

μ -설계법에 의한 저속 박용디젤기관의 속도제어기 설계

정병건* · 양주호** · 김창화***

A Speed Controller Design for Low Speed Marine Diesel Engine by the μ -Synthesis

B. G. Jung · J. H. Yang · C. H. Kim

Key words : μ -synthesis(μ -설계법), Perturbation(섭동), Nominal plant(공칭 플랜트), Weighting function(하중함수), Additive uncertainties(덧셈형 불확실성), Two-degree-of-freedom(2자유도)

Abstract

In the field of marine transportation the energy saving is one of the most important factors for profit. In order to reduce the fuel oil consumption the ship's propulsion efficiency must be increased as much as possible. The propulsion efficiency depends upon a combination of an engine and a propeller. The propeller has better efficiency as lower rotational speed. This situation led the engine manufacturers to design the engine that has lower speed, longer stroke and a small number of cylinders. Consequently the variation of rotational torque became larger than before because of the longer delay-time in the fuel oil injection process and an increased output per cylinder. As this new trends the conventional mechanical-hydraulic governors for engine speed control have been replaced by digital speed controllers which adopted the PID control or the optimal control algorithm. But these control algorithms have not enough robustness to suppress the variation of the delay-time and the parameter perturbation. In this paper we consider the delay-time and the perturbation of engine parameters as the modeling uncertainties. Next we design the controller which has zero offset in steady state engine speed, based on the two-degree-of-freedom control theory and μ -synthesis. The validity of the controller is investigated through the response simulation. We use a personal computer and an analog computer as the digital controller and the engine (plant) part respectively. And, we certify that the designed controller maintains its performance even though the engine parameters may vary.

* 정회원, 한국해양대학교
 ** 정회원, 부산수산대학교
 *** 정회원, 부산수산대학교 대학원

1. 서론

에너지 사용량을 줄이는 것은 해상화물수송분야에 있어서도 중요한 문제중의 하나이다. 사용연료량을 줄이기 위해서는 선박의 추진효율을 가능한 한 높여야 한다. 추진효율은 기관과 프로펠러의 조합에 따라 달라지므로 이들을 적절히 선정하여 사용하는 것이 중요하다. 프로펠러 효율은 저속회전이 될수록 좋아지므로, 선박이 동일한 속도를 내면서 에너지를 절감하려면 큰 피치의 프로펠러를 저속회전시키는 것이 바람직하다¹⁾. 이를 위하여 기관제작자들은 에너지절약을 위한 프로펠러의 저속회전에 대응하면서 기관의 효율을 향상시키기 위해 저속, 장행정, 소수실린더를 채택하게 되었다^{2,3)}. 이로인하여 연료분사계통에서 나타나는 비선형특성인 지연시간이 늘어나게 되고, 실린더당 출력이 증가되어 저속에서 회전토크의 변동이 심하게 됨으로써 종래의 기계유압식 조속기로는 연료분사계통에서 나타나는 지연시간과 같은 비선형특성과 파라미터 섭동에 적절히 대처하기 힘들게 되었다. 이에 따라 저속기관의 속도제어를 위하여 PID제어나 최적제어 등의 제어기법^{4,5)}을 적용한 디지털식 속도제어기가 사용되기에 이르렀다. 그러나 위의 설계기법으로는 회전속도의 변화에 따른 비선형요소와 파라미터 섭동(Perturbation)에 기인하는 모델링 오차를 고려할 수 없게 됨으로써 강인성(Robustness)이 부족하게 되는 단점이 나타나게 된다. 저자들은 이런 점에 주목하여 비선형특성과 파라미터 섭동을 모델링 불확실성으로 보고, 속도제어기 설계시 이를 고려한 혼합감도법에 의한 H_∞ 제어기를 설계하여 그 적용가능성을 검토한 바 있다^{6,7)}. 이때 나타난 문제점은 먼저 혼합감도법에 의한 H_∞ 제어기 설계시 모델링 불확실성의 흡수는 루프정형(Loop Shaping)시 주파수하중의 선정에 크게 의존한다는 점과 정상회전속도에서 오프셋이 나타나는 점이었다. 본 연구에서는 모델링 불확실성을 처음부터 고려하여 계통적인 설계가 가능한 μ-설계법(μ-synthesis)과 기관회전속도가 기준속도에 정상편차없이 추종하도록 하는 2자유도 설계기법을 결합하여 저속기관의 속도제어기를 설계한다. 그리고 모의응답실험

을 통해 제어기의 성능을 검토하도록 한다.

2. 저속 디젤기관의 모델링

제어대상인 대형 저속 디젤기관의 모델링과 기관 파라미터의 결정에 관한 연구보고⁸⁻¹⁰⁾를 참고하여, 본 연구에서는 먼저 연료펌프의 래크를 조정하는 순간부터 증감된 연료가 분사될 때까지의 지연시간을 고려한 지연요소, 다음 실린더내로 분사된 연료가 착화 연소되어 기관축의 토크로 변화될 때까지의 연소계 그리고 기관축의 토크에 의해 프로펠러가 회전하여 정상 회전속도에 도달할 때까지의 회전계로 나누어 대형 저속기관을 모델링하는 방법을 택하였다. 먼저 지연요소의 지연시간(Delay time : T_{dl})은 $e^{-T_{dl}s}$ 로 나타내는데 이를 1차 근사화하여 식(1)로 한다.

$$e^{-T_{dl}s} \cong \frac{1}{1+T_{dl}s} \quad (1)$$

다음 연소계를 1차계로 간주하고 정상이득을 K_c , 시정수를 T_c 라 하면 연소계의 전달함수 $G_c(s)$ 는

$$G_c(s) = \frac{K_c}{1+T_c s} \quad (2)$$

로 된다. 또한 회전계를 1차계로 간주하여 정상이득을 K_r , 시정수를 T_r 로 두면 회전계의 전달함수 $G_r(s)$ 는

$$G_r(s) = \frac{K_r}{1+T_r s} \quad (3)$$

로 된다. 따라서 연료펌프의 래크 조정명령으로부터 회전속도까지의 전체 전달함수는 연료펌프 래크 조정명령을 $U(s)$, 회전속도를 $\Omega_o(s)$ 라 하면 식(4)로 되고, 전체 블록 선도는 Fig. 1과 같다.

$$\frac{\Omega_o(s)}{U(s)} = \frac{1}{1+T_{dl}s} \cdot \frac{K_c}{1+T_c s} \cdot \frac{K_r}{1+T_r s} \quad (4)$$

위 식(4)를 라플라스 역변환하여 정리하면

$$\ddot{\omega}_o(t) = -a_1 \dot{\omega}_o(t) - a_2 \omega_o(t) - a_3 \omega_o(t) + b_1 u(t) \quad (5)$$

$$a_1 = \frac{(T_{dl}+T_c)T_r+T_{dl}T_c}{T_{dl}T_cT_r}, \quad a_2 = \frac{T_{dl}+T_c+T_r}{T_{dl}T_cT_r}$$

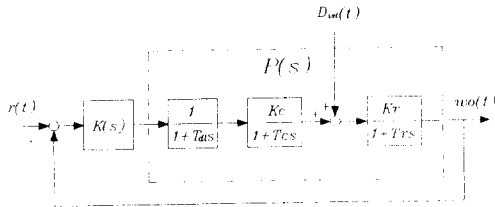


Fig. 1 Block diagram of the modeled engine

$$a_3 = \frac{1}{T_d T_c T_r}, \quad b_1 = \frac{K_c K_r}{T_d T_c T_r} \quad (6)$$

로 된다. 이때 상태변수 x_1, x_2, x_3 를 아래와 같이 취하고 회전속도 ω_0 를 출력 y 로 하여

$$\dot{\omega}_0 = x_1, \quad \dot{x}_1 = x_2, \quad \dot{x}_2 = x_3 \quad (7)$$

제어대상인 저속 디젤기관의 상태방정식을 구하면 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \dot{x} &= Ax + Bu \\ y &= Cx + Du \end{aligned} \quad (8)$$

$$\text{단, } A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ -a_3 & -a_2 & -a_1 \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ b_1 \end{bmatrix}$$

$$C = [1 \ 0 \ 0] \quad D = [0]$$

$$x = [x_1 \ x_2 \ x_3]^T$$

Table 1 Specifications of the modeled engine

Nominal output	18,560kW
Pmean	16.0kgf/cm ²
Cylinder constant	3.414
Nominal speed	76.0rpm
Moment of inertia	in air : 47,931.6 kgf sec ² m
	in water : 51,769.4 kgf sec ² m

Table 2 Modeled engine parameters

rpm	50	55	60	65	70
parameter					
T_d [sec]	0.5	0.4545	0.4167	0.3846	0.3571
T_c [sec]	0.03	0.0273	0.025	0.0231	0.0214
T_r [sec]	2.67	2.4273	2.225	2.0539	1.9072
K_c [kW/mm]	310.37	310.37	310.37	310.37	310.37
K_r [rpm/kW]	0.0095	0.00782	0.00657	0.0056	0.00483

본 연구에서는 국내 D 조선소에서 건조한 VLCC에 탑재된 M.A.N B&W사의 6S80MC 저속 장행정 디젤기관을 제어대상으로 이용하였다. Table 1은 대상기관의 사양이며 Table 2는 공시운전에서 구한 각 회전속도에서의 기관 파라미터이다.

3. μ -설계법

먼저 n 개의 모델링오차 Δ 를 외부로 이끌어 낸 제어대상을 Fig. 2에 보인다. 여기서 $w(t)$ 는 기준 신호, 외란 등에 해당하는 외부입력이고, $z(t)$ 는 제어량이다.

이때 n 개의 불확실성을 갖는 시스템의 로바스트 안정조건은 다음의 정리로서 주어진다¹¹⁾.

[정리1] $T_{zw}(s)$ 와 $\Delta(s)$ 가 안정일 때 Fig. 3의 시스템이

$$\sigma_{\max}(\Delta_i(j\omega)) \leq 1 \quad \omega \in R, \quad i=1, \dots, n \quad (10)$$

을 만족하는 모든 모델링오차에 대하여 안정이기 위한 필요충분조건은

$$\mu_{\Delta}(T_{zw}(j\omega)) < 1 \quad \omega \in R \quad (11)$$

이다.

여기서 μ_{Δ} 는 구조화 특이값이며 최대 특이값 σ_{\max} 와는 다음의 관계가 있다.

$$n=1 \text{ 일때 : } \mu_{\Delta}(T_{zw}(j\omega)) = \sigma_{\max}(T_{zw}(j\omega)) \quad (12)$$

$$n \geq 1 \text{ 일때 : } \mu_{\Delta}(T_{zw}(j\omega)) \leq \sigma_{\max}(T_{zw}(j\omega)) \quad (13)$$

이때 스케일링 행렬인 대각행렬 $D(s)$ 를 이용하면

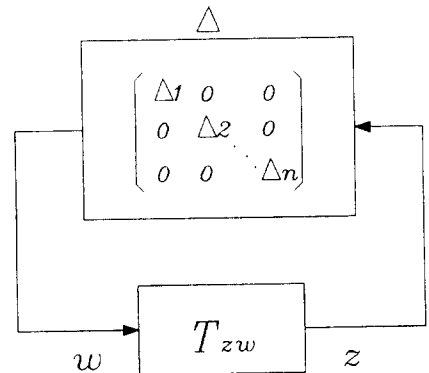


Fig. 2 Generalized plant with the uncertainties

$$\mu_{\Delta}(T_{zw}(j\omega)) \leq \sigma_{\max}(D^{-1}(j\omega)T_{zw}(j\omega)D(j\omega)) \quad (14)$$

로 되며

$$\sigma_{\max}(D^{-1}(j\omega)T_{zw}(j\omega)D(j\omega)) < 1 \quad \omega \in R \quad (15)$$

은 식(11)의 충분조건이 된다.

μ-해석법(μ-analysis)은 최적 스케일링 행렬을 각 주파수에서 평가하고 식(15)로 안정판별하는 것이다. 다음으로 로바스트 안정성을 검토하기 위해 Δ(s)가 안정이라고 하자. 이때 u(t)를 제어입력, y(t)를 관측량으로 하는 Fig. 3의 시스템을,

$$\sigma_{\max}(\Delta_i(j\omega)) \leq 1 \quad \omega \in R, i=1, \dots, n \quad (16)$$

을 만족하는 모든 모델링오차에 대하여, 안정화하는 제어기 K(s)를 구하면 되는데, 이 문제는 T_{zw}(s)를 안정화 하면서 식(11)을 만족하는 K(s)를 구하는 것이지만 해석적인 해법은 아직 알려져 있지 않다.

하나의 대안으로 식(11)의 좌변을 가능한한 작게 하는 D(s)와 K(s)를 반복법에 의해서 구하는 μ-설계법(μ-synthesis)이 있다. 이는 먼저 μ-해석법으로 준최적적인 스케일링행렬 D(s)를 결정하고 다음으로 H_∞최적제어수법으로써 준최적적인 K(s)를 구하는데, 이과정을 상호반복하기 때문에 D-K 반복법이라고도 한다. D(s)행렬의 클래스

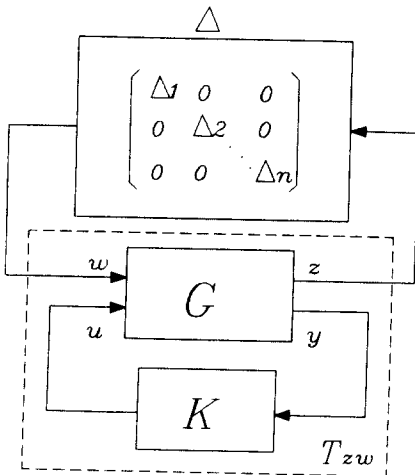


Fig. 3 Robust stability problem

(class)가 커지는 만큼 오차크기의 허용치는 커지지만, 안정성을 보증할 수 있는 모델의 클래스(class)는 좁아지게 된다.

4. 속도제어기 설계

4.1 일반화 플랜트의 구성

먼저 제어대상을 모델링하는 과정에서 발생하는 다수의 모델링 불확실성을 고려하기 위하여 공칭플랜트 P_{nom}에 대한 덧셈형섭동(Additive perturbation : Δ_{add})을 생각하면, 이를 식(17)로 나타낼 수 있다.

$$\Delta_{add}(s) = P_{real} - P_{nom} \quad (17)$$

$$|\Delta_{add}(j\omega)| \leq |W_{add}(j\omega)| \quad (18)$$

이때 W_{add} = W_{addl} · W_{addr}은 덧셈형 불확실성을 고려한 주파수하중이다. 따라서 플랜트의 집합 P̃를 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\tilde{P} = \{P_{nom} + W_{addl}\Delta_{add}W_{addr} : \|\Delta_{add}\|_{\infty} \leq 1\} \quad (19)$$

다음 S(s) = (I + PK)⁻¹로 정의되는 감도함수(Sensitivity function)에 의해 이 피드백계의 성능을 평가하는 것으로 한다. 즉 로바스트 성능조건은 P ∈ P̃에 대하여 페루프계가 내부안정이고 아래식을 만족하는 것이다.

$$\|W_{perfr}K(I+PK)^{-1}W_{perfl}\|_{\infty} < 1 \quad \forall P \in \tilde{P} \quad (20)$$

위의 내용을 종합한 기관속도제어계를 Fig. 4에 나타낸다.

본 연구에서는 Table 2에 제시된 파라미터 값을 이용하여 제어대상인 기관이 최대출력의 50% 정도를 발생하고 있는 회전속도 60rpm의 기관을 공

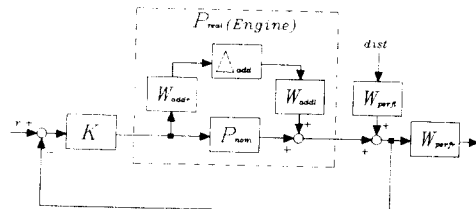


Fig. 4 Feedback system for the engine

칭기관 P_{nom} 으로 한다. 기관의 회전속도가 55rpm과 65rpm 사이에서 변함에 따라 기관 파라미터 T_{dl}, T_c, T_r, K_r 도 역시 섭동하게 된다. 따라서 공칭 기관에 대한 각각의 파라미터 섭동모델을 P_{ij} 라 하면, 파라미터 섭동에 의한 섭동모델의 전달함수를 P_{ijpert} 로 나타낼 수 있다. 이때 P_{ijpert} 와 공칭모델 P_{nom} 과의 차는

$$\Delta_{ij} = P_{ijpert} - P_{nom} \quad (1 \leq i \leq 4, j = 1, 2) \quad (21)$$

단, i : i 번째 파라미터를 의미함
 $j=1$: 파라미터가 최소값일 때
 $j=2$: 파라미터가 최대값일 때

로 되어 덧셈형 섭동으로 된다. 따라서 $|\Delta_{ij}|$ 와 회전속도 55~65rpm사이의 파라미터 섭동을 흡수하도록 식 (18)에 따라 W_{add} 를 식(22)와 같이 선정하고 이를 Fig. 5에 나타내었다.

또한 저주파수대역에서 감도함수가 작아지도록 주파수하중 W_{perf} 를 식(23)으로 하였다.

$$W_{add} = \frac{0.663 \left(\frac{s}{8} + 1 \right) \left(\frac{s}{700} + 1 \right) \left(\frac{s}{708} + 1 \right)}{\left(\frac{s}{25} + 1 \right) \left(\frac{s}{30} + 1 \right) \left(\frac{s}{35} + 1 \right)} \quad (22)$$

$$W_{perf} = 30 \frac{\left(\frac{s}{40} + 1 \right)}{\left(\frac{s}{0.21} + 1 \right)} \quad (23)$$

다음으로 로바스트 성능문제, 즉 임의의 $P \in \mathcal{P}$ 에

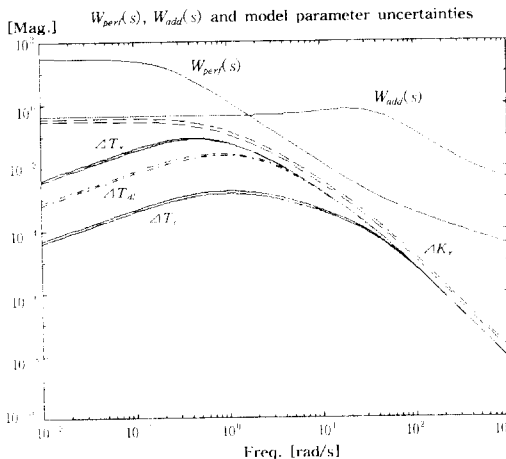


Fig. 5 Additive model uncertainties and the weighting functions

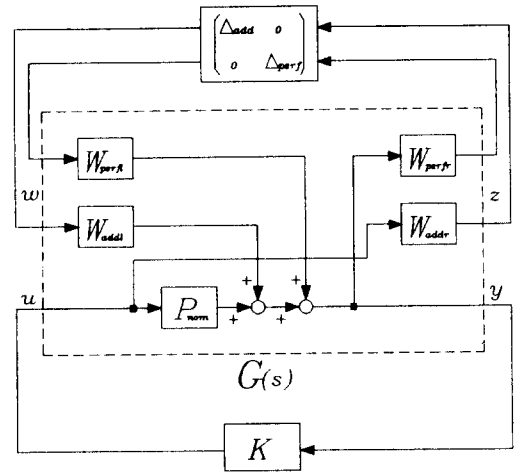


Fig. 6 Generalized plant and the controller

대해서도 시스템을 내부안정하면서 감도함수가 식(20)의 제어성능을 만족하는 제어기 $K(s)$ 를 구하기 위해 아래와 같은 불확실성에 대한 가상적인 블록구조를 도입한다.

$$\Delta = \left\{ \begin{bmatrix} \Delta_{add} & 0 \\ 0 & \Delta_{perf} \end{bmatrix} : \Delta_{add} \in C, \Delta_{perf} \in C \right\} \quad (24)$$

여기서 Δ_{perf} 는 로바스트 성능을 고려하기 위한 가상적인 블록이고, $\|\Delta_{perf}\|_{\infty} < 1$ 로 한다. 이상과 같은 내용으로부터 일반화플랜트 $G(s)$ 를 구성하면 Fig. 6과 같고, 여기에 μ -설계법을 적용하도록 한다.

4.2 피드백 제어기 설계

D K 반복법에 기초하여 피드백제어기 $K(s)$ 를 설계한다. 먼저 $F_l(G, K)$ 는 외부입력 w 에서 제어량 z 로의 전달함수이므로, H_{∞} 제어문제

$$\|F_l(G, K)\|_{\infty} < \gamma, \quad \gamma = 1.25 \quad (25)$$

에서 중심해에 의한 제어기 K 를 구한다.^{12,13)}

$$K(s) = \frac{3123.2(s+40)(s+35)(s+30)}{(s+708.7)(s+707.3)(s+40)(s+8.67)} \cdot \frac{-(s+25)(s+2.4)(s+1.06)(s+0.45)}{(s+3.78+j3.5)(s+3.78-j3.5)} \cdot \frac{1}{(s+0.21)(s+0.21)} \quad (26)$$

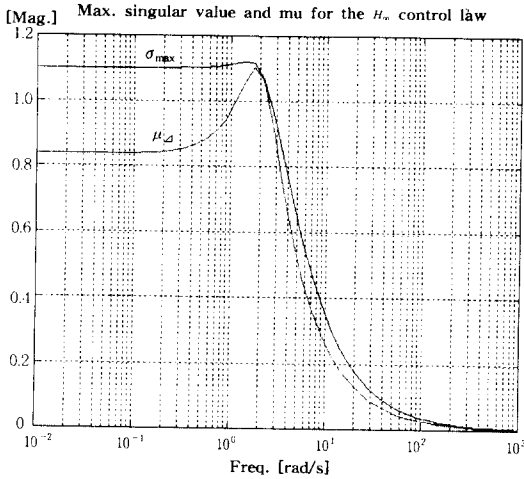


Fig.7 σ_{max} , μ_{Δ} of the 1st $D-K$ iteration

이때 페루프 전달함수 $F_l(G, K)$ 의 최대특이값 σ_{max} 와 구조화특이값 μ_{Δ} 는 Fig. 7에 나타나 있다.

여기서 구조화특이값 μ_{Δ} 가 1보다 크므로 로바스트 제어성능이 얻어지지 않게된다. 따라서 1차의 전달함수로서 구조화 특이값 μ_{Δ} 의 계산 결과값을 곡선맞춤 (Curve fitting)하여 D 스케일링 행렬을 만들어 낸다. 이렇게 구한 D 스케일링 행렬을 식 (15)에 대입함으로써 새로운 일반화 플랜트 $G_1(s)$ 를 얻는다. 이 $G_1(s)$ 에 대하여 H_{∞} 제어문제

$$\|F_l(G_1, K_1)\|_{\infty} < \gamma_1, \quad \gamma_1 = 0.7813 \quad (27)$$

를 풀어 제어기 K_1 을 구한다.

$$K_1(s) = \frac{2.797e^4(s+40)(s+35)(s+30) \cdot (s+25)(s+16.8)(s+2.4)(s+0.96) \cdot (s+0.555)(s+0.45)}{(s+7.06+j2.76)(s+7.06-j2.76) \cdot (s+0.21+j9.72e^{-9})(s+0.21-j9.72e^{-9}) \cdot (s+710.2)(s+705.8)(s+40) \cdot (s+29.5)(s+16.7)(s+0.56)} \quad (28)$$

이때의 최대특이값 σ_{max} 와 구조화특이값 μ_{Δ} 는 Fig. 8에 나타나 있다. μ_{Δ} 가 1보다 작으므로 로바스트 제어성능조건을 만족하게 된다.

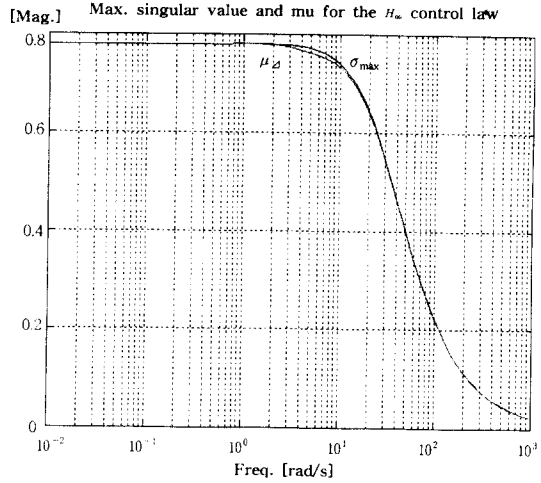


Fig. 8 σ_{max} , μ_{Δ} of the 2nd $D-K$ iteration

4.3 2 자유도 제어계의 구성

4.2 절에서 구한 피드백(Feedback) 제어기 K_1 과 함께 제어량이 목표값을 잘 추종하도록 피드포워드(Feed forward) 제어기 $F(s)$ 를 설계하여 Fig. 9와 같이 2 자유도를 갖는 제어계를 설계한다.

2 자유도계의 이론¹⁴⁾에 따라 목표값 r 과 제어대상의 출력 y 를 이용하여 제어입력 u 를 만들어 내는 방법중의 하나가 Fig. 9이다. Fig. 9에서 입력 r 로부터 출력 y 까지의 전달함수 G_{yr} 은

$$G_{yr} = F \quad (29)$$

이다. 이 식으로부터 피드백 제어기 K_1 은 입력 r 부터 출력 y 에 영향을 미치지 못함을 알 수 있다. 또한 피드포워드 제어기 F 는 피드백 특성에 영향을 주지 못한다. 이때 제어기의 안정성을 보장하고 정상편차를 없애기 위해 피드포워드 제어기 F 는 다음을 만족해야 한다.

$$P^{-1}F \in RH_{\infty} \quad (30)$$

$$F(0) = I \quad (31)$$

본 연구에서는 공칭기관의 전달함수가 식(4)임에 유의하여 피드포워드 제어기 F 를 3차로 하였다.

$$F(s) = \left\{ \frac{\alpha}{(s+\alpha)} \right\}^3 \quad (32)$$

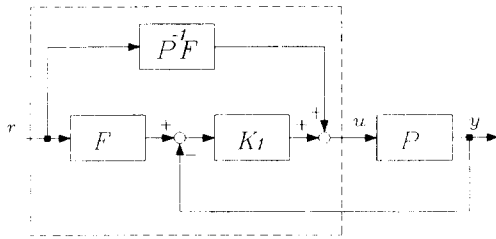


Fig. 9 Two - degree - of - freedom control system

이때 제어대상 기관의 지연요소 T_{dl} 없이 운전점에 따라 달라지므로 α 값을 일정히 두면 과도특성이 운전점에 따라 크게 변화한다. 그러므로 여기서는 오버슈트의 크기를 고려하여 α 값을 기관의 회전수 n_r 의 함수

$$\alpha = \frac{1}{20} n_r + 0.6 \quad (33)$$

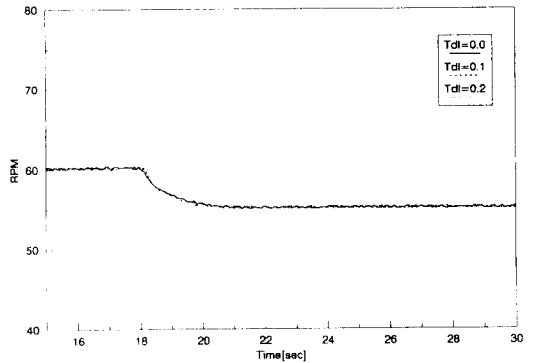
로 하였다. 본 실험에서는 기관회전수 $n_r=60$ 으로 하여 $\alpha=3.6$ 의 값을 사용한다.

5. 응답실험 및 고찰

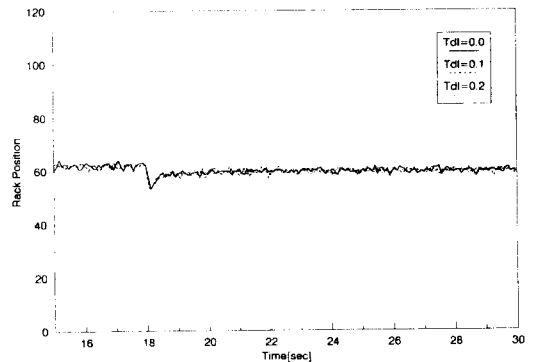
응답실험에서는 기관을 3가지 경우로 모의하였다.

- (case A) 55rpm에 해당하는 파라미터로 기관을 모의
- (case B) 60rpm에 해당하는 파라미터로 기관을 모의
- (case C) 65rpm에 해당하는 파라미터로 기관을 모의

이때 공칭 디젤기관의 지연요소를 제외한 연소계와 회전계를 아나로그컴퓨터(ANDO L-100)로써 구성하였다. 한편 샘플링 주기를 0.02초로 하여 식(28)을 쌍선형변환한 이산형 속도제어기와 지연시간 T_{dl} 은 IBM-PC로써 실현하였다. 연소계와 이산계를 연결하기 위해 12비트 A/D 및 D/A변환기(AXIOM-AX5411)를 사용하고 샘플링 주기는 하드웨어 인터럽트를 이용하였다. 원래는 실린더 내에 분사된 연료가 연소하는데 필요로 하는 공기가 충분히 공급되지 않을 경우 연료펌프래크의 이동량을 제한하지만, 여기서는 그러한 제한을 두지 않았다.



(a) Rotational speed of the engine



(b) Rack position of the fuel oil pump

Fig. 10 Step response under (case A)

먼저 정상상태에서 기관의 회전속도가 편차없이 기준속도로 수렴하는가를 알아보기 위한 실험 결과로서, Fig. 10(a)는 (case A)에서 기준 회전속도를 60rpm에서 55rpm으로 계단상으로 변경시켰을 때의 기관의 회전속도를 도시하고 있으며 Fig. 10(b)는 속도제어기의 출력을 연료펌프래크의 이동량으로 환산한 응답특성을 보이고 있다. Fig. 11은 (case C)로 60rpm에서 65rpm으로, Fig. 12는 (case B)로 65rpm에서 55rpm으로 기준 회전속도를 계단상으로 변경시켰을 때의 기관 회전속도와 연료펌프래크의 응답특성을 보이고 있다. 지연시간이 커짐에 따라 기관의 속도변동이 약간 크게되고 연료펌프래크의 움직임 또한 조금 거칠게 나타나는 경향을 보이고 있으나, 연료 분사계통의 지연시간 변동에도 불구하고 실험 결과는 모두 정상편차없이 기준 회전속도값으로 수렴하고 있다.

다음은 황천항해시 나타나는 공전(racing), 즉

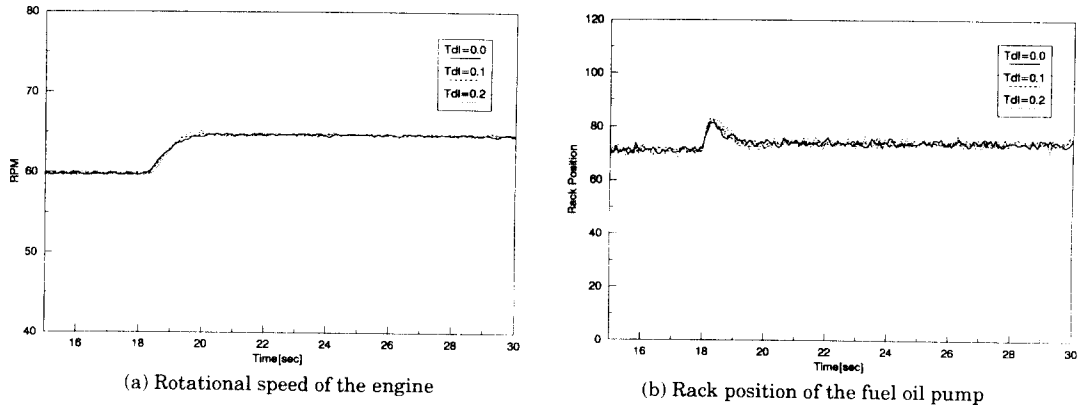


Fig. 11 Step response under (case C)

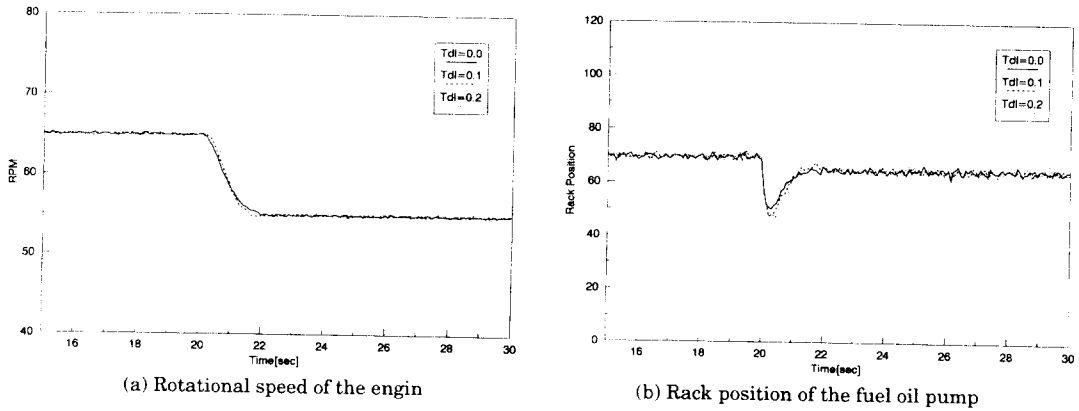


Fig. 12 Step response under (case B)

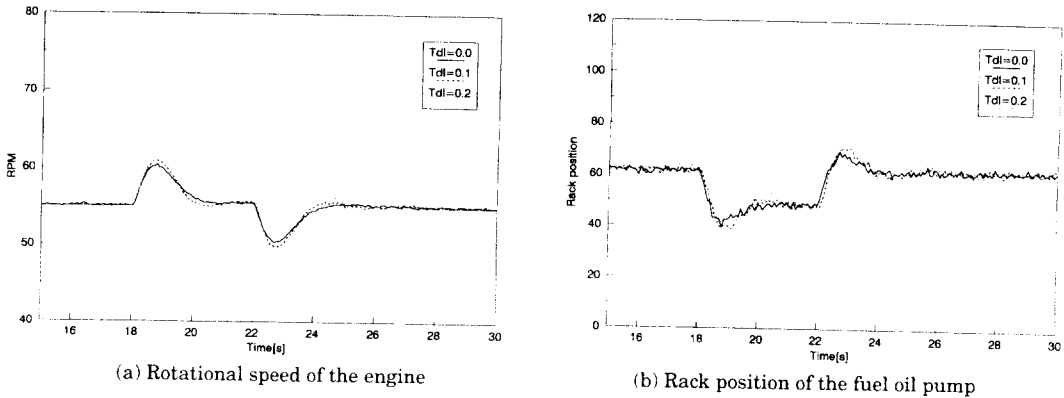
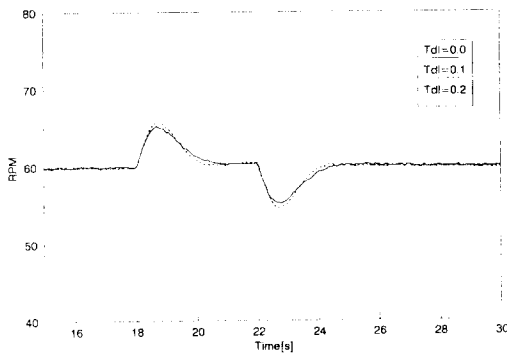


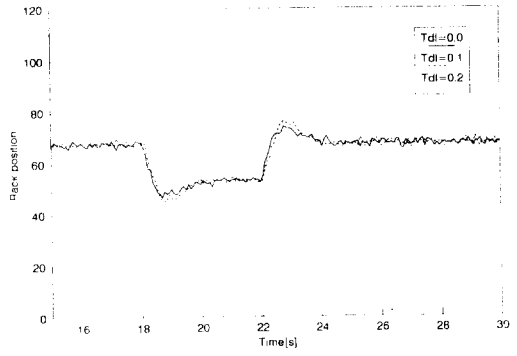
Fig. 13 Transient response against a disturbance under (case A)

큰 파도에 의한 선박의 피칭으로 프로펠러가 수면 밖으로(in air) 나오거나, 나왔던 프로펠러가 수면하로(in water) 깊이 들어갈 때 생기는 급작스러운 관성모멘트 변화와 부하변동에 대한 응답특성으로서, 관성모멘트의 변동값은 Table 1에 제시된 값

을 이용하였다. Fig. 13은 (case A)에서 55rpm으로 기관이 정상운전중, 순간적으로 프로펠러가 수면상으로 나왔다가 4초후 다시 수면하로 들어갈 때의 관성모멘트의 변화($\Delta J = 3837.8 \text{ kgf sec}^2 \text{ m}$)와 부하변동에 따른 기관 회전속도와 연료펌프랙크

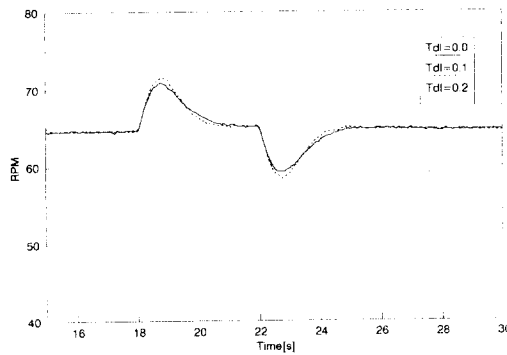


(a) Rotational speed of the engine

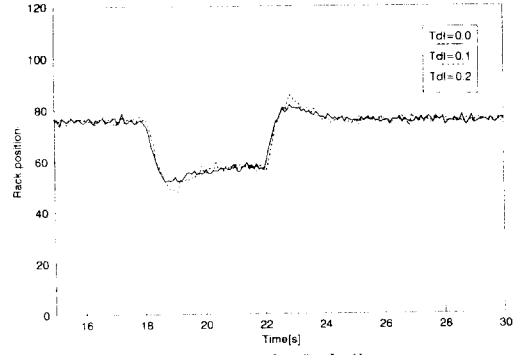


(b) Rack position of the fuel oil pump

Fig. 14 Transient response against a disturbance under (case B)

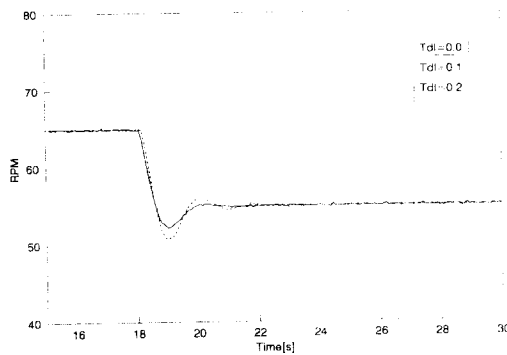


(a) Rotational speed of the engine

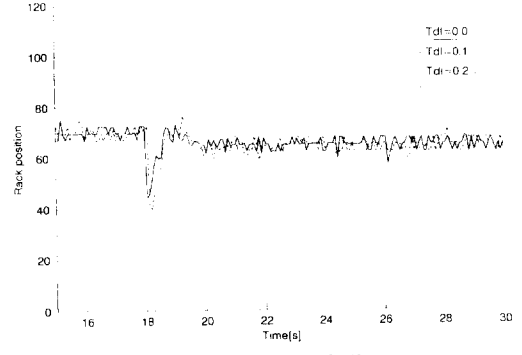


(b) Rack position of the fuel oil pump

Fig. 15 Transient response against a disturbance under (case C)



(a) Rotational speed of the engine



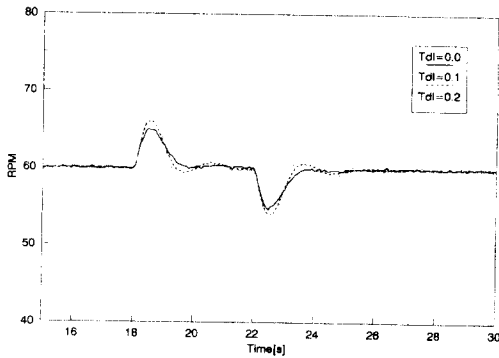
(b) Rack position of the fuel oil pump

Fig. 16 Step response under (case C)

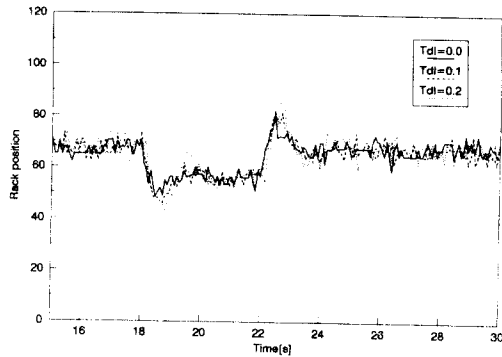
의 응답특성이다. 이때 부하변동은 정상운전부하의 40%로 하였다. Fig. 14는 (case B)로서 기관이 60rpm으로 정상운전중, Fig. 15는 (case C)에서 기관이 65rpm으로 정상운전중일때 Fig. 13과 같은 순간적인 관성모멘트의 변화와 부하변동에 대한 기관 회전속도와 연료펌프랙의 응답특성을

나타내고 있다.

역시 지연시간이 커짐에 따라 기관의 속도변동이 크게 나타나고 연료펌프랙의 움직임 또한 심하게 변동하고 있으나, 대략 4 초내에 기준 회전속도값으로 수렴하고 있음을 알 수 있다. Fig. 10~ Fig. 15에서 연료펌프랙의 움직임이 거칠게 나



(a) Rotational speed of the engine



(b) Rack position of the fuel oil pump

Fig. 17 Transient response against a disturbance under (case B)

타나고 있으나 이는 속도제어기의 출력을 래크의 움직임으로 환산한 결과이므로 실제의 경우는 상당히 완화된 움직임을 보일 것으로 생각된다.

실험결과를 비교하기 위하여 한계감도법에 의한 PID 속도제어기를 구성하고 (case B)에서 기준 속도 신호가 65rpm으로부터 55rpm으로 바뀌었을 때의 응답특성을 Fig. 16에 나타내었다. 또한 Fig. 17에는 (case B)에서 60rpm으로 기관이 정상 운전중, Fig. 13과 같은 순간적인 관성모멘트의 변화와 부하변동에 대한 기관회전속도와 연료펌프 래크의 응답특성을 도시하였다. 이에 의하면 지연 시간이 길어짐에 따라 기관의 속도응답특성이 급격히 악화됨을 알 수 있다.

이상의 실험결과로부터 본연구에서 설계한 속도제어기는 편차없는 양호한 정상상태 응답특성과 외란 및 기관 파라미터의 섭동에 대한 로바스트성을 보여줌을 알 수 있다.

6. 결 론

본 연구에서는 지연시간을 비롯한 기관 파라미터의 섭동에 따른 모델링 불확실성을 포함하는 대형 저속 디젤기관의 속도제어문제에 대하여, 제어기의 설계 초기 단계부터 다수의 모델링 불확실성을 체계적으로 고려할 수 있는 μ-설계법과 2자유도 제어기법을 적용하였다. 그리고 위로부터 구한 속도제어기를 파라미터 섭동과 관성 모멘트의 급격한 변동과 같은 외란이 가해지고 있는 기관에 적용하여 아래와 같은 결론을 얻었다.

- (1) μ-설계법에 의한 속도제어기를 적용함으로써 종래의 제어기로는 다루기 힘든 기관의 모델링 불확실성에 대처할 수 있었다.
- (2) 2자유도 제어기법을 적용함으로써 정상상태에서 기관속도가 기준속도값을 정상편차없이 추종할 수 있게 되었다.
- (3) 파라미터 섭동과 외란에 대하여 디지털식 PID 조속기보다 나은 응답특성을 얻게 되었다.

참고문헌

- 1) 韓國船舶機關學會 機關管理硏究會, 1978, 船舶의 經濟的 運航管理, 太和出版社, 부산, pp. 252~255.
- 2) M.A.N B&W Diesel A/S, 1990, Projected Guide S80MC/S80MCE, Copenhagen Denmark, pp. 1.1 ~1.20
- 3) New Sulzer Diesel Ltd, 1994, Engine Selection and Project Manual : RTA84(C, T, M), Winterthur Switzerland, pp. 1~9.
- 4) Blanke, M. and Nielsen, P. B., 1990, "The Marine Engine Governor," Preprint of 2nd Int. Conf. on Maritime Communication and Control, London, Session I, paper 2, pp. 1~22.
- 5) Oetken, A. A. and Bowers, J. R., 1986, "Governing Future Diesel Marine Systems", Presented at Mari-Tech 86, Vancouver Canada.
- 6) 양주호, 정병진, 1993, "H_∞제어기법을 이용한 저속 디젤기관의 속도제어", 韓國船舶機關學會誌, 第17卷, 第5號, pp. 63~70.
- 7) 양주호, 김창화, 정병진, 정해종, 1992, "자기동조에 의한 선박용 디젤엔진 제어에 관한 연구", 한국어업

- 기술학회지, 제28권, 제3호, pp. 262~273.
- 8) Blanke, M. and Nielsen, B., 1987, "Electronic Governor Control for New Generation of two Stroke Engines", Presented at ETAN in Marine, Zadar Jugoslavija.
 - 9) 유영호, 하주식, 1989, "저속 장행정 박용디젤기관의 속도제어에 관한 연구", 韓國船用機關學會誌, 第13卷, 第3號, pp. 212~222.
 - 10) 田村直樹, 岸本功, 前田隆義, 佐藤勳, 1989, "ガバナ制御パラメタ最適化システムの開發", 日本船用機關學會誌, 第24卷, 第6號, pp. 165~176
 - 11) 細江繁幸, 荒木光彦, 1994, 制御系設計(H_∞ 制御とその應用), 朝倉書店, 東京, pp.4~136.
 - 12) Glover, K. and Doyle, J. C., 1988, "State - Space Formulae for All Stabilizing Controllers that Satisfy an H_∞ - Norm Bound and Relations to Risk Sensitivity", Systems & Control Letters, Vol. 11, pp. 167~172.
 - 13) Doyle, J. C., Glover, K., Khargonekar, P. P. and Francis, B. A., 1989 "State Space Solutions to Standard H_2 and H_∞ Control Problems", IEEE Transactions on Automatic Control, Vol. 34, No. 8, pp. 831~847.
 - 14) 藤崎泰正, 池田雅夫, 1991, "2 自由度 積分型 サボ系 構成", 日本計測自動制御學會論文集, Vol. 27, No. 8, pp. 907~914.