

퍼지 제어기에 의한 기계 유압식 조속기를 가진 디젤기관의 제어성능 개선에 관한 연구

강 창 남
제주대학교 실습선

A Study on the Improvement of Control Performance of Diesel Engine with Mechanical Hydraulic Governor by Fuzzy Controller

Chang-Nam Kang

Training Ship, Cheju National University, Cheju-Do 690-756, Korea

A mechanical hydraulic governor has been widely adopted to the ship speed control of propulsion marine diesel engines for a long time. However it is very difficult to control the speed of long stroke and a few cylinder diesel engine with the mechanical hydraulic governor because of jiggling due to rough fluctuation of rotating torque and hunting due to dead time between fuel injection and power output. In order to solve these difficulties, digital governors are often adopted 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 electric and electronic parts under the bad conditions such as high temperature, salty, watery air and intensive vibration in engine room. To solve these problems of control systems, the performance improvement of mechanical hydraulic governor is required. The author proposed a velocity control system with fuzzy controller in order to enhance the control performance and to stabilize the unstable system.

It was confirmed through computer simulation that the performance improvement of a mechanical hydraulic governor can be obtained by fuzzy controller. The indicial response of the fuzzy control system showed better controls and more stable results through computer simulation.

Key words : control rule, fuzzy decision process

서 론

신뢰성이 높은 기계 유압식 조속기를 가진 디젤기관의 제어성능을 개선하기 위하여 속도제어 시스템의 전달함수를 유도하고 이 전달함수를 s평면상의 좌반부 전체에 적용 가능한 w변환법 (w Transformation method)에 의하여 w평면으로 변

환한다(Woodward Gov., 1989 : Katsuhiko, 1987). 기계 유압식 속도제어 시스템에 영향을 미치는 파라미터를 니콜스 선도를 이용하여 분석한다(하, 1983 : Benjamin, 1991). 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여, 연소계통의 지연시간 (Dead time), 전체이득 (Total gain), 감쇠계수 (Damping ratio), 조속기의 고유각주파수(ω_n), 조속기의 영점인 α_3 , 회전 계통의 관성 모멘트에 관계되는 α_1 가 안정

성에 어떤 영향을 미치는지 분석한다. 니콜스선도 및 단위계단 응답곡선을 이용하여 안정한계 영역을 찾아내고 기계 유압식 조속기를 가진 속도제어 시스템에서 불안정한 응답 특성곡선을 안정된 좋은 응답 특성을 얻어내기 위하여 기계 유압식 조속기를 가진 디젤기관에 피드백 루프 (Feedback loop)를 구성한 속도 제어 시스템을 제안한다. 퍼지제어 기법을 도입하여, 적절한 추론법과 제어규칙을 작성하여 퍼지제어기 (Fuzzy Logic Controller) 를 설계한다(菅野, 1988). 컴퓨터 시뮬레이션 Robert(1993)을 통하여 기계 유압식 조속기를 가진 속도제어 시스템에서 불안정한 운전 영역도 제안된 퍼지 제어기를 부가한 속도제어 시스템에서 안정한 좋은 응답특성을 얻을 수 있음을 모의 실험을 통하여 확인한다.

기계 유압식 속도제어 시스템의 모델링

기계 유압식 조속기의 수학적 모델링

Fig. 2.1는 기계 유압식 조속기의 개략도이다. 조속기의 입력은 연소기관의 속도로서 가해지고, 연소기관의 에너지원을 제어하는 터미날 레버의 움직임이 출력이다.

연소기관의 부하가 증가하면 속도의 변화에 따른 플라이웨이트의 원심력이 변동으로 스피더스프링 (Speeder spring) 의 힘의 균형이 무너져서 플라이웨이트는 내측으로 기울어 파이롯트 밸브 플란저 (Pilot valve plunger) 를 하강시켜, 플란저 포트 (Plunger port) 를 열어 압축된 작동유가 버퍼 피스톤 (Buffer piston) 에 유입된다. 유압에

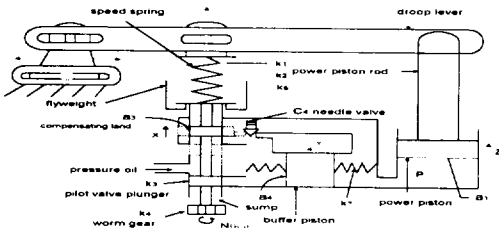


Fig. 2.1 Schematic diagram of mechanical hydraulic governor

의하여 파워피스톤은 상승하여 연료의 양을 증가시키며, 버퍼피스톤의 우측으로 옮긴 상태에서 유압차로 인하여 보상랜드 (Compensation Land) 의 하부에 고유압측이 상부에는 저유압측이 작용한다. 결국 보상랜드에는 상방향으로 힘이 생기고 파워피스톤의 상승으로 인한 드롭레버 (Droop Lever) 의 변동으로 플라이웨이트의 원심력에 의해 생긴 상방향의 힘과 함께 파이롯트 밸브 플란저를 상승시켜 플란저 포트를 막아 파워피스톤의 이동을 멈추게 한다. 플라이 웨이트는 점차 원래의 수직위치로 복귀한다.

파이롯트 밸브 플란저에 관한 방정식은 플란저에 걸린 힘의 평형조건으로 부터

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

로 된다. 파이롯트 밸브 (Pilot valve) 에 흐르는 유량에 관한 방정식은

$$K_4 X = -a_1 s Z$$

이며, 보상기에 흐르는 유량의 방정식은

$$-a_1 s Z + a_3 s X = K_8 P + a_4 s Y$$

이다. 완충피스톤 (Buffer piston) 에 걸린 힘의 방정식은

$$a_4 P = K_7 Y$$

로 표현되고, $X = -\frac{a_1}{K_4} s Z$, $sX = -\frac{a_1}{K_4} s^2 Z$ 를 대입하고 정리하면

$$[s^2 + (a_1 + a_2 a_d) s + a_2 a_3 a_d] Z = -a_2 (s + a_3) N_E(s)$$

과 같다. 여기서 a_1, a_2, a_3, a_d 는 다음과 같다.

$$a_1 = \frac{(K_5 K_8 + a_3 K_4) K_7}{a_4^2 K_5 + a_3^2 K_7}$$

$$a_2 = \frac{a_4^2 K_4 K_6}{a_1 (a_4^2 K_5 + a_3^2 K_7)}$$

$$\alpha_3 = \frac{K_8 K_7}{a_4} \quad \alpha_d = \frac{K_1}{K_6} \rho$$

$\beta_1 = \alpha_1 + \alpha_2 \alpha_d$, $\beta_2 = \alpha_2 \alpha_3 \alpha_d$ 로 놓고 정리하면, 조속기의 동특성은 전형적인 2차계인 다음과 같이 표현된다.

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

연소계통의 모델링

연소계통의 출력을 근사적으로 표현하면 조속기 파워피스톤의 변위에 비례하고, 연료랙 동작후 L초후에 출력이 변하므로 연소계통의 전달함수는 다음과 같이 표현할 수 있다(한 등, 1996).

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

이고, K_e : 연소계통의 정상상태 이득, L : 연소계통의 시간지연(s)이다.

연소계통의 시정수는 회전계통의 시정수에 비해 아주 작은 값이어서 무시하고, 시간지연 요소만 가지고 해석하였다.

회전계통의 모델링

추진기의 속도가 ω 에서 $\omega + \Delta\omega$ 로 변경되는 과도상태에서 에너지방정식은

$$\begin{aligned} P_E \Delta t &= \frac{1}{75 \cdot 2} [J(\omega + \Delta\omega)^2 - J\omega^2] \\ &+ \frac{\partial P_S}{\partial N} N \Delta t + P_S \Delta t \end{aligned}$$

과 같다. $K_L = \frac{\partial P_S}{\partial N}$ 는 임의점에서 로우커브의 기울기이다.

Δt 를 양변에 나누고 J 가 연소계통의 회전부 분과 추진기의 관성모멘트의 합이라면 회전계통의 전달함수는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} G_R(s) &= \frac{N(s)}{P_E(s) - P_S(s)} \\ &= \frac{1}{K_L} \\ &= \frac{(J/75)(2\pi/60)^2}{K_L} s + 1 \\ &= \frac{K_r}{T_r s + 1} = \frac{K_T}{s + \alpha_r} \end{aligned}$$

여기서

$$K_r = \frac{1}{K_L} \quad T_r = \frac{J(2\pi)^2}{K_L 75(60)^2} \quad K_T = \frac{K_r}{T_r}$$

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

기계 유압식 속도제어 시스템의 모델링

전절에서 유도한 각 전달함수를 이용하여 기계 유압식 조속기에 의한 속도제어 시스템의 블록 선도는 Fig. 2.2 과 같이 표시된다.

Fig. 2.2 로 부터 시스템의 전달함수 즉 연소계통의 속도에 대한 기준 입력과 출력사에 전달함수, 개루프 전달함수는 다음과 같다.

$$G_N(s) = \frac{N(s)}{N_R(s)} = \frac{G(s)}{1 + K/G(s)}$$

$$G(s) = \frac{a_2(s + \alpha_3)}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} K_e e^{-Ls} \frac{K_T}{s + \alpha_r}$$

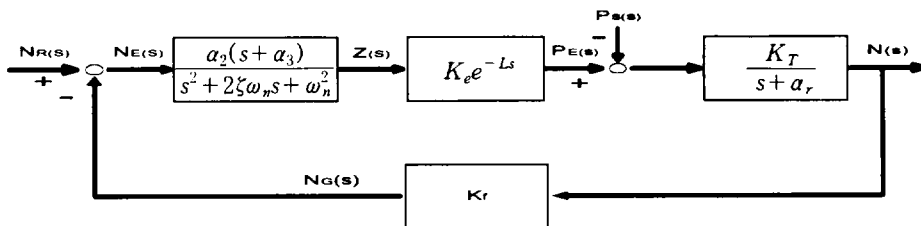


Fig. 2.2 Block diagram of the speed control system with mechanical hydraulic governor

강 창 남

대상기관의 제원 및 파라미터

본 논문에서 적용된 기관과 프로펠러에 대한 모델 사양 및 파라미터 상수는 다음과 같다(Woodward Gov., 1981).

기관사양

TYPE : MAN-B&W 6L60MCE
 NO. OF CYLINDER : 6
 STROKE*BORE : 1944 mm * 600 mm
 F.O Consumption Rate : 123 g/BHP.Hr
 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

프로펠러사양

Dia of Propeller : 6.150 mm
 Material : Ni-AL-Bronze
 Moment of Inertia : 3.975 Kg • m • sec²

위의 선택된 모델들에 대한 해상 시운전 결과 측정된 파라미터 상수 및 계산 결과인 $K_e, K_L, K_r, T_r, K_T, \alpha_r$ 는 Table 2.1이고 $15/N < L < 15/N + 60/Nn$ 로 시간지연을 계산하였다. 강 (1996). 여기서, N : 기관의 회전수, n : 1회전에 착화 하는 실린더수

기계 유압식 속도제어 시스템의 안정도 해석

특성방정식

선형 시스템을 z 변환하게 되면 샘플링 기간 동안에는 샘플된값이 유지(hold) 되어야 하는데 본 연구에서는 널리 사용 되고 있는 0차홀드 (zero-order hold, z.o.h) 방법을 택한다. 샘플링 시간은 0.1(s) 로 고정하여 계산하고 지연시간은 연소계통의 회전수에 의하여 결정되나 해석상 편의를 위하여 지연시간과 샘플링 시간과의 비 ($d = L/T$) 가 정수가 되도록 한다.

0차 홀드 (zero order hold) 의 전달함수 $G_h(s)$ 는

$$G_h(s) = \frac{1}{s} (1 - e^{-Ts})$$

이고, 개루프 전달함수(Open loop transfer function) 를 구하면

$$G(s) = \left(\frac{1 - e^{-Ts}}{s} \right) \frac{\alpha_2(s + \alpha_3)}{(s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2)}$$

$$K_e e^{-Ls} \left(\frac{K_T}{s + \alpha_r} \right)$$

이고, 부분분수 전개하고 z 변환하여 정리하면

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

$$c_{10} = 1 \quad c_{11} = e^{-\alpha_0 T} (2 \cos \omega_0 T + 1)$$

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

Table 2.1 The parameters of rotating system under load variation

BHP	9671	7300	5395	3840	2606	1663	975
RPM	110	100	90	80	70	60	50
Parameter							
K_e	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(s)	0.22	0.25	0.28	0.31	0.36	0.41	0.50

$$c_{13} = e^{-3\alpha_0 T} \quad c_{20} = b_1 + \frac{K_0 \alpha_2 q_1}{r_0} + b_3$$

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

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

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

로 표현되고, 시스템의 회전속도 설정치 변경의 경우는 다음과 같다.

$$F(z) = \frac{N(z)}{N_R(z)}$$

$$N(z) = c_{20}z^3 - c_{21}z^2 + c_{22}z - c_{23}$$

$$N_R(z) = z^d(c_{10}z^3 - c_{11}z^2 + c_{12}z - c_{13})$$

$$+ K_f(c_{20}z^3 - c_{21}z^2 + c_{22}z - c_{23})$$

W 변환

시간지연의 전달함수 e^{-sT} 는 샘플링 시간을 적절하게 선정하면 정수로 표시되는 이산화가 가능하여 선형 제어 시스템이 된다. s평면과 w평면은 저주파수 영역에서는 위상과 이득이 비슷하나 고주파수 영역에서는 차이가 많은 점은 있으나 디젤기관의 속도제어 시스템은 비교적 낮은 주파수 영역이므로 w평면에서 시스템을 분석하고 해결하였다(강·박, 1977).

w평면으로 변화하는식은 다음이고 T = sampling time(s)이다.

$$z = \frac{1 + (T/2)W}{1 - (T/2)W}$$

제2장에서 주어진 파라미터값을 개루프 (Open loop) 전달함수에 대입하여 니콜스선도를 그리면, $L = 0.5(s)$, Total gain = 26, $\alpha_r = 0.069$, $\omega_n = 10.47$ (rad/s), $\alpha_3 = 5.24$, $\zeta = 1.8$ 의 값이 주어질때, 시스템은 안정한계영역을 지나서 불안정한 영역으로 되고 그때의 응답곡선은 니콜스선도의 원점에 근접하여 통과하므로 이를 기준 파라미터로하고 각 파라미터값이 변화에 따른 응답곡선의 변화를 도시적으로 알아보고 해석하였다.

안정도 해석

연소계통의 시간지연 (Dead time) 의 영향

기준 파라미터 에서 연소계통의 시간지연 만을 각각 0.0(s), 0.3(s), 0.5(s), 0.9(s), 1.2(s)로 변경하여 니콜스선도를 그리면 Fig. 3.1과 같고, 시간지연이 증가할 수록 이득 및 위상여유는 작아지고, 시간지연이 0.5(s)인 경우부터 불안정한 영역으로 된다는것을 알 수 있다. 이는 대형저속기관이 저속에서 운전될수록 시간지연이 커지게 되므로 동일한 조속기인 경우라해도 증고속인 경우에는 안정하나 저속에서는 불안정한 헌팅(Hunting)현상이 발생할 수 있음을 알수 있다.

전체이득 (Total gain) 의 영향

기준 파라미터에서 전체이득(Total gain) 을 10, 15, 20, 30 으로 변경시켜 니콜스선도를 그리면 Fig. 3.2 이고, 시스템의 이득이 증가하면 최대공진치와 대역폭은 커지나 이득여유와 위상여유는 감소하며, 이득이 26을 기점으로 하여 최대공진치는 감소하며 시스템은 불안정해진다. 전체이득중 기관의 이득 K_e 는 대형기관일수록 단위랙크의 변위당 연료유 주입량 즉 출력이 커지므로 동일한 조속기라도 대형 저속 기관에 이용될 경우에는 전체 이득의 증대로 불안정해진다.

α_r 파라미터의 영향

기준 파라미터 에서 회전계통의 관성모멘트에 관계되는 α_r 만을 0.04, 0.1, 0.7, 1.5 로 변경시켜

니콜스선도를 그려보면 Fig. 3.3이고, 대체로 α_1 가 변동해도 최대공진치, 대역폭, 이득여유는 크게 변하지 않으나 위상여유는 α_1 가 적은 값을 가질 수록 감소하여 시스템은 불안정해진다. 즉 관성모멘트가 적은 소형 고속기관에 이용하면 동일한 조속기라도 안정하고 관성모멘트가 큰 대형 저속 기관에서는 불안정해진다는 것을 알 수 있다.

조속기의 고유각주파수(ω_n)의 영향

기준 파라미터 에서 조속기의 고유각주파수 (ω_n) 만을 7, 9, 15, 20 (rad/s)로 변경시켜 니콜스 선도를 그리면 Fig. 3.4이고, 조속기의 고유각 주파수가 클수록 대역폭은 감소하고 위상여유와 이득여유는 증대하며, $\omega_n = 10.47$ 보다 작은 값의 경우는 시스템은 불안정해진다.

조속기의 고유각주파수 $\omega_n = \sqrt{\alpha_2 \alpha_3 \alpha_4} = \sqrt{\frac{C_1 K_1 K_1 K_7 \rho}{a_1 (a_1 K_5 + a_3^2 K_7)}}$ 의 요소로 구성된다. 니들

밸브의 유속 (Flow flux) C_1 , 파이롯트 밸브 (Pilot valve)의 유속 (Flow flux) K_1 , 스피더 용수철의 용수철계수 K_1 , 완충 용수철의 용수철계수 K_7 , 파워피스톤의 피이드백 비율 (Feedback ratio) ρ 등은 쉽게 변경할 수 있으므로 같은 조속기라도 이들 부품이나 운전상태를 변경하고 조정하면 운전중에 일어나는 헌팅 (Hunting) 을 막을수 있을 뿐만 아니라 적당한 최대 공진치, 대역폭, 위상 및 이득여유를 얻을 수 있어서 좋은 응답 특성을 가질 수 있다.

조속기의 영점(α_3)의 영향

기준 파라미터에서 조속기의 영점인 α_3 만을 1, 3, 6, 9 로 변경시켜 니콜스 선도를 그리면 Fig. 3.5 와 같다. 개루프(Open loop) 전달함수의 영점 (Zero) 인 α_3 값이 커지면, 최대 공진치와 대역폭은 커지나 이득 위상여유는 감소하고 $\alpha_3 = 5.24$ 보다 크면, 최대 공진치는 감소하고 시스템은 불안정해진다. 파라미터는 $\alpha_3 = K_7 C_1 / a_1$ 로 구성되므로 니들밸브 (Needle valve)의 유속 C_1 , 완충 용수철의 용수철계수 K_7 , 완충 피스톤의 단면적 a_1 은 쉽게 변경 가능하므로 대형 저속기관에 채용할 경우 헌팅현상이 발생하더라도 이를 적

절히 변경시키면 쉽게 안정한 운전을 할 수 있다.

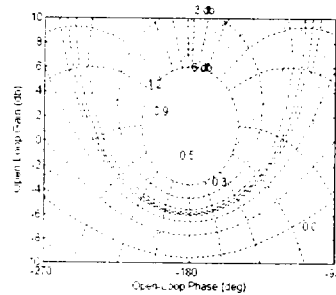


Fig. 3.1 Nichols chart under the variation of dead time

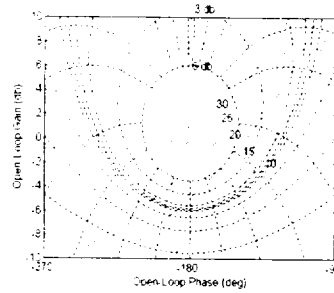


Fig. 3.2 Nichols chart under the variation of total gain

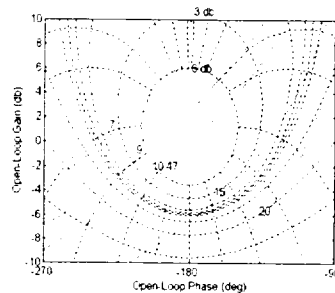


Fig. 3.3 Nichols chart under the variation of α_r

조속기의 감쇠계수 (ζ)의 영향

기준 파라미터 에서 감쇠계수(ζ) 만을 1.3, 1.5, 3.0, 5.0으로 변경시켜 시스템의 니콜스선도를 그리면 Fig. 3.6과 같고, 감쇠비가 변동해도 시스템의 안정성에 큰 영향을 못미치나, 감쇠비가 감

소하면 대체로 시스템은 불안정한 상태로 된다는 것을 알 수 있다.

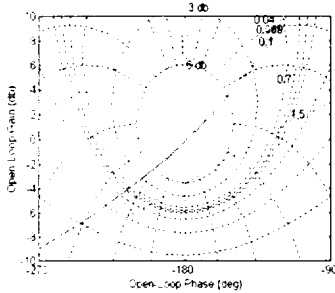


Fig. 3.4 Nichols chart under the variation of w_n

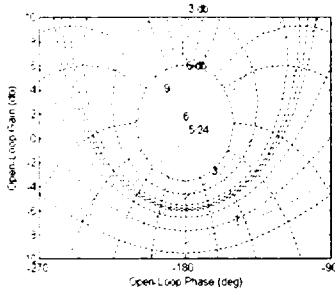


Fig. 3.5 Nichols chart under the variation of α_1

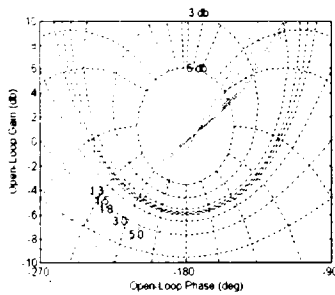


Fig. 3.6 Nichols chart under the variation of damping ratio

기계 유압식 속도제어 시스템의 인디셜 응답해석

연소계통의 지연시간의 영향

기준 파라미터에서 연소계통의 지연 시간만을 0.0(s), 0.3(s), 0.5(s), 0.9(s), 1.2(s) 로 변경한 경

우 단위 계단 응답곡선은 Fig. 3.7 이고 시간지연이 감소함에 따라 오버슈트, 정정시간, 정상상태 오차값, 최대치까지 걸리는 시간은 감소하고 상승 시간은 차이가 거의 없으며 시간지연이 시스템의 과도특성에 커다란 영향을 미침을 확인 하였다.

전체이득(Total gain)의 영향

기준 파라미터 에서 시스템의 전체이득만을 10, 15, 20, 26, 30 으로 변경했을 경우의 단위계단 응답 곡선은 Fig. 3.8이고, 전체이득이 증가할수록 오버슈트, 정정시간, 정상상태오차는 증가하였다.

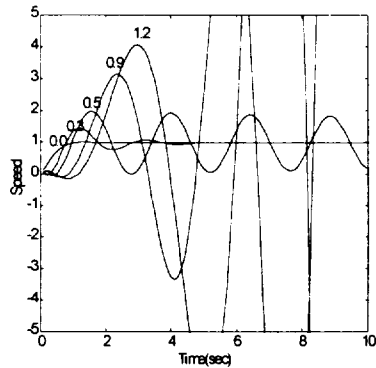


Fig. 3.7 Unit step responses under the variation of dead time

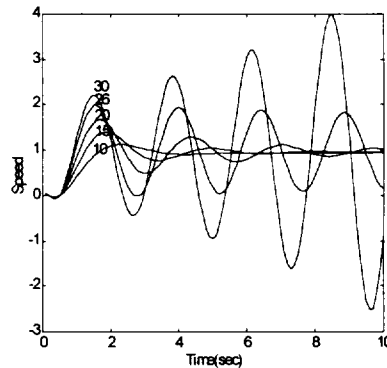


Fig. 3.8 Unit step responses under the variation of total gain

α_r 파라미터의 영향

기준 파라미터에서 α_r 값을 0.04, 0.1, 0.7,

1.5로 변경시 단위계단 응답곡선은 Fig. 3.9이고, α_r 값이 증가할수록 오버슈트값은 감소하나, 상승시간, 정상상태오차는 큰 변화가 없음을 알 수 있어 과도응답 특성을 개선하는데는 크게 영향을 끼치지 않음을 알 수 있다.

조속기의 고유각주파수(ω_n)의 영향

기존 파라미터 에서 조속기의 고유각 주파수(ω_n) 만을 7, 9, 10.47, 15, 20 으로 변경하였을 경우의 단위 계단 응답곡선을 Fig. 3.10에 나타내었고, 고유각 주파수가 커지면 오버슈트값이 작아지고, 상승시간은 다소 증가하나, 정정시간과 정상상태오차는 감소하였다.

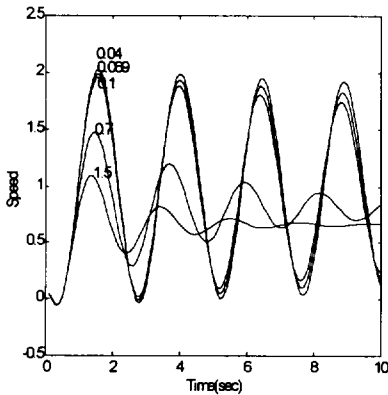


Fig. 3.9 Unit step responses under the variation of α_r

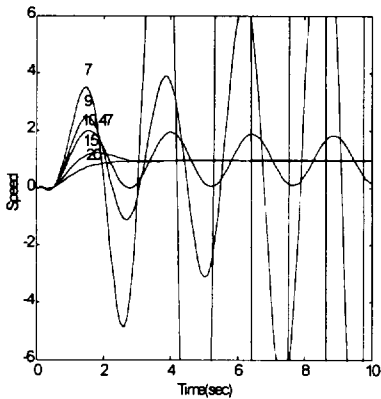


Fig. 3.10 Unit step responses under the variation of ω_n

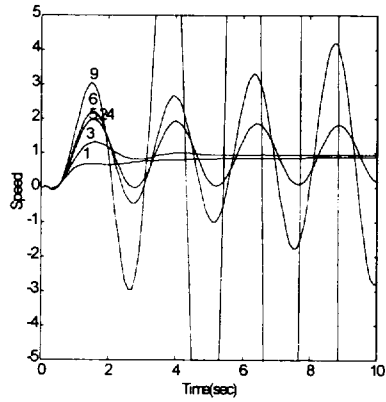


Fig. 3.11 Unit step responses under the variation of α_3

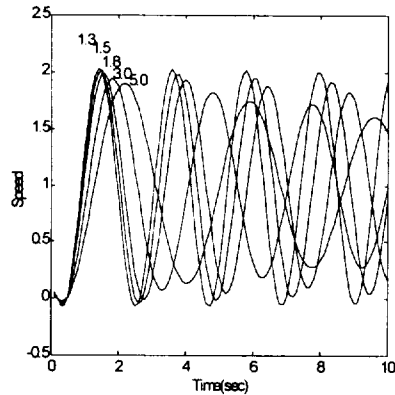


Fig. 3.12 Unit step responses under the variation of ζ

조속기의 영점(α_3)의 영향

기존 파라미터 에서 조속기의 영점인 α_3 값만 을 1, 3, 6, 9 로 변경하였을 경우의 단위계단 응답곡선은 Fig. 3.11 이고 α_3 값이 커지면 오버슈트값이 커지고 상승시간은 짧아지나, 정정시간은 변동이 거이 없고 정상상태오차도 기준 한계점 까지는 거의 변화가 없는 과도응답 특성을 나타 낼 수 있다.

조속기의 감쇠계수(ζ)의 영향

기존 파라미터 에서 감쇠계수 만을 1.3, 1.5, 3, 5로 변경하였을 경우의 단위계단 응답곡선을 Fig.

3. 12에 나타내었다. 감쇠계수가 증가할수록, 상승 시간은 미소하게 증가하나, 오버슈트는 감소하여 다소 개선은 되나, 과도응답개선에 큰 영향을 미치지 않음을 알 수 있다.

기계 유압식 속도제어 시스템의 퍼지제어기 설계

퍼지제어기 설계

퍼지제어기 설계는 퍼지제어기의 입출력 변수와 그들의 언어값, 퍼지제어규칙, 수치적 입력변수의 퍼지화 방법, 추론법, 비퍼지화 방법을 결정하는 것이다. 제일 먼저 입출력 변수를 결정하고, 언어값과 소속함수를 결정한다(이·오, 1991). 언어값의 함수는 삼각형 단조형, 중형등에서 제어 목적에 적합하게 선택사용한다. 퍼지제어기 설계에 중요한 요소가 제어규칙을 작성하는 것이다. 작성 방법에는 숙련운전자의 경험적 지식과 제어 전문가의 지식을 활용하는 방법, 숙련 운전자의 조작 행위를 모델링하여 작성하는 방법, 제어대상의 퍼지모델을 기반으로 제어규칙을 작성하는 방법, 학습에 의해 제어규칙을 작성하는 방법이 있다. Fig. 4.1은 퍼지제어의 기본구성이다.

Table 4.1 Rule table of fuzzy control

DE \ E	NB	NM	NS	ZE	PS	PM	PB
NB	NB	NB	NB	NB	NM	NS	ZE
NM	NB	NB	NB	NM	NS	ZE	PS
NS	NB	NB	NM	NS	ZE	PS	PM
ZE	NB	NM	NS	ZE	PS	PM	PB
PS	NM	NS	ZE	PS	PM	PB	PB
PM	NS	ZE	PS	PM	PB	PB	PB
PB	ZE	PS	PM	PB	PB	PB	PB

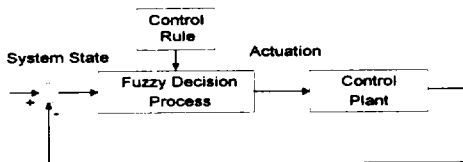


Fig. 4.1 Basic scheme of fuzzy control system

본 연구에서는 입력변수의 소속함수로서 삼각형법을 사용 하였고 제어규칙은 제어대상의 응답 특성을 분석하여 제어규칙을 작성하는 방법인 발견법 (Heuristic method) 을 사용하였다. 오차가 줄어들고 또한 제어목적이 달성 되도록 제어규칙을 작성하였으며 작성된 제어규칙은 Table 4.1 과 같다. 퍼지입력변수인 E, DE 그리고 퍼지출력변수인 U의 언어값의 종류는 PB, PM, PS, ZE, NS, NM, NB이다.

추론방법으로서 Mamdani Method 라 불리는 Max-Min 방법을 채택하였으며, 비퍼지화 방법으로는 무게중심값을 제어값으로 취하게 되는 방법인 무게중심법 (Centroid) 을 채택하였다. 퍼지관계의 합성법칙에 의한 추론법은 다음과 같다.

R_1 : if E is NB , DE is NB then U is NB
 R_2 : if E is NB , DE is NM then U is NB
 R_3 : if E is NB , DE is NS then U is NB

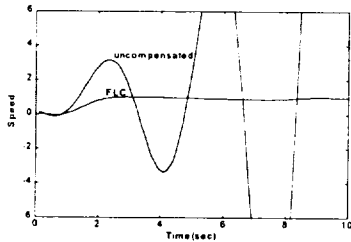
R_{17} : if E is PB , DE is PS then U is PB
 R_{18} : if E is PB , DE is PM then U is PB
 R_{19} : if E is PB , DE is PB then U is PB

시뮬레이션 결과 및 고찰

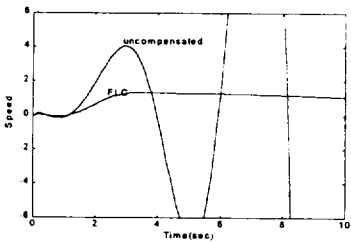
앞절에서 기술한 기계 유압식 조속기를 가진 속도제어 시스템에서, 불안정한 운전영역에 들어가는 파라미터값을 기준으로 적절한 추론법과 제어규칙을 세운 퍼지제어기를 부가한 속도제어 시스템에서는 안정된 운전영역임을 보여준다. 시스템 성능에 중요한 요소인 연소기관의 시간지연, 전체계인, 조속기의 고유각주파수, 조속기의 영점인 α_3 감쇠계수, 회전수 계통의 관성모멘트에 관계되는 α_1 파라미터의 변화에 따른 불안정한 운전영역을 안정된 응답상태로 시스템의 성능을 개선하기 위하여 퍼지제어기를 설계하고 시뮬레이션을 행하였다.

Fig. 4.2 (a), (b)는 3장에서 설명한 안정한계영역에 있는 기준 파라미터 에서 연소기관의 시간지연이 각각 0.9(s), 1.2(s) 인 경우의 비보상의 상태와 퍼지제어기를 사용한 속도제어 시스템과의 단위 계단 응답곡 선의 비교이다. 시스템의 안

정도를 해석하는데 가장 중요한 요소인 시간지연이 클수록, 퍼지제어기를 도입한 속도제어 시스템에서 오버슈트, 정정시간, 상승시간, 정상상태 오차값이 아주 양호한 특성을 나타낸다.



(a) dead time=0.9(s)



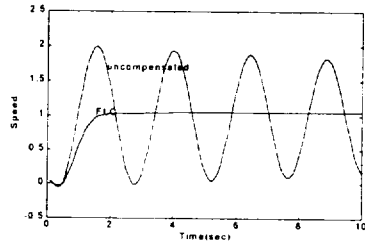
(b) dead time=1.2(s)

Fig. 4.2 Unit step responses of uncompensated and FLC system in case of variation of dead time

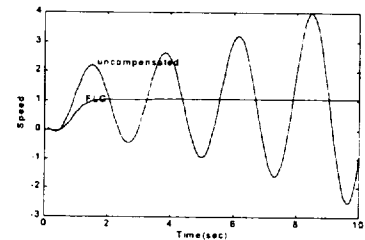
Fig. 4.3(a),(b)는 기준 파라미터에서 전체게인만을 각각 26, 30으로 변경하였을 경우의 응답곡선을 비교한 것이다. 전체게인이 클수록 퍼지제어기를 도입한 경우가 정상상태특성 및 과도응답특성이 양호함을 알 수 있다.

Fig. 4.4(a),(b)는 는 속도제어 시스템의 기준파라미터에서 회전계통의 관성모멘트에 관계되는 α_r 만을 0.04, 0.1로 변경시켜 퍼지제어기를 사용한 속도제어 시스템과 비보상의 상태의 단위계단 응답곡선을 비교한 것이다.

Fig. 4.5(a),(b)는 속도제어 시스템의 기준파라미터에서 조속기의 고유각 주파수를 7, 9로 변경시, 퍼지 제어기를 사용한 속도제어 시스템과 비보상인 경우 단위계단 응답곡선의비교이다. 오버슈트값이 아주 작아져 좋은 응답특성을 준다.

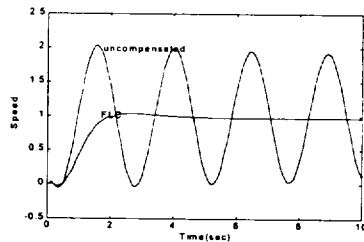


(a) total gain=26

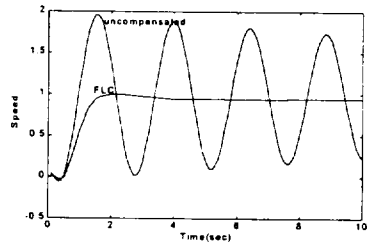


(b) total gain=30

Fig. 4.3 Unit step responses of uncompensated and FLC system in case of variation of total gain

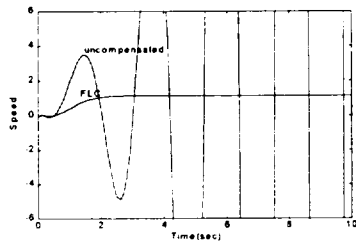


(a) $\alpha_r = 0.04$

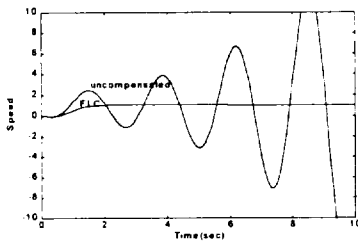


(b) $\alpha_r = 0.1$

Fig. 4.4 Unit step responses of uncompensated and FLC system in case of variation of α_r

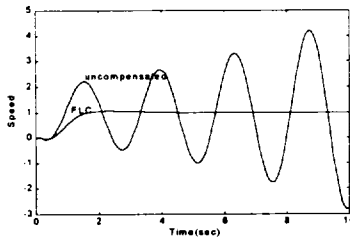


(a) $\omega_n = 7$

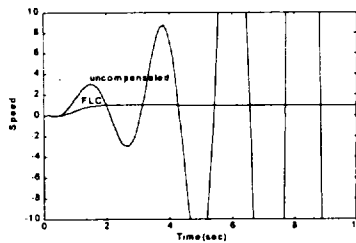


(b) $\omega_n = 9$

Fig. 4.5 Unit step responses of uncompensated and FLC system in case of variation of ω_n



(a) $\alpha_3 = 6$

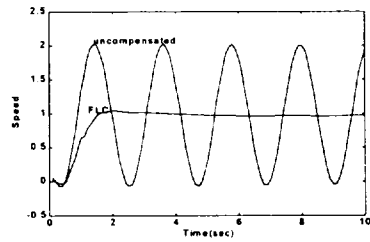


(b) $\alpha_3 = 9$

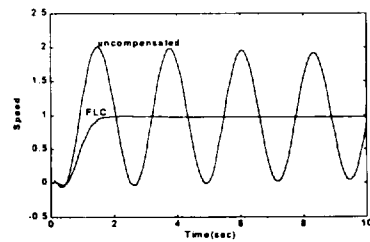
Fig. 4.6 Unit step responses of uncompensated and FLC system in case of variation of α_3

Fig. 4.6(a),(b)는 속도제어 시스템의 기준 파라미터에서 조속기의 영점인 α_3 만을 각각 6, 9로 변경시 퍼지제어기를 사용한 속도제어 시스템과 비보상인 경우의 단위 계단 응답곡선의 비교이다.

Fig. 4.7(a),(b)는 속도제어 시스템의 기준파라미터에서 감쇠계수만을 1.3, 1.5로 변경시 퍼지제어기를 사용한 속도제어 시스템과 비보상인 경우의 단위계단 응답곡선의 비교이다. 감쇠계수는 안정성에 크게 영향을 안 미치지만 퍼지제어기를 사용한 경우 오버슈트 및 상승시간, 정정시간 모두 양호한 응답상태를 보여준다.



(a) $\zeta = 1.3$



(b) $\zeta = 1.5$

Fig. 4.7 Unit step responses of uncompensated and FLC system in case of variation of ζ

결론

디젤기관의 기계 유압식 조속기를 2차계로, 회전계통을 1차계로 모델링하여 속도제어 시스템을 구성하였고, 시스템의 안정성을 개선하기 위하여, 시스템의 전달함수를 유도하고, 0차홀드 방법을 택한 z변환을 거쳐 w평면으로 변환하였다.

니콜스선도를 이용하여 각 파라미터의 변화에 따른 영향을 분석하고, 컴퓨터 시뮬레이션을 통하여 단위 계단 입력을 주고 응답특성을 파악했다. 기계 유압식 조속기를 가진 속도제어 시스템의 불안정한 운전 영역을 안정화시키기 위한 퍼지제어기를 부가한 속도제어 시스템을 제안했다. 퍼지제어기를 이용한 속도제어 시스템을 모의실험한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 기계 유압식 조속기를 가진 속도제어 시스템에서는, 연소계통의 시간지연이 0.5(s)를 기점으로 불안정한 운전영역이 되어, 동일한 조속기라도 저속에서는 불안정한 영역이 되고 시스템의 안정성에 큰 영향을 미치는 요인이 된다.
- 2) 전체이득이 26을 기점으로 불안정한 영역이 되며, 전체이득이 작으면 정상상태오차가 커진다. 동일한 조속기라도 대형 저속기관에서는 단위랙크의 변위당 연료주입량이 커져 계인이 증가하는 요인이 되어 안정성을 결정하는데 전체계인도 큰 영향을 미친다.
- 3) 조속기의 고유각 주파수 (ω_n)는 증가함에 따라 안정해지나 높을수록 정상 상태오차가 커지고 감소할수록 불안정해지며, 조속기의 영점인 α_3 파라미터는 값이 감소함에 따라 안정해지나 정상상태오차가 커지고, 감쇠계수는 안정성에 크게 영향을 주지 않으며, 회전계통의 관성모멘트에 관계되는 α_1 는 증가함에 따라 다소 안정해지나 과도응답특성에는 큰 영향이 없다.
- 4) 기계 유압식 속도제어 시스템에서 불안정한 운전 영역을 안정한응답 특성을 얻어내기 위하여 퍼드백루프를 구성하고 부가되는 디지털 제어기로 퍼지제어기를 이용하여, 적절한 추론법과 제어규칙을 세워서 모의실험을 행한 결과, 안정한 상태인 응답특성을 얻을 수 있음을 확인 하였다.

그러나 조속기를 2차제로 모델링한점, 회전수 제어계통의 여러 정수들의 정확성 그리고 실선에 적용가능한 추론법과 제어규칙은 차후 검토가 더 필요할 것으로 사료된다.

참고문헌

- 강창남, 1996. 퍼지 제어기법에 따른 선박용 유압 조속기의 제어특성 및 성능개선에 관한 연구, 韓國船用機關學會誌, 20(3) 269-275.
- 강창남, 박진길, 1997. w 변환법에 의한 전기유압식 조속기를 가진 박용 디젤기관의 속도 제어, 韓國船用機關學會誌, 21(2) 195-205.
- 이광형, 오길록, 1991. 퍼지이론 및 응용, 이론편, 홍릉과학출판사.
- 이광형, 오길록, 1991. 퍼지이론 및 응용, 응용편, 홍릉과학출판사.
- 하주식, 1983. 自動制御工學, 한국해양대학해사도서관부, pp. 146-15.
- 한봉주, 박진길, 1990. 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.
- 菅野道夫, 1988. ファジイ制御, 日刊工業新聞社.
- Benjamin C. Kuo, 1991. Automatic Control Systems, Prentice-Hall Inc..
- Katsuhiko Ogata, 1987. Discrete-Time Control Systems, Prentice-Hall Inc..
- Robert H. Bishop, 1993. Modern Control Systems Analysis and Design Using MATLAB, Addison-Wesley Publishing Co., pp.103-113.
- Woodward Governor, LTD, 1981. The Control of Prime Mover Speed.
- Woodward Governor (Japan), LTD, 1989. Document N. PMCC F-7.