
선박용 디젤 주기관의 강인한 속도제어기 설계

소명옥* · 이찬하* · 오세준* · 유희한* · 박재식* · 최한우* · 이윤형* · 강인철* · 남택근**

Design of Robust Speed Controller for Marine Diesel Engine

Myung-Ok So* · Chan-Ha Lee* · Sea-Jun Oh* · Heui-Han Yoo* · Jae-Sik Park* ·
Han-Woo Choi* · Yun-Hyung Lee* · In-Chul Kang* · Taek-Kun Nam**

Abstract

Nowdays marine diesel engines are becoming slow speed, long stroke and using fewer cylinders for saving fuel oil and increasing output per cylinder to get improved propulsion efficiency. Consequently the variation of rotational torque became larger because of the longer delay-time in fuel oil injection process.

Focusing on the speed control of a marine diesel engine, the hydraulic governors are still used where the speed variation is allowed to some degree. When the engine load varies abruptly in rough sea, the conventional hydraulic governors are not enough for good control.

For solving this problem, we present a fuzzy-PID controller which unifies both fuzzy control technique and PID control technique. Finally the effectiveness of the proposed controller is verified through computer simulation of a long stroke low speed marine diesel engine.

Key words : Marine Diesel engine(선박용 디젤 주기관), PID Control(PID제어), Fuzzy-PID Control(퍼지-PID제어)

1. 서론

선박용 디젤기관의 출력을 높이기 위해서는 실린더의 단면적과 행정을 크게 하고, 회전수와 평균유효압력을 높이면 된다. 만약 단면적을

크게하면 운동부의 질량이 증가되어 각부의 응력이 커지고, 행정을 길게 하면 기관의 높이가 높게 되어 설치 공간에 제약을 받으며, 회전수를 증가시키면 추진효율이 떨어진다. 추진기의 추진효율을 높이기 위해서는 될 수 있는

* 한국해양대학교

** 한국전기연구원

한 추진기의 직경이 커야 하고 추진기를 저속으로 회전시켜야 하는데, 이를 위해서 감속기를 설치하든지 아니면 기관자체를 저속으로 회전시켜야 한다. 최근, 선박용 디젤 주기관은 고과급으로 평균유효압력을 높게 하는 한편, 기관의 회전수를 낮게 하여 추진기의 추진효율을 높이고, 유효행정을 크게 하기 위해서 저속 장행정화 하고 있다.^[1] 또한, 연소실을 개선하고 최고 압력을 높게 함으로써 실린더 당 마력이 크게 되어 동일 출력에 소요되는 실린더수가 감소하게 되었다.

따라서 동일한 출력을 발생하는 종래의 기관에 비해 실린더 당 출력이 증가되어 저속에서 토크 변동이 심하게 나타나고, 소수 실린더화에 따른 폭발간격이 커짐에 따라 연료 분사량의 제어가 불가능해 지는 시간이 길어지게 되어 황천과 같은 열악한 해상의 운전 환경 하에서는 기관의 급격한 속도변동에 대해 종래의 기계-유압식 조속기로써는 특히, 저속에서 안정된 운전이 어려울 뿐만 아니라 최저회전수가 높게 되는 등 원활한 제어가 어렵게 되었다.^[2,3,4]

따라서 본 논문에서는 저속 장행정 디젤 주기관의 심한 파라미터 변화와 외란 등에 대해서도 전체 운전 회전수 영역에서 강인하고 목표위치 추종성능이 우수하며 오버슈트가 거의 없는 퍼지-PID(Fuzzy-PID ; F-PID) 제어기 설계 기법을 제안한다.

F-PID 제어기는 주어진 시스템에 대해 전체 운전 회전수 영역을 몇 개의 구간으로 퍼지 분할하여 각 구간별 서브-PID(sub-PID) 제어기를 설계하고 이들을 퍼지 소속함수를 이용하여 가중평균법으로 결합한 것이다. 제안한 F-PID 제어기에 대해 목표치 변경에 대한 추종성, 바람과 파도와 같은 외란 등의 제어환경 변화에 대한 강인성을 시뮬레이션을 통해 입증한다.

II. 선박용 디젤 주기관의 모델링

선박용 디젤 주기관은 구조가 복잡하고 비선형적인 요소들을 포함하고 있어서 정확한 수학적 모델링을 하기는 어렵고 근사적으로 모델링하여 제어기를 많이 설계하고 있다.

본 논문에서 취급하는 선박용 디젤 주기관 속도제어 시스템은 Fig. 1의 개략도에 표시한 것과 같이 제어기와 액츄에이터로 이루어진 조속기(governor), 연료펌프를 포함한 디젤 주기관으로 구성되어 있다. 속도제어에는 PID 제어기를 사용하고 있으며, 액츄에이터는 모터 및 볼스크루(ball-screw) 등으로 구성된다. 또한 액츄에이터의 모터를 제어하는 모터제어장치는 PI 제어기를 사용한다.

핸들로부터 목표 회전수 값이 주어지면 제어기에서는 목표값과 회전수 피드백 값을 비교하여 그 오차에 의해서 랙크 위치 목표값이 출력된다. 랙크 위치 목표값에 의해서 액츄에이터가 움직이고 랙크가 목표값의 위치에 가게 되며, 랙크 위치에 의해 연료 분사량이 결정되고 기관의 회전수가 증감된다. 이 증감된 기관 회전수가 피드백 되어 목표 회전수와 비교되고, 최종적으로는 오차가 없어지도록 앞에서 설명한 동작이 반복된다.

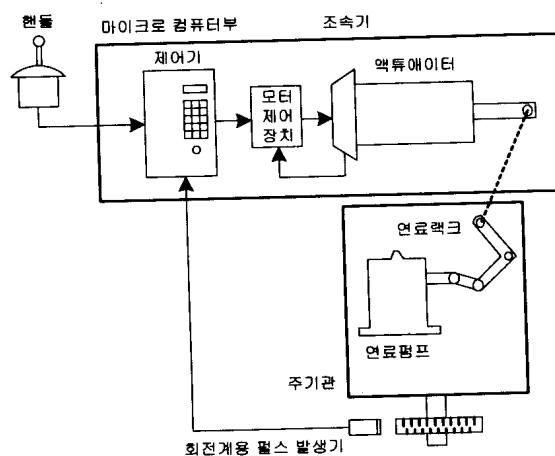


Fig. 1 Speed control system of marine diesel engine

2.1 주기관의 모델링

주기관은 크게 연소계통과 회전계통으로 모델링 할 수 있다. 본 논문에서는 연료 펌프의 랙크를 조정하는 순간부터 증감된 연료가 분사될 때까지의 분사지연기간과 연료가 분사 밸브에서 분사된 후 연소가 일어나기까지의 착화지연기간을 포함하는 시간지연 L 을 고려하여 연소계통을 모델링 한다. 연료펌프 유효행정 중에는 연료가 조정되지 않는다고 가정하고 연료펌프 유효행정을 한 사이클의 1/4로 보면 기관의 시간지연 L 은 실린더의 폭발시간 간격과 연료펌프 유효행정 시간의 합으로 볼 수 있으므로 다음과 같이 된다.^[4]

$$L = \frac{15}{N} + \frac{60}{N \cdot n} \quad (1)$$

여기서, N 과 n 은 각각 기관의 회전수와 실린더 수이다.

연소계를 1차계로 간주하고 연소계통의 이득을 K_c , 연소계통의 시정수를 T_c , 연료랙크의 위치를 $z(t)$, 주기관의 구동토크를 $\tau_e(t)$ 라 하면 연소계통의 전달함수 $G_c(s)$ 는 다음과 같이 된다.

$$T_c \dot{\tau}_e(t) + \tau_e(t) = K_c z(t - L)$$

$$G_c(s) = \frac{T_e(s)}{Z(s)} = \frac{K_c}{1 + T_c s} e^{-Ls} \quad (2)$$

다음으로 기관의 회전계통을 모델링 한다. 기관의 연소실에 랙크의 위치에 상응하는 연료가 분사되면 폭발이 일어나고 토크 τ_e 가 발생하며, 토크가 부하에 걸려서 기관이 회전하게 된다.

$$J_e \frac{d\omega_e(t)}{dt} = \tau_e(t) - \tau_l(t) - \tau_f(t) \quad (3)$$

여기서, J_e 는 기관의 관성모멘트, τ_l 은 부하토크이다. τ_f 는 마찰 토크로서 기관의 회전속도 ω_e 에 비례하므로

$$\tau_f = B_e \omega_e \quad (4)$$

여기서, B_e 는 기관의 축계 마찰계수이다.

(4)를 (3)에 대입하여 정리하면

$$J_e \frac{d\omega_e(t)}{dt} + B_e \omega_e(t) = \tau_e(t) - \tau_l(t)$$

이것을 전달함수 형식으로 표시하면

$$\begin{aligned} \Omega_e(s) &= \frac{1}{B_e + J_e s} (T_e(s) - T_l(s)) \\ &= \frac{K_r}{1 + T_r s} (T_e(s) - T_l(s)) \end{aligned} \quad (5)$$

여기서, 회전계통의 이득 $K_r = \frac{1}{B_e}$, 회전계통의 시정수 $T_r = \frac{J_e}{B_e}$ 이다.

부하토크를 무시하고 (2)와 (5)를 결합하면 다음과 같다.

$$\frac{\Omega_e(s)}{Z(s)} = \frac{K_c K_r}{(1 + T_c s)(1 + T_r s)} e^{-Ls} \quad (6)$$

여기서, $K_c K_r = K_E$ 로, T_c 는 아주 미소하므로 무시하여 $T_c T_r \approx 0$, $T_c + T_r = T_E$ 로 하여 근사화 하면, 연소계통과 회전계통을 통합한 주기관의 모델링은 다음과 같이 된다.

$$\frac{T_e(s)}{Z(s)} = \frac{K_E}{1 + T_E s} e^{-Ls} \quad (7)$$

기관의 출력 토크 τ_e 는 랙크 위치 z 에 비례하고, 기관의 회전수 N 의 제곱에 비례하므로 랙크 위치 z 와 회전수 N 사이에는 다음과 같은 관계식이 성립한다.^[5]

$$z = \frac{(z_{\max} - z_{\min})N^2 + (z_{\min}N_{\max}^2 - z_{\max}N_{\min}^2)}{N_{\max}^2 - N_{\min}^2} \quad (8)$$

여기서, z_{\max} 는 최대 랙크 위치, z_{\min} 은 최소 랙크 위치, N_{\max} 는 최대 회전수, N_{\min} 은 최저 회전수이다.

본 논문에서 선정한 디젤 주기기관의 사양^[5]은 Table 1과 같고, 이 데이터들을 (8)에 대입하여 랙크 위치와 회전수의 관계를 표시하면 Fig. 2와 같다.

Table 1 Characteristics of a diesel engine

| | | | |
|---------|------------|-------|------|
| 최대 회전수 | N_{\max} | [rpm] | 65 |
| 최저 회전수 | N_{\min} | [rpm] | 19 |
| 랙크 최대위치 | Z_{\max} | [%] | 80 |
| 랙크 최소위치 | Z_{\min} | [%] | 20 |
| 시정수 | T_E | [sec] | 1.85 |

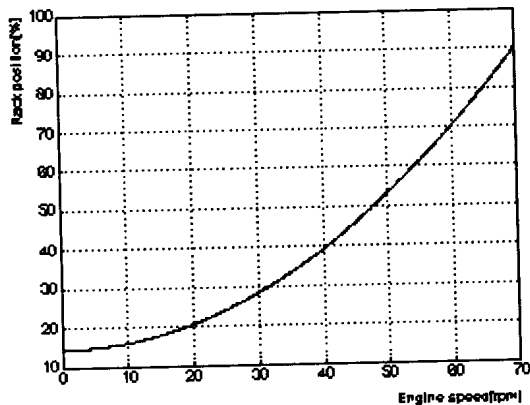


Fig. 2 graph of a diesel engine

기관에 관한 파라미터 및 를 5단계의 회전수로 구분하여 나타내면 그 값은 Table 2와 같다.

Table 2 Parameters values of diesel engine

| 회전수[rpm] | 20 | 30 | 40 | 50 | 60 |
|-------------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| 시간지연 L [sec] | 1.35 | 0.9 | 0.68 | 0.54 | 0.45 |
| K_E [rpm/mm] | 20/ 20.61 | 30/ 28.36 | 40/ 39.24 | 50/ 53.21 | 60/ 70.29 |

2.2 액츄에이터의 모델링

액츄에이터는 직류모터 및 볼스크루로 구성 되어 있으며 우선 전기자 제어방식의 직류모터에 대한 수학적 모델을 구한다.

전기자 제어 직류모터에 대해 키르히호프 법칙을 적용하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$L_a \frac{di_a(t)}{dt} = v(t) - R_a i_a(t) - K_b \omega_m(t) \quad (9)$$

여기서, $i_a(t)$ 와 $v(t)$ 는 각각 전기자 전류와 전기자에 인가되는 입력전압이고, R_a 와 L_a 는 각각 전기자 회로의 저항과 인덕턴스이며, K_b 는 역기전력 상수, $\omega_m(t)$ 는 모터 회전자의 각속도이다. 일반적으로 L_a 는 전기자 회로에 미치는 영향이 작은 것으로 간주되어 무시하고 (9)를 다시 정리하면 아래와 같다.

$$i_a(t) = -\frac{K_b}{R_a} \omega_m(t) + \frac{1}{R_a} v(t) \quad (10)$$

또한, 모터의 점성마찰과 쿨롱마찰을 무시한 운동방정식은 다음과 같이 표시될 수 있다.

$$J_m \frac{d\omega_m(t)}{dt} = K_t i_a(t) \quad (11)$$

여기서, J_m 는 회전자의 등가 관성모멘트 이며 K_t 는 토크 상수이다.

(10)과 (11)을 라플라스 변환하여 전달함수로 표현하면 다음과 같다.

$$\frac{\Omega_m(s)}{V(s)} = \frac{1}{K_b} \frac{1}{1 + \frac{J_m R_a}{K_t K_b} s} \quad (12)$$

다음으로 볼 스크루에 대해 모델링 하면 다음과 같다.

$$\dot{z}(t) = K_V w_m(t) \quad (13)$$

$$Z(s) = \frac{K_V}{s} \Omega_m(s) \quad (14)$$

2.3 주기관 제어시스템의 블록선도

이상의 식을 참고하여 주기관 제어시스템의 블록선도를 좀더 상세하게 나타내면 Fig. 3과 같다. N_r 과 N 은 각각 목표 회전수 값과 실제 회전수 값이고, z_r 과 z 는 각각 PID 출력 값(랙크 위치 목표 값) 및 실제의 랙크 위치이며, e 은 회전수 오차, τ_d 는 외란으로서 부하 변동 값이다.

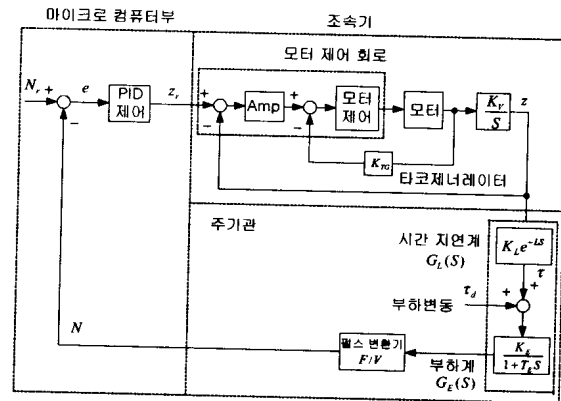


Fig. 3 Block diagram of speed control system for marine diesel engine

간단하게 하기 위해 Fig. 3의 K_L 을 1로 하면 기관의 출력토크는 연료 랙크 위치로 표현된다. 또한, 기관의 시간지연계를 기관의 부하계 후에 두면, 외란으로서의 부하변동은 $e^{LS} \cdot \tau_d$ 로 되고, $e^{LS} \cdot \tau_d$ 를 새로운 부하변동 τ_d 로 고려한다. Fig. 3의 블록선도를 좀더 상세하게 표시하면 Fig. 4과 같다.

여기서, K_A 는 증폭기 이득, K_N 은 비례이득, T_N 은 적분시간, R_a 는 전기자 저항, K_t 는 토크 상수, J_m 는 모터 및 부하의 관성모멘트, K_b 는 역기전력 상수, K_{TG} 는 타코 제너레이터 피

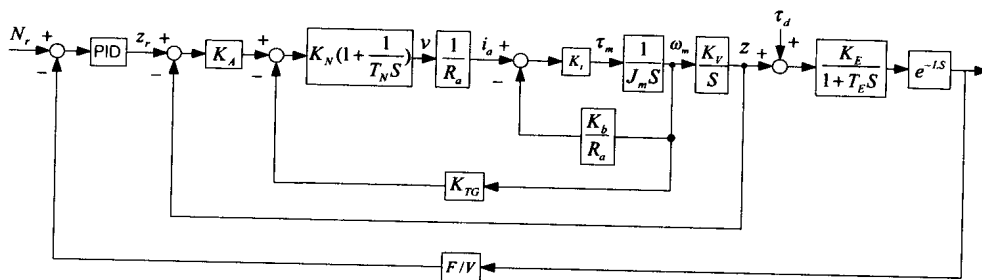


Fig. 4 Block diagram of speed control system for marine diesel engine

드백 이득, K_V 는 운동 변환정수이다.

랙크 목표위치 z_r 이 실제의 랙크 위치 값 z 와 비교되고, 그 차가 K_A 배 증폭되어 모터의 목표속도로 된다. 이것이 모터의 각속도 피드백 값과 비교되어 그 차가 PI 제어기의 입력신호가 된다.

PI 제어기의 출력신호는 전압 신호이며, 이 신호는 전류로 변환된다. 전류 신호에 의해 모터에 토크가 발생하여 회전운동이 일어나고, 각속도 ω_m 이 발생한다. 이 각속도는 볼-스크루에 의해 직선운동으로 변환되고, 랙크 위치 z 가 결정되어 최종적으로 실제의 랙크 위치와 목표위치 값이 같아지게 된다.

설계 값을 참고하여^[5,6,7] 각 파라미터 값을 Table 3와 같이 설정한다.

Table 3 Parameters of an actuator

| Parameters | Unit | Value |
|------------|---------------------------|---------|
| R_a | [V/A] | 0.25 |
| K_t | [kgf·cm / A] | 4.29 |
| J_m | [kgf·cm·s ²] | 0.0226 |
| K_{TG} | [V·sec / rad] | 0.03184 |
| K_V | [cm / rad] | 0.0796 |

Fig. 4에서 시간지연 블록과 PID 제어기 블록을 제외한 부분에 대해 상태변수 x_1, x_2, x_3, x_4 를 도입하여 상태방정식으로 표현하면 아래와 같다.^[8]

$$\begin{pmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \\ \dot{x}_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\frac{1}{T_E} & \frac{K_E}{T_E} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & K_V & 0 \\ 0 & -\frac{K_A K_N K_A}{R_a J_m} & -\frac{(K_t K_N K_{TG} + K_t K_A)}{R_a J_m} & \frac{K_t}{R_a J_m} \\ 0 & -\frac{K_N K_A}{T_N} & -\frac{K_N K_{TG}}{T_N} & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{pmatrix}$$

$$+ \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{K_A K_N K_A}{R_a J_m} \\ \frac{K_N K_A}{T_N} \end{pmatrix} z_r + \begin{pmatrix} \frac{K_E}{T_E} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \tau_d \quad (15)$$

여기서, x_1 는 시간지연을 포함하고 있지 않은 기관 회전수이고, x_2 는 랙크 위치 [mm]를 표시하며, x_3 는 모터의 회전속도 [rad/sec]이다.

Ⅲ. 피지-PID 제어기 설계

3.1 PID 제어기

우선 액츄에이터부의 PI 제어기의 파라미터를 구하기 위하여 Fig. 4의 랙크 위치 지령출력 z_r 을 계단상으로 변화시켜 가며, 가장 적합하다고 판단되는 K_A, K_N, T_N 의 정수를 결정하였고, 그 값은 $K_A=10, K_N=4, T_N=0.5$ 이다. 이때 랙크 위치 지령 $z_r=80$ 인 경우의 시뮬레이션 결과를 Fig. 5에 표시하였다.

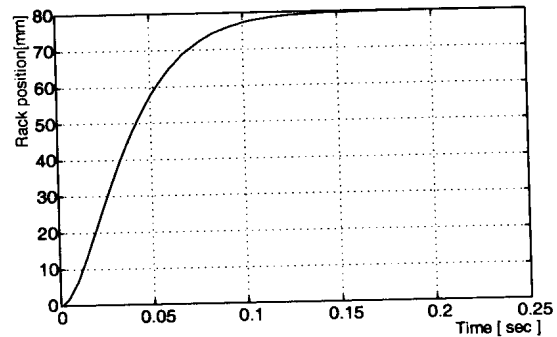


Fig. 5 Step response of an actuator

이어서 제어기, 액츄에이터 및 기관 부분을

포함하는 전체의 시스템에 대해 토크 리미트 및 서징 리미트는 무시하고, 각각의 회전수에 있어서 가장 적합한 PID 정수를 한계감도법을 이용하여 결정한 후, 만족스러운 응답이 되도록 시행착오를 거쳐 수정하였다. 그 결과는 Table 4와 같다.

Table 4 Parameter values of PID Controller

| Engine speed [rpm] | 20 ($i=1$) | 30 ($i=2$) | 40 ($i=3$) | 50 ($i=4$) | 60 ($i=5$) |
|----------------------|--------------|--------------|--------------|--------------|--------------|
| sub-PID _i | | | | | |
| Parameter | | | | | |
| K_P^i | 1.11 | 1.51 | 1.88 | 2.23 | 2.38 |
| T_I^i | 2.54 | 2.43 | 2.37 | 2.31 | 2.22 |
| T_D^i | 0.4 | 0.27 | 0.21 | 0.16 | 0.12 |

여기서, K_P^i , T_I^i , T_D^i 는 각각 i 번째 sub-PID 제어기의 비례이득, 적분시간, 미분시간이다.

3.2 퍼지-PID 제어기

저속 장행정 디젤기관은 속도, 부하상태 등의 운전환경에 따라 시간지연 등의 파라미터 값이 크게 변화하므로 정밀한 속도제어를 행하기 위해서는 기관의 파라미터 변동에 따라 제어기의 파라미터를 수시로 조정해 주어야 강인한 제어를 수행할 수 있다.

그러나 파라미터가 고정된 PID 제어기는 초기에 제어기의 파라미터를 정확히 선정한다 하더라도 외란이나 내·외부 환경변화가 심할 경우 또는 시스템의 비선형성이 강할 경우에는 강인성을 보장할 수 없고 만족스러운 제어성능을 얻지 못하는 결점을 가지고 있다.

따라서 본 논문에서는 저속 장행정 디젤기관의 심한 파라미터 변화와 외란 등에 대해 강인한 F-PID 제어기를 설계한다.

우선, 주어진 저속 장행정 주기관 시스템에 대해 전체 운전 회전수 영역을 20-60[rpm]으로 설정한다. 그리고 각 회전수를 초저속(Dead slow speed ; DS), 저속(Low speed ; LS), 중저속(Medium speed 1 ; MS1), 중고속(Medium speed 2 ; MS2), 고속(High speed ; HS)의 5개 구간으로 퍼지 분할하여 각 구간별 sub-PID 제어기를 설계한다. 이때 퍼지분할에 사용된 소속함수는 Fig. 6과 같이 초저속과 고속은 사다리꼴로 하고, 나머지 3개는 삼각형으로 하여 퍼지분할 한다. 다음으로 "If~ then~" 형식의 퍼지규칙을 아래와 같이 정의한다.

R^i : If y is F^i then

$$u^i(t) = K_P^i e(t) + K_I^i \int e(t)dt + K_D^i \frac{de(t)}{dt} \quad (16)$$

여기서 R^i 는 i 번째 규칙이고 F^i 는 i 번째 소속함수, $u^i(t)$ 는 i 번째 규칙에 대한 sub-PID 제어기 출력, K_P^i , T_I^i , T_D^i 는 각각 i 번째 sub-PID 제어기의 비례이득, 적분이득, 미분이득이며, y 는 기관회전수, e 는 기관회전수 오차이다.

입력공간의 퍼지분할에 사용된 F^1, F^2, F^3, F^4, F^5 는 각각 저속에서 고속회전까지의 회전수 영역을 의미하며 그 모양은 Fig. 6과 같다.

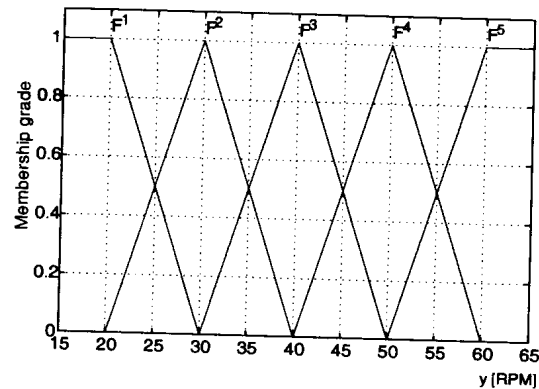


Fig. 6 fuzzy partition of the input space

마지막으로, 퍼지 제어기의 전체 출력인 제어 입력은 다음과 같이 가중평균법을 이용하여 추론한다.

$$u(t) = \frac{\sum_{i=1}^5 \rho^i u^i(t)}{\sum_{i=1}^5 \rho^i} \quad (17)$$

여기서, ρ^i 는 i 번째 규칙의 기여도를 나타내며 다음과 같이 계산된다.

$$\rho^i = F^i(y) \quad (18)$$

Fig. 7은 F-PID 제어기의 구조를 나타낸 것으로 회전수 신호와 그 오차를 입력받아 각각의 운전 모드에서 제어 입력을 구하고 이를 퍼지 소속함수로 결합하여 최종 출력 u 를 얻게 된다.

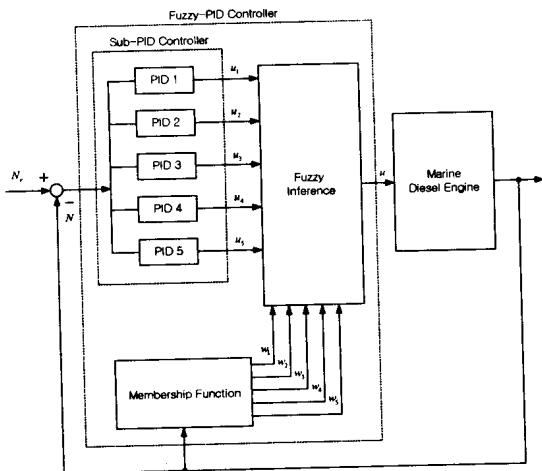


Fig. 7 Schematic diagram of fuzzy PID Controller

IV. 시뮬레이션

여기서는 PID 제어기와 제안한 F-PID 제어기에 대해 시뮬레이션을 실시하고 그 성능을 고찰한다.

우선 기관의 파라미터 변화를 고려한 상태에

서, PID 제어기와 F-PID 제어기의 계단상 기준 입력에 대한 추종성능과, 파라미터도 변하고 조류나 파도와 같은 외란이 가해질 경우의 F-PID 제어기에 의한 응답특성을 시뮬레이션을 통해 알아본다.

4.1 계단입력 변화에 대한 검토

먼저 디젤 주기관의 파라미터인 기관이득 K_E 와 시간지연 L 의 변화를 고려하여 sub-PID 제어기와 F-PID 제어기의 추종성능을 기준입력 변화에 대해 비교하였다.

제어 시작 시점의 디젤 주기관의 회전수는 20[rpm]이고, 기준입력은 10[rpm]씩 변경하였으며 주기관의 최종 회전수는 60[rpm]이다.

Fig. 8은 sub-PID₁ 제어기(20[rpm]→30[rpm] 사이에서 설계된 PID 제어기)와 F-PID 제어기의 계단상의 기준입력에 대한 응답을 보여주고 있다.

Fig. 8에서 (a)는 디젤 주기관의 추종하는 회전수를, (b)는 제어입력인 랙크위치를 나타내고 있으며, (a)의 y_r 은 계단상의 기준입력, y 는 F-PID 제어기의 응답곡선, y_p 는 sub-PID 제어기의 응답곡선이며, (b)의 u 와 u_p 는 각각 F-PID 제어기와 sub-PID 제어기에 의한 제어입력이다.

20[rpm]→30[rpm]에서는 예상대로 F-PID 제어기가 sub-PID 제어기에 비해 다소 좋지 못한 추종성능을 보이고 있으나, 전반적으로 전체 회전수 범위 내에서 sub-PID 제어기보다 우수한 추종성능을 보여 주고 있다. 또한 sub-PID 제어기는 고속회전수로 갈수록 상승시간(rise time)이 길어지고, 목표 회전수에 도달하지 못하는 결과를 보이고 있다.

Fig. 9는 sub-PID₂ 제어기(30[rpm]→40[rpm] 사이에서 설계된 PID 제어기)와 F-PID 제어기의 계단상의 기준입력에 대한 추종성능을 보여 주고 있다.

30[rpm]→40[rpm]에서는 예상대로 F-PID 제어기가 sub-PID 제어기에 비해 다소 좋지 못한 추종성능을 보이고 있으나, 전반적으로 전체 회전수 범위 내에서 sub-PID 제어기보다 우수한 추종성능을 보여 주고 있다. 또한 sub-PID 제어기는 20[rpm]→30[rpm]에서 오버슈트(overshoot)가 크며, 고속회전수로 갈수록 상승시간(rise time)이 길어지는 결과를 보인다.

Fig. 10은 sub-PID₃ 제어기(40[rpm]→50[rpm] 사이에서 설계된 PID 제어기)과 F-PID 제어기의 계단상의 기준입력에 대한 추종성능을 보여 주고 있다.

40[rpm]→60[rpm]에서는 F-PID 제어기와 sub-PID 제어기가 거의 동일한 추종성능을 보이고 있으나, 20[rpm]→40[rpm]에서는 F-PID 제어기가 sub-PID 제어기보다 우수한 추종성능을 보여 주고 있다. 특히 20[rpm]→30[rpm]에서는 sub-PID 제어기의 오버슈트가 매우 크게 나타나고 있다.

Fig. 11은 sub-PID₄ 제어기(50[rpm]→60[rpm] 사이에서 설계된 PID 제어기)와 F-PID 제어기의 계단상의 기준입력에 대한 추종성능을 보여 주고 있다.

50[rpm]→60[rpm]에서는 예상대로 F-PID 제어기가 sub-PID 제어기에 비해 다소 좋지 못한 추종성능을 보이고 있으나, 전반적으로 전체 회전수 범위 내에서 sub-PID 제어기보다 우수한 추종성능을 보여 주고 있다. 또한 sub-PID 제어기는 30[rpm]→40[rpm]에서 오버슈트가 크며, 특히 20[rpm]→30[rpm]에서는 F-PID 제어기 보

다 약 4배 이상 큰 오버슈트와 심한 회전수의 헌팅(hunting)이 발생하고 있다.

예상한 바와 같이 시뮬레이션 결과 각 설계 구간 내에서는 sub-PID 제어기가 F-PID 제어기보다 우수한 추종성능을 보이고 있으나 설계 구간 이외의 회전수 영역에서는 F-PID 제어기보다 좋지 못한 추종성능을 나타내고 있다. 따라서 다수개의 sub-PID 제어기를 하나로 결합한 F-PID 제어기가 전반적으로 전체 회전수 범위 내에서 오버슈트가 작고, 정상편차 없이 목표치 변화에 잘 추종하며 파라미터 변화에 대해서도 매우 강인함을 알 수 있다.

또한, 소속함수를 정교하게 잘만 조정하면 저속영역에서도 양호한 제어를 행할 수 있다고 생각한다.

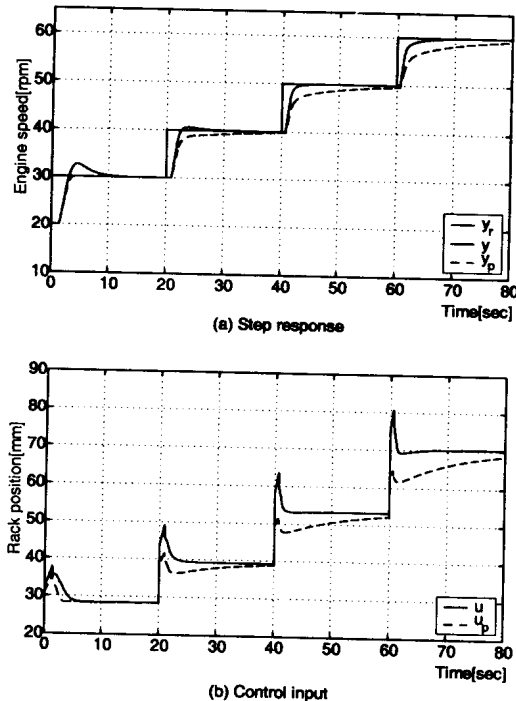
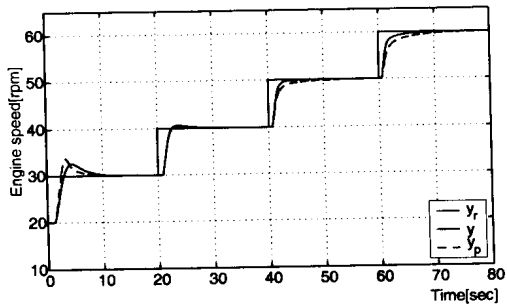
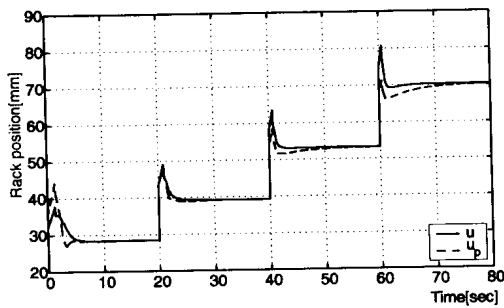


Fig. 8 Step response using the sub-PID₁ and F-PID controller

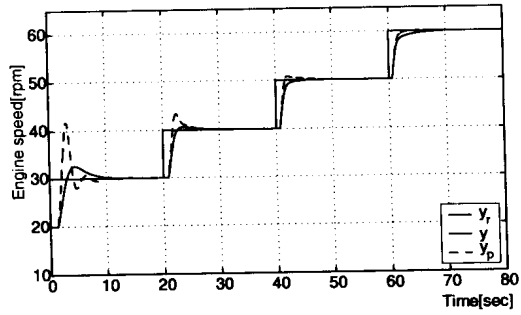


(a) Step response

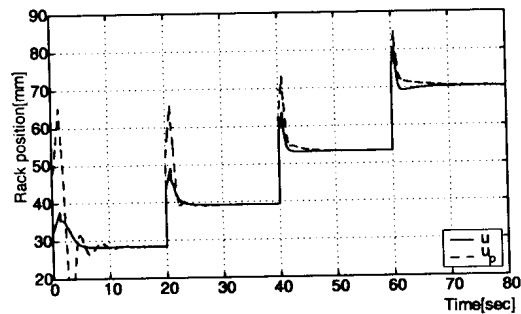


(b) Control input

Fig. 9 Step response using the sub-PID₂ and F-PID controller

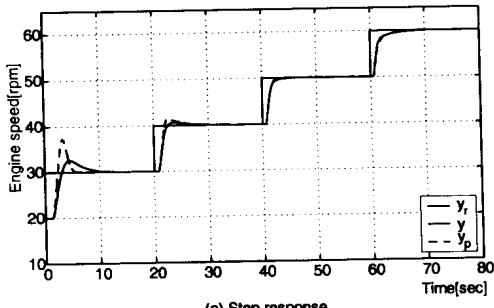


(a) Step response

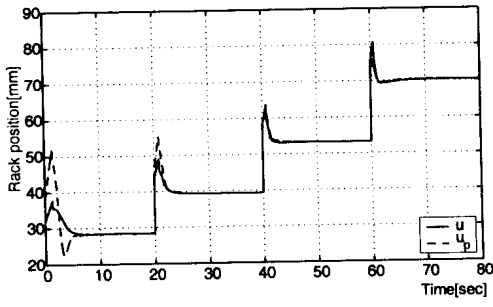


(b) Control input

Fig. 11 Step response using the sub-PID₄ and F-PID controller



(a) Step response



(b) Control input

Fig. 10 Step response using the sub-PID₃ and F-PID controller

4.2 파라미터 변화와 외란에 대한 검토

앞에서 언급한 바와 같이 각 설계 구간 내에서 sub-PID 제어기는 그 구간 내에서만 우수한 추종성능을 보이고 설계 구간 이외의 회전수 영역에서는 좋지 못한 추종성능을 나타내고 있다. 반면에 각 설계 구간 내에서 설계된 다수개의 sub-PID 제어기를 하나로 결합한 F-PID 제어기는 제어대상의 전체 회전수 영역에서 우수한 추종성능을 보이고 있다.

이번에는 전체 회전수 영역에서 우수한 추종성능을 보이는 F-PID 제어기에 파라미터도 변하고 조류나 파도와 같은 외란이 가해질 경우, F-PID 제어기의 추종성능을 시뮬레이션을 통해 알아본다.

Fig. 12는 주기관 회전수 30[rpm]→40[rpm]에서 조류 등과 같이 지속적으로 가해지는 외란

(연료 래크 위치 +5[mm]에 상당하는 외란)에 대한 회전수 추종성능을, 50[rpm]→60[rpm]에서는 파도와 같이 불규칙적으로 변화하는 외란(연료 래크 위치 $-5e^{-0.2t} \cos 0.5t$ [mm]에 상당하는 외란)에 대한 회전수 추종성능을 보여 주고 있다.

시뮬레이션 결과 F-PID 제어기는 전체 회전수 영역에서 파라미터 변화와 조류 및 파도와 같은 외란이 가해지더라도 추종성능이 양호함을 알 수 있다.

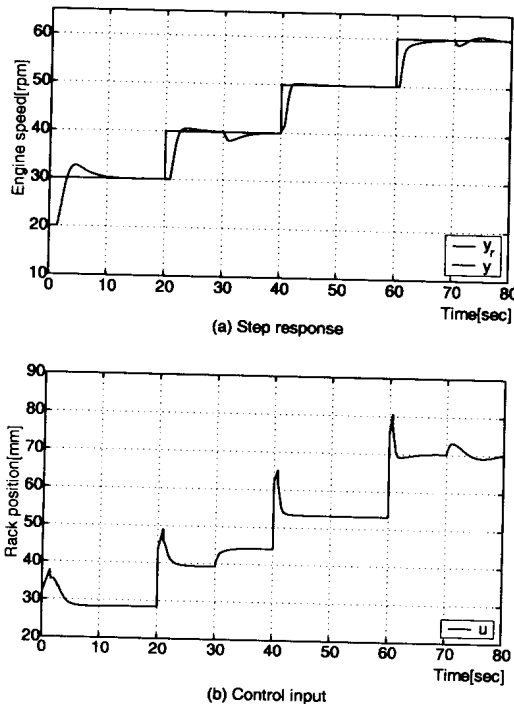


Fig. 12 Step response using the F-PID controller

V. 결 론

본 논문에서는 선박용 디젤 주기관 시스템의 파라미터 변화와 외란에 대해 강인한 F-PID 제어기 설계 방법을 제안하였다.

또한, 제안한 제어기법의 우수한 제어성능을 확인하기 위해 고정된 제어기와 F-PID를 시뮬레이션을 통해 비교·검토하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- sub-PID 제어기는 각 설계 구간 내에서는 F-PID제어기 보다 우수한 추종성능을 보이고 있으나, 설계 구간 이외의 회전수 영역에서는 F-PID 제어기보다 좋지 못한 추종 성능을 나타내고 있다.

- 다수개의 sub-PID 제어기를 하나로 결합한 F-PID 제어기가 전반적으로 모든 회전수 범위 내에서 오버슈트가 작고 정상편차 없이 목표치 변화에 잘 추종하고 있으며, 파라미터 변화와 외란에 대해서도 매우 강인함을 알 수 있다.

참 고 문 헌

- [1] 한국박용기관학회 기관관리연구회, "선박의 경제적 운항관리", 태화출판사, pp.222, 1984.
- [2] "The meeting minute on the application of Woodward Governor to the B&W LMC engine", 1984.
- [3] MAN-B&W, "Technical note 870310", 2500/KEH/BBN(345)
- [4] 유영호, "船舶 디젤機關의 速度制御에 관한 研究", 한국해양대학교, 박사논문, 1990.
- [5] 北天正人, "船舶 主機 엔진의 回轉數 制御 시스템의 理論 解析", 나부코 技報 No.61, 1986.
- [6] 佐藤勳, "MC-800 가바나시스템의 開發", 나부코 技報 No.64, 1987.
- [7] 田村直樹, "電子가바나 制御 파라메타 決定 시스템의 開發", 나부코 技報 No.65, 1988.
- [8] K. Ogata, "Modern control engineering", Prentice Hall, 1999.

