

機械油壓式 調速機를 가진 船舶用 디젤機關의 速度安定性에 관한 研究

韓奉周¹⁾ · 朴進吉²⁾

A Study on the Speed Stability of the Marine Diesel Engine with a Mechanical-Hydraulic Governor

B.Z. Han, J.G. Park

目 次	
제1장 서론	제4장 속도제어 계통의 안정성 분석
제2장 선박속도 제어계통의 전달 함수	4.1 플랜트 사양 및 정수 계산
2.1 선박추진계통의 블록 선도	4.2 지연시간(Dead Time)에 의한 영향
2.2 모델 사양	4.3 정상이득(Gain)에 의한 영향
2.3 속도제어 시스템의 전달 함수	4.4 감쇄 계수(Damping Ratio)에 의한 영향
제3장 특정방정식과 안정성 해석	4.5 검토 및 고찰
3.1 S영역과 Z영역에서의 안정성	제5장 결론
3.2 시스템의 특정방정식	참고문헌

Abstract

The propulsion marine diesel engine have been widely applied with a mechanical-hydraulic governor for the speed control.

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 and hunting by rough fluctuation of rotating torque. In order to reduce these difficulties the digital governor system is often adapted for the speed control of the marine diesel engine

1) NORCON. 한국지사 2) 한국해양대학

In this paper, in order to analyze the speed stability of control system, the influence of parameters of the engine dead time, gain, damping ratio was discussed on the view of control engineering. The transfer function of propulsion system was converted to the Z-transformation and the root loci of characteristic equation was investigated by the computer calculation to evaluate the influence of system parameters.

From the above work it was confirmed that the parameters such as dead time, system gain and damping ratio have much affected to the speed stability of propulsion system. Especially, the system gain is most important factor in the parameters which determine the system stability compared to other parameters. Engine dead time is also worse affected at the system stability under the range of low load.

사용기호

- a_1 : The area of power piston(in²)
 a_2 : The transfer area of compensater(in²)
 a_3 : The area of compensator plunger(in²)
 C_4 : The flow flux of needle valve(in³/sec/in)
 J : Moment of inertia(kg · m/sec²)
 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_6 : The force of ball head(lb/rpm)
 k_7 : Buffer spring scale(lb/in)
 k_e : Steady state gain of engine(BMP/in)
 k_f : Governor gear ratio
 k_L : Incline of propeller's law curve(∂ BHP/ ∂ RPM)
 L : Engine dead time(sec)
 $N(S)$: Propeller speed(RPM)
 $N_G(S)$: Speeder spindle speed(RPM)
 $N_R(S)$: Preset speed(RPM)
 $P_e(S)$: Output power of engine(BHP)
 $P_s(S)$: Disturbance power(BHP)
 T : Sampling time(sec)

- T_L : Intergral time of rotating system(sec)
 T_r : Time constant of rotating system(sec)
 x : Deviation form the equilbrirm postion of pilot valve(in)
 Y : Deviation form the equilibrium of buffer spring(in)
 ω_n : Natural frequency of governor(rad/sec)
 Z : Deviation form the equilibrium of the position of power piston(in)
 α_d : Speed droop
 ζ : Damping ratio of governor
 ρ : Feedback ratio of power piston
 η : Z-transformation

1. 서 론

선박추진용 주기관의 속도제어에는 대부분 P동작만을 하는 기계-유압식 조속기를 이용하여 속도제어를 행하여 왔다. 그러나 이런형의 기계-유압식 조속기로는 최근 저속, 장행정이면서 실린더 수가 적은 선박엔진에 있어서는 특히 저속, 저부하 상태에서의 급격한 각가속도의 발생으로 지글링(Jigling) 및 헌팅(Hunting)현상 등이 발생되어 효율적으로 속도제어를 수행하기는 매우 곤란하게 되어 근래에는 디지털(Digital)조속기가¹⁾ 많이 사용되고 있는 실정이다.

본 논문에서는 기계-유압식 조속기가 적용된 선박 추진용 기관에 있어 어떤 원인에 의하여 이러한 현상이 발생하는 가를 알기 위하여 선박의 회전수 제어계통의 어떤 요소가 시스템 안정성에 어떤 영향을 미치는 지를 알아 보고자 한다. 먼저 각 시스템의 동특성²⁾⁻⁴⁾ 방정식을 유도하고 특히 지연시간(Dead Time)이 시스템 전체에 어떠한 영향을 미치는 가를 정성적으로 분석하기 위하여 이를 Z변환⁷⁾ 하고 특성방정식의 근을 전자계산기로 연속 계산하여 그 궤적을 추적하여 엔진의 지연시간(Dead Time), 이득(Gain), 감쇄계수(Damping Ratio)가 안정성에 어떤 영향을 미치는지 분석하기로 한다.

2. 선박속도 제어계통의 전달함수

2.1 선박추진계통의 블록선도

추진계통의 속도제어 시스템은 그림 2.1과 같이 조속기, 엔진, 프로펠라를 포함한 회전계통으로 구성되어 있다.

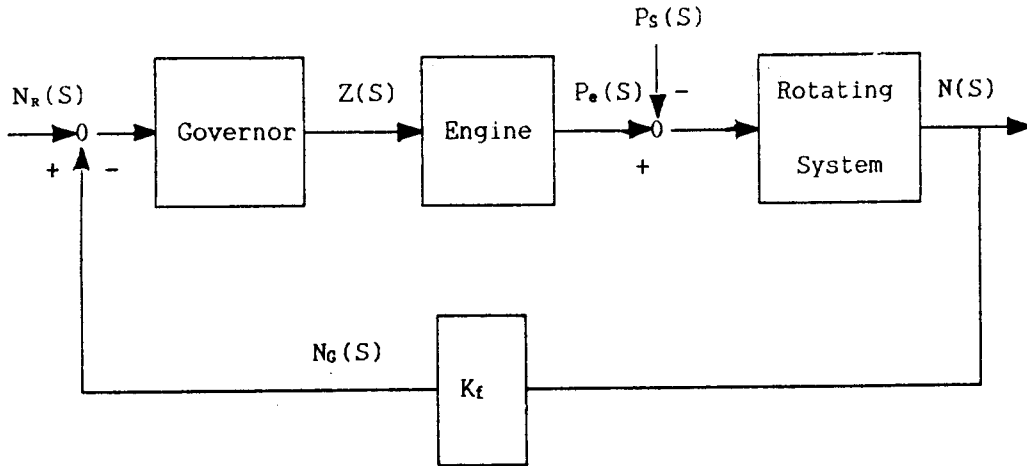


Fig. 2.1 Block Diagram of the Propulsion Control System

브릿지 또는 엔진중앙제어실에서 속도지령에 의하여 조속기는 주기관에 연료랙크(Fuel Rack)를 움직여 연료를 증감하고 이에 따라 엔진의 마력수가 증감하여 추진기의 회전수를 조종하고 조종된 회전수가 지령회전수와 비교되어 그 차가 영(Zero)이 될때까지 조속기가 동작하여 추진기의 속도와 지령속도가 같게되도록 속도를 제어한다.

2.2 모델 사양

2.2.1 조속기의 사양 및 전달함수

조속기에는 공기압식, 기계식, 기계유압식, 전자유압식, 디지털방식등 여러가지가 있으나 선박용 기계-유압식 조속기는 대부분 Woodward사의 제품을 쓰고 있으며 SG, TG, PG, PSG, UG, PGA등 그 쓰임새에 따라 여러형태의 조속기가 있으나 여기서는 주로 선박의 추진용엔진에 많이 사용되고 있는 PG형의 조속기에 대하여 동특성을⁸⁾ 구하고자 한다.

이 조속기는 그림 2.2에서 보는 바와 같이 용수철의 하중을 받는 버퍼피스톤(Buffer Piston)에 의하여 유압 보상되고 있다. 유압 보상장치는 원래의 속도로 돌아가는 비율을 조정하며 과도상태에서의 속도의 일시적인 드루프(Droop)를 조절하여 이 조절은 니들밸브(Needle Valve)의 개도(Opening)를 조절하여 행한다. 상부 점선의 드루프 링크(Droop Link)로 파워피스톤(Power Piston)의 움직임이 스피더스프링(Speeder Spring)에 피드백(Feedback)되어 진다.

이 조속기의 동특성 방정식을 구하면 아래와 같이 구해진다.

먼저 파이롯트 밸브 프란저(Pilot Valve Plunger)에 걸린 힘의 평형조건으로 부터

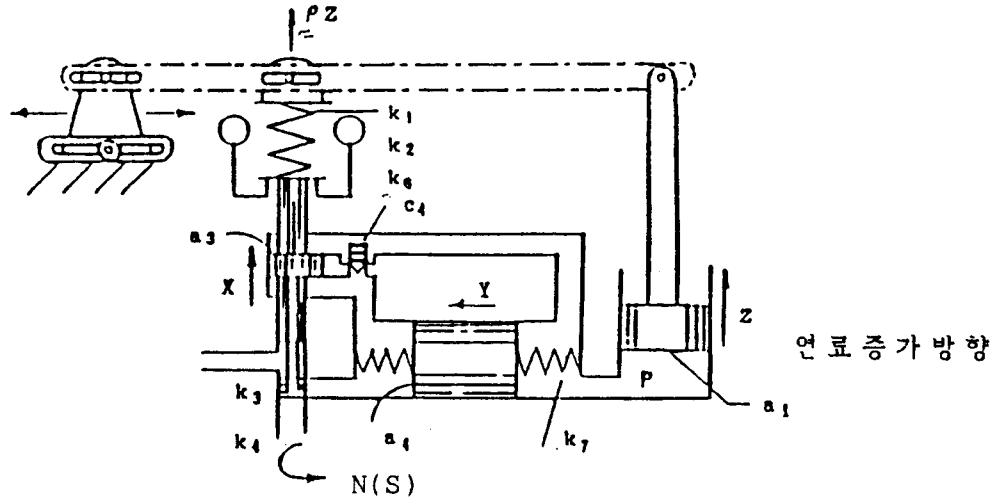


Fig. 2.2 Schematic Diagram of PG Governor

$$k_6 N_E(S) + k_2 X = k_1 X + k_3 X + a_3 P \quad (2.1)$$

여기서, $k_5 = k_1 - k_2 + k_3$

로 두면

$$k_6 N_E(S) = k_5 X + a_3 P \quad (2.2)$$

파이롯트 밸브에 흐르는 유량의 평형조건으로부터

$$k_4 X = -a_1 S Z \quad (2.3)$$

보상기 (Compensator)의 유량의 평형조건으로부터

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

완충피스톤 (Buffer Piston)에 걸린 힘의 평형조건으로부터

$$a_4 P = k_7 Y \quad (2.5)$$

(1.5)식에서 $Y = \frac{a_4}{k_7} P$

위식을 (1.4)에 대입하면

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

(1.2)식에서

$$P = \frac{(k_6 N_E(S) - k_5 X)}{a_3}$$

$$SP = \frac{(k_6 S N_E(S) - k_5 S X)}{a_3}$$

위 식들을 (2.6)식에 대입하면

$$-a_1 S Z + (a_3 + \frac{a_4^2 k_5}{a_3 k_7}) S X + \frac{C_4 k_5}{a_3} X = (\frac{C_4 k_6}{a_3} + \frac{a_4^2 k_6}{a_3 k_7} S) N_E(S) \quad (2.7)$$

(2.3)식에서

$$X = -\frac{a_1}{k_4} S Z \quad SX = -\frac{a_1}{k_4} S^2 Z$$

위 식들을 (2.7)식에 대입하면

$$-\{ \frac{a_1 (a_3^2 k_7 + a_4^2 k_5)}{a_3 k_4 k_7} S Z + \frac{a_1}{a_3 a_4} (a_3 k_4 + C_4 k_5) S \} Z$$

$$= \frac{k_6}{a_3 k_7} (C_4 k_7 + a_4^2 k_6 S) N_E(S)$$

위 식을 다시 정리하면

$$\{ S^2 + \frac{(k_5 C_4 + a_3 k_4) k_7}{a_4^2 k_5 + a_3^2 k_7} S \} Z$$

$$= -[\{ \frac{a_4^2 k_4 k_6}{a_1 (a_4^2 k_5 + a_3^2 k_7)} \} + \{ \frac{a_4^2 k_4 k_6}{a_1 (a_4^2 k_5 + a_3^2 k_7)} \} + \frac{C_4 k_7}{a_4^2}] N_E(S) \quad (2.8)$$

여기서

$$\alpha_1 = \frac{(k_5 C_4 + a_3 k_4) k_7}{a_4^2 k_5 + a_3^2 k_7}$$

$$\alpha_2 = \frac{a_4^2 k_4 k_6}{a_1 (a_4^2 k_5 + a_3^2 k_7)}$$

$$\alpha_3 = \frac{C_4 k_7}{a_4^2}$$

로 두면 위식은 아래 식과 같이 간단하게 표현할 수 있다.

$$\frac{\Delta Z}{\Delta N_E(S)} = \frac{-\alpha_2 (S + \alpha_3)}{S^2 + \alpha_1 (S)} \quad (2.9)$$

위식은 드루프(Droop)이 없는 유압조속기의 표준식인데 드루프가 존재하는 경우에는 동특성은 아래식과 같이 표현된다. 여기서 드루프란 식(2.9)와 같이 적분기인 $1/S$ 가 전달함수에 포함되어, $S \geq 1$ 의 값을 취할 경우에 출력은 끝없이 증가하거나 한없이 감소하는 무정위제어(Astatic Control)가 되어 정상오차가 클 경우가 많고, 조속기의 경우에는 정격속도에서 드루프가 증가한다. 보통의 경우 그림 2.2와 같이 드루프 링크(Droop Link)를 설치하면 파워 피스톤의 움직임이 피이드백되어 정위제어(Static Control)가 되어 드루프가 감소한다.

(2.2)식에서

$$k_6 N_E(S) = k_5 X + a_3 P - k_1 \rho Z$$

(2.10)식에서 P를 구하면

$$P = \frac{k_6 N_E(S) - k_5 X}{a_3} - \frac{k_1 \rho Z}{a_3}$$

$$SP = \frac{k_6 S N_E(S) - k_5 SX}{a_3} - \frac{k_1 \rho SZ}{a_3}$$

위 두식을 (2.6)식에 대입하면

$$-a_1 SZ + \left(a_3 + \frac{a_4^2 k_5}{a_3 k_7}\right) SX + \frac{C_4 k_5 X}{a_3} + \frac{C_4 k_1 \rho Z}{a_3}$$

$$+ \frac{a_4^2 k_1 \rho}{a_3 k_7} SZ = \left(-\frac{C_4 k_6}{a_3} + \frac{a_4^2 k_6}{a_3 k_7} S\right) N_E(S)$$

여기서

$$X = -\frac{a_1}{k_4} SZ$$

$$SX = -\frac{a_1}{k_4} S^2 Z$$

을 대입한 후 정리하면

$$\left[S^2 + \left\{ \frac{(k_5 C_4 + a_3 k_4) k_7}{a_4^2 k_4 + a_3^2 k_7} + \frac{a_4^2 k_1 k_4 \rho}{a_1 (a_4^2 k_5 + a_3^2 k_7)} \right\} S \right]$$

||| 0

|| 1

위식은 드루프(Droop)이 없는 유압조속기의 표준식인데 드루프가 존재하는 경우에는 동특성은 아래식과 같이 표현된다. 여기서 드루프란 식(2.9)와 같이 적분기인 $1/S$ 가 전달함수에 포함되어, $S \geq 1$ 의 값을 취할 경우에 출력은 끝없이 증가하거나 한없이 감소하는 무정위제어(Astatic Control)가 되어 정상오차가 클 경우가 많고, 조속기의 경우에는 정격속도에서 드루프가 증가한다. 보통의 경우 그림 2.2와 같이 드루프 링크(Droop Link)를 설치하면 파워 피스톤의 움직임이 피이드백되어 정위제어(Static Control)가 되어 드루프가 감소한다.

(2.2)식에서

$$k_6 N_E(S) = k_5 X + a_3 P - k_1 \rho Z$$

(2.10)식에서 P를 구하면

$$P = \frac{k_6 N_E(S) - k_5 X}{a_3} - \frac{k_1 \rho Z}{a_3}$$

$$SP = \frac{k_6 S N_E(S) - k_5 SX}{a_3} - \frac{k_1 \rho SZ}{a_3}$$

위 두식을 (2.6)식에 대입하면

$$-a_1 SZ + (a_3 + \frac{a_4^2 k_5}{a_3 k_7}) SX + \frac{C_4 k_5 X}{a_3} + \frac{C_4 k_1 \rho Z}{a_3}$$

$$+ \frac{a_4^2 k_1 \rho}{a_3 k_7} SZ = (\frac{C_4 k_6}{a_3} + \frac{a_4^2 k_6}{a_3 k_7} S) N_E(S)$$

여기서

$$X = -\frac{a_1}{k_4} SZ$$

$$SX = -\frac{a_1}{k_4} S^2 Z$$

을 대입한 후 정리하면

$$[S^2 + \{ \frac{(k_5 C_4 + a_3 k_4) k_7}{a_4^2 k_4 + a_3^2 k_7} + \frac{a_4^2 k_1 k_4 \rho}{a_1 (a_4^2 k_5 + a_3^2 k_7)} \} S$$

$$+ \frac{k_1 k_4 k_7 C_4 \rho}{a_1 (a_4^2 k_4 + a_3^2 k_7)}] Z = - [\{ \frac{a_4^2 k_6 k_4}{a_1 (a_4^2 k_5 + a_3^2 k_7)} \} S$$

$$+ \{ \frac{a_4^2 k_4 k_6}{a_1 (a_4^2 k_5 + a_3^2 k_7)} \} (\frac{C_4 k_7}{a_4^2})] N_E(S) \quad (2.11)$$

여기서

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

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

$$\text{단, } \alpha_d = \frac{k_1}{k_6} \rho$$

로 두면 (2.11)식은 다음과 같이 간단한 방정식으로 표시할 수 있다.

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

여기서의 음의 부호는 파워 피스톤(Power Piston)의 변위방향에 의하여 변경되며 입력 및 출력이 미소 변화하는 경우 동특성은 변화가 없으므로 조속기의 동특성은 다음 식과 같이 전형적인 2차계로 표현 되고 이를 블록선도로 표시하면 그림 2.3과 같다.

$$G_g(S) = \frac{\Delta Z(S)}{\Delta N_E(S)} = \frac{\Delta Z(S)}{\Delta N_R(S) - \Delta N_G(S)} = \frac{\alpha_2 (S + \alpha_3)}{S^2 + \beta_1 S + \beta_2}$$

$$= \frac{\alpha_2 + (S + \alpha_3)}{S^2 + 2\zeta \omega_n S + \omega_n^2}$$

$$\text{단, } \omega = \sqrt{\beta_2}$$

$$\zeta = \frac{1}{2} \frac{\beta_1}{\sqrt{\beta_2}}$$

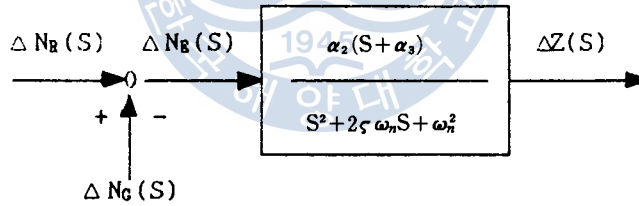


Fig. 2.3 Block Diagram of the Governor

2.2.2 엔진의 전달함수

엔진의 동특성은 복잡하여 이를 정밀하게 수식으로 표현하는 것은 곤란하지만 근사적으로 엔진의 출력은 조속기의 파워 피스톤의 변위에 비례하고 과도상태에서는 지연시간(Dead Time)이 L sec라고 하면 연료탱크 동작후 L sec후에 출력이 변동됨으로 엔진의 전달함수는 아래 식과 같이 간략하게 표현할 수 있다.^{5),6)}

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

K_e : 엔진의 정상상태의 이득

L : 엔진의 지연시간



Fig. 2.4 Block Diagram of an Engine

2.2.3 회전계통의 전달함수

회전계통의 계인(정상이득)은 프로펠라 로우커브(Law Curve)의 동작점에서의 기울기인데 이는 회전수의 세제곱에 비례한다. 아래 그림 2.5는 추진기의 로우커브이다. 이 곡선의 각점(추진기의 정상상태의 평형점)에서의 기울기는 각각 다른 값을 가짐을 알수 있다.

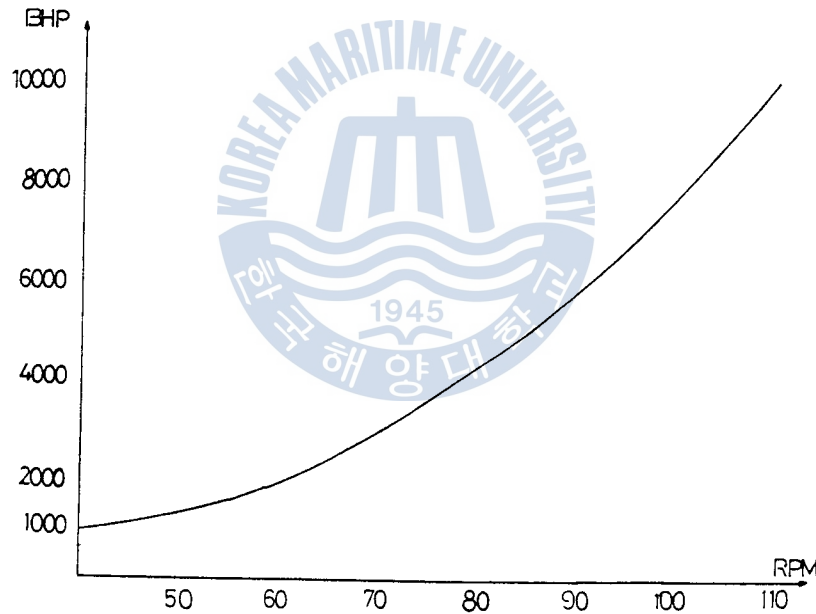


Fig. 2.5 Propeller Law Curve

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

$$\begin{aligned} \Delta P_e \Delta t &= \frac{1}{75 \times 2} \{ J(\omega + \Delta\omega)^2 - J\omega^2 \} + \frac{\partial P_s}{\partial N} \Delta N \Delta t + \Delta P_s \Delta t \\ &\approx \frac{J\omega \Delta\omega}{75} + K_L \Delta N \Delta t + \Delta P_s \Delta t \end{aligned} \quad (2.12)$$

여기에서, $K_L = \frac{\partial P_s}{\partial N}$; 임의점에서 로우커브의 기울기

위식의 왼편 항은 Δt 시간에 기관에서 발생되는 에너지, 오른쪽 첫 항은 각 가속도에 의한 축적된 에너지, 둘째항은 회전수 변화에 의한 소모에너지, 셋째항은 외란에 의한 축마력의 변동에 의한 소모 에너지를 나타낸다.

(2.1)식에서 Δt 를 양변에 나누면

$$\begin{aligned} \Delta P_e &= \frac{J\omega}{75} \frac{\Delta\omega}{\Delta t} + K_L \Delta N + \Delta P_s \\ &= \frac{J}{75} \left(\frac{2\pi}{60}\right)^2 \frac{\Delta N}{\Delta t} + K_L \Delta N + \Delta P_s \end{aligned} \quad (2.13)$$

위식을 라플라스 변환하면

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

위식에서 J가 기관의 회전부분과 추진기의 관성모우멘트 합이라 하면 회전계통의 전달함수는 아래와 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} G_R(S) &= \frac{\Delta N(S)}{\Delta P_e(S) - \Delta P_s(S)} = \frac{\frac{1}{K_L}}{\left\{ \frac{J/75}{K_L} \left(\frac{2\pi}{60}\right)^2 \right\} S + 1} \\ &= \frac{K_r}{T_r S + 1} = \frac{K_T}{\alpha_r + S} \end{aligned}$$

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

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

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

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

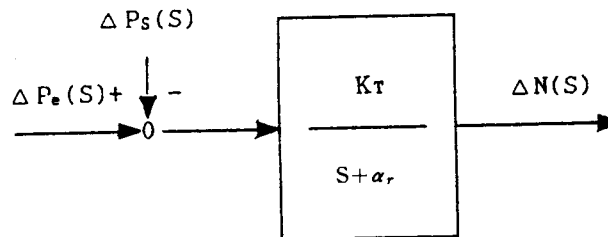


Fig 2.6 Block Diagram of Rotating System

또한 저속의 엔진과 고회전의 조속기 스피더 스피들(Speeder Spindle)사이에는 기어(Worm Gear)가 있으므로 이의 차차수비를 k_f 라 하면 이들의 속도비는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\Delta N_G(S) = k_f \Delta N(S) \quad (2.14)$$

2.3 속도제어 시스템의 전달함수

앞의 2.2절에서 유도한 결과를 종합하면 선박의 주기관 회전수 제어시스템의 블록선도 및 전달함수는 다음과 같이 표시된다.

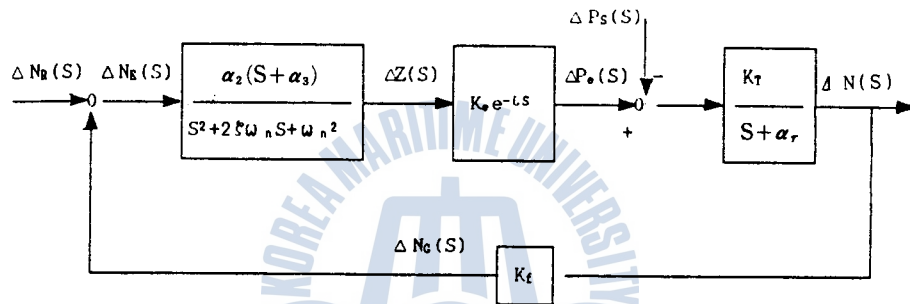


Fig. 2.7 Block Diagram of Propulsion Control System

그림 2.7로 부터 선박추진용기관 회전수 제어시스템의 전달함수는 설정치 변경의 경우는 다음과 같다.

$$G_N(S) = \frac{\Delta N(S)}{\Delta N_R(S)} = \frac{G(S)}{1 + K_f G(S)} \quad (2.15)$$

단, 전향전달함수(Forward Transfer Function)는 다음과 같다.

$$G(S) = \left\{ \frac{\alpha_2(S + \alpha_3)}{S^2 + 2\zeta\omega_n S + \omega_n^2} K_e e^{-Ls} \frac{K_T}{S + \alpha_r} \right\} \quad (2.16)$$

외부부하가 변동할 경우에는 다음과 같다.

$$G_D(S) = \frac{\Delta N(S)}{\Delta P_s(S)} = \frac{K_T / (S + \alpha_r)}{1 + K_f G(S)} \quad (2.17)$$

3. 특성방정식과 안정성 해석

3.1 S영역과 Z영역에서의 안정성^{10),13)}

그림 3.1과 같이 극(Pole)이 S평면의 왼쪽 반면의 사선부분에 있으면 σ 의 값이 양의 값을 가지므로 출력은 시간과 더불어 증대하므로 불안정 하다.

S평면을 Z평면으로 맵핑(Mapping)하면 그림 3.2와 같이 되어 S평면의 왼쪽 반면은 Z평면의 단위원 안으로, 오른쪽 반면은 단위원 밖으로, 허수축은 단위원 원주로 맵핑된다.

Z변환(Z-Transformation)의 경우 $Z=e^{Ts}$ 의 관계가 성립하고 S영역의 한 극이 $S_1=\sigma_1+j\omega_1$ 에 존재한다고 하면,

$$Z_i = e^{Ts_i} = e^{T\sigma_i} \cdot e^{jT\omega_i} = e^{T\sigma_i} \cdot e^{j(T\omega_i + 2\pi k)}$$

$K=0, 1, 2, 3, \dots$ 양의 정수로 표현할 수 있으며 이를 역변환하면

$$X(kT) = [Z_i]^k = [e^{T\sigma_i} \cdot e^{j(T\omega_i + 2\pi k)}]^k$$

만약 S_1 가 S평면의 왼쪽 반면에 있으면 σ_i 는 다음과 값을 가지므로 시스템의 샘플링 시간 T와 입력의 각 주파수 ω 의 값에 관계없이 $|Z_i| < 1$ 이므로 Z평면의 단위원 안에 Z가 있게 된다.

$k \rightarrow \infty$ 로 되면 $(Z_i)^k \rightarrow \infty$ 로 되어 발산하므로 시스템은 불안정해진다. 만약 $T\omega_i > 0$ 이면 $e^{j(T\omega_i + 2\pi k)}$ 의 값은 $t=kT$ 변화에 따라 양 혹은 음의 값을 가지므로 시스템은 진동모드(Oscillation Mode)가 된다. 디지털 시스템에서는 $e^{j(T\omega_i + 2\pi k)} = 0$ 일때에만 비진동의 해(Non-Oscillation Solution)를 얻게 된다. 위의 각 경우에 대한 해를 그림으로 표시하면 다음 쪽의 그림과 같이 된다.

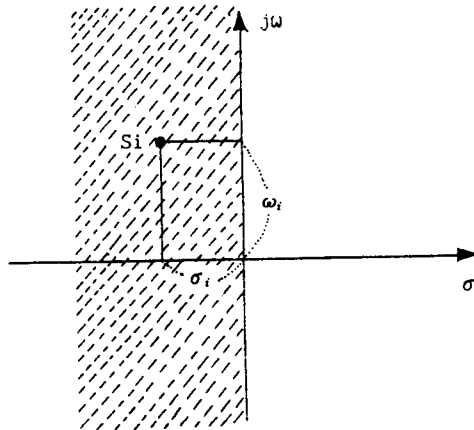


Fig. 3.1 S Plane

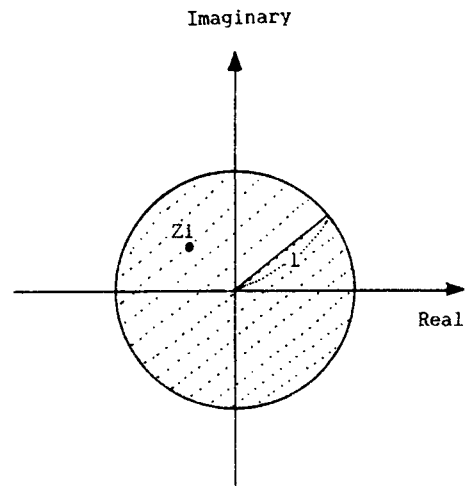


Fig. 3.2 Z Plane

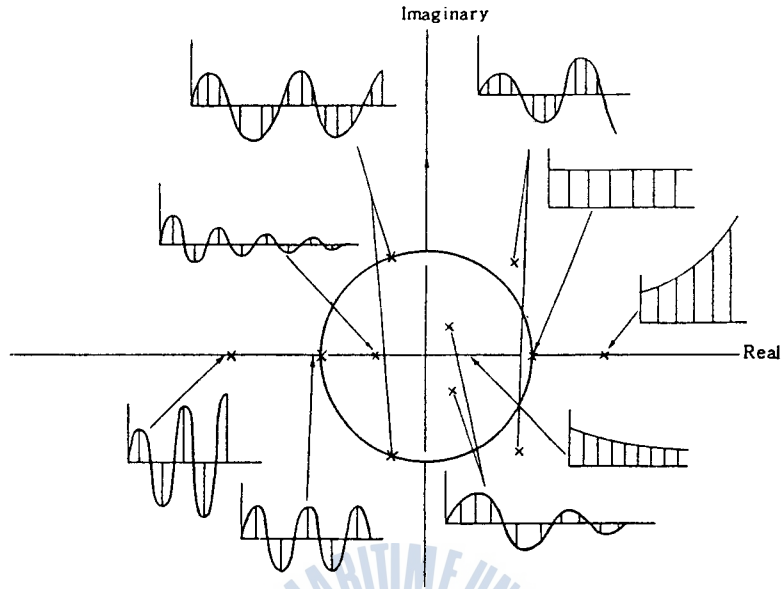


Fig. 3.3 Transient Responses of Various Poles in Digital System

위에서 고찰한 바와 같이 S영역에서는 극이 왼편 반면에 있으면 안정하므로 극이 이 영역내에 있는 지를 나이퀴스트(Nyquist)안정 판별법,²⁾ 홀비쯔(Hurwitz)의 안정조건¹⁴ 들로 부터 쉽게 알 수 있다.

Z영역에서는 위그림에서 알 수 있는 바와 같이 극이 단위원내에 있는 지를 주리(Jury)안정판별법 등으로 알 수 있다. 시스템내에 지연시간(Dead Time), 포화현상(Saturation), 이력현상(Hysteresis) 등의 비선형 요소가 포함되어 있을 경우에는 해석하기가 곤란하다. 그러나 지연시간의 경우에는 시스템을 Z변환하게 되면 차원의 증가문제로 변하게 되어 어느정도 시스템의 분석이 가능하나 정도(Accuracy)가 떨어지는 결점이 있다. 여기서는 Z변환에 의하여 제어시스템의 안정성을¹¹⁾ 해석함으로써 정확한 정량분석을 어려우나 정성분석은 이루어 질 수 있다.

3.2 시스템의 특성방정식

선형시스템을 Z변환하게 되면 샘플링기간 동안에는 샘플된 값이 유지(Hold)되어야 하는데 이들 유지방법에 따라 0차, 1차, 2차 등으로 구분한다. 본 연구에서는 널리 사용되고 있는 0차 홀더(Zeor-Order Holder, Z.O.H)방법을 택하였고 샘플링 시간(Sampling Time)은 적을수록 정도가 증가하나 여기서는 정성분석에 가까우므로 이를 0.2초로 고정하여 해석 하였다. 제어시스템의 지연시간은 기관의 회전수에 의하여 결정되나 해석상의 편의를 위하여 지연시간과 샘플링시간의 비 $d=L/T$ 가 정수가 되도록 하였고 지연시간의

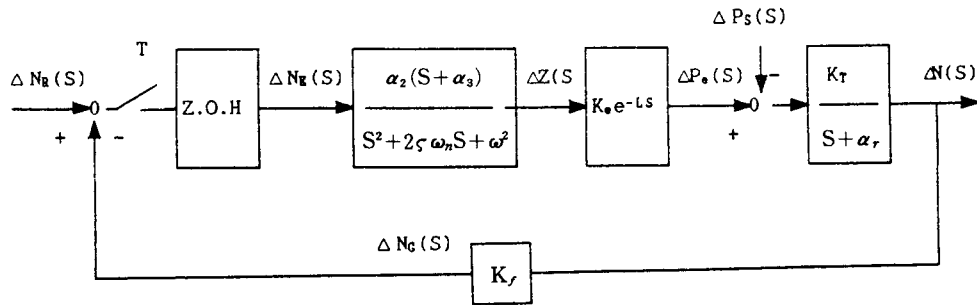


Fig. 3.4 Block Diagram of Speed Control System with Z.O.H

증가에 의한 시스템의 차수증가는 53차까지만 취급하여 안정성을 분석하기로 한다. 0차 홀처가 부가되었을 때의 블록선도는 아래와 같다.

위에서 0차 홀더의 전달함수 $G_h(S)$ 는

$$G_h(S) = \frac{1}{S} (1 - e^{-Ts}) \quad (3.1)$$

위 그림에서 전향전달함수 (Forward Transfe Function)을 구하면

$$G(S) = \left\{ \frac{1 - e^{-Ts}}{S} \frac{\alpha_2(S + \alpha_3)}{S^2 + 2\zeta\omega_n S + \omega_n^2} K_e e^{-Ts} \frac{K_T}{S + \alpha_r} \right\} \quad (3.2)$$

(3.2)식을 Z변환하면

$$G_{OL}(Z) = (1 - Z)^{-1} Z^{-d} \left\{ \frac{\alpha_2(S + \alpha_3)}{S(S^2 + 2\zeta\omega_n S + \omega_n^2)} \frac{K_0}{(S + \alpha_r)} \right\}$$

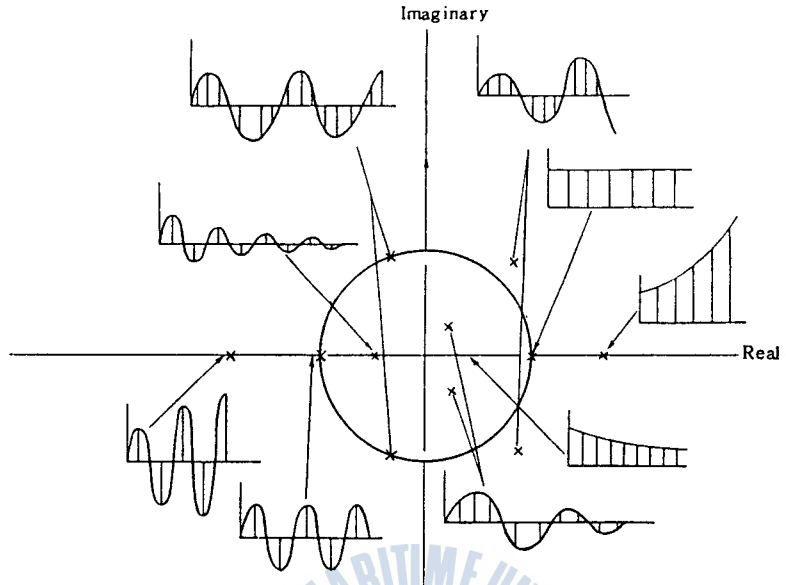


Fig. 3.3 Transient Responses of Various Poles in Digital System

위에서 고찰한 바와 같이 S영역에서는 극이 왼편 반면에 있으면 안정하므로 극이 이 영역내에 있는지를 나이퀴스트(Nyquist)안정 판별법,²⁾ 홀비쯔(Hurwitz)의 안정조건³⁾들로 부터 쉽게 알 수 있다.

Z영역에서는 위그림에서 알 수 있는 바와 같이 극이 단위원내에 있는지를 Jury(Jury) 안정판별법 등으로 알 수 있다. 시스템내에 지연시간(Dead Time), 포화현상(Saturation), 이력현상(Hysteresis)등의 비선형 요소가 포함되어 있을 경우에는 해석하기가 곤란하다. 그러나 지연시간의 경우에는 시스템을 Z변환하게 되면 차원의 증가문제로 변하게 되어 어느정도 시스템의 분석이 가능하나 정도(Accuracy)가 떨어지는 결점이 있다. 여기서는 Z변환에 의하여 제어시스템의 안정성을¹¹⁾ 해석함으로써 정확한 정량분석을 어려우나 정성분석은 이루어 질 수 있다.

3.2 시스템의 특성방정식

선형시스템을 Z변환하게 되면 샘플링기간 동안에는 샘플된 값이 유지(Hold)되어야 하는데 이들 유지방법에 따라 0차, 1차, 2차 등으로 구분한다. 본 연구에서는 널리 사용되고 있는 0차 홀더(Zeor-Order Holder, Z.O.H)방법을 택하였고 샘플링 시간(Sampling Time)은 적을수록 정도가 증가하나 여기서는 정성분석에 가까우므로 이를 0.2초로 고정하여 해석 하였다. 제어시스템의 지연시간은 기관의 회전수에 의하여 결정되나 해석상의 편의를 위하여 지연시간과 샘플링시간의 비 $d=L/T$ 가 정수가 되도록 하였고 지연시간의

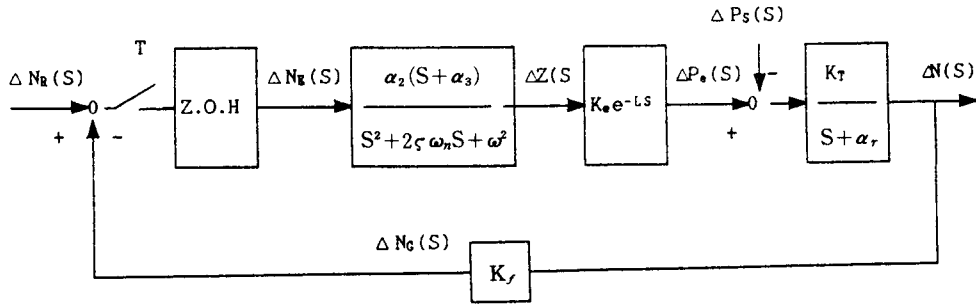


Fig. 3.4 Block Diagram of Speed Control System with Z.O.H

증가에 의한 시스템의 차수증가는 53차까지만 취급하여 안정성을 분석하기로 한다. 0차 홀더가 부가되었을 때의 블록선도는 아래와 같다.

위에서 0차 홀더의 전달함수 $G_h(S)$ 는

$$G_h(S) = \frac{1}{S} (1 - e^{-TS}) \quad (3.1)$$

위 그림에서 전향전달함수(Forward Transfe Function)을 구하면

$$G(S) = \left\{ \frac{1 - e^{-TS}}{S} \frac{\alpha_2(S + \alpha_3)}{S^2 + 2\xi\omega_n S + \omega_n^2} K_e e^{-Ls} \frac{K_T}{S + \alpha_r} \right\} \quad (3.2)$$

(3.2)식을 Z변환하면

$$G_{OL}(Z) = (1-Z)^{-1} Z^{-d} \eta \left\{ \frac{\alpha_2(S + \alpha_3)}{S(S^2 + 2\xi\omega_n S + \omega_n^2)(S + \alpha_r)} K_0 \right\}$$

$$\text{단, } K_0 = K_e K_T$$

(3.2)식에서 0차 홀더와 엔진의 지연시간을 제외한 조속기, 엔진회전계통의 동특성 방정식을 Z변환하기 위하여 이를 부분분수로 전개하면 다음과 같이 된다.

$$\frac{\alpha_2(S + \alpha_3)}{S(S^2 + 2\xi\omega_n S + \omega_n^2)} \frac{K_e K_T}{(S + \alpha_r)} = \frac{a_1}{S} + \frac{a_{21}}{S + \alpha_0 + j\omega_0} + \frac{a_{22}}{S + \alpha_0 - j\omega_0} + \frac{a_3}{S + \alpha_r} \quad (3.3)$$

$$a_1 = \lim_{S \rightarrow 0} \frac{\alpha_2(S + \alpha_3)}{\{(S + \alpha_0)^2 + \omega_0^2\}} \frac{K_0}{S + \alpha_r} = \frac{\alpha_2 \alpha_3 K_0}{(\alpha_0^2 + \omega_0^2) \alpha_r} \quad (3.4)$$

$$\text{여기서 } \alpha_0 = \xi \omega_n, \quad \omega_0 = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2}$$

$$a_{21} = S \rightarrow -(\alpha_0 + j\omega_0) \frac{\alpha_2(S + \alpha_3) K_0}{S(S + \alpha_0 - j\omega_0)}$$

$$= \frac{\alpha_2 K_0 (\alpha_3 - \alpha_0 - j\omega_0)}{(-\alpha_0 - j\omega_0)(-2j\omega_0)(\alpha_r - \alpha_0 - j\omega_0)}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{\alpha_2 K_0 (\alpha_3 - \alpha_0 - j\omega_0)}{2\omega_0 (\alpha_0 j - \omega_0) \{(\alpha_r - \alpha_0) - j\omega_0\}} \\
 &= \frac{\alpha_2 K_0 (\alpha_3 - \alpha_0 - j\omega_0)}{2\omega_0 [\omega_0 (2\alpha_0 - \alpha_r) + \{\omega_0^2 + \alpha_0 (\alpha_r - \alpha_0)\}j]} \\
 &= \frac{\alpha_2 K_0 (\alpha_3 - \alpha_0 - j\omega_0) [\omega_0 (2\alpha_0 - \alpha_r) - \{\omega_0^2 + \alpha_0 (\alpha_r - \alpha_0)\}j]}{2\omega_0 [\{\omega_0 (2\alpha_0 - \alpha_r)\}^2 + \{\omega_0^2 + \alpha_0 (\alpha_r - \alpha_0)\}^2]}
 \end{aligned}$$

여기서 분자를 전개하면

$$\begin{aligned}
 &\alpha_2 K_0 [\omega_0 (\alpha_3 - \alpha_0) (2\alpha_0 - \alpha_r) - \omega_0 \{\omega_0^2 + \alpha_0 (\alpha_r - \alpha_0)\}] \\
 &- \alpha_2 K_0 [\omega_0^2 (2\alpha_0 - \alpha_r) + (\alpha_3 - \alpha_0) \{\omega_0^2 + \alpha_0 (\alpha_r - \alpha_0)\}]j
 \end{aligned}$$

여기서

$$R_0 = \omega_0 [\{\omega_0 (2\alpha_0 - \alpha_r)\}^2 + \{\omega_0^2 + \alpha_0 (\alpha_r - \alpha_0)\}^2]$$

$$q_1 = \omega_0 (\alpha_3 - \alpha_0) (2\alpha_0 - \alpha_r) - \omega_0 \{\omega_0^2 + \alpha_0 (\alpha_r - \alpha_0)\}$$

$$q_2 = \omega_0^2 (2\alpha_0 - \alpha_r) + (\alpha_3 - \alpha_0) \{\omega_0^2 + \alpha_0 (\alpha_r - \alpha_0)\}$$

로 두면

$$a_{21} = \frac{\alpha_2 K_0 (q_1 + q_2 j)}{2R_0} \quad (3.5)$$

위와 같은 방법으로 다음항을 전개하여 정리하면

$$a_{22} = \frac{\alpha_2 K_0 (q_1 - q_2 j)}{2R_0} \quad (3.6)$$

$$a_3 = \lim_{s \rightarrow -\alpha_r} \frac{\alpha_2 K_0 (s + \alpha_3)}{S \{(S + \alpha_0)^2 + \omega_0^2\}} = \frac{\alpha_2 K_0 (\alpha_3 - \alpha_r)}{-\alpha_r \{(\alpha_0 - \alpha_r)^2 + \omega_0^2\}}$$

$$= \frac{K_0 \alpha_2 (\alpha_r - \alpha_3)}{\alpha_r \{(\alpha_0 - \alpha_r)^2 + \omega_0^2\}} \quad (3.7)$$

$$a_{21} (S + \alpha_0 - j\omega_0) + a_{22} (S + \alpha_0 + j\omega_0)$$

$$= \frac{K_0 \alpha_2}{2R_0} \{ (q_1 + q_2 j) (S + \alpha_0 - j\omega_0) + (q_1 - q_2 j) (S + \alpha_0 + j\omega_0) \}$$

$$= \frac{K_0 \alpha_2}{2R_0} \{ 2q_1 (S + \alpha_0) + 2q_2 \omega_0 \}$$

$$= \frac{K_0 \alpha_2}{R_0} \{ q_1 (S + \alpha_0) + q_2 \omega_0 \} \quad (3.8)$$

따라서 (3.2)식을 정리하면

$$G(Z) = (1-Z^{-1}) Z^{-d} \eta \left[\frac{a_1}{S} + \frac{\frac{K_0 \alpha_2}{R_0} \{ q_1 (S + \alpha_0) + q_2 \omega_0 \}}{(S + \alpha_0)^2 + \omega_0^2} + \frac{a_3}{S + \alpha_r} \right] \quad (3.9)$$

(3.9)식에서 뒷항을 Z변환을 하면

$$G(Z) = (1-Z^{-1}) Z^{-d} \left[\frac{a_1 Z}{Z-1} + \frac{\frac{K_0 \alpha_2}{R_0} \{q_1 (Z^2 - Z e^{-\alpha_0 T} \cos \omega_0 T)\}}{Z^2 + 2Z e^{-\alpha_0 T} \cos \omega_0 T + e^{-2\alpha_0 T}} \right. \\ \left. + \frac{\frac{K_0 \alpha_2}{R_0} q_2 (Z e^{-\alpha_0 T} \sin \omega_0 T)}{Z^2 - 2Z e^{-\alpha_0 T} \cos \omega_0 T + e^{-2\alpha_0 T}} + \frac{a_3 Z}{Z - e^{-\alpha_0 T}} \right] \quad (3.10)$$

위식을 다시 정리하면

$$G(Z) = \frac{C_{20} Z^3 - C_{21} Z^2 + C_{22} Z - C_{23}}{Z^d (C_{10} Z^3 - C_{11} Z^2 + C_{12} Z - C_{13})} \quad (3.11)$$

여기서

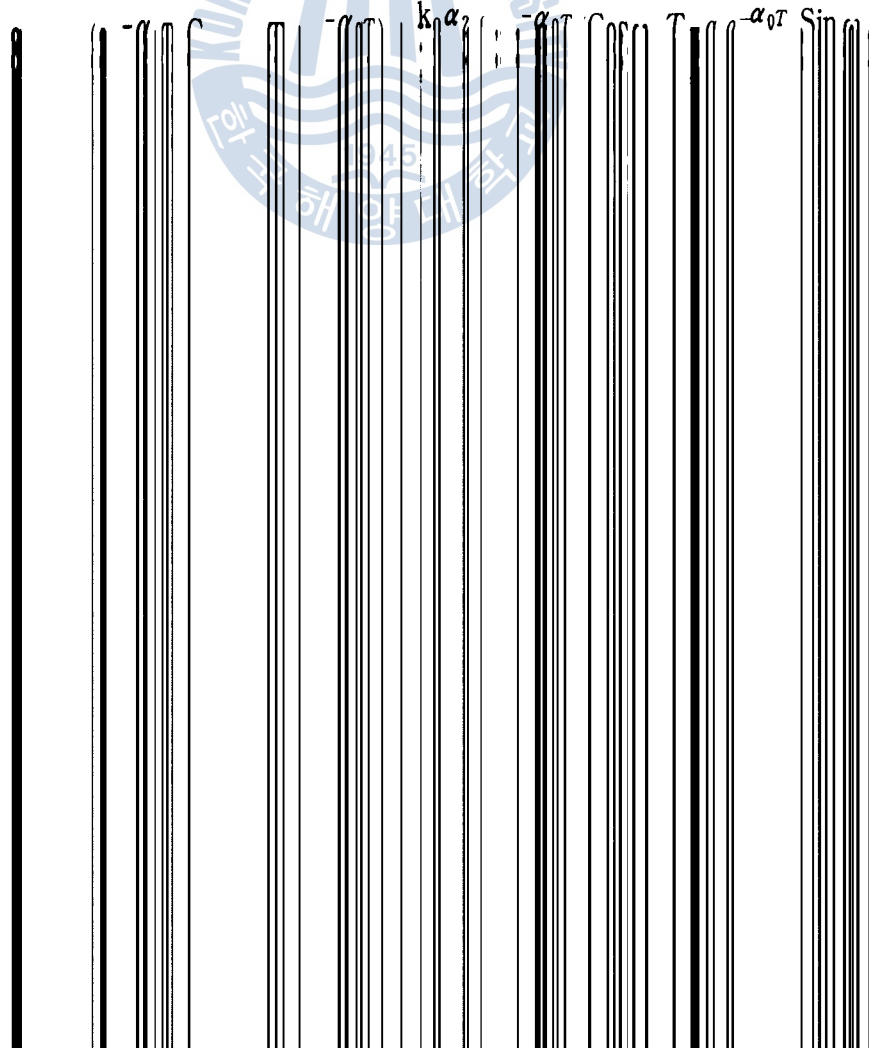
$$C_{10} = 1$$

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

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

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

$$C_{20} = a_1 + \frac{K_0 \alpha_2 q_1}{R_0} + a_3$$



$$\begin{aligned}
 &= \frac{\alpha_2 K_0 (\alpha_3 - \alpha_0 - j\omega_0)}{2\omega_0 (\alpha_0 j - \omega_0) \{(\alpha_r - \alpha_0) - j\omega_0\}} \\
 &= \frac{\alpha_2 K_0 (\alpha_3 - \alpha_0 - j\omega_0)}{2\omega_0 [\omega_0 (2\alpha_0 - \alpha_r) + \{\omega_0^2 + \alpha_0 (\alpha_r - \alpha_0)\}j]} \\
 &= \frac{\alpha_2 K_0 (\alpha_3 - \alpha_0 - j\omega_0) [\omega_0 (2\alpha_0 - \alpha_r) - \{\omega_0^2 + \alpha_0 (\alpha_r - \alpha_0)\}j]}{2\omega_0 [\{\omega_0 (2\alpha_0 - \alpha_r)\}^2 + \{\omega_0^2 + \alpha_0 (\alpha_r - \alpha_0)\}^2]}
 \end{aligned}$$

여기서 분자를 전개하면

$$\begin{aligned}
 &\alpha_2 K_0 [\omega_0 (\alpha_3 - \alpha_0) (2\alpha_0 - \alpha_r) - \omega_0 \{\omega_0^2 + \alpha_0 (\alpha_r - \alpha_0)\}] \\
 &- \alpha_2 K_0 [\omega_0^2 (2\alpha_0 - \alpha_r) + (\alpha_3 - \alpha_0) \{\omega_0^2 + \alpha_0 (\alpha_r - \alpha_0)\}]j
 \end{aligned}$$

여기서

$$R_0 = \omega_0 [\{\omega_0 (2\alpha_0 - \alpha_r)\}^2 + \{\omega_0^2 + \alpha_0 (\alpha_r - \alpha_0)\}^2]$$

$$q_1 = \omega_0 (\alpha_3 - \alpha_0) (2\alpha_0 - \alpha_r) - \omega_0 \{\omega_0^2 + \alpha_0 (\alpha_r - \alpha_0)\}$$

$$q_2 = \omega_0^2 (2\alpha_0 - \alpha_r) + (\alpha_3 - \alpha_0) \{\omega_0^2 + \alpha_0 (\alpha_r - \alpha_0)\}$$

로 두면

$$a_{21} = \frac{\alpha_2 k_0 (q_1 + q_2 j)}{2R_0} \quad (3.5)$$

위와 같은 방법으로 다음항을 전개하여 정리하면

$$a_{22} = \frac{\alpha_2 K_0 (q_1 - q_2 j)}{2R_0} \quad (3.6)$$

$$a_3 = \lim_{s \rightarrow -\alpha_r} \frac{\alpha_2 K_0 (s + \alpha_3)}{S \{ (S + \alpha_0)^2 + \omega_0^2 \}} = \frac{\alpha_2 K_0 (\alpha_3 - \alpha_r)}{-\alpha_r \{ (\alpha_0 - \alpha_r)^2 + \omega_0^2 \}}$$

$$= \frac{K_0 \alpha_2 (\alpha_r - \alpha_3)}{\alpha_r \{ (\alpha_0 - \alpha_r)^2 + \omega_0^2 \}} \quad (3.7)$$

$$a_{21} (S + \alpha_0 - j\omega_0) + a_{22} (S + \alpha_0 + j\omega_0)$$

$$= \frac{K_0 \alpha_2}{2R_0} \{ (q_1 + q_2 j) (S + \alpha_0 - j\omega_0) + (q_1 - q_2 j) (S + \alpha_0 + j\omega_0) \}$$

$$= \frac{K_0 \alpha_2}{2R_0} \{ 2q_1 (S + \alpha_0) + 2q_2 \omega_0 \}$$

$$= \frac{K_0 \alpha_2}{R_0} \{ q_1 (S + \alpha_0) + q_2 \omega_0 \} \quad (3.8)$$

따라서 (3.2)식을 정리하면

$$G(Z) = (1-Z^{-1}) Z^{-d} \eta \left[\frac{a_1}{S} + \frac{\frac{K_0 \alpha_2}{R_0} \{ q_1 (S + \alpha_0) + q_2 \omega_0 \}}{(S + \alpha_0)^2 + \omega_0^2} + \frac{a_3}{S + \alpha_r} \right] \quad (3.9)$$

(3.9)식에서 뒷항을 Z변환을 하면

$$G(Z) = (1-Z^{-1})Z^{-d} \left[\frac{a_1 Z}{Z-1} + \frac{\frac{K_0 \alpha_2}{R_0} \{q_1 (Z^2 - Z e^{-\alpha_0 T} \cos \omega_0 T)\}}{Z^2 + 2Z e^{-\alpha_0 T} \cos \omega_0 T + e^{-2\alpha_0 T}} \right. \\ \left. + \frac{\frac{K_0 \alpha_2}{R_0} q_2 (Z e^{-\alpha_0 T} \sin \omega_0 T)}{Z^2 - 2Z e^{-\alpha_0 T} \cos \omega_0 T + e^{-2\alpha_0 T}} + \frac{a_3 Z}{Z - e^{-\alpha_0 T}} \right] \quad (3.10)$$

위식을 다시 정리하면

$$G(Z) = \frac{C_{20}Z^3 - C_{21}Z^2 + C_{22}Z - C_{23}}{Z^d(C_{10}Z^3 - C_{11}Z^2 + C_{12}Z - C_{13})} \quad (3.11)$$

여기서

$$C_{10} = 1$$

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

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

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

$$C_{20} = a_1 + \frac{K_0 \alpha_2 q_1}{R_0} + a_3$$

$$C_{21} = a_1 (2e^{-\alpha_0 T} \cos \omega_0 T + e^{-\alpha_0 T}) + \frac{K_0 \alpha_2}{R_0} \{q_1 e^{-\alpha_0 T} \cos \omega_0 T - q_2 e^{-\alpha_0 T} \sin \omega_0 T + q_1 (1 + e^{-\alpha_0 T})\} + a_3 (2e^{-\alpha_0 T} \cos \omega_0 T + 1)$$

$$C_{22} = a_1 (2e^{-2\alpha_0 T} \cos \omega_0 T + e^{-2\alpha_0 T}) + \frac{K_0 \alpha_2}{R_0} \{q_1 e^{-\alpha_0 T} \cos \omega_0 T (1 + e^{-\alpha_0 T}) - q_2 e^{-\alpha_0 T} \sin \omega_0 T (1 + e^{-\alpha_0 T})\} + a_3 (e^{-2\alpha_0 T} \cos \omega_0 T)$$

$$C_{23} = a_1 e^{-3\alpha_0 T} + \frac{K_0 \alpha_2}{R_0} (q_1 e^{-2\alpha_0 T} \cos \omega_0 T - q_2 e^{-2\alpha_0 T} \sin \omega_0 T) + a_3 e^{-2\alpha_0 T}$$

그러므로 시스템의 개루프 전달함수(Open Loop Transfer Function)을 구하면

$$GH(Z) = \frac{K_f (C_{20}Z^3 - C_{21}Z^2 + C_{22}Z - C_{23})}{Z^d (C_{10}Z^3 - C_{11}Z^2 + C_{12}Z - C_{13})} \quad (3.12)$$

따라서 시스템의 회전속도 설정치변경의 경우

$$F(Z) = \frac{\Delta N(S)}{\Delta N_r(S)} = \frac{G(Z)}{1 + GH(Z)} \\ = \frac{C_{20}Z^3 - C_{21}Z^2 + C_{22}Z - C_{23}}{Z^d (C_{10}Z^3 - C_{11}Z^2 + C_{12}Z - C_{13}) + K_f (C_{20}Z^3 - C_{21}Z^2 + C_{22}Z - C_{23})} \quad (3.13)$$

외부 외란부하가 변동할 경우의 전달함수는

$$G_R(Z) = \eta \left(\frac{K_T}{S + \alpha_r} \right) = \frac{K_T}{1 - e^{-\alpha_r T} Z^{-1}} = \frac{K_T Z}{Z - e^{-\alpha_r T}}$$

임으로

$$F_D(Z) = \frac{\Delta N(S)}{\Delta P_s(S)} = \frac{G_R(Z)}{1+GH(Z)}$$

$$= \frac{Z^d(C_{10}Z^3 - C_{11}Z^2 + C_{12}Z - C_{13})G_R(Z)}{Z^d(C_{10}Z^3 - C_{11}Z^2 + C_{12}Z - C_{13}) + K_f(C_{20}Z^3 - C_{21}Z^2 + C_{22}Z - C_{23})}$$

(3.14)

(3.13)식과 (3.14)식에서 알 수 있는 바와 같이 입력이 외란의 경우나 회전수 설정치 변경의 경우나 특성방정식을 아래와 같이 모두 동일하다.

$$F(Z) = Z^d(C_{10}Z^3 - C_{11}Z^2 + C_{12}Z - C_{13}) + K_f(C_{20}Z^3 - C_{21}Z^2 + C_{22}Z - C_{23}) \quad (3.15)$$

4. 속도 제어계통의 안정성 분석

4.1 플랜트 사양 및 정수계산

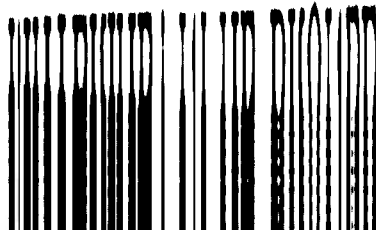
선형 시스템에서 안정성과 과도특성등은 모두 특성방정식(Characteristic Equation)에 의하여 결정된다. 특성방정식의 근은 폐루프 전달함수의 극이 됨으로 여기에서는 시스템의 퍼래미터의 변동에 따라 특성방정식의 근 궤적(Root Locus)을 추적하여 안정성을 분석하고자 한다.

4.1.1 엔진사양

TYPE:MAN-B&W 6L60MCE
 NO of CYLINDER : 6
 STROKE×BORE : 1944mm×600mm
 M.C.R : 10,800BHP 111RPM
 MEAN EFFECTIVE PRESSURE : 13.3kg/cm²
 TOTAL MOMENT of INERTIA : 5,816kg-m-sec²
 F.O CONSUMPTION RATE : 123g/BHP.Hr

4.1.2 프로펠러 사양

DIA of PROPELLER : 6,150mm
 MATERIAL : Ni-AL-BRONZE



임으로

$$F_D(Z) = \frac{\Delta N(S)}{\Delta P_s(S)} = \frac{G_R(Z)}{1+GH(Z)}$$

$$= \frac{Z^d(C_{10}Z^3 - C_{11}Z^2 + C_{12}Z - C_{13})G_R(Z)}{Z^d(C_{10}Z^3 - C_{11}Z^2 + C_{12}Z - C_{13}) + K_f(C_{20}Z^3 - C_{21}Z^2 + C_{22}Z - C_{23})}$$

(3.14)

(3.13)식과 (3.14)식에서 알 수 있는 바와 같이 입력이 외란의 경우나 회전수 설정치 변경의 경우나 특성방정식을 아래와 같이 모두 동일하다.

$$F(Z) = Z^d(C_{10}Z^3 - C_{11}Z^2 + C_{12}Z - C_{13}) + K_f(C_{20}Z^3 - C_{21}Z^2 + C_{22}Z - C_{23}) \quad (3.15)$$

4. 속도 제어계통의 안정성 분석

4.1 플랜트 사양 및 정수계산

선형 시스템에서 안정성과 과도특성등은 모두 특성방정식(Characteristic Equation)에 의하여 결정된다. 특성방정식의 근은 페루프 전달함수의 극이 됨으로 여기에서는 시스템의 퍼라미터의 변동에 따라 특성방정식의 근 궤적(Root Locus)을 추적하여 안정성을 분석하고자 한다.

4.1.1 엔진사양

TYPE:MAN-B&W 6L60MCE
 NO of CYLINDER : 6
 STROKE×BORE : 1944mm×600mm
 M.C.R : 10,800BHP 111RPM
 MEAN EFFECTIVE PRESSURE : 13.3kg/cm²
 TOTAL MOMENT of INERTIA : 5,816kg-m-sec²
 F.O CONSUMPTION RATE : 123g/BHP.Hr

4.1.2 프로펠라 사양

DIA of PROPELLER : 6,150mm
 MATERIAL : Ni-AL-BRONZE
 MOMENT of INTERTIA : 3,975kg-m-sec²

4.1.3 정수계산

BHP	9671	7300	5395	3840	2606	1663	1975
CONSTANT RPM	110	100	90	80	70	60	50
$K_e(3600/u)$	29.26	29.26	29.26	29.26	29.26	29.26	29.26
$K_L \left[\frac{\partial BHP}{\partial rpm} \right]$	248.6	237.1	190.5	155.5	123.4	94.3	68.8
$K_r(1/K_L)$	0.004	0.005	0.006	0.008	0.010	0.015	0.020
$T_r \left[\frac{I}{75} \cdot \frac{\pi}{30} \cdot RPM \right]$	6.3	7.2	7.3	8.7	10.1	11.9	14.5
$K_r(K_r/T_r)$	0.0006	0.0007	0.0008	0.0008	0.0009	0.0010	0.0013
$\alpha_r(1/T_r)$	0.159	0.139	0.137	0.115	0.099	0.084	0.069
L(Dead Time)	0.22	0.25	0.28	0.31	0.36	0.41	0.5

상기 Data는 해상운전시 측정된 결과치에⁹⁾ 따라 산정한 것임. 단, u는 1g의 연료가 실린더내로 들어가는 연료랙크의 변위임.

4.2 엔진의 지연시간(Dead Time)에 의한 영향

조속기의 조건이 $\omega_n=10$, $\zeta=0.9$ 에서 지연시간만을 변경시켜 결과를 산출하였다.

1) 110RPM영역

그림 4-1A에서 보면 엔진의 지연시간을 0-0.6sec범위에서 0.2sec단위로 증가시켜 보았다. 이 영역에서는 모든 대표근이 안정영역에 들어가나 안정성이 조금씩 나빠지고 있다.

2) 90RPM영역

그림 4-1B에서 보면 이 영역에서도 모든 대표근이 안정영역에 들어가나 안정성은 위의 110RPM영역에서 보다 조금 더 나빠지고 있다.

3) 70RPM영역

그림 4-1C에서 보면 이 영역에서는 모든 대표근이 안정영역에 들어있다고 할 수 있으나 지연시간 0.6sec에서는 거의 불안정 영역에 가까웠다.

4) 50RPM영역

그림 4-1D에서 보면 이 영역에서는 지연시간 0.2sec에서 불안정 영역에 들어섰다.

이상에서 보는 바와 같이 엔진의 지연시간 영향을 종합하여 분석하면 그림 4-1E에 도시한 것처럼 기관의 회전수가 저속으로 들어갈수록 지연시간이 커져 엔진의 안정성에 상당한 영향을 미치는 것을 알 수 있고 또한 저속으로 갈수록 시스템의 안정성이 저하되는 것을 알았다.

機械油壓式 調速機를 가진 船舶用 디젤機關의 速度安定性에 관한 研究 - 19

RPM : 110 A : DEAD TIME 0.0 SEC
 ω_n : 10 B : DEAD TIME 0.2 SEC
 ζ : 0.9 C : DEAD TIME 0.4 SEC
 GAIN : 5.24 D : DEAD TIME 0.8 SEC

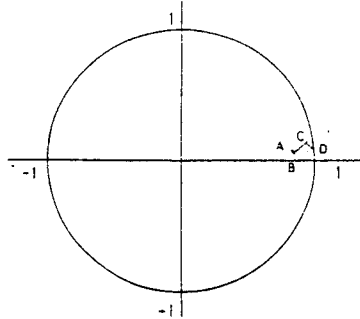


Fig. 4-1A

RPM : 90 A : DEAD TIME 0.0 SEC
 ω_n : 10 B : DEAD TIME 0.2 SEC
 ζ : 0.9 C : DEAD TIME 0.4 SEC
 GAIN : 5.24 D : DEAD TIME 0.8 SEC

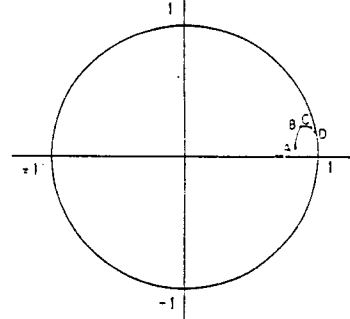


Fig. 4-1B

RPM : 70 A : DEAD TIME 0.0 SEC
 ω_n : 10 B : DEAD TIME 0.2 SEC
 ζ : 0.9 C : DEAD TIME 0.4 SEC
 GAIN : 5.24 D : DEAD TIME 0.8 SEC

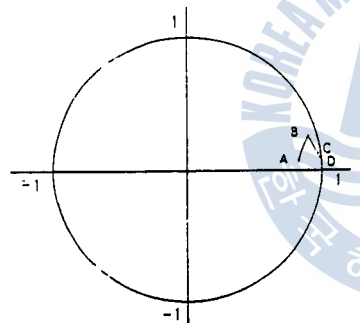


Fig. 4-1C

RPM : 50 A : DEAD TIME 0.0 SEC
 ω_n : 10 B : DEAD TIME 0.2 SEC
 ζ : 0.9 C : DEAD TIME 0.4 SEC
 GAIN : 5.24

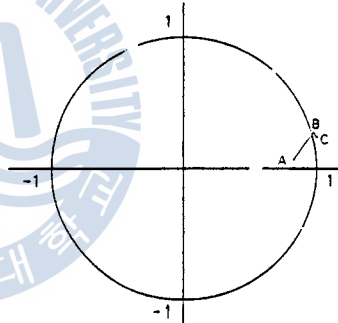
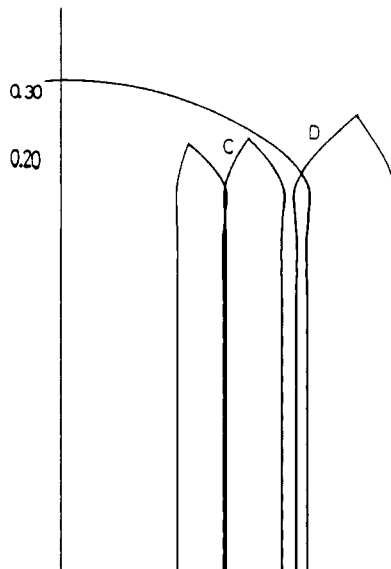


Fig. 4-1D

A : 110 RPM
 B : 90 RPM
 C : 70 RPM
 D : 50 RPM



RPM : 110 A : DEAD TIME 0.0 SEC
 ω_n : 10 B : DEAD TIME 0.2 SEC
 ζ : 0.9 C : DEAD TIME 0.4 SEC
 GAIN : 5.24 D : DEAD TIME 0.6 SEC

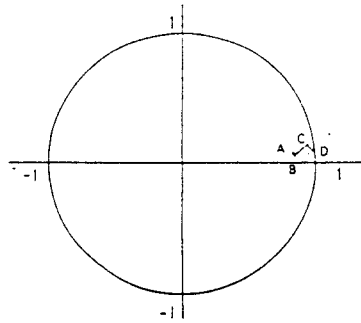


Fig. 4-1A

RPM : 90 A : DEAD TIME 0.0 SEC
 ω_n : 10 B : DEAD TIME 0.2 SEC
 ζ : 0.9 C : DEAD TIME 0.4 SEC
 GAIN : 5.24 D : DEAD TIME 0.6 SEC

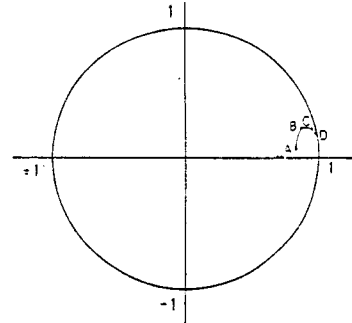


Fig. 4-1B

RPM : 70 A : DEAD TIME 0.0 SEC
 ω_n : 10 B : DEAD TIME 0.2 SEC
 ζ : 0.9 C : DEAD TIME 0.4 SEC
 GAIN : 5.24 D : DEAD TIME 0.6 SEC

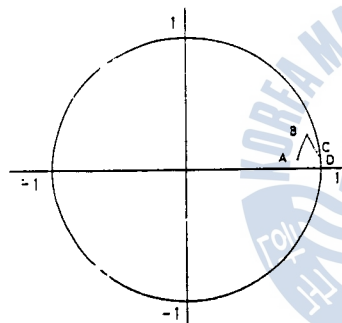


Fig. 4-1C

RPM : 50 A : DEAD TIME 0.0 SEC
 ω_n : 10 B : DEAD TIME 0.2 SEC
 ζ : 0.9 C : DEAD TIME 0.4 SEC
 GAIN : 5.24

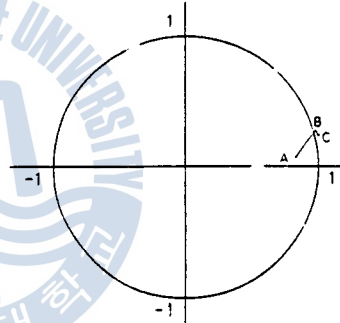


Fig. 4-1D

A : 110 RPM
 B : 90 RPM
 C : 70 RPM
 D : 50 RPM

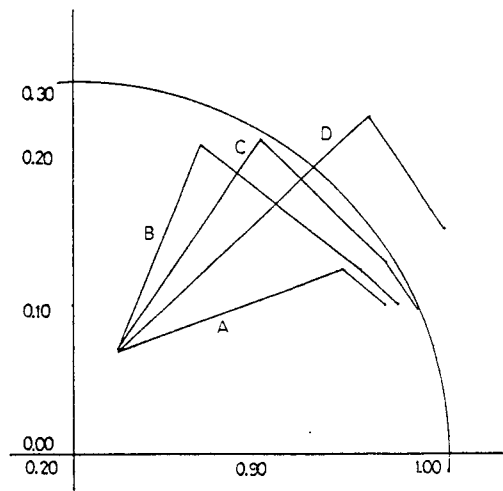


Fig. 4-1E

4.3 정상이득(Gain)에 의한 영향

엔진의 정상상태 즉, 주어진 RPM에서의 지연시간과 $\omega_n=10$, $\zeta=0.9$, $K_o=5.24$ 로 두고 K_o 의 값을 증대시켜 결과를 산출하였다.

1) RPM110의 영역

그림 4-2A에서 보면 이 영역에서는 K_o 값의 4배 이상에서는 불안정 영역에 들어간다.

2) RPM90의 영역

그림 4-2B에서 보면 이 영역에서는 K_o 값의 3배 이상에서는 불안정 영역에 들어간다.

3) RPM70의 영역

그림 4-2C에서 보면 이 영역에서는 K_o 값의 2배 이상에서는 불안정 영역에 들어간다.

4) RPM50의 영역

그림 4-2D에서 보면 이 영역에서는 주어진 게인값에 부터 불안정 영역에 들어갔다. 이상에서와 같이 시스템의 정상이득에 대한 영향을 종합하여 분석하면 그림 4-2E에 나타난 바와 같이 게인값이 커지면 시스템이 불안정해 짐을 알았다.

4.4 감쇠계수(Damping Ratio)에 의한 영향

엔진의 정상상태인 주어진 RPM에서의 지연시간과 $\omega_n=10$ 인 상태에서 결과를 산출하였다.

1) RPM70, 90, 110의 영역

그림 4-3A, 3B, 3C에서 보면 이 영역에서는 모든 대표근이 안정영역에 분포하고 있으며 감쇠계수값의 증가가 시스템의 안정성을 좋게 하고 있다.

2) RPM50의 영역

그림 4-3D에서 보면 이 영역에서는 주어진 RPM의 지연시간에 의해 모든 대표근이 불안정 영역에 들어가나 값이 증가할수록 점점 안정영역에 들어오고 있다. 이상에서와 같이 감쇠계수에 대한 영향을 종합하여 분석하면 그림 4-3E에 나타난 바와 같이 감쇠계수의 값이 커지면 시스템이 안정해 짐을 알았다.

4.5 검토 및 고찰

이상에서 각 플랜트의 전달함수를 구하여 속도제어 시스템을 구성하였고, 시스템의 안정성을 판별하기 위해서 시스템의 전달함수를 Z변환하여 특성방정식을 유도하였다. 그리

RPM : 110
 DEAD TIME : 0.22 SEC
 ω_n : 10
 K_o 變경

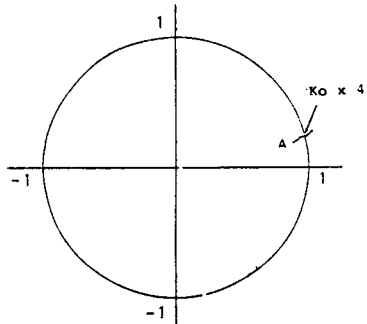


Fig. 4-2A

RPM : 90
 DEAD TIME : 0.26 SEC
 ω_n : 10
 K_o 變경

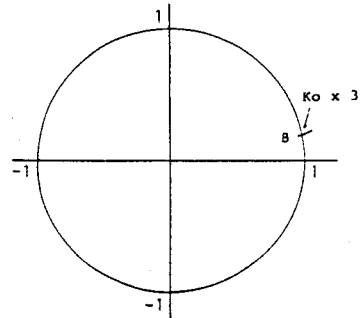


Fig. 4-2B

RPM : 70
 DEAD TIME : 0.34 SEC
 ω_n : 10
 K_o 變경

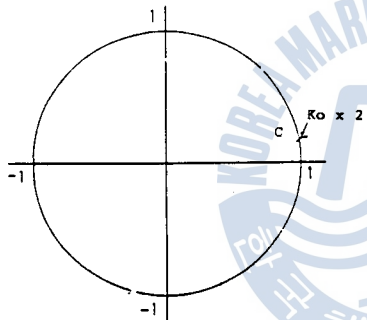


Fig. 4-2C

RPM : 50
 DEAD TIME : 0.5 SEC
 ω_n : 10
 K_o 變경

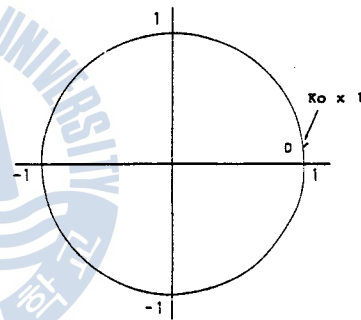


Fig. 4-2D

A : 110 RPM
 B : 90 RPM
 C : 70 RPM
 D : 50 RPM

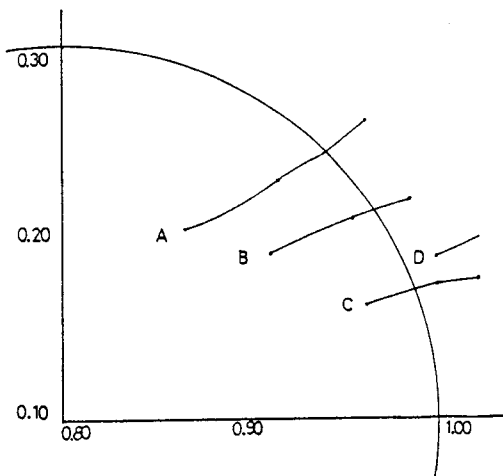


Fig. 4-2E

RPM : 110
 DEAD TIME : 0.22 SEC
 GAIN : 5.24
 : 0.1 - 0.9

A	ζ	0.1	: 0.9820
B	ζ	0.2	: 0.9626
C	ζ	0.3	: 0.9430
D	ζ	0.4	: 0.9230
E	ζ	0.5	: 0.9029
F	ζ	0.6	: 0.8948
G	ζ	0.7	: 0.8930
H	ζ	0.8	: 0.8897
I	ζ	0.9	: 0.8859

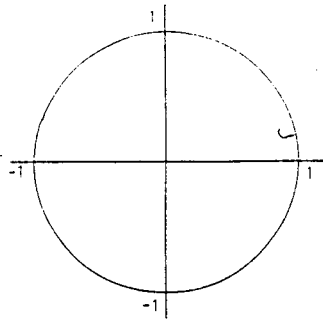


Fig. 4-3A

RPM : 90
 DEAD TIME : 0.26 SEC
 GAIN : 5.24
 : 0.1 - 0.9

A	ζ	0.1	: 0.9834
B	ζ	0.2	: 0.9648
C	ζ	0.3	: 0.9447
D	ζ	0.4	: 0.9333
E	ζ	0.5	: 0.9247
F	ζ	0.6	: 0.9343
G	ζ	0.7	: 0.9329
H	ζ	0.8	: 0.9308
I	ζ	0.9	: 0.9298

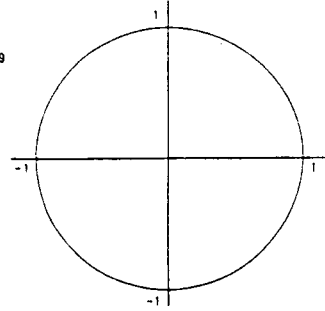


Fig. 4-3B

RPM : 70
 DEAD TIME : 0.34 SEC
 GAIN : 5.24
 : 0.1 - 0.9

A	ζ	0.1	: 0.9888
B	ζ	0.2	: 0.9824
C	ζ	0.3	: 0.9802
D	ζ	0.4	: 0.9791
E	ζ	0.5	: 0.9785
F	ζ	0.6	: 0.9780
G	ζ	0.7	: 0.9774
H	ζ	0.8	: 0.9764
I	ζ	0.9	: 0.9750

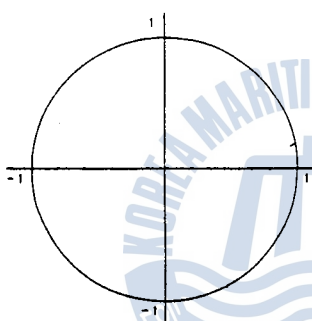


Fig. 4-3C

RPM : 50
 DEAD TIME : 0.50 SEC
 GAIN : 5.24
 : 0.1 - 0.9

A	ζ	0.1	: 1.0097
B	ζ	0.2	: 1.0099
C	ζ	0.3	: 1.0100
D	ζ	0.4	: 1.0102
E	ζ	0.5	: 1.0103
F	ζ	0.6	: 1.0103
G	ζ	0.7	: 1.0102
H	ζ	0.8	: 1.0098
I	ζ	0.9	: 1.0088

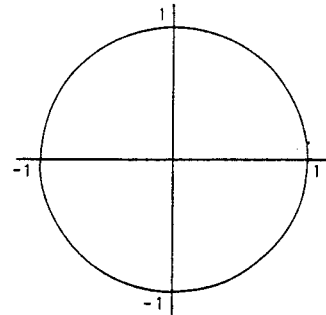


Fig. 4-3D

A : 50 RPM
 B : 70 RPM
 C : 90 RPM
 D : 110 RPM

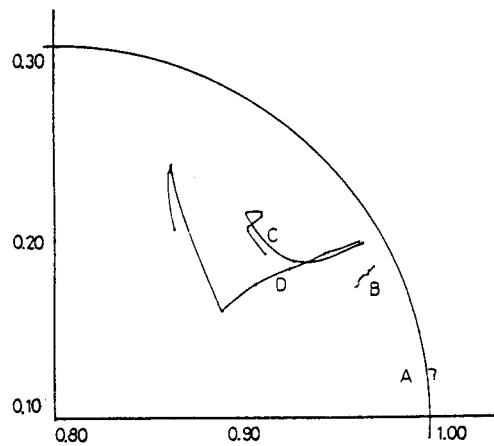


Fig. 4-3E

고 조금 더 정확한 분석결과를 얻기 위해서 시운전시 실측한 데이터를 이용하였다.

엔진의 회전수에 의해 결정되어 지는 지연시간 및 시스템 전체의 이득, 감쇄계수의 값이 시스템의 안정성에 어떤 영향을 미치는지 분석하기 위하여 특성방정식의 대표근을 추적하였다. 엔진의 지연시간에 대한 영향을 감쇄계수 및 시스템의 계인값을 정상운전 상태인 조건으로 두고 지연시간을 0.2sec단위로 변경시킨 결과 높은 회전수영역에서는 안정성에 별 영향을 미치지 않으나 낮은 회전수 영역에서는 안정성에 치명적인 영향을 주는 계수로 밝혀 졌다.

시스템 계인에 대한 영향은 엔진의 지연시간 및 감쇄계수 값을 정상운전 상태인 조건으로 두고 계인의 값을 2배수, 3배수, 4배수로 변경시켜 본 결과 시스템의 계인 값은 엔진의 전 회전수 영역에서 가장 민감하게 반응을 나타내었으며 시스템의 안정성을 결정하는 가장 큰 요소임을 보여 주었다.

감쇄계수의 값은 엔진의 지연시간 및 계인의 값을 정상운전 상태인 조건으로 두고 0.1 단위로 변경시켰다.

그 결과 감쇄계수의 값이 증가함에 따라 시스템의 안정성이 다소 좋아짐을 알 수 있었다.

5. 결 론

이상과 같이 본 논문에서는 기계-유압식 조속기를 2차계로, 엔진과 프로펠라를 각각 1차계로 두고 속도제어 시스템을 구성하고 제어입력인 회전수에 대한 시스템의 전달함수를 구하여 Z변환하여 특성방정식의 대표근을 추적함으로써 다음과 같은 결과를 얻었다.

- 1) 엔진의 지연시간은 엔진의 회전수가 높은 범위에서는 엔진의 안정성을 결정하는 큰 요소는 아니나 회전수가 낮은 범위에서는 상당히 큰 영향을 주는 것을 나타내고 있다.
- 2) 시스템의 정상이득은 엔진 회전수 점 범위에서 시스템의 안정성을 결정하는 가장 큰 요소임을 나타내고 있다.
- 3) 감쇄계수의 값은 시스템의 안정성을 결정하는 데는 큰 요소는 아니나 감쇄계수의 값이 증가할수록 시스템의 안정성이 조금씩 좋아지는 것을 알 수 있다.

그러나 조속기를 2차식으로 둔 문제, 기관회전수에 따른 기관정수의 정확성 및 위의 3요소의 상관관계 등에 대해서는 앞으로 더욱 더 검토를 요하며 실제의 실험결과를 통하여 위의 결과를 확인할 필요가 있는 것으로 사료된다.

참고문헌

- 1) 田村直樹, “電子がバナ制御パラメタ 決定システムの 開發”, 日本船用機關學會, 第42回(昭和63年春季)學術講演
- 2) Benjamin C. Kuo, “디지털 제어 공학”, 형설출판사, pp.169~171.
- 3) Katsuhiko Ogata, “Discrete control system”, Prentice-Hall International Editions, pp 240~241.
- 4) William L. Brogan, “Modern Control Theory”, Second Edition, Prentice-Hall, Inc. pp 34~37.
- 5) 하주식, 노창주, “선박에 있어서의 내연기관 구동 발전기의 속도안정에 관한 연구”, 대한전기학회, Vol.24, No.4, pp.63~70, 1975.
- 6) 高橋利衛, “內燃機關調速のプロセスダイナミクス”, 機關の研究, 第12卷, 第1號, pp. 218, 1960.
- 7) Rolf Iserman, “Digital Control System”, Springer-verlag Berlin Heidelberg, New-York, 1981.
- 8) “Woodward Governor(Japan), LTD. Document N. PMCC F-7, 1989.
- 9) Korea Shipbuilding & Engineering Coop, “Result of sea Trial” 1988.
- 10) A.Frank D. Souza, “Design of Control System”, Prentice-Hall Internatinal, Inc. pp.131~132.
- 11) James A. Cadzow, Hinrich R. Martens, “Discrete-Time and Computer Control System”, Prentice-Hall, Inc. pp.246~254, pp.259~263. 1970.
- 12) 하주식, “자동제어 공학”, 한국해양대학 도서출판부, pp.89-91 1986.
- 13) Paul Katz, “Digital Control using Microprocessor”, Prentice-Hall, Inc. pp.25-29.
- 14) Benjamin. C. Kuo, “Automatic Control System”, Prentice-Hall, Inc. pp.361-367, 556-564.