \frac{c_{20}z^3 - c_{21}z^2 + c_{22}z - c_{23}}{z^d(c_{10}z^3 - c_{11}z^2 + c_{12}z - c_{13}) + K_f(c_{20}z^3 - c_{21}z^2 + c_{22}z - c_{23})} \quad (2.16)$$

이다.

외부부하가 변동할 경우의 개루프전달함수는

$$G_R(z) = \mathcal{F} \frac{K_T}{(s + \alpha_r)} = \frac{K_T}{1 - e^{-\alpha_r T} z^{-1}} = \frac{K_T z}{z - e^{-\alpha_r T}} \quad (2.17)$$

임으로, 외부 부하에 대한 시스템의 폐루프 전달함수는

$$F_D(z) = \frac{N(s)}{P_s(z)} = \frac{G_R(z)}{1 + GH(z)} \\ = \frac{z^d(c_{10}z^3 - c_{11}z^2 + c_{12}z - c_{13})G_R(z)}{z^d(c_{10}z^3 - c_{11}z^2 + c_{12}z - c_{13}) + K_f(c_{20}z^3 - c_{21}z^2 + c_{22}z - c_{23})} \quad (2.18)$$

로 나타난다.

식(2.16)과 식(2.18)식에서 알 수 있는 바와 같이, 회전수 설정치를 변경한 경우, 외란이 있는 경우의 특성방정식은 동일함을 알 수 있다.

3. 기계유압식 조속기의 안정성 해석

3.1 회전계통의 파라미터

본 논문에서 적용된 모델기관과 프로펠러의 사양 및 파라미터는 다음과 같다.

Table 2.1 The Parameters of rotating system under load variation

BHP	9671	7300	5395	3840	2606	1663	975
RPM							
Parameter	110	100	90	80	70	60	50
Ke	29.26	29.26	29.26	29.26	29.26	29.26	29.26
KL	248.6	237.1	190.5	155.5	123.4	94.3	68.8
Kr	0.004	0.005	0.006	0.008	0.010	0.015	0.020
Tr	6.3	7.2	7.3	8.7	10.1	11.9	14.5
K _T	0.0006	0.0007	0.0008	0.0008	0.0009	0.0010	0.0013
r	0.159	0.139	0.137	0.115	0.099	0.084	0.069
L(sec)	0.22	0.25	0.28	0.31	0.36	0.41	0.50

기관사양

- TYPE : MAN - B&W 6L60MCE
- No of cylinder : 6
- Stroke*Bore : 1944 mm *600 mm
- M.C.R : 10,800 BHP at 111 RPM
- Mean Effective Pressure : 13.3 Kg/cm²
- Total Moment of Inertia : 5,816 Kg - m - sec²
- F.O Consumption Rate : 123 g/BHP.Hr

프로펠러사양

- Dia. of Propeller : 6,150 mm
- Material : Ni - AL - Bronze
- Moment of Inertia : 3,975 Kg - m - sec²

해상 시운전 결과 얻어진 위 기관의 파라미터는 Table 2.1 과 같다.⁽¹⁰⁻¹⁵⁾

여기서 파라미터 $K_e, K_L, K_r, T_r, K_T, \alpha_r$ 은 계산 결과로 얻어지며 기관의 시간지연(Dead time) L 은 $15/N < L < 15/N + 60/Nn^{(15 \times 16)}$ 로 계산하였다.

여기에서 N : 엔진의 회전수

n : 1회전에 착화 하는 실린더수

3.2 w평면에서의 해석

z 변환한 전달함수로 부터는 주파수 응답을 구할 수 없으나, w 변환을 하면 주파수 응답을 얻을 수 있다.

$$z = \frac{1 + (T/2)w}{1 - (T/2)w} \tag{3.1}$$

T = sampling time(sec)

식(2.16)와 식(2.18)에 식(3.1)을 대입하면 w 변환이 이루어진다.

주파수 응답특성을 알아보기 위하여, 보드선도(Bode diagram), 나이퀴스트선도(Nyquist diagram), 니콜스선도(Nichols diagram)등을 이용할 수도 있으나, 그중에서 니콜스선도는 과도상태의 오버슈트(Overshoot)를 알 수 있는 최대공진값(Mp), 시스템의 안정한 정도를 나타내는 이득여유와 위상여유뿐만 아니라 Mp=0.707의 곡선과의 교점에서의 주파수값 즉 대역폭도 알 수 있는 장점이 있으므로 본 연구에서는 니콜스 선도를 활용하도록 한다.

먼저 식(2.15)를 w 변환한 후 3.1절에서 주어진 파라미터값을 대입하여 여러 가지 니콜스 선도를

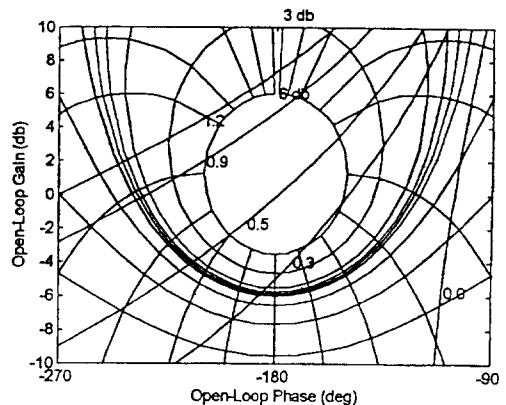


Fig.3.1 The Nichols chart under the variation of dead time at a mechanical - hydraulic governor

Table 3.1 Results of Nichols chart under the variation of dead time

Dead time (sec)	Mp 최대공진치	Bandwidth 대역폭 (rad/sec)	Gain margin 이득여유 (dB)	Phase margin 위상여유(Degree)	Remarks
0.0	0.9772	3.2	Inf.	74.5086	stable
0.3	2.1727	5.0	5.0517	30.6147	stable
0.5	56.3001	4.1	0.1975	1.5763	stable limit
0.9	2.5908	3.05	-4.9299	-53.5641	unstable
1.2	1.9019	2.60	-7.3064	-89.3453	unstable

그릴 수 있고, $\zeta=1.8$, $\alpha_3=5.24$, $\omega_n=10.47(\text{rad/sec})$, 전체이득=26, $L=0.5(\text{sec})$ 의 값이 주어질때, 시스템은 안정한계에 달하며, 그때의 응답곡선은 니콜스선도의 원점 근방을 통과한다.

엔진의 시간지연만을 각각 0.0초, 0.3초, 0.5초, 0.9초, 1.2초로 변경하여 니콜스선도를 그리면 Fig.3.1과 같고, 최대공진치, 대역폭, 이득여유, 위상여유등을 Table 3.1에 정리하였다.

시간지연이 증가할 수록 대역폭, 이득과 위상여유는 감소하고 시간지연이 0.5초를 넘어서게 되면 시스템이 불안정한 영역으로 들어섬을 알 수 있다. 이는 대형저속기관이 저속에서 운전될수록 시간지연이 커지게 되므로 동일한 조속기인 경우라 해도 중고속인 경우에는 안정하나 저속에서는 불안정한 헌팅(Hunting)현상이 발생할 수 있음을 알 수 있다.

4 PID 제어기 설계

PID제어기는 조정 가능한 3개의 파라미터를 갖

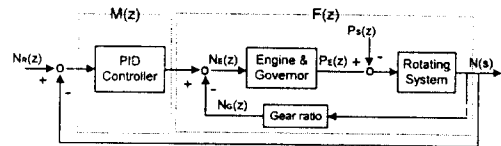


Fig. 4.1 Block diagram of ship speed control system with electro-hydraulic governor

고 있으며 제어대상에 따라 적절히 조정함으로써 전체적으로 유효한 제어특성을 갖도록 할 수 있다.

Fig.4.1은 PID제어기를 가진 전기·유압식 조속기가 장착된 속도제어시스템의 블록선도이다.

PID 제어기의 전달함수 $M(z)$ 는 .

$$M(z) = K_p + \frac{K_I}{1-z^{-1}} + K_D(1-z^{-1}) = \frac{K_a z^2 - K_b z + K_d}{z(z-1)} \quad (4.1)$$

$$F(z) = \frac{G(z)}{1+GH} = \frac{c_{20}z^3 - c_{21}z^2 + c_{22}z - c_{23}}{(c_{10}z^3 - c_{11}z^2 + c_{12}z - c_{13}) + K_f(c_{20}z^3 - c_{21}z^2 + c_{22}z - c_{23})} \quad (4.2)$$

와 같다.

그러면, PID제어기를 가진 전기·유압식 조속기가 장착된 속도제어 시스템의 전향경로 전달함수는 식(4.3)과 같다.

$$Q_{op}(z) = M(z) * F(z)$$

그러므로, 전체적인 속도제어시스템의 전달함수를 정리하면

$$\begin{aligned}
 Q(z) &= \frac{Q_{op}(z)}{1+Q_{op}(z)} \\
 &= \frac{(K_a z^2 - K_b z + K_d)c_{200}}{z(z-1)(z^d c_{100} + K_f c_{200}) + (K_a z^2 - K_b z + K_d)c_{200}} \\
 &= \frac{c_{b0}z^5 - c_{b1}z^4 + c_{b2}z^3 - c_{b3}z^2 + c_{b4}z - c_{b5}}{z^d(c_{a0}z^5 - c_{a1}z^4 + c_{a2}z^3 - c_{a3}z^2 + c_{a4}z) + (c_{c0}z^5 - c_{c1}z^4 + c_{c2}z^3 - c_{c3}z^2 + c_{c4}z - c_{c5})}
 \end{aligned} \tag{4.4}$$

이고 기계-유압식 조속기가 장착된 속도제어 시스템의 전달함수를
로 된다.

여기에서

$$\begin{aligned}
 K_a &= K_P + K_I + K_D \\
 K_b &= K_P + 2K_D \\
 K_d &= K_D \\
 c_{b0} &= K_a c_{20} \\
 c_{b1} &= K_a c_{21} + K_b c_{20} \\
 c_{b2} &= K_a c_{22} + K_b c_{21} + K_d c_{20} \\
 c_{b3} &= K_a c_{23} + K_b c_{22} + K_d c_{21} \\
 c_{b4} &= K_b c_{23} + K_d c_{22} \\
 c_{b5} &= K_d c_{23} \\
 c_{a0} &= c_{10} \\
 c_{a1} &= c_{10} + c_{11} \\
 c_{a2} &= c_{11} + c_{12} \\
 c_{a3} &= c_{12} + c_{13} \\
 c_{a4} &= c_{13} \\
 c_{c0} &= c_{b0} + K_f c_{20} \\
 c_{c1} &= c_{b1} + K_f(c_{20} + c_{21}) \\
 c_{c2} &= c_{b2} + K_f(c_{21} + c_{22}) \\
 c_{c3} &= c_{b3} + K_f(c_{22} + c_{23}) \\
 c_{c4} &= c_{b4} + K_f c_{23} \\
 c_{c5} &= c_{b5} \\
 c_{100} &= c_{10}z^3 - c_{11}z^2 + c_{12}z - c_{13} \\
 c_{200} &= c_{20}z^3 - c_{21}z^2 + c_{22}z - c_{23}
 \end{aligned}$$

이다.

4.2 시뮬레이션 결과 및 고찰

앞에서 기술한 전기 유압식 조속기를 가진 선박 속도 제어 시스템에 대하여 PID 제어기를 둔 선박 속도 제어 시스템에 대하여 시간지연이 각각 0초,

0.3초, 0.5초, 0.9초, 1.2초인 경우에 대하여 계단 상 입력을 주었을 경우 어떠한 특성을 갖는지를 모의 실험을 통하여 분석하고⁽¹⁷⁻¹⁸⁾ 기계 유압식 조속기에서는 불안정한 시스템도, 전기유압식 조속기에서는 PID 파라미터를 적절하게 조정하면 안정할뿐 아니라 양호한 응답을 얻을 수 있다.

Fig. 4.2은 시간 지연이 있는 경우의 PID 제어기를 둔 선박의 속도제어 시스템에서 파라미터 값이 Table 4.1과 같이 주어질때의 니콜스선도이다.

종래의 기계유압식 시스템에서 불안정한 영역의 시스템도 PID 파라미터를 적절히 조정하면 안정한 상태로 됨을 알 수 있다. Table 4.2는 PID 파

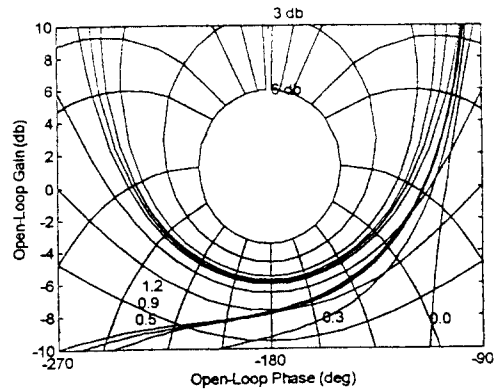


Fig. 4.2 The Nichols chart under the variation of dead time using w transformation at an electro-hydraulic governor.

Table 4.1 Adjusted PID Parameters

Parameter	K _P	K _I	K _D
Dead time			
0.0 sec	0.1	1.3	0.5
0.3 sec	0.1	0.6	0.35
0.5 sec	0.1	0.45	0.35
0.9 sec	0.07	0.25	0.2
1.2 sec	0.03	0.19	0.1

Table 4.2 Results of Nichols chart under PID parameter adjustment

Dead time(sec)	Mp	Bandwidth (rad/ sec)	Gain margin (dB)	Phase margin (Degree)	Remarks
0.0	0.9996	3.1	Inf.	85.0024	stable
0.3	0.9992	2.8	9.2835	69.2417	stable
0.5	0.9993	3.3	7.6515	64.8891	stable
0.9	0.9996	0.38	7.8754	65.7399	stable
1.2	1	1.45	7.7581	65.1224	stable

라미터 조정후의 니콜스선도로부터 구한 제어값들이다. Fig.4.3, Fig.4.4, Fig.4.5, Fig.4.6, Fig.4.7은 각각 시간지연이 0sec, 0.3sec, 0.6sec, 0.9sec, 1.2sec인 경우의 비보상 시스템 과 PID제어기를 둔 속도제어시스템의 단위 계단 응답 곡선들을 비

교한 것이다. 시간지연이 클수록 비보상 시스템의 경우에 과도 응답 특성에 큰영향을 미침을 알 수 있다.

그러나 기관의 시간지연을 결정하는 기관의 속도나 실린더수등은 기관 설계시 결정됨으로 조속

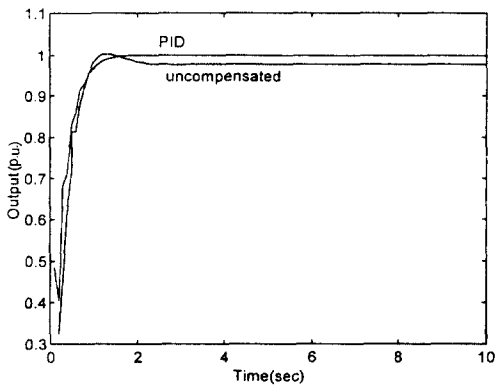


Fig.4.3 Unit step responses of PID system and uncompensated system in the case of dead time=0.0 sec

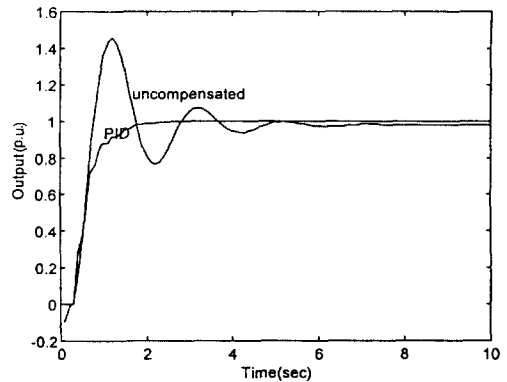


Fig.4.4 Unit step responses of PID system and uncompensated system in the case of dead time=0.3 sec

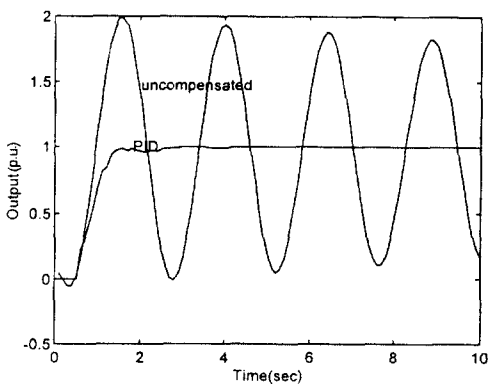


Fig.4.5 Unit step responses of PID system and uncompensated system in the case of dead time=0.5 sec

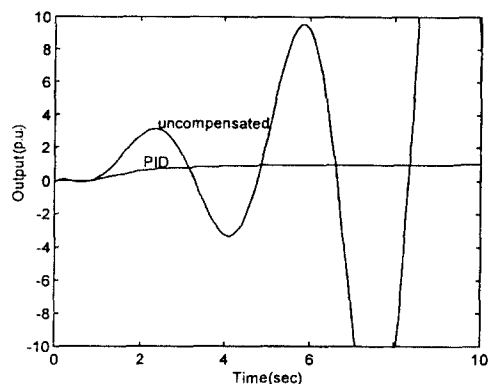


Fig.4.6 Unit step responses of PID system and uncompensated system in the case of dead time =0.9 sec

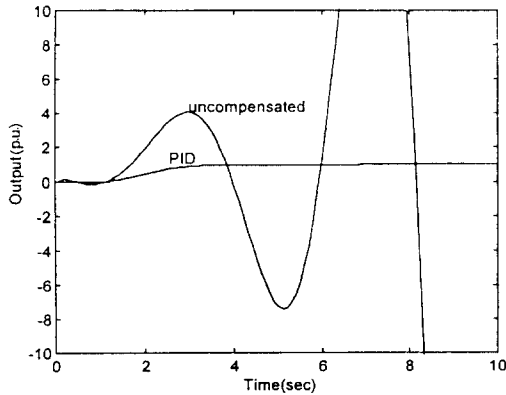


Fig.4.7 Unit step responses of PID system and uncompensated system in the case of dead time=1.2 sec

기에서 결정할 수 없는 파라미터이고, 기계 유압식 조속기에서는 이를 보상할 수 없으나 전기 유압식 조속기에서는 PID파라미터를 적절히 조정하면 시스템의 과도응답을 개선할 수 있음을 알 수 있다.

이 경우 관련된 자료인 최대오버슈트(Over-shoot), 최대의 출력까지 걸리는 시간(Time to peak) 상승시간(Rise time), 정정시간(Settling time), 정상상태오차(Percent steady - state error) 등을 Table 4.3에 정리하였다.

5. 결 론

선박용 기계 유압식 조속기를 2차계로 모델링한 후 속도 제어 시스템을 구성하였다. 그리고 시스템의 안정성을 분석하기 위하여 시스템의 전달함수를 z 변환을 거쳐, w 평면에서 니콜슨도를 이용해 시간지연에 따른 영향을 분석하였다. 기계유압식 조속기는 시간지연이 0.5초를 초과하면 불안정한 영역이 되고, 따라서 동일한 조속기라도 저속에서는 불안정하여 헛팅현상이 발생한다. 그러나 전기 유압식 조속기에서는 PID 파라미터를 적절히 조정하면 시스템은 안정하게 되고 좋은 과도응답특성을 얻을 수 있음을 알 수 있다

참고문헌

- 1) 韓國船用機關學會 機關管理研究會, "船舶의 經濟的 運航管理", 태화출판사, pp.222, 1984.
- 2) 田村直樹, "電子ガバナ制御パラメタ決定システムの開發" 日本船用機關學會, 第24會, 昭和63年春季學術講演.
- 3) 林 直司, 徳光洋文, "電子ガバナそ動向", 日本船用機關學會, 第24卷, 第12號, pp 5 - 15, 1989.
- 4) Woodward Governor (Japan), Ltd. Document N. PMCC F - 7, 1989.
- 5) Woodward Governor, Ltd. "The Speed Control of Prime Mover", 1981.
- 6) Katsuhiko Ogata, "Discrete - Time Control Systems", Prentice - Hall Inc., 1987.

Table 4.3 Comparison of simulation results

Dead time (sec)	System	Overshoot (%)	Time to peak (sec)	Rise time (sec)	Settling time (sec)	Percent steady - state error(%)
0.0	uncompensated	2.5798	1.3	0.6285	1.6	0.0020
	PID	0	1.6	0.6519	1.2	0.3745
0.3	uncompensated	48.9087	1.2	0.3581	4.6	0.0049
	PID	0	2.0	0.8321	1.8	1.0479
0.5	uncompensated	98.8612	1.6	0.3660	Inf.	83.8360.
	PID	0	3	0.7267	2.6	0.1994
0.9	uncompensated	Inf.	Inf.	Inf.	Inf.	Inf.
	PID	0	5	1.3210	4.5	0.4937
1.2	uncompensated	Inf.	Inf.	Inf.	Inf.	Inf.
	PID	0	7	1.6838	5.8	0.1795

- 7) Benjamin C. Kuo, "Automatic Control Systems", Prentice - Hall Inc., 1991.
- 8) 김종식, "선형 제어 시스템공학", 청문각, pp204 - 211, 1988.
- 9) 하주식, "自動制御工學", 한국해양대학해사도서출판부, pp146 - 151, 1983.
- 10) 한봉주, 박진길, "機械油壓式 調速機를 가진 船舶用 디젤機關의 速度 安定性에 關한 研究", 한국해양대학 대학원 논문집, 1990.
- 11) 노창주, 하주식, "船舶에 있어서의 內燃機關 驅動 發電機의 速度 安定性에 關한 研究", 대한전기학회지, Vol.24, No4, pp 63 - 70, 1975.
- 12) B&W Engineering Educational Dept. E2885/PR N/FCJ/790321.
- 13) 전효중, "船舶 動力 傳達裝置", 태화출판사, pp 316, 1986.
- 14) Robert H. Bishop, "Modern Control Systems Analysis and Design Using MATLAB" Addison - Wesley, pp103 - 113, 1993.
- 15) Korea Shipbuilding & Engineering Co., Ltd., "Result of sea Trial", 1988.
- 16) 유영호, 하주식, "船舶用 디젤機關의 速度制御에 關한 연구", 한국해양대학 대학원 논문집, 1990.
- 17) Bahram Shahian, "Control System Design Using Matlab", Prentice - Hall Inc., 1993.
- 18) Benjamin C. Kuo, "Matlab Tools for Control System Analysis and Design", Prentice - Hall Inc., 1994.