

船舶用 디젤기관에 裝着된 機械油壓式 調速機의 性能改善

박진길* · 한봉주** · 정주윤*** · 유기선**** · 김항배***

Performance Improvement of a Mechanical Hydraulic Governor for Marine Diesel Engines

J.G. Park · B.J. Han · J.Y. Chung · K.S. Yu · H.B. Kim

Abstract

The propulsion marine diesel engine have been widely applied with a mechanical-hydraulic governor to control the ship speed for long time. Recently, it was very difficult for the mechanical-hydraulic governor to control the speed of engine under the condition of long stroke, low speed and a few cylinder because of jiggling and hunting. In order to remove these difficulties the digital governor system is adapted for the speed control of a low speed marine diesel engine. But there is the problem of confidence in digital governor systems due to low reliability of electronic parts under the bad condition such as high temperature, salty, watery air and intensive vibration in engine room. To solve the these problems of control system, the performance improvement of mechanical-hydraulic governor is required.

In this paper, it is analyzed how much influence is given by a parameter variation of mechanical-hydraulic governor for the speed control system by utilizing the Nichols chart, and the optimal parameters are investigated through the computer simulations. The performance improvement of a conventional mechanical hydraulic governor is confirmed to be possible by the above studies.

1. 서 론

선박 추진용 기관의 속도제어에는 종래의 기계-유압식 조속기가 일반적으로 많이 사용되어 왔으나, 최근의 선박용 디젤기관은 경제적인 견지에서 선박 추진기관의 행정을 길게 함으로써 압축비율을 높여 효율을 증대시키고 추진기의 효율을 높이기 위해 저속화 되고 연소실당 마력수를 크게 함으로써 소수실린더화가 진행됨에 따라¹⁾ 저속장행정소수실린더 엔진에서는 시간지연(Time Delay)과 토오크(Torque) 급변의 영향으로 인한 지글링(Jiggling) 및 헌팅(Hunting)현상등이 발생하여 안전 운전이 곤란해 졌다. 최근에는 이런 문제점들을 해결하기 위해서 디지털 조속기의 개발이 이루어져

* 한국해양대학교

** NOR-CONTROL 부산지사장

*** 한국해양대학교 대학원

**** 대우자동차

2.3) 저속대형기관에 채용되고 있으나 진동, 고열, 염분, 가스 등 해상의 열악한 환경으로 디지털 조속기의 IC소자등에 이상이 발생하여 고장이 발생할 가능성이 커고 고장 발생시에는 백업(Back-up)장치의 부재로 선박사고의 원인이 될 수 있다. 그러나 종래의 기계-유압식 조속기는 열악한 조건에서 장시간 사용하더라도 고장율이 적으므로 성능을 개선할 수 있다면 신뢰성 측면에서 유리하다고 볼 수 있다.

따라서 본 연구에서는 신뢰성이 높은 종래의 기계-유압식 조속기의 성능을 개선하기 위하여 먼저 선박의 속도제어계통의 전달함수를 유도하고^{4,5)} 조속기의 어떤 파라미터가 회전수 제어계통에 얼마나 큰영향을 미치는가를 Nichols선도를 이용하여⁶⁻⁹⁾ 분석하며, 컴퓨터 시뮬레이션을 통해 조속기의 최적 파라미터 값을 찾아내어 조속기의 영점(Zero)인 α_3 와 고유각주파수(ω_n)의 파라미터를 구성하는 C_4 , K_4 , K_1 , K_7 , ρ 등을 조정 또는 변경시키고 설계단계에서 a_1 , a_3 , a_4 를 변경하여 이들 값을 적용하면 종래의 기계-유압식 조속기도 제어성능을 크게 향상시킬 수 있음을 확인하였다.

2. 선박 속도제어 계통의 전달함수

선박 속도제어 계통은 조속기, 엔진, 회전계통등 크게 세부분으로 구성되며 그 기능적 선도는 그림 2.1과 같다.

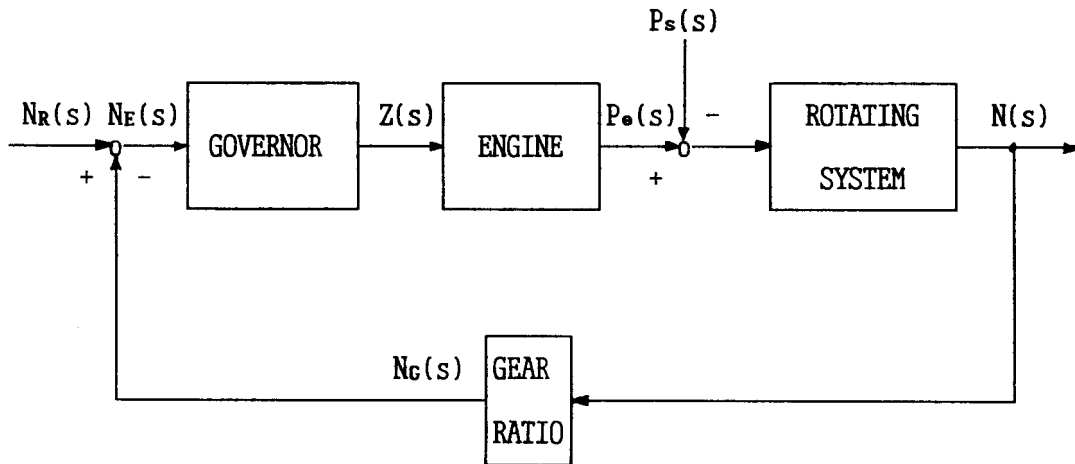


Fig. 2.1 Block Diagram of the Ship Propulsion Speed Control System.

여기서 $N_R(s)$, $N_E(s)$, $Z(s)$, $P_e(s)$, $P_s(s)$, $N(s)$, $N_G(s)$ 는 다음과 같다.

$N_R(s)$: Preset speed (RPM)

$N_E(s)$: $N_R(s) - N_G(s)$ (RPM)

$Z(s)$: Displacement of power piston (inch)

$P_e(s)$: Output power of engine (HP)

$P_s(s)$: Disturbance power (HP)

$N(s)$: Propeller speed (RPM)

$N_G(s)$: Speeder spindle speed (RPM)

브릿지나 엔진 룸에서 초저속(Dead Slow), 저속(Slow), 중속(Half), 고속(Full)등의 지령에 따라 회전수의 목표치가 주어지면 조속기의 레버를 통해 엔진의 연료분사계통에 이 신호가 전달되어 엔진의 출력이 증감하여 목표치 회전수에 도달되도록 되어있다.

2.1 조속기의 수학적 모델표현

2.1.1 조속기의 구성 및 동작원리

그림 2.2는 선박의 추진엔진에 많이 사용되고 있는 Woodward사의 기계-유압식 PG 형 조속기의 개략도이다.

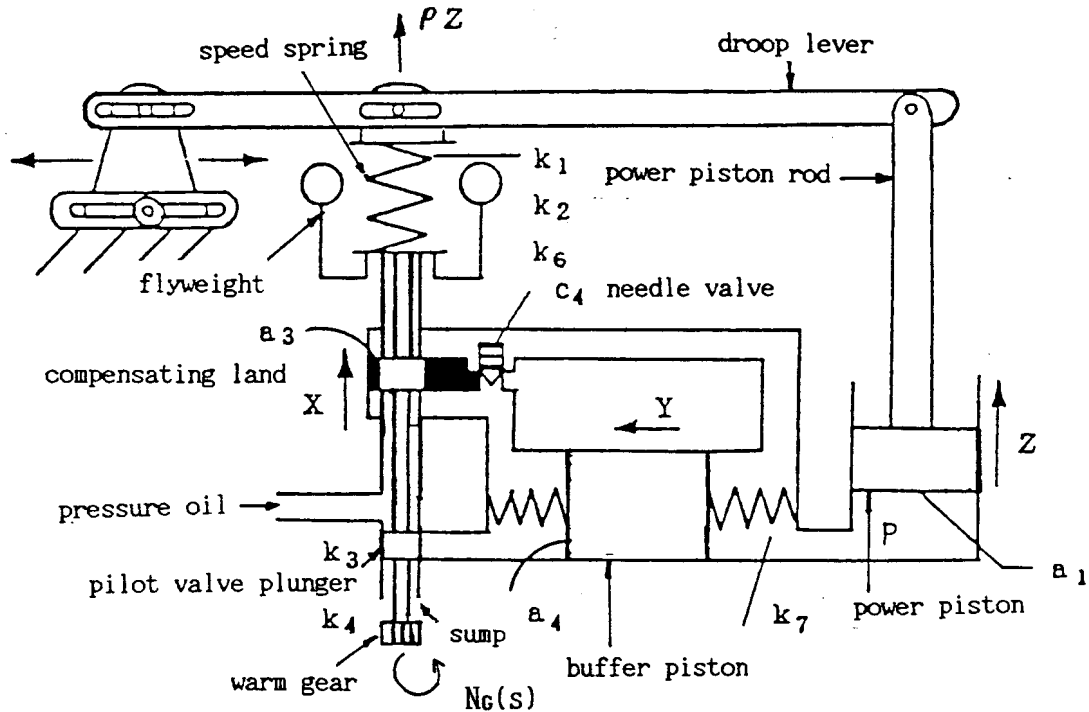


Fig. 2.2 Schematic Diagram of PG Governor.

조속기의 입력은 엔진의 속도로서 가해지고, 출력은 엔진의 에너지를 제어하는 터미날 레버의 움직임으로 표현된다. 플라이웨이트(flyweight)가 수직의 위치에 있고 플라이웨이트의 원심력과 스피드용수철(speed spring)이 힘의 균형을 이룰때 엔진은 어느 일정속도로 정속운전 한다.

부하가 증가하면 엔진속도에 변화가생겨 플라이웨이트의 원심력이 변동하고 스피드스프링의 힘의 균형이 무너져 플라이웨이트는 내측으로 기울어 파이롯트 밸브 플란저 (pilot valve plunger)를 하강 시켜 플란저 포트(plunger port)를 열어 압축된 작동유가 버퍼 피스톤(buffer piston)에 유입된

다. 이때 유압에 의해 파워 피스톤(power piston)은 상승하여 연료의 양을 증가시킨다. 버퍼피스톤이 우측으로 움직인 상태에서 버퍼 피스톤의 유압차로 인해 고 유압쪽이 보상랜드(compensating land)의 하부에, 저 유압쪽이 상부에 작용한다. 따라서 보상랜드에는 상방향으로 힘이 생기고 파워 피스톤의 상승으로 인한 드롭 레버(droop lever)의 변동으로 플라이웨이트의 원심력에 의해 생긴 상방향의 힘과 함께 파이롯트 밸브 플란저를 하강시켜 플란저 포트를 막아 파워 피스톤의 이동을 멈추게 한다. 그리고 플라이웨이트는 점차로 원래의 수직위치로 복귀한다.

부하가 감소하면 플라이웨이트는 외측으로 기울어 파이롯트 밸브 플란저를 상승시켜 플란저 포트를 하방향으로 열기때문에 파워 실린더(power cylinder)내의 작동류가 섬프(sump)로 유출되어 파워 피스톤은 하강하고 연료 래크를 연료감소 방향으로 작동시킨다. 이때 파워피스톤의 하강으로 인해 보상랜드에는 하방향으로 힘이 생기고 파워피스톤의 하강으로 인한 드롭 레버의 변동으로 플라이웨이트의 원심력에 의해 발생한 하방향의 힘과 함께 파이롯트 밸브 플란저도 하강시켜 플란저 포트를 닫아 파워피스톤의 운동을 멈추게한다. 그리고 엔진은 연료가 감소 되었기 때문에 감속을 시작하고 플라이웨이트는 점차로 원래의 수직위치로 복귀한다.

2.1.2 조속기의 동특성

방정식파이롯트 밸브 프란저(Pilot Valve Plunger)에 관한 방정식은

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

으로 표현되며, 여기서 $K_6, K_2, K_1, K_3, a_3, X, P$ 는 다음과 같다.

K_6 : The force of ball head (lb/rpm)

K_2 : Ball arm scale (lb/in)

K_1 : Speeder spring scale (lb/in)

K_3 : Reaction scale at pilot valve (lb/in)

a_3 : The area of compensator plunger (in²)

X : Displacement from the equilibrium position of pilot valve(in)

P : Deviation of pressure (psi)

$K_5 = K_1 - K_2 + K_3$ 로 두면 그 결과식은

$$K_6 N_E(S) = -K_5 X + a_3 P \quad (2.2)$$

으로 표현된다.

파이롯트 밸브 (Pilot Valve)를 흐르는 유량에 관한 방정식은

$$K_4 X = -a_1 S Z \quad (2.3)$$

으로 표현될 수 있으며 K_4, a_1, Z 는 다음과 같다.

K_4 : The flow flux at pilot valve (in³/sec/in)

a_1 : The area of power piston (in²)

Z : Displacement of power piston (in)

보상기 (Compensator)를 흐르는 유량의 방정식은

$$-a_1 S Z + a_3 S X = C_4 P + a_4 S Y \quad (2.4)$$

으로 표현되며 Y는 다음과 같다.

Y : Displacement from the equilibrium position of buffer piston (in)

완충 피스톤 (Buffer Piston)에 걸린 힘의 방정식은

$$a_4 P = K_7 Y \quad (2.5)$$

으로 표현되며 a_4 , K_7 는 다음과 같다.

a_4 : The area of buffer piston (in²)

K_7 : Buffer spring scale (lb/in)

(2.5)식의 Y를 (2.4)식에 대입하면

$$-a_1 S Z + a_3 S X = C_4 P + \frac{a_4^2}{k_7} S P \quad (2.6)$$

를 얻을 수 있으며

(2.2)식 에서 Droop이 존재하면 (2.7)식과 같이 표현된다.

$$K_6 N_E(S) = K_5 X + a_3 P - K_1 \rho Z \quad (2.7)$$

(2.7)식 에서 P와 SP를 구하면

$$P = \frac{K_6 N_E(s) - K_5 X}{a_3} - \frac{K_1 \rho Z}{a_3}$$

$$SP = \frac{K_6 S N_E(s) - K_5 S X}{a_3} - \frac{K_1 \rho S Z}{a_3} \quad (2.8)$$

(2.8)식을 (2.6)식에 대입하면 (2.9)식과 같이 표현되고

$$-a_1 S Z + \left[a_3 + \frac{a_4^2 K_5}{a_3 K_7} \right] S X + \frac{C_4 K_5}{a_3} X + \frac{C_4 K_1 \rho Z}{a_3} + \frac{a_4^2 K_1 \rho}{a_3 K_7} S Z$$

$$= \left[\frac{C_4 K_6}{a_3} + \frac{a_4 K_6}{a_3 K_7} S \right] N_E(s) \quad (2.9)$$

여기서

$$X = -\frac{a_1}{K_4} S Z, \quad SX = -\frac{a_1}{K_4} S^2 Z \quad (2.10)$$

(2.10)의 관계식을 대입한 후 정리하면

$$\left[S^2 + \left[\frac{(K_5 C_4 + a_3 K_4) K_7}{a_4^2 K_4 + a_3^2 K_7} + \frac{a_4^2 K_1 K_4 \rho}{a_1 (a_4^2 K_5 + a_3^2 K_7)} \right] S \right. \\ \left. + \frac{K_1 K_4 K_7 C_4 \rho}{a_1 (a_4^2 K_4 + a_3^2 K_7)} \right] Z = - \left[\frac{a_4^2 K_4 K_6}{a_1 (a_4^2 K_5 + a_3^2 K_7)} \right] S \\ + \left[\frac{a_4^2 + K_4 K_6}{a_1 (a_4^2 K_5 + a_3^2 K_7)} \right] \left[\frac{C_4 K_7}{a_4^2} \right] N_E(s) \quad (2.11)$$

(2.11)식을 보다 간단한 표현으로 정리하면 (2.12)식과 같다.

$$[S^2 + (\alpha_1 + \alpha_2 \alpha_d) S + \alpha_2 \alpha_3 \alpha_d] Z = -\alpha_2 (S + \alpha_3) N_E(s) \quad (2.12)$$

여기서 $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ 는 각각 다음과 같다.

$$\alpha_1 = \frac{(K_5 C_4 + a_3 K_4) K_7}{a_4^2 K_5 + a_3^2 K_7}, \quad \alpha_2 = \frac{a_4^2 K_4 K_6}{a_1 (a_4^2 K_5 + a_3^2 K_7)}, \quad \alpha_3 = \frac{C_4 K_7}{a_4^2}$$

(2.12)식에

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

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

$$\beta_2 = \alpha_1 \alpha_3 \alpha_d$$

의 관계를 대입하면 (2.13)식이 얻어진다.

$$(S^2 + \beta_1 S + \beta_2) Z = -\alpha_2 (S + \alpha_3) N_E(s) \quad (2.13)$$

여기서 음의 부호는 Power Piston의 변위 방향에 의하여 변경되며, 입력 및 출력이 미소 변화하는 경우 동특성은 변화가 없으므로 조속기의 동특성은 (2.14)식과 같이 전형적인 2차계로 표현된다.

$$\frac{\Delta Z(s)}{\Delta N_E(s)} = \frac{\Delta Z(s)}{\Delta N_R(s) - \Delta N_G(s)} = \frac{\alpha_2 (S + \alpha_3)}{S^2 + \beta_1 S + \beta_2} = \frac{\alpha_2 (S + \alpha_3)}{S^2 + 2\xi \omega_n S + \omega_n^2} \quad (2.14)$$

2.2 엔진 및 회전계통의 전달함수

2.2.1 엔진의 전달함수

엔진의 출력은 근사적으로 조속기 파워 피스톤(Power Piston)의 변위에 비례하고 과도상태에서 시간지연(Time Delay)이 L 초라고 하면 연료 랙(Fuel Rack) 동작후 L 초 후에 출력이 변동되므로 엔진의 전달함수는 (2.15)식과 같이 표현할 수 있다.^{10,11)}

$$G_E(s) = \frac{\Delta P_e(s)}{\Delta Z(s)} = K_e e^{-LS} \quad (2.15)$$

여기서, K_e : 엔진의 정상상태 이득
 L : 엔진의 시간지연 (sec)

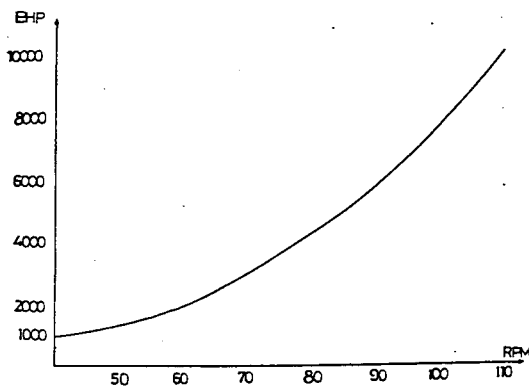


Fig. 2.3 Propeller Law Curve..

2.2.2 회전계통의 전달함수

그림 2.3은 2.4장 모 선박의 시운전 결과로부터 구한 프로펠러의 로우 커브 (Propeller Law Curve)이다.¹²⁾

회전계통의 정상이득은 Propeller Law Curve의 동작점에서의 기울기이다. 이는 회전수의 세제곱에 비례한다.^{13,14)}

추진기의 속도가 ω 에서 $\omega + \Delta\omega$ 로 변경되는 과도상태에서의 에너지 방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \Delta P_s \Delta t &= \frac{1}{75 \cdot 2} \{ J(\omega + \Delta \omega)^2 - J\omega^2 \} + \left[\frac{\partial P_s}{\partial N} \Delta N \right] \Delta t + \Delta P_s \Delta t \\ &= \frac{J\omega \Delta \omega}{75} + K_L \Delta N \Delta t + \Delta P_s \Delta t \end{aligned} \quad (2.16)$$

여기서 $K_L = \frac{\partial P_s}{\partial N}$ 는 임의점에서 Law Curve의 기울기이다.

(2.16)식 에서 Δt 를 양변에 나누면

$$\Delta P_s = \frac{J\omega}{75} \frac{\Delta \omega}{\Delta t} + K_L \Delta N + \Delta P_s = \frac{J}{75} \left[\frac{2\pi}{60} \right]^2 \frac{\Delta N}{\Delta t} + K_L \Delta N + \Delta P_s \quad (2.17)$$

을 얻을 수 있다.

(2.17)식을 Laplace 변환하고 정리하면 이 된다.

$$\Delta P_s(s) - \Delta P_s(s) = \left[\frac{J}{75} \left[\frac{2\pi}{60} \right]^2 S + K_L \right] \Delta N(s) \quad (2.18)$$

(2.18) 식에서 J가 기관의 회전부분과 추진기의 관성 모멘트의 합이라고 하면 회전계통의 전달함수는 (2.19)식과 같다.

$$G_R(s) = \frac{\Delta N(s)}{\Delta P_s(s) - \Delta P_s(s)} = \frac{1/K_L}{\frac{J}{75} \left(\frac{2\pi}{60} \right)^2 S + 1} = \frac{K_r}{T_r S + 1} = \frac{K_r}{\alpha_r + S} \quad (2.19)$$

여기서

$$K_r = \frac{1}{K_L} : \text{회전계통의 정상이득}$$

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

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

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

또한 저속의 엔진과 고회전의 조속기 스피드 스피들(Speed Spindle) 사이 워엄기어(Worm Gear)의 치차수비를 K_f 라 하면 이들의 속도비는 (2.20)식과 같다.

$$\Delta N_G(s) = K_f \Delta N(s) \quad (2.20)$$

2.3 속도제어 시스템의 전달함수

2.1, 2.2절에서 유도한 각 전달함수를 이용하여 추진속도제어 시스템의 블록선도를 완성하면 그림 2.3과 같다.

그림 2.3 으로 부터 시스템의 전달함수 (Transfer Function) 즉 엔진 속도에 대한 기준입력과 출력사이의 전달함수를 구하면 (2.20)식과 같다. 단, 외란으로 작용하는 $\Delta P_s(s)$ 는 작용하지 않는 것으로 간주한다.

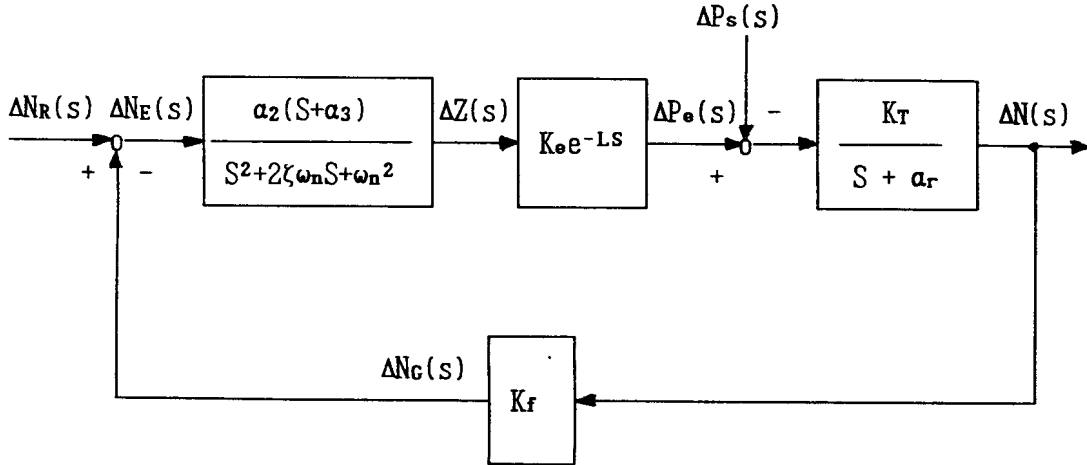


Fig. 2.3 Block Diagram of the Propulsion Speed Control System.

$$G_N(s) = \frac{\Delta N(s)}{\Delta N_R(s)} = \frac{G(s)}{1 + K_f G(s)} \quad (2.20)$$

이때 개루프 전달함수 (Open Loop Transfer Function)는 다음과 같다.

$$G(s) = \frac{\alpha_2(S + \alpha_3)}{S^2 + 2\zeta\omega_n S + \omega_n^2} K_e e^{-LS} \frac{K_T}{S + \alpha_r} \quad (2.21)$$

2.4 시스템의 파라미터

본 연구에서 적용된 엔진과 프로펠러에 대한 모델사양 및 파라미터 상수는 다음과 같다.

엔진사양

TYPE	: MAN - B&W 6L60MCE
NO. OF CYLINDER	: 6
STROKE × BORE	: 1944 mm × 600 mm
M.C.R	: 10,800 BHP 111 RPM
Mean Effective Pressure	: 13.3 Kg/cm ²
Total Moment of Inertia	: 5,816 Kg-m-sec ²
F.O Consumption Rate	: 123 g/BHP.Hr

프로펠러 사양

Dia of Propeller	: 6,150 mm
Material	: Ni-AL-Bronze
Moment of Inertia	: 3,975 Kg-m-sec ²

또한 위와 같이 선택된 모델에 대하여 해상 시운전 결과 측정된 파라미터 상수는 표 2.1과 같다.

10-12)

여기서 K_e , K_L , K_r , T_r , K_T , α_r 의 파라미터는 계산결과로 얻어지며 엔진의 시간지연(Time Delay) L

Table 2.1

BHP	9671	7300	5395	3840	2606	1663	1975
RPM	110	100	90	80	70	60	50
PARAMETER							
K_c	29.26	29.26	29.26	29.26	29.26	29.26	29.26
K_L	248.6	237.1	190.5	155.5	123.4	94.3	68.8
K_r	0.004	0.005	0.006	0.008	0.010	0.015	0.020
T_r	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
α_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	0.5

은 $15/N < D.T < 15/N + 60/N \cdot n$ 로 계산하였다.^{10,15)} (N : 엔진의 회전수, n : 1회전에 착화하는 실린더 수)

3. Nichols선도에 의한 제어계통의 해석

주파수 응답특성을 알아보는 방법에는 보드선도(Bode Diagram), 나이퀴스트선도(Nyquist Diagram) 니콜스선도(Nichols Chart) 등이 있으나 니콜스선도는 동일 최대공진값(M_p)의 곡선과 진폭값의 대수치 및 위상값이 같이 표시 됨으로 이 선도로 부터 과도상태의 오버슈트(Overshoot)를 알 수 있는 최대공진값(M_p 치), 시스템의 안정도(Relative stability)를 나타내는 이득여유(Gain Margin)와 위상여유(Phase Margin)를 동시에 알아 볼 수 있을뿐 아니라, $M_p = 0.707$ 의 곡선과의 교점에서 각주파수값은 대역폭(Bandwidth)을 나타낸다. 대역폭이 넓으면 고주파의 신호가 잘 전달됨으로 빠른 응답특성을 가지며 좁을 경우에는 낮은 주파수의 신호만이 잘 전달됨으로 느린 응답특성을 얻게되어 대역폭은 응답의 상승시간(Rising Time)에 관계가 깊다. 니콜스선도는 제어시스템의 설계에 필요한 최대공진값, 위상여유, 이득여유는 물론 대역폭도 한번에 알 수 있는 장점이 있으나 정확한 과도 상태는 알 수 없는 결점이 있다.

본 연구에서는 니콜스선도에 의하여 선박 속도제어 시스템을 분석하고 불안정한 시스템도 최적 파라미터를 찾아 이들을 조정하면 좋은 과도응답을 얻을 수 있음을 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 확인하였다.

그림 3.1의 니콜스선도에서 위쪽 선도는 응답곡선이 불안정 영역을 통과 하므로 불안정한 시스템(Unstable system)이고 아래쪽 선도는 안정 영역을 지나므로 안정한 시스템(Stable system)으로 양의 위상여유와 양의 이득여유를 갖는다. 제2장에서 주어진 파라미터값을 개루프 전달함수에 대입하면 여러가지 많은 니콜스선도를 그릴 수 있으나 $\zeta = 1.0$, $\alpha_3 = 5.24$, $\omega_n = 10.47$ (rad/sec), 전체이득 = 26, $L = 0.5$ (sec)의 값이 주어질때, 시스템은 안정한계에 다달으며 그때의 응답곡선은 선도의 원점을 통과하기 때문에 이를 기준 파라미터로 하고 각 파라미터 값이 변함에 따라 응답곡선이 어떻게 변

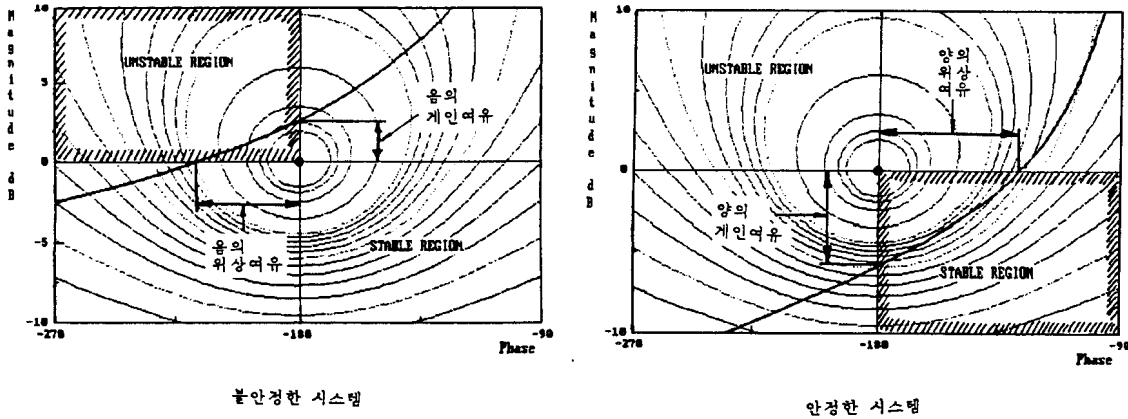


Fig. 3.1 Nichols Chart of unstable and stable system.

3.1 엔진의 시간지연(Time Delay)과 정상이득(Gain)

3.1.1 엔진의 시간지연(Time Delay)

앞절에서 설명한 기준 파라미터값 중에서 엔진의 시간지연만을 변경시켜서 니콜스선도를 그리면 그림 3.2와 같은 선도를 얻을수 있으며, 이 선도로 부터 시스템 설계에 필요한 자료를 정리하면 표 3.1과 같다.

시스템의 시간지연이 클 수록 최대공진치, 대역폭, 이득여유, 위상여유 모두 감소하여 $L = 0.5(\text{sec})$

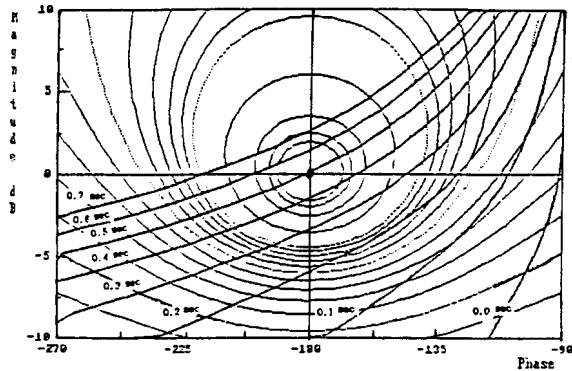


Fig. 3.2 The Nichols Chart to the Variation of Time Delay.

Table 3.1

Time Delay 시간지연 (sec)	MP 최대 공진치	Band -width 대역폭 (rad/sec)	Gain Margin 이득여유 (dB)	Phase Margin 위상여유 (Degree)	비고
0.0	0.98	3.36	∞	88.75	안정
0.1	0.98	7.29	10.44	70.63	안정
0.2	1.33	7.98	5.93	52.52	안정
0.3	2.55	7.08	3.35	34.40	안정
0.4	5.89	6.10	1.43	16.29	안정
0.5	10.02	5.10	-0.15	-1.83	불안정
0.6	6.00	4.66	-1.49	-19.94	불안정
0.7	4.10	4.26	-2.66	-38.06	불안정

이상에서는 시스템은 불안정해진다. 이는 대형 저속기관이 낮은 속도에서 운전 될수록 시간지연이 커지게 됨으로 같은 조속기라도 고속 및 중속에서는 안정하나 저속에서는 불안정한 헌팅(Hunting) 현상이 발생할 수 있음을 알 수 있다.

3.1.2 정상이득 (Gain)

시스템의 기준 파라미터에서 전체이득(Total Gain) $K_G = \alpha_2 \cdot k_e \cdot K_T$ 를 5, 10, 15, 20, 30으로 변경시켜 Nichols선도를 그리면 그림 3.3과 같으며 이 그림에서 필요한 자료를 정리하면 표3.2와 같다. 시스템의 이득이 증가하면 최대공진치와 대역폭은 커지나, 이득여유와 위상여유는 감소하여 이득이 26이상일때 시스템은 불안정 해진다. 전체 이득중 엔진의 이득 K_e 는 대형기관 일수록 단위 랙크(Rack)의 변위당 연료유 주입량 및 출력이 커지므로 동일한 조속기라도 대형 저속기관에 이용될 경우에는 K_G 의 증대로 불안정해진다.

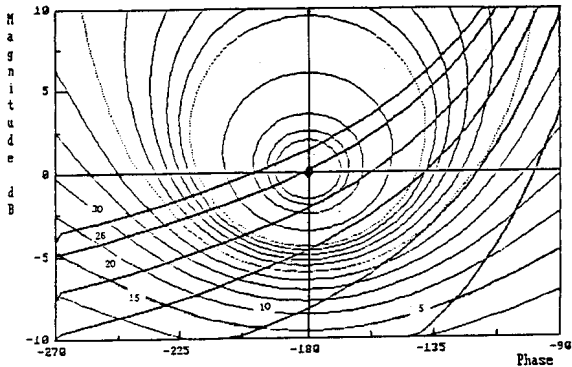


Fig. 3.3 The Nichols Chart to Total Gain Variation.

Table 3.2

Total Gain 전체이득	MP 최대 공진치	Band -width 대역폭 (rad/sec)	Gain Margin 이득여유 (dB)	Phase Margin 위상여유 (Degree)	비고
5	0.89	0.78	14.17	80.71	안정
10	1.01	2.89	8.15	60.42	안정
15	1.81	4.26	4.63	41.68	안정
20	4.23	4.80	2.13	22.52	안정
26	10.02	5.10	-0.15	-1.83	불안정
30	7.28	5.14	-1.39	-18.98	불안정

3.2 조속기의 고유각주파수(ω_n)와 α_3 파라미터

3.2.1 조속기의 고유각주파수(ω_n)

시스템의 기준 파라미터에서 조속기의 고유각주파수(ω_n)만을 5, 7, 15, 20, 30(rad/sec) 범위로 변경시켜 니콜스선도를 그리면 그림 3.4를 얻는다. 이 선도로 부터 필요한 자료를 정리하면 표 3.3과 같다. 조속기의 고유각주파수가 클수록 최대공진치와 대역폭은 감소하고 위상여유와 이득여유는 증대하며 $\omega_n = 10.47$ (rad/sec)보다 작은 값일 경우에는 시스템은 불안정 해진다.

$$\text{조속기의 고유각주파수 } \omega_n = \sqrt{\alpha_2 \alpha_3 \alpha_4} = \left[\frac{C_4 K_4 K_1 K_7 \rho}{a_1 (a_4 K_5 + a_3^2 K_7)} \right]^{1/2} \text{ 의}$$

요소로 구성된다. 니들밸브의 유속(Flow Flux) C_4 , 파이롯트 밸브(Pilot Valve)의 유속(Flow Flux) K_4 , 스피더 용수철의 용수철계수 K_1 , 완충 용수철의 용수철계수 K_7 , 파워 피스톤의 피이드 백 비율(Feedback Ratio) ρ 등은 쉽게 변경할 수 있으므로 같은 조속기라도 이들 부품이나 운전상태를 변경하면 운전중에 일어나는 헌팅(Hunting)을 막을 수 있을 뿐 아니라 이들을 잘 조정하면 적당한 최대공진치, 대역폭, 위상 및 이득여유를 얻을 수 있으므로 좋은 응답특성을 얻을 수 있음을 다음 장의 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 확인할 수 있다.

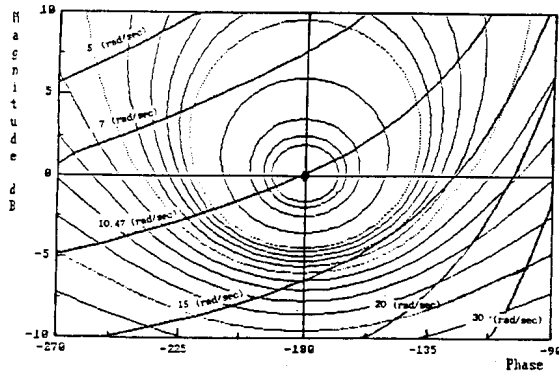


Fig. 3.4 The Nichols Chart to Variation of Natural Angular Frequency.

Table 3.3

ω_n 주파수 (rad/sec)	MP 최대 공진치	Band -width 대역폭 (rad/sec)	Gain Margin 이득여유 (dB)	Phase Margin 위상여유 (Degree)	비고
5	1.30	5.58	-14.09	-171.53	불안정
7	5.89	6.10	-7.67	-108.14	불안정
10.47	10.02	5.10	-0.15	-1.83	불안정
15	1.19	4.14	6.46	54.76	안정
20	0.92	1.33	11.67	75.67	안정
30	0.84	0.34	19.00	93.39	안정

3.2.2 α_3 파라미터 시스템의 기준

파라미터에서 α_3 만을 0.5, 1, 2, 3, 4, 7로 변경시켜 Nichols 선도를 그리면 그림 3.5와 같다. 이 그림으로 부터 필요한 자료를 뽑아 정리하면 표 3.4를 얻을 수 있다. 개루프 전달함수의 영점(Zero)인 α_3 값이 커지면 최대공진치와 대역폭은 증대하나 이득여유와 위상여유는 감소하여 $\alpha_3 = 5.24$ 보다 크면 시스템은 불안정해진다.

파라미터는 $\alpha_3 = K_7 \cdot C_4 / a_4$ 로 이루어 짐으로 니들밸브(Needle Valve)의 유속(Flow Flux) C_4 , 완충용수철(Buffer Spring)의 용수철계수 K_7 , 완충피스톤의 단면적 a_4 , C_4 , K_7 은 쉽게 변경시킬 수 있으므로 조속기를 대형저속기관에 채용하여 런팅현상이 발생하더라도 이를 적절히 변경시키면 쉽게 안정한 운전을 할 수 있음을 알 수 있다.

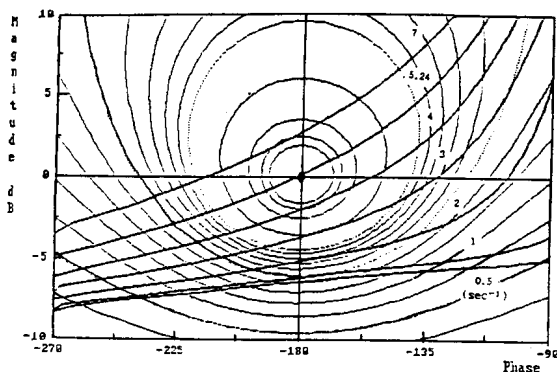


Fig. 3.5 The Nichols Chart to the Variation of α_3

Table 3.4

α_3	MP 최대 공진치	Band -width 대역폭 (rad/sec)	Gain Margin 이득여유 (dB)	Phase Margin 위상여유 (Degree)	비고
0.5	0.93	.2/3.2/5.4	6.38	122.17	안정
1	0.98	.5/2.7/5.3	6.10	103.15	안정
2	1.28	5.10	5.13	73.96	안정
3	2.06	5.10	3.67	48.18	안정
4	4.23	5.10	1.95	24.58	안정
5.24	10.02	5.10	-0.15	-1.83	불안정
7	3.83	5.25	-2.74	-34.58	불안정

3.3 감쇄계수(ζ)와 α_r 파라미터

3.3.1 감쇄계수(ζ)

시스템의 기준 파라미터에서 감쇄계수(ζ)만을 0.01, 0.1, 0.7, 2.0, 5.0, 10 으로 변경시켜 니콜스선

도를 그리면 그림 3.6과 같다. 이 그림으로 부터 시스템 설계에 필요한 자료를 정리하면 표 3.5를 얻는다.

감쇄계수를 변동해도 최대공진치, 대역폭, 이득여유, 위상여유 등은 크게 변동하지 않으므로 시스템의 안정성에는 큰 영향을 미치지 못하나 대체로 감쇄계수가 감소하면 시스템은 불안정해 진다.

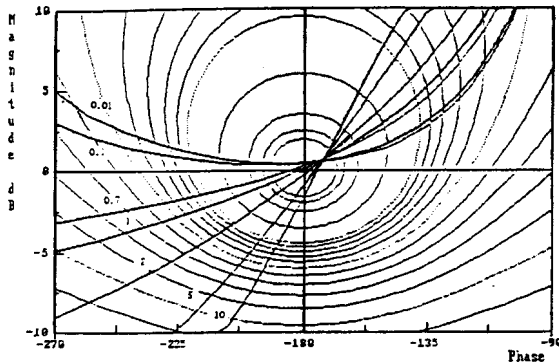


Fig. 3.6 The Nichols Chart to the Variation of Damping Ratio.

Table 3.5

ξ 감쇄계수	MP 최대 공진치	Band -width 대역폭 (rad/sec)	Gain Margin 이득여유 (dB)	Phase Margin 위상여유 (Degree)	비고
0.01	8.49	14.93	-0.50	$-\infty$	불안정
0.1	16.58	15.38	-0.51	$-\infty$	불안정
0.7	12.12	5.74	-0.29	-4.76	불안정
1.0	10.02	5.10	-0.15	-1.83	불안정
2.0	49.25	3.78	0.23	1.76	안정
5.0	10.74	2.64	0.90	3.91	안정
10.0	12.74	1.90	1.60	4.83	안정

3.3.2 α_r 파라미터

시스템의 기준 파라미터에서 회전계통의 관성모우멘트에 관계되는 α_r 만을 0.001, 0.01, 0.1, 0.5, 1.0, 2.0 으로 변경시켜 니콜스선도를 그리면 그림 3.7과 같다. 이 그림으로 부터 필요한 자료를 정리하면 표 3.6을 얻는다. 대체로 α_r 가 변동해도 최대공진치, 대역폭, 이득여유는 크게 변하지 않으나 위상여유는 α_r 가 적은 값을 가질수록 감소하여 시스템은 불안정해 진다. 이는 같은 조속기라도 관성모우멘트가 적은 소형조속기관에 이용하면 안정하고, 관성모우멘트가 큰 대형조속기관 에서는 불안정해 진다는것을 알 수 있다.

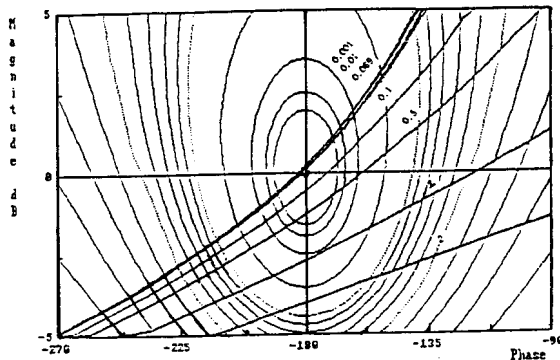


Fig. 3.7 The Nichols Chart to the Variation of α_r

Table 3.6

α_r	MP 최대 공진치	Band -width 대역폭 (rad/sec)	Gain Margin 이득여유 (dB)	Phase Margin 위상여유 (Degree)	비고
0.001	8.36	5.10	-0.25	-3.06	불안정
0.01	8.53	5.10	-0.24	-2.90	불안정
0.069	10.02	5.10	-0.15	-1.83	불안정
0.1	11.01	5.10	-0.10	-1.13	불안정
0.5	17.26	5.25	0.52	7.38	안정
1.0	4.89	5.41	1.27	20.98	안정
2.0	2.89	1.5/5.6	2.69	61.99	안정

4. 컴퓨터 시뮬레이션 결과 및 고찰

4.1 컴퓨터 시뮬레이션에 의한 분석

니콜스선도에서는 오버슈트(Overshoot)를 나타내는 최대공진값(M_p), 반응속도를 반영하는 대역폭(B.W),안정도를 표시하는 위상 및 이득여유는 알 수 있으나 과도상태에서의 파형에서 얻을 수 있는 상승시간(Rising Time), 정정시간(Settling Time)이나 정상오차(Offset)의 크기등은 알 수 없다. 이 절에서는 최적 파라미터를 얻기 위하여 앞 절의 각 니콜스선도에서 각 파라미터의 변동때의 곡선들이 계단상 입력이 주어졌을 때는 어떠한 과도특성을 갖는지를 컴퓨터 시뮬레이션에 의하여 분석한 후 짧은 상승시간과 짧은 정정시간을 갖는 최적 파라미터를 찾아 보았다.

4.1.1 엔진의 시간지연(Time Delay)과 전체이득(Total Gain)

○ 엔진의 시간지연(Time Delay)

Fig 4. 1은 조속기의 기준 파라미터에서 엔진의 시간지연만을 0.0, 0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5로 변경시켰을 때의 계단응답이다. 시간지연이 감소함에 따라 정정시간과 오버슈트가 감소하나 정상오차는 변동이 없음을 알 수 있으며 시간지연이 시스템의 과도특성에 커다란 영향을 미침을 확인 하였다. 그러나 시간지연을 결정하는 엔진의 속도나 실린더 수 등은 엔진의 설계시 결정됨으로 조속기에서는 조정할 수 없는 파라미터이다.

○ 전체이득(Total Gain)

Fig 4. 2는 기준 파라미터에서 시스템의 전체이득(Total Gain)만을 5, 10, 15, 20, 30으로 변경시켰을 때의 계단응답이다. 이득이 증가 할수록 오버슈트, 상승시간, 정정시간등이 증대하나 정상오차는 감소함을 알 수 있다. 제어 시스템의 전체이득을 조정하면 어느정도 좋은 과도응답을 얻을 수 있다.

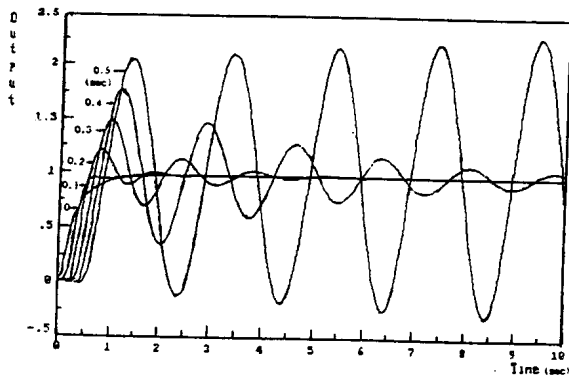


Fig. 4.1 The Step Response to the Variation Time Delay.

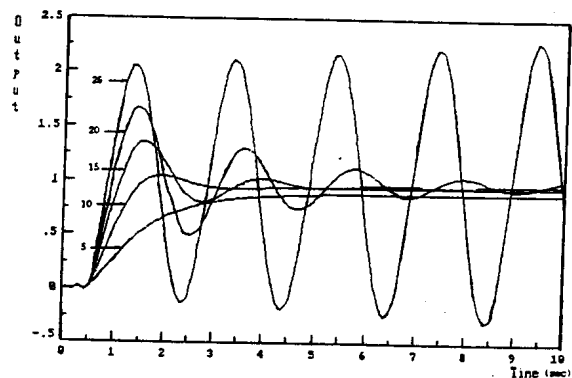


Fig. 4.2 The Step Response to the Variation of Total Gain.

4.1.2 조속기의 고유각주파수(ω_n)와 3 4파라미터

○ 조속기의 고유각주파수(ω_n)

때의 계단응답이다. 고유각주파수가 작아지면 오버슈트가 커지나 상승시간 및 정정시간은 짧아지며 정상오차는 감소한다. 고유각주파수를 적절히 조정하면 좋은 과도응답을 얻을 수 있음을 알 수 있다.

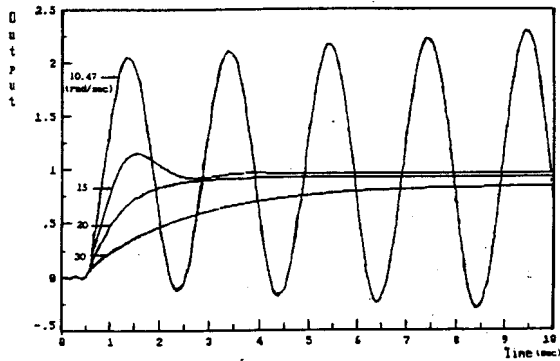


Fig. 4.3 The Step Response to the Variation of Natural Angular Frequency.

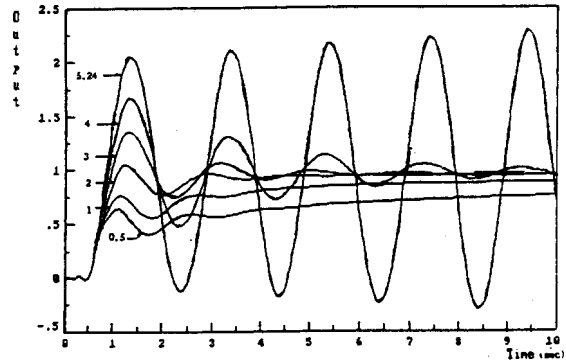


Fig. 4.4 The Step Response to the Variation of α_3

○ α_3 파라미터

Fig 4. 4는 기준 파라미터에서 3만을 0.5, 1, 2, 3, 4로 변경시켰을 때의 계단응답이다. α_3 값이 커지면 오버슈트가 커지고 상승시간이 짧아지나, 정정시간은 변동이 적고 정상오차도 줄어드는 특이한 과도특성을 가짐을 알 수 있다. α_3 는 시스템을 안정시키는데 기여할 뿐 아니라 과도특성을 개선하는 데도 큰 효과를 기대 할 수 있음을 알 수 있다.

4.1.3 감쇄계수(ζ)와 α_r 파라미터

○ 감쇄계수(ζ)

Fig 4. 5는 기준 파라미터에서 감쇄계수만을 2.0, 5.0, 10으로 변경시켰을 때의 계단응답이다. 조속기의 감쇄계수는 과도응답의 개선에는 별 영향을 미치지 못함을 알 수 있다.

○ α_r 파라미터

Fig 4. 6은 기준 파라미터에서 α_r 만을 0.5, 1.0, 2.0으로 변경시켰을 때의 계단응답이다. α_r 는 안정

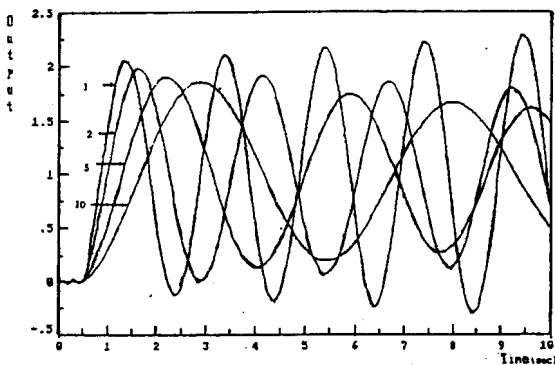


Fig. 4.5 The Step Response to the Variation of Damping Ratio.

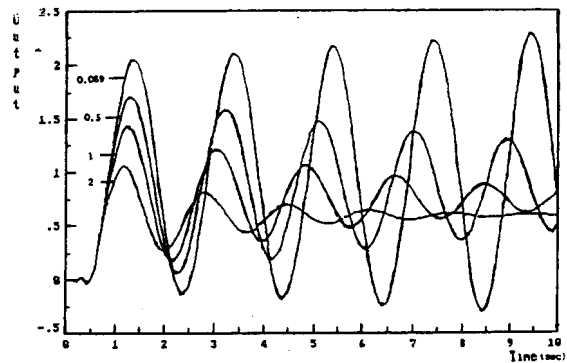


Fig. 4.6 The Step Response to the Variation of α_r

성을 확보 하는데는 다소 기여하나 과도응답을 개선하는 데에는 별 도움이 되지 않음을 알 수 있다.

4.2 속도제어 계통의 최적 파라미터

안정한계인 기준 파라미터에서 시스템에 큰 영향을 미치는 α_3 와 ω_n 을 적절히 조정하여 컴퓨터를 통하여 여러가지 계단응답을 구하고 그 중에서 가장 좋은 응답특성을 갖는 과도응답을 선택하면 그림 4.8과 같으며 그때의 니콜스선도는 그림 4.7과 같다. 이 선도로 부터 필요한 자료를 정리하면 표 4.1과 같다. 두 응답곡선은 거의 일치함을 알 수 있으며 불안정한 제어시스템도 α_3 와 ω_n 만

Table 4.1

Time Delay 시간지연 (sec)	α_3	ω_n	MP 최대공진치 (rad/sec)	Band width 대역폭 (dB)	Gain Margin 이득여유 (Degree)	Phase Margin 위상여유	비고
0.5	5.24	10.47	10.02	5.10	-0.15	-1.83	불안정
0.5	16	4.5	0.94	2.93	8.76	67.62	안정
0.5	17	5	0.94	2.64	9.10	67.40	안정

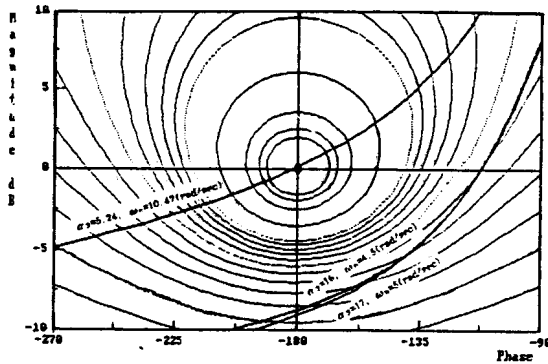


Fig. 4.7 Nichols Chart at Optimum parameters and Reference Parameters.

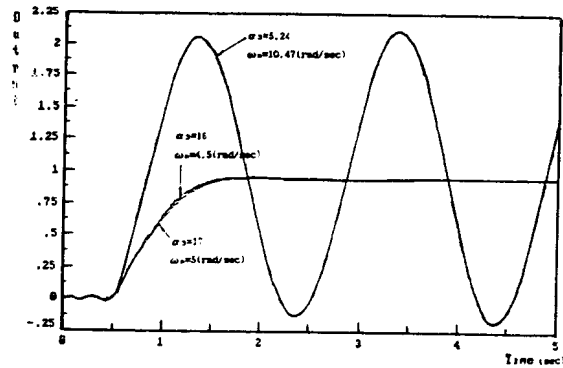


Fig. 4.8 The Step Response to Optimum parameters and Reference Parameters.

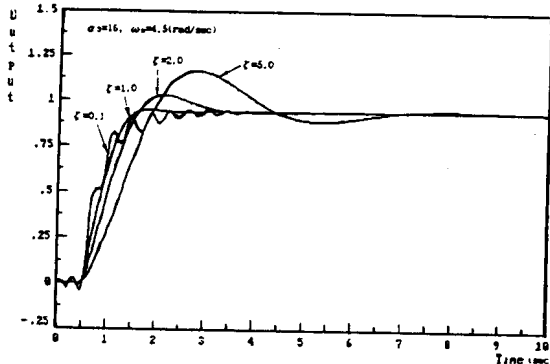


Fig. 4.9 The Step Response to Optimum Parameters and Variations of Damping Ratio.

의 조정으로 안정화 시킬수 있음은 물론 좋은 과도응답을 얻을 수 있음을 알았다.

따라서 선박용 조속기에서 α_3 와 ω_n 의 파라미터를 구성하는 C_4, K_4, K_1, K_7, ρ 의 요소들을 적절히 변동시켜 조정하면 기존의 기계-유압식 조속기도 성능을 개선 시킬수 있음을 확인하였다.

그림 4.9는 최적 파라미터에서 감쇄계수 ζ 만을 변동시켰을 때의 계단응답으로 $\zeta = 0.1 < 1.0$ 일때는 지글링(jigling) 현상이 발생하며 $\zeta = 2 > 1$ 일때는 상승시간과 정정시간이 모두 커져서 과도응

답이 좋지 못하나 정상오차는 변동이 없음을 알 수 있다.

5. 결 론

선박용 기계-유압식 조속기를 2차계로 모델링한 후 니콜스선도를 이용해 시스템의 각 파라미터 변동에 의한 영향을 분석하고, 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 과도특성을 해석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 엔진 시간지연의 증가는 시스템의 안정성에 크게 영향을 미쳐 불안정하게 한다.
- 2) 시스템의 전체이득이 증가함에 따라 불안정 해지고 낮은 값에서는 안정하나 정상오차가 커진다.
- 3) 조속기의 고유각주파수(ω_n)는 증가함에 따라 안정해지나, 높은 값에서 큰 정상오차가 생기고 낮은 값에서는 불안정 해지며 적절히 조정하면 좋은 과도응답을 얻을 수 있다.
- 4) α_3 파라미터는 값이 감소함에 따라 안정해지나 이득여유에 비해 위상 여유의 증가가 커져 큰 정상오차가 발생하나 적절히 조정하면 좋은 과도 응답을 얻을 수 있다.
- 5) 감쇄계수(ζ)는 안정성에 영향을 아주 작게 주며 보통 0.2 보다 작은 값에서는 지글링이나 헛현상을 유발한다.
- 6) α_r 파라미터는 증가함에 따라 안정해지나 과도응답에는 별 영향을 주지 못한다.
- 7) ω_n , α_3 파라미터를 잘 조정하면 불안정한 시스템을 안정하게 할 뿐 아니라 오버슈트와 정정시간이 아주 작은 과도특성을 얻을 수 있게 한다.

기계-유압식 조속기의 α_3 , ω_n 의 파라미터를 구성하는 C_4 , K_4 , K_1 , K_7 , 등을 적절히 조정 또는 변경하거나 설계단계에서 a_1 , a_3 , a_4 의 변경을 통해 최적파라미터를 얻을 수 있다면 오버슈트가 거의 없으면서 짧은 정정시간을 갖는 과도응답을 얻을 수 있으며, 종래의 기계-유압식 조속기도 그 성능이 개선될 수 있음을 확인하였다.

참고문헌

- 1) 韓國船舶機關學會 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 制御 - 決定 開發” 日本船舶機關學會, 第24會, (昭和63年春季)學術講演.
- 3) 林 直司, 德光洋文, “電子 動向”, 日本船舶機關學會 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 control of prime mover speed”, 1981.
- 6) Benjamin C. KUO, “Automatic Control Systems”, Prentice-Hall Inc., 1991.
- 7) 김종식, “線形 制御시스템 工學” 청문각, pp. 204 - 211, 1988.
- 8) 천희영, 홍봉식, 박춘배, “自動制御解析과 制御機器”, 청문각, pp. 228 - 239, 1990.
- 9) 하주식, “自動制御工學”, 한국해양대학 해사도서출판부, pp. 146 - 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) Korea Shipbuilding & Engineering Co.,Ltd., "Result of sea Trial", 1988.
- 13) B & W Engineering Educational Dept. E2885/PRN/FCJ/790321
- 14) 전효중, "船舶 動力傳達裝置", 태화출판사, pp. 316, 1986.
- 15) 유명호, 하주식, "舶用 디젤機關의 速度制御에 關한 研究", 한국해양대학 대학원 논문집, 1990.
- 16) 소명옥, 하주식, "디젤엔진의 最適速度制御를 위한 퍼라미터 推定에 關한 研究", 한국해양대학 대학원 논문집, 1989.
- 17) A. Frank D'Souza, "Design of Control Systems", Prentice-Hall Inc., pp. 176 - 179, 1988.
- 18) 大津懿徳, 三上 忍, 林 直司, "概論", 日本舶用機關學會 第10卷 第5號, pp. 12 - 19, 1975.
- 19) Perter M.Thompson, "Program CC Version 4.0 Reference Manual", Systems Technology, Inc., 1988.