

w 변환에 의한 기계-유압식 조속기를 가진 선박용 디젤기관의 속도제어 시스템 설계

강창남, 박진길, 정주윤, 노영오
제주대, 한국해양대, 동의공업전문대, 목포해양대

The velocity control system design of marine diesel engine with mechanical-hydraulic governor using w transformation method

C.N. Kang, J.G. Park, J.Y. Chung, Y.O. Roh

Che Ju Univ., Korea-Maritime Univ., Dongeui Tech. Junior Col., MokPo-Maritime Univ.

Abstract The 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. In order to analyze the speed control system, the transfer function was converted from z to w transformation. The author proposed velocity control system with feedback loop by PID controller in order to stabilize for unstable area. The influence of dead time was discussed by Nichols chart and unit step response curve. It was confirmed through computer simulation that the performance improvement of a mechanical hydraulic governor can be obtained by PID controller.

1. 서 론

선박 추진용 기관의 속도제어에는 종래의 기계유압식 조속기가 많이 사용되었으나 최근에는 경제적인 측면에서 저속, 장행정화, 소수실린더화¹⁾ 함으로서 시간지연 및 토크변동으로 인하여 효율적으로 속도제어를 하기에는 매우 곤란하여 디지털조속기가 많이 사용되는 실정이다.²⁾ 그러나 고열, 염분 및 해상의 열악한 환경으로 인한 디지털 조속기의 전자소자 등에 고장 발생 가능성이 크고, 백업장치가 없는 경우에는 중대한 선박사고의 원인이 될 수도 있다. 본 연구에서는 신뢰성이 높은 기계유압식 조속기의 성능개선을 위하여 속도제어 계통의 전달함수를 유도하고³⁾ z변환을 거쳐 w변환을 행하였다.⁴⁾ 속도제어 계통에 가장 큰 영향을 미치는 시간지연에 대하여 니콜스전도를 이용하여 제어성능을 분석하며 불안정한 운전영역에 대하여 안정한 응답특성을 얻기 위하여 피드백루프를 구성, PID제어기를 부가한 속

2. 기관 회전수 제어 계통의 모델링

Fig.2.1은 속도제어 시스템의 블록선도이다. 기관 제어실에서 속도지령에 따라 목표치가 주어지면 조속기의 레버를 통하여 연료분사계통에 신호가 전달되어 연료랙크를 조정, 연료를 증감하고, 연소계통의 마력수 증감으로 추진기의 회전수를 조종하여 목표치 회전수에 도달할때까지 속도를 제어한다.

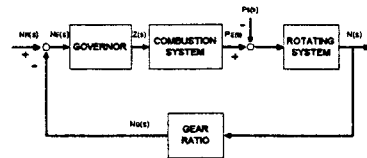


Fig.2.1 Block diagram of velocity control system

기계유압식 조속기를 2차계로 모델링하면 식(2.1)과 같이 표현할 수 있다.⁵⁾

$$\frac{Z(s)}{N_R(s)} = \frac{Z(s)}{N_R(s) - N_G(s)} = \frac{a_2(s + a_3)}{s^2 + \beta_1 s + \beta_2} \quad (2.1)$$

연소계통의 출력을 근사적으로 표현하면 조속기 파워피스톤의 변위에 비례하고 과도상태에서 시간지연이 L초라고 하면 연료랙 동작후 L초후에 출력이 변하므로 연소계통의 전달함수는 식(2.2)로 표현할 수 있다.⁵⁾

$$G_E(s) = \frac{P_E(s)}{Z(s)} = K_e e^{-Ls} \quad (2.2)$$

기관 출력으로부터 프로펠러 회전속도에 이르는 회전계통의 정상이득은 식(2.3)과 같다.⁵⁾

$$G_R(s) = \frac{M(s)}{P_E(s) - P_S(s)} = \frac{\frac{1}{K_L}}{\frac{(1/75)(2\pi/60)^2}{K_L} s + 1}$$

$$= \frac{K_r}{T_r s + 1} = \frac{K_T}{s + \alpha_r} \quad (2.3)$$

전체적인 속도제어 시스템의 전달함수를 구하면

$$F(z) = \frac{M(z)}{N_R(z)} = \frac{G(z)}{1+GH(z)}$$

분모항은 $c_{20}z^3 - c_{21}z^2 + c_{22}z - c_{23}$

이 되고, 분자항은

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

이 된다.

3 기계 유압식 조속시스템의 안정도해석

시간지연의 전달함수 e^{-Ls} 는 샘플링 시간을 적절하게 선정하면 정수로 표시되는 이산화가 가능하여 선형 제어 시스템이 된다. 이 전달함수를 z평면에서 w변환이라 부르는 w평면으로 변환을 하였다. s평면과 w평면은 고주파수 영역에서는 차이가 많은 점은 있으나 저주파수 영역의 속도제어 시스템은 비교적 낮은 주파수 영역이므로 w평면에서 시스템을 분석하고 해결하였다. w평면으로 변화하는식은

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

로 표현되고, T= Sampling time(s) 이다.

개루프전달함수에 대입, 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 안정한계영역이고 이를 기준 파라미터로하여 시간지연이 변화에 따른 안정도를 해석하였고 Fig.3.1은 니콜스선도이다..

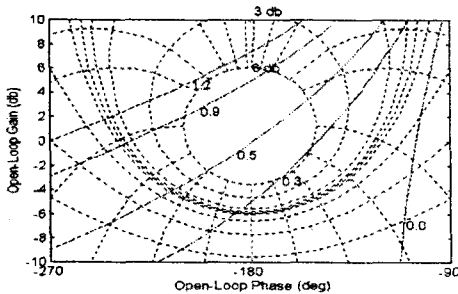


Fig.3.1 Nichols chart under the variation of dead time

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

Dead time(s)	Mp	Bandwidth (rad/s)	Gain margin (dB)	Phase margin (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
0.9	2.5908	3.05	-4.9299	-53.5641	unstable
1.2	1.9019	2.60	-7.3064	-89.3453	unstable

4 PID 제어기 설계

기계 유압식 조속기가 장착된 속도제어 시스템의 이산화된 전달함수를 F(z) 라하고, 과도응답법에 의하여 파라미터를 조정된 PID 제어기의 전달함수를 M(z) 라하면 PID 제어기가 부가된 전체적인 속도제어 시스템의 전달함수를 구할 수 있다.

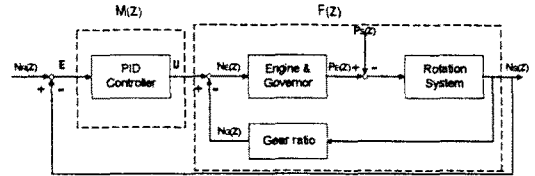


Fig. 4.1 Block diagram of speed control system with PID controller

PID 제어기의 전달함수 M(z)는,

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

로 표현된다. PID 제어기가 부가된 전체적인 속도제어 시스템을 Q(z) 라고 하면 식(4.2)와 같다.

$$Q(z) = \frac{(K_a z^2 - K_b z + K_d)c_{200}}{z(z-1)(z^d c_{100} + K_f c_{200}) + (K_a z^2 - K_b z + K_d)c_{200}}$$

$$c_{100} = c_{10}z^3 - c_{11}z^2 + c_{12}z - c_{13} \quad (4.2)$$

$$c_{200} = c_{20}z^3 - c_{21}z^2 + c_{22}z - c_{23}$$

5. 시뮬레이션 결과 및 고찰

기계 유압식 조속기를 가진 속도제어 시스템에서 안정한계영역인 기준 파라미터에서 속도제어 시스템에 큰 영향을 미치는 시간지연이 있는 경우에 대하여 PID파라미터를 Table5.1과 같이 조정하여 모의 실험을 행하였다.⁶⁾ Fig. 5.1은 시간지연이 있는 경우의 PID제어기를 둔 속도제어 시스템의 니콜스선도 이고, Table 5.2는 관련된 자료이다.

Fig.5.2 (a), (b), (c), (d), (e)는 각각 시간지연이 0.0(s), 0.3 (s), 0.5(s), 0.9(s), 1.2(s)인 경우의 비보상시스템과 PID제어기를 둔 속도제어 시스템의 단위계단 응답곡선의 비교이고 Table4.3은 관련된 자료이다

Table 5.1 Adjusted PID parameters

Dead time(s)	Parameter		
	Kp	Ki	Kd
0.0	0.1	1.3	0.5
0.3	0.1	0.6	0.35
0.5	0.1	0.45	0.35
0.9	0.07	0.25	0.2
1.2	0.03	0.19	0.1

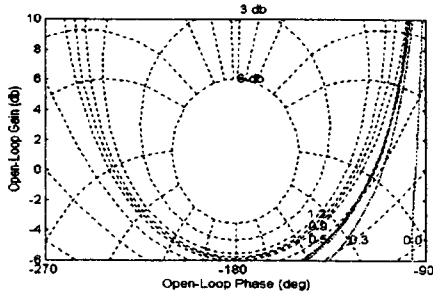
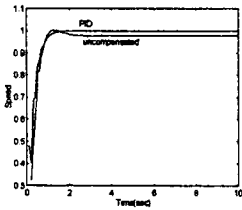


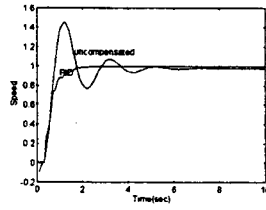
Fig.5.1 Nichols chart under PID parameter adjustment in case of variation of dead time

Table 5.2 Results of nichols chart under PID parameter adjustment

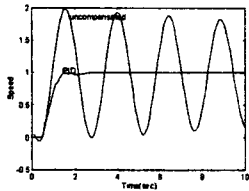
Dead time(s)	Mp	Bandwidth(rad/s)	Gain margin(dB)	Phase margin(Deg.)	Remarks
0.0	0.9996	3.1	Inf.	85.0024	stable
0.3	0.9992	2.8	9.2835	69.2417	stable
0.5	0.9993	3.3	7.6515	64.8891	stable
0.9	0.9996	0.38	7.8754	65.7399	stable
1.2	1	1.45	7.7581	65.1224	stable



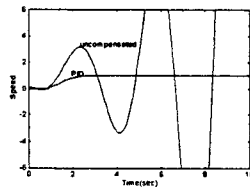
(a) 0.0 (s)



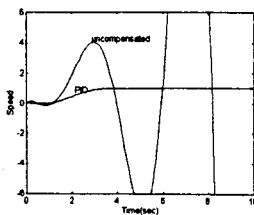
(b) 0.3 (s)



(c) 0.5(s)



(d) 0.9 (s)



(e) 1.2(s)

Fig.5.2 Unit step responses of uncompensated and PID system in case of variation

Table 5.3 Comparison of simulation results

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

6 결론

디젤기관의 기계 유압식 조속기를 2차계로, 회전계통을 1차계로 모델링하여 속도제어 시스템을 구성하였고, 시스템의 전달함수를 유도하고, w평면으로 변환하였다. 니콜스선도를 이용하여 시간지연의 변화에 따른 영향을 분석하고, 단위계단 입력을 주고 응답특성을 파악했다. 시간지연이 0.5(s)를 기점으로 불안정한 운전영역이 되어, 시스템의 안정성에 큰 영향을 미치는 요인이 된다. 시간지연을 결정하는 기관의 속도나 실린더수 등은 기관 설계시 결정되어 변경할 수 없는 파라미터이므로, 안정된 좋은 응답특성을 얻기 위하여 피드백루프를 구성, PID제어기를 부가한 속도제어 시스템을 제안했다. 모의실험 결과 최대오버슈트 및 정상상태오차가 거의 없어졌고, 상승시간과 정정시간도 아주 양호하여 안정된 운전영역으로 됨을 알 수 있다.

[참고 문헌]

- [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”, 대화출판사, pp.222,1984.
- [2] 林 直司, 德光洋文, “電子ガバナそ動向”, 日本船舶機關學會, 第24卷, 第12號, pp 5-15,1989.
- [3] Woodward Governor,LTD. “The Control of Prime Mover Speed”, 1981.
- [4] Katsuhiko Ogata, “Discrete Time Control Systems”, Prentice-Hall Inc.,1987.
- [5] 강창남, 박진길, “w변환법에 의한 전기유압식 조속기를 가진 박용디젤기관의 속도제어”, 한국박용기관학회지, Vol.21, No.2, pp.195-205,1997.
- [6] Robert H.Bishop, “Modern Control Systems Analysis and Design Using MATLAB”, Addison -Wesley Publishing Company, pp103-113,1993.