

대형 저속 디젤기관의 속도제어를 위한 로바스트 서보 제어기 설계

정병건* · 양주호** · 변정환**

한국해양대학교*, 부경대학교**

(1996년 11월 5일 접수)

Design of Robust Servo Controller for Large Size Low Speed Diesel Engines

Byung - Gun Jung*, Joo - Ho Yang** and Jung - Hoan Byun**

*Korea Maritime University, **Pukyong National University

(Received November 5, 1996)

Abstract

The energy saving is one of the most important factors for profit in marine transportation. In order to reduce the fuel oil consumption the ship's propulsion efficiency must be increased 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 low speed, long stroke and a small number of cylinders. Consequently, the variation of rotational torque became larger than before because of the longer delay - time in 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 As this new trends the conventional mechanical - hydraulic governors for engine speed control have been replaced by digital speed controllers which adopted the PID control or the optimal control algorithm.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 robust servo controller which has zero offset in steady state engine speed, based on H_{∞} control theory. The validity of the controller was investigated through the response simulation. We used a personal computer and an analog computer as the digital controller and the engine (plant) part respectively. And, we could certify that the designed controller maintains its robust servo performance even though the engine parameters may vary.

1. 서 론

현대 사회에 있어서 에너지를 적절히 사용하여 제품의 생산원가를 낮추는 문제는 대단히 중요한

것이다. 마찬가지로 선박에서도 동일량의 에너지를 사용하여 더 많은 화물을 더 빨리 더 멀리 수송한다면 수송에 따른 비용을 상대적으로 낮출 수 있게 된다. 한편 선박을 추진하는데 있어서 중요한

물리적 수단은 회전력을 발생시키는 기관과, 그 회전력을 추진력으로 바꾸어 주는 추진기, 즉 프로펠러이다. 결국 기관과 프로펠러의 조합에 따라 추진효율이 달라지게 되므로 이들을 적절히 선정하여 사용하는 것이 또한 중요하다. 프로펠러 효율은 저속 회전이 될수록 좋아지므로 선박이 일정한 속도를 내면서 에너지를 절감하려면 큰 피치의 프로펠러를 저속회전시키는 것이 바람직하다.¹⁾ 따라서 기관제작자들은 에너지절약을 위한 프로펠러의 저속회전에 대응하면서 기관의 효율을 향상시키기 위해 저속, 장행정, 소수실린더를 채택하게 되었다.^{2),3)} 이에 연료 분사계통에서 나타나는 비선형특성인 지연시간이 늘어나게 되고, 실린더당 출력이 증가되어 저속에서 회전 토크의 변동이 심하게 됨으로써 종래의 기계유압식 조속기로는 이와 같은 비선형특성과 기관의 파라미터 섭동(perturbation)에 적절히 대처하기 힘들게 되었다.^{4),5)} 따라서 기관의 속도제어기를 설계할 때, 이러한 비선형특성을 포함하여 기관전체를 2차계 또는 3차계로 선형화하고, 여기에 PID제어나 최적제어, 적응제어 등의 제어기법을 적용하여 왔다.^{6)~8)}

그러나 위의 제어기 설계기법으로는 회전속도의 변화에 의한 비선형요소의 변동과 기관 파라미터 섭동 등의 모델링오차를 고려할 수 없게 됨으로써 로바스트(robust)성이 부족해지는 단점이 나타나게 된다. 이런 점에 주목하여 저자등은 비선형특성과 파라미터 섭동을 모델링 불확실성으로 보고, 속도제어계 설계시 이를 고려한 H_∞ 제어기를 설계하여 그 적용가능성을 검토한 바 있다.⁹⁾ 이때 나타난 문제점은 정상상태의 회전속도에서 오프셋(offset)이 나타나는 점이었다. 이에 본 연구에서는 모델링 불확실성의 존재에도 불구하고 기관속도가 기준속도값에 정상편차없이 추종하도록 H_∞ 제어 이론에 기초한 1형의 로바스트 서보 설계기법을 저속기관의 속도제어에 적용하고, 모의 응답실험을 통해 그 타당성을 검토한다.

2. 저속 디젤기관의 모델링

제어대상인 대형 저속 디젤기관의 모델링과 기관 파라미터의 결정에 관한 연구 사례가 다수 발표

된 바^{6),8),10)} 있으나, 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 나타나는 데 이를 1차 근사화하여 식(1)로 한다.

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

다음 연소계를 1차계로 간주하고 계인을 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. 마찬가지로 회전계를 1차계로 간주하여 계인을 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

$$\ddot{\omega}_o(t) = -\alpha_1 \dot{\omega}_o(t) - \alpha_2 \omega_o(t) - \alpha_3 \omega_o(t) + b_1 u(t) \quad (5)$$

$$\alpha_1 = \frac{(T_{dl}+T_c)T_r + T_{dl}T_c}{T_{dl}T_c T_r} \quad (6)$$

$$\alpha_2 = \frac{T_{dl}+T_c+T_r}{T_{dl}T_c T_r}$$

$$\alpha_3 = \frac{1}{T_{dl}T_c T_r}$$

$$b_1 = \frac{K_c K_r}{T_{dl}T_c T_r}$$

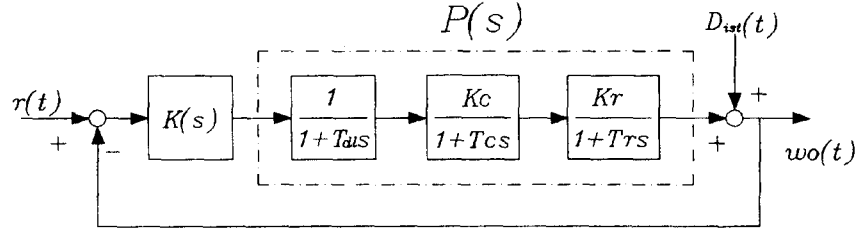


Fig. 1 Block diagram of the modeled engine

로 된다. 이때 상태 x_1, x_2, x_3 를 아래와 같이 하여

$$\begin{aligned} \omega_o &= x_1 \\ \dot{\omega}_o &= \dot{x}_1 = x_2 \\ \ddot{\omega}_o &= \dot{x}_2 = x_3 \end{aligned} \quad (7)$$

제어대상인 저속 디젤기관의 상태방정식을 구하면 다음과 같이된다.

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

$$\text{단, } A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ -a_3 & -a_2 & -a_1 \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ b_1 \end{bmatrix} \quad (9)$$

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

본 연구에서는 국내 D 조선소에서 건조한 VLCC에 탑재된 M.A.N B&W사의 6S80MC 저속 장행

정 디젤기관을 제어대상으로 이용하였다. Table 1은 대상기관의 사양이며 Table 2는 공시운전에서 구한 각 회전속도에서의 기관 파라미터이다.

3. H_∞ 제어문제

먼저 일반화 플랜트 $G(s)$ 와 제어기 $K(s)$ 로 이루어진 Fig. 2의 시스템을 생각한다.

여기서 $w(t) \in R^{m1}$ 는 기준신호, 외란 등에 해당하는 외부입력이고, $u(t) \in R^{m2}$ 는 제어입력이다. $z(t) \in R^{p1}$ 는 제어량, $y(t) \in R^{p2}$ 는 관측량 그리고 $x(t) \in R^n$ 는 상태를 의미한다. 여기서 $G(s)$ 는 공칭 플랜트(Nominal Plant) 및 하중함수(Weighting Function)를 포함한 일반화된 제어대상을 나타내고 있다. Fig. 2를 수식으로 나타내면 다음과 같다.

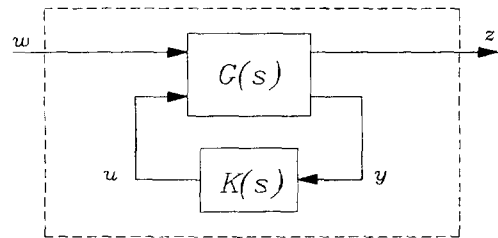


Fig. 2 Generalized control system

Table 1. Specifications of the modeled engine

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

Table 2. Modeled engine parameters

Parameter \ rpm	50	55	60	65	70
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

$$\begin{bmatrix} z \\ y \end{bmatrix} = G(s) \cdot \begin{bmatrix} w \\ u \end{bmatrix}, \quad u = K(s)y \quad (10)$$

$$G(s) = \begin{bmatrix} G_{11} & G_{12} \\ G_{21} & G_{22} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B_1 & B_2 \\ C_1 & D_{11} & D_{12} \\ C_2 & D_{21} & D_{22} \end{bmatrix} \quad (11)$$

이때 w 에서 z 까지의 페루프 전달함수행렬 T_{zw} (G, K)는 식(12)로 정리된다.

$$T_{zw}(G, K) = G_{11} + G_{12}K(I - G_{22}K)^{-1}G_{21} \quad (12)$$

이 경우 H_∞ 최적제어문제는 양의 실수 γ 가 주어질 때 식(13)을 만족하는 안정화 제어기 $K(s)$ 를 찾는 문제가 된다.

$$\|T_{zw}(G, K)\|_\infty < \gamma \quad (13)$$

이때 안정화 제어기 $K(s)$ 가 존재하기 위해서는 다음의 가정을 만족해야 한다.^{11),12)}

A1 : (A, B_2) 는 가안정, (C_2, A) 는 가검출

A2 : $\text{rank } D_{12} = m2$ (D_{12} 가 열 full rank)

A3 : $\text{rank } D_{21} = p2$ (D_{21} 가 행 full rank)

$$A4 : \text{rank} \begin{pmatrix} A - j\omega I & B_2 \\ C_1 & D_{12} \end{pmatrix} = n + m2, \forall \omega \in [0, \infty]$$

$$A5 : \text{rank} \begin{pmatrix} A - j\omega I & B_1 \\ C_2 & D_{21} \end{pmatrix} = n + p2, \forall \omega \in [0, \infty]$$

실제 회전속도가 정상편차없이 기준속도값을 추종하려면 스텝상의 기준입력에 추종하는 1형의 서보 시스템의 설계조건이 필요하게 된다. 이를 실현하기 위해 시스템 내부에 적분기를 추가하여 확대방정식을 세운 뒤에 서보 시스템을 설계하는 기존의 설계기법과¹³⁾ 같은 방법을 H_∞ 제어문제에 적용하게 되면 위의 H_∞ 제어이론의 가정을 만족하지 않게 된다. 따라서 이를 해결하기 위해 수정된 H_∞ 제어문제를¹⁴⁾ 적용하여 제어기 $K(s)$ 가 적분기를 하나 갖도록 하는 방법을 택하였다. 수정된 H_∞ 제어 알고리즘을 이용하면 시스템에 적분기를 추가하기 위해, 하중함수에 허수축상의 극을 지정할 수 있으므로 H_∞ 제어문제에서도 서보 시스템을 비교적 쉽게 달성할 수 있게 된다. 이는 $s=0$ 에서 극을 갖는 하중함수를 포함한 페루프 함수의 L_∞ 노음을 유한하게 함으로써 제어기 $K(s)$ 에 하중함수의 불

안정극을 소거하는 적분기가 들어가게 된다는 것을 의미한다.

4. 제어기 설계

4.1 일반화 플랜트

시스템의 기준신호에 대한 파라미터 섭동의 영향력 (또는 외란이 출력에 미치는 영향)을 작게 하기 위해서는

$$S(s) = (I + PK)^{-1} \quad (14)$$

로 정의되는 감도함수(sensitivity function)의 게인을 작게 유지하면 좋다. 따라서 감도함수 $S(s)$ 를 작게 하고 싶은 주파수대역에서 주파수하중 $W_s(s)$ 의 게인이 크게 되도록 하면, 제어성능은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\|W_s(s)S(s)\|_\infty < 1 \quad (15)$$

또한 제어대상을 모델링하는 과정에서 발생하는 모델링 불확실성을 고려하기 위하여 공칭 플랜트 P_{nom} 에 대한 곱셈형섭동(Multiplicative perturbation : Δ_{mpl})을 생각하면, 이를 식(16)으로 나타낼 수 있다.

$$\Delta_{mpl}(s) = (P_{real} - P_{nom})P_{nom}^{-1} \quad (16)$$

$$|\Delta_{mpl}(j\omega)| \leq |W_t(j\omega)| \quad (17)$$

이때 위와 같은 모델링 불확실성(또는 섭동)에 대한 강인한(robust) 안정조건은

$$\|W_t(s)T(s)\|_\infty < 1 \quad (18)$$

$$T(s) = PK(I + PK)^{-1} \quad (19)$$

이다. $T(s)$ 는 상보감도함수(complementary sensitivity function)이며 이것의 게인 $|T(j\omega)|$ 가 작게 될수록 로바스트 안정도가 커지므로, 보다 큰 불확실성에 대해서도 피드백 시스템이 안정성을 유지할 수 있게 된다. 위의 식(15)와 식(18)을 동시에 만족하도록 한 것이 H_∞ 혼합감도문제이다.

$$\left\| \begin{bmatrix} W_s(s)S(s) \\ W_t(s)T(s) \end{bmatrix} \right\|_\infty < 1 \quad (20)$$

한편 스텝상의 목표신호와 외란입력에 대해 정상편차가 영으로 되기 위해서는 제어기 $K(s)$ 가 원점에서 극을 갖고 있어야 한다. 이렇게 함으로써 정상특성에 대한 로바스트성을 만족하게 된다. 여기서 로바스트 서보 제어기 클래스 $\mathbb{K}_s(P_{nom})$ 는 식(21)로 나타난다.

$$\mathbb{K}_s(P_{nom}) = \{K(s) \mid K(0) = \infty \text{ 이고 } P_{nom} \text{를 내부안정화}\} \quad (21)$$

따라서 혼합감도문제를 기초로 한 1형의 로바스트 서보계의 설계문제는 식(20)의 요구사항을 만족하는 로바스트 서보 제어기 $K(s) \in \mathbb{K}_s(P_{nom})$ 을 찾는 것이다. 그러나 실제로 로바스트 서보 제어기를 설계하기 위해 공칭플랜트 P_{nom} 에 적분기를 추가하여 확대계를 구성하게 되면, 확대계가 원점에서 극을 갖게 되므로 가정 A4 또는 A5가 성립하지 않게 되어 해가 구해지지 않는다. 이러한 문제점을 극복하기 위한 몇가지 방법 가운데 본 연구에서는 하중함수를 이용하는 방법을 선택하였다.

이 방법은 하중함수 $W_s(s)$ 에 적분기를 추가하여 $W_s(0) = \infty$ 를 만족하도록 $W_s(s)$ 를 선정함으로써 제어기 $K(s)$ 에 자동적으로 적분기를 더하는 방법이다. 여기서 $W(s)$ 를 다음과 같이 둔다.

$$W_s(s) = \frac{\hat{W}_s(s)}{a(s)} \quad (22)$$

$$\text{단, } \alpha(s) = \frac{s}{(s+\alpha)} : \alpha > 0 \quad (23)$$

보통 $W_s(s)$ 는 안정이고 최소위상이 되도록 선정한다. 혼합감도문제에 있어서 $W_s(I+PK)^{-1}$ 가 묵시적으로 안정인 것을 요구하고 있는 점에 주목하면, 식(22)와 같이 $W_s(s)$ 를 선정함으로써 제어기 $K(s)$ 가 적분기를 갖게 되고 $(I+P(0)K(0))^{-1} = 0$ 가 만족된다. 이렇게 하여 설계된 제어기 $\hat{K}(s)$ 로부터 실제 사용될 제어기 $K(s)$ 는

$$K(s) = \hat{K}(s)/\alpha(s) \quad (24)$$

의 형태로 구해진다. 이상의 내용을 종합하여 일반화 플랜트를 구성하면 Fig. 3으로 된다.

이때 H_∞ 혼합감도문제에 대하여 Fig. 3의 일반화 플랜트를 전달함수형식으로 펼쳐보면 식(25)와

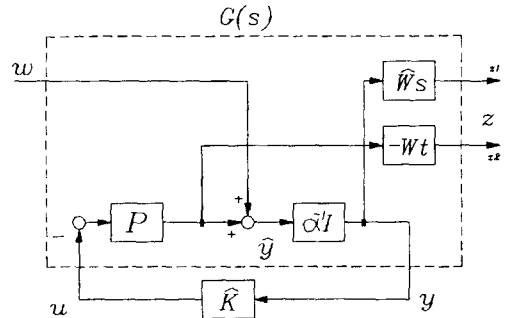


Fig. 3 Generalized plant with the controller

같다.

$$\begin{bmatrix} z \\ \hat{y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} W_s(s) & -W_s(s)p \\ 0 & W_t(s)p \\ I & -P \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w \\ u \end{bmatrix} \quad (25)$$

4.2 하중함수와 제어기

감도함수 $S(s)$ 를 저주파수 대역에서 작게 유지함과 동시에 하나의 적분기를 시스템에 추가하기 위해, 하중함수 $W_s(s)$ 가 원점에서 극을 갖도록 하였다.

$$W_s(s) = \frac{\frac{s}{100} + 1}{0.216 \left(\frac{s}{2} + 1\right)^3} \cdot \left(\frac{s+0.55}{s}\right) \quad (26)$$

로바스트 안정성을 갖도록 하는 하중함수 $W_t(s)$ 는 공칭 대상기관이 최대출력의 50% 정도의 동력을 발생하고 있는 회전속도 60rpm을 기준으로 55 65rpm 사이의 기관 파라미터 섭동을 흡수하도록 하여 이를 식(16), (17)로부터 구하였다. 곱셈형 불확실성에 해당하는 기관 파라미터의 섭동과 이를 흡수하기 위한 하중함수 $W_t(s)$ 를 Fig. 4에 나타내었다. 이 때 Fig. 4의 ΔT_c 은 Table 2에서 60rpm을 기준으로 55rpm 및 65rpm에 해당하는 회전계통의 시정수에 대한 곱셈형 섭동을 주파수역에 나타낸 것이다. ΔT_{dt} , ΔT_c , ΔK_c 등도 위와 같이 구하였고 이들의 대수합을 $\Sigma \Delta_i$ 로 하였다. 그리고 안정한 H_∞ 제어기의 존재조건을 만족시키기 위하여, 식(25)의 $W_t(s)P(s)$ 가 프로퍼(proper)하도록 주의하면서 구한 $W_t(s)$ 는 식(27)과 같다.

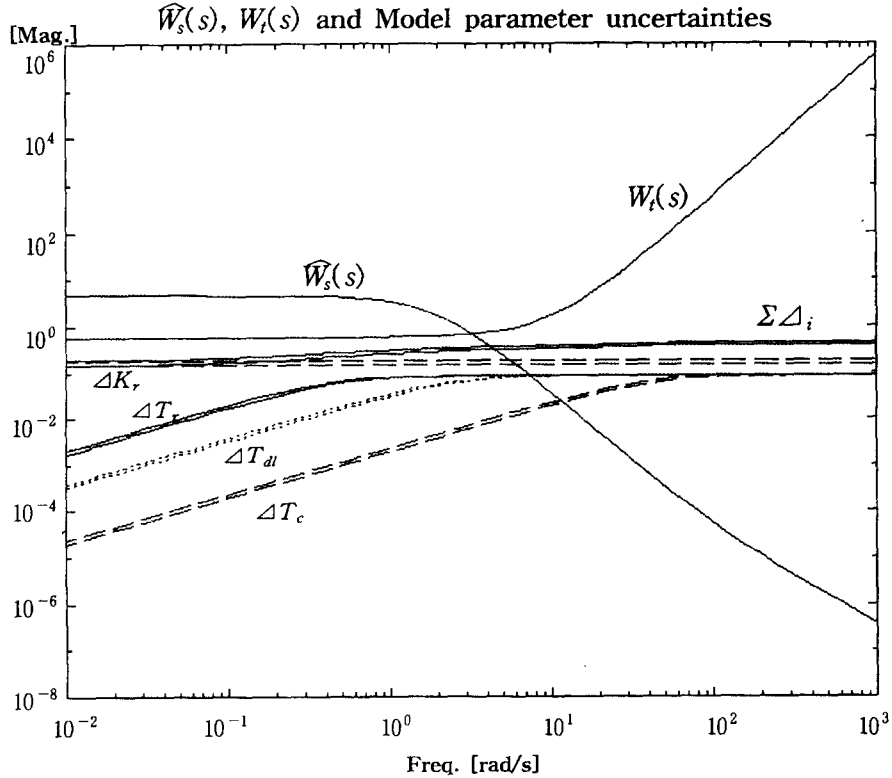


Fig. 4 Multiplicative model uncertainties and weighting functions

$$W_t(s) = \frac{\left(\frac{s}{10} + 1\right)^3}{1.707} \quad (27)$$

이상의 하중함수 $W_s(s)$, $W_t(s)$ 를 이용하여 H_∞ 제어 문제를 풀고, 식(24)를 이용하여 제어기를 구하면 식(28)로 된다.

$$K(s) = \frac{59.581(s+40)(s+2.4) \cdot (s+1.07)(s+0.55)(s+0.45) \cdot (s+2.922+j1.193)(s+2.922-j1.193)}{s(s+8.23+j7.96)(s+8.23-j7.96) \cdot (s+2+j4.833)(s+2-j4.833) \cdot (s+1)(s+2)(s+17.1)} \quad (28)$$

5. 응답실험 및 고찰

응답실험에서는 기관을 3가지 경우로 모의하였다.

< case A >

55rpm에 해당하는 파라미터로 기관을 모의

< case B >

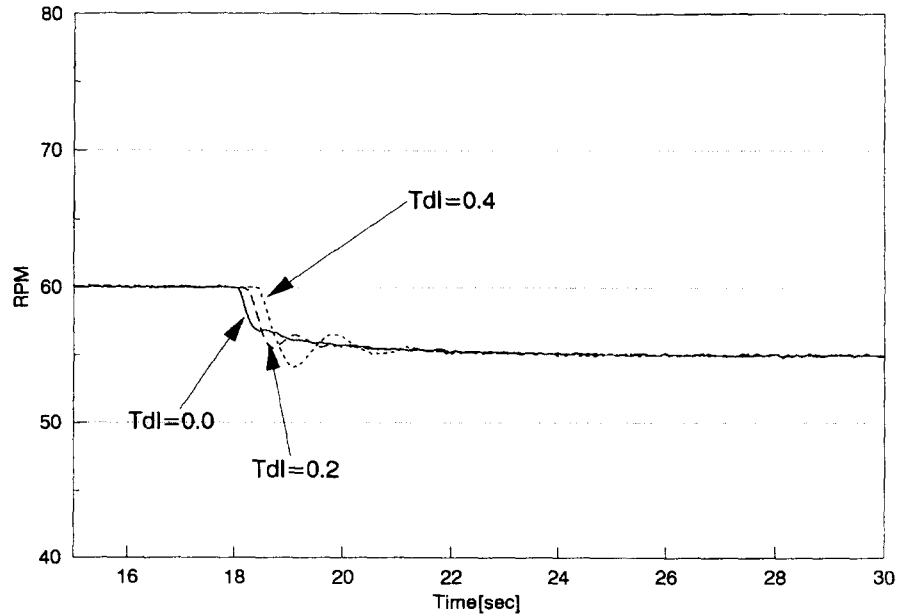
60rpm에 해당하는 파라미터로 기관을 모의

< case C >

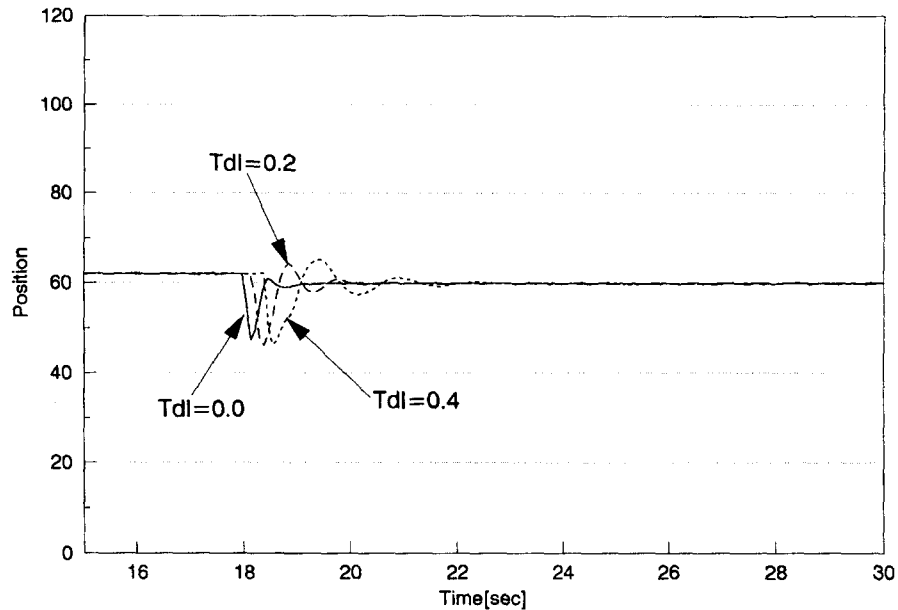
65rpm에 해당하는 파라미터로 기관을 모의

이때 공칭 디젤기관의 지연요소를 제외한 연소계와 회전계를 아나로그컴퓨터(ANDO L-100)로써 구성하였다. 한편 샘플링 주기를 0.02 초로 하여 식(28)을 쌍선형변환한 H_∞ 제어기와 지연시간 T_{dl} 은 IBM-PC/AT로써 실현하였다. 연속계와 이산계를 연결하기 위해 12비트 A/D 및 D/A 변환기 (AXIOM-AX5411)를 사용하고 샘플링 주기는 하드웨어 인터럽트를 이용하였다. 원래는 실린더내에 분사된 연료가 연소하는데 필요로 하는 공기가 충분히 공급되지 않을 경우 연료펌프랙크의 이동량을 제한하지만, 여기서는 이런 제한을 두지않았다.

먼저 정상상태에서 기관의 회전속도가 편차없



(a) Rotational speed of the engine



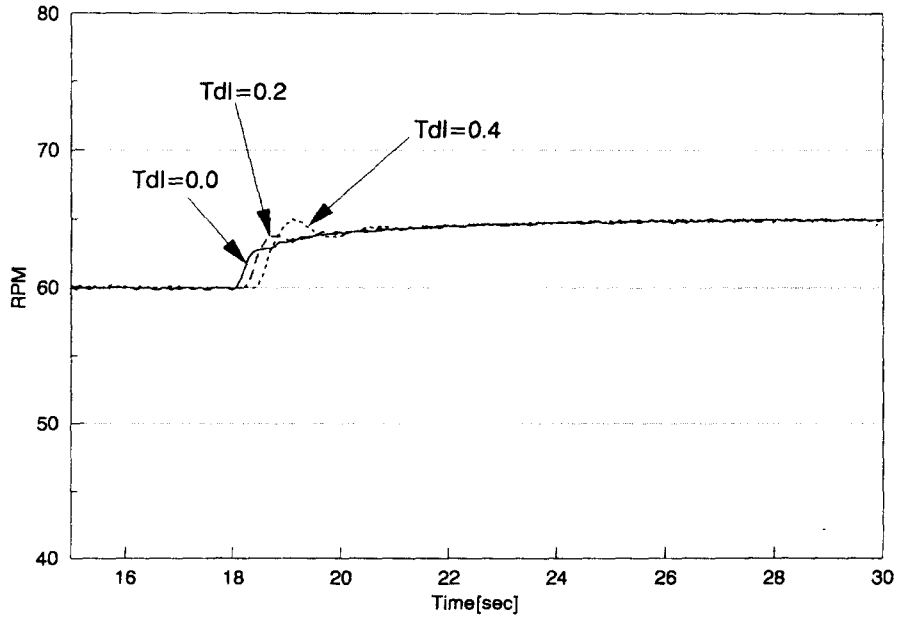
(b) Rack position of the fuel oil pump

Fig. 5 Step response at <case A>

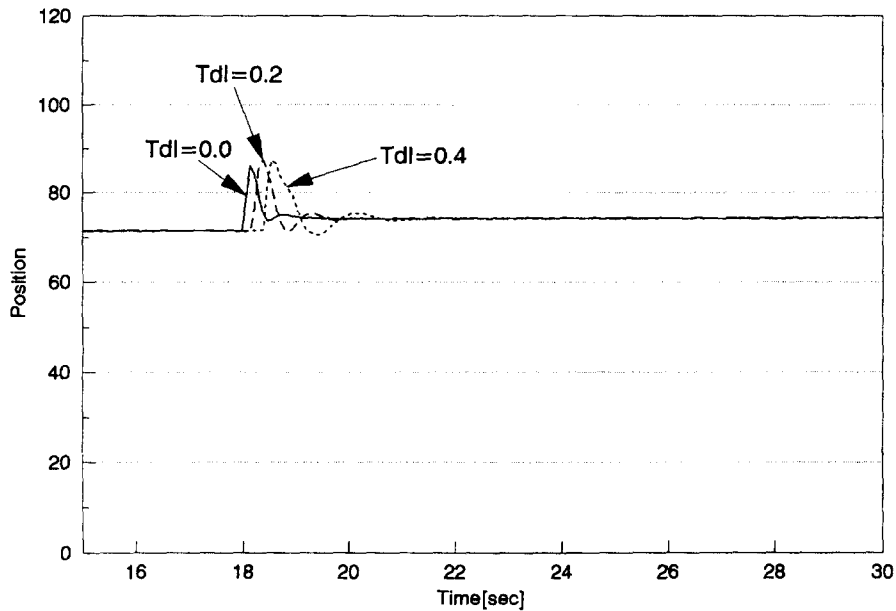
이 기준속도로 수렴하는가를 알아보기 위한 실험 결과로서, Fig. 5(a)는 <case A>에서 기준 회전 속도를 60rpm에서 55rpm으로 계단상으로 변경시켰을 때의 기관 회전속도이고 Fig. 5(b)는 H_{∞} 제

어기 출력을 연료펌프랙의 이동량으로 환산했을 때의 응답특성을 나타내고 있다. Fig. 6은 <case C>로 60rpm에서 65rpm으로, Fig. 7은 <case B>로 65rpm에서 55rpm으로 기준 회전

대형 저속 디젤기관의 속도제어를 위한 로바스트 서보 제어기 설계



(a) Rotational speed of the engine



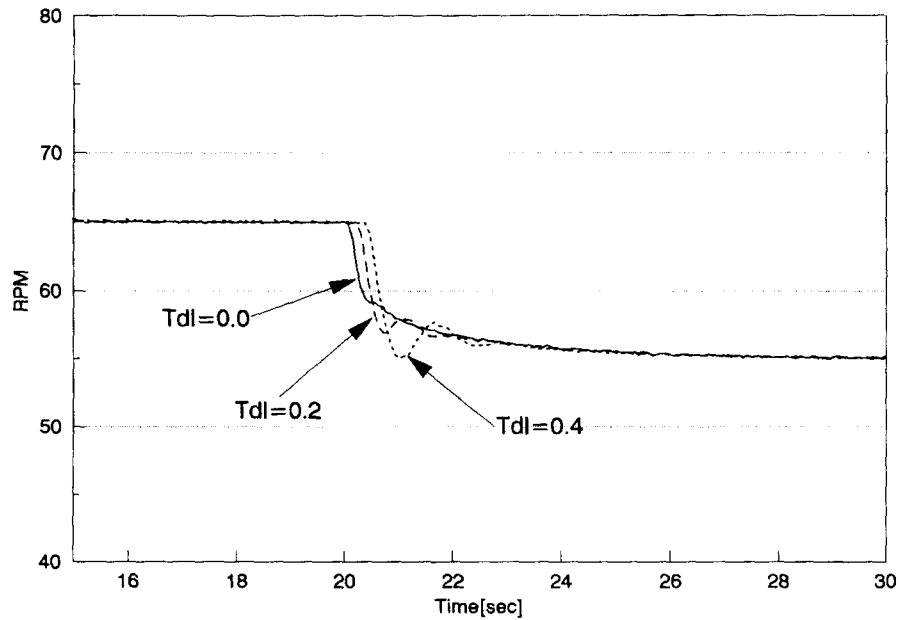
(b) Rack position of the fuel oil pump

Fig. 6 Step response at <case C>

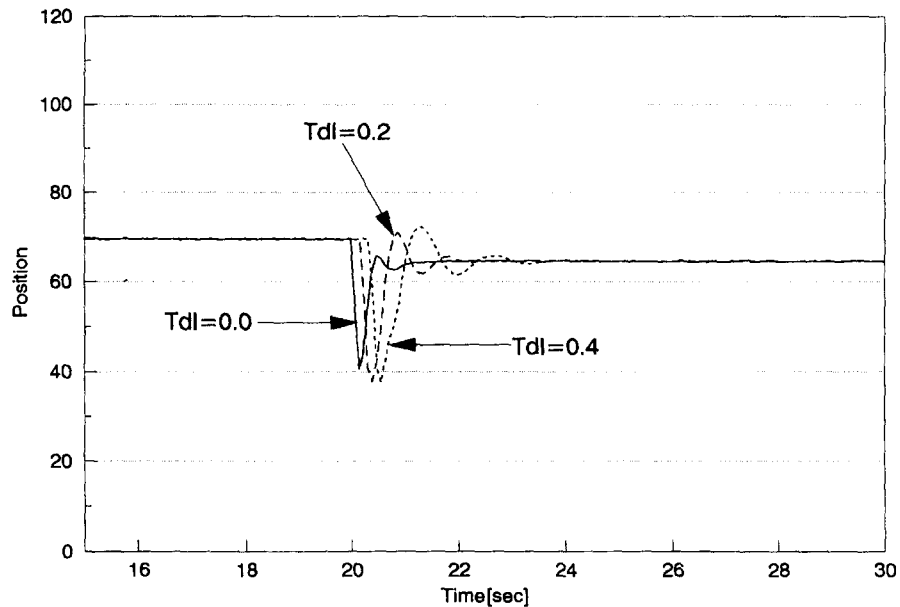
속도를 계단상으로 변경 시켰을 때의 기관 회전속도와 연료펌프래크의 응답특성을 보이고 있다. 지연시간이 커짐에 따라 기관의 속도변동이 약간 크게 되고 연료펌프래크의 움직임 또한 조금 거칠게

나타나는 경향을 보이고 있으나, 연료 분사계통의 지연시간 변동에도 불구하고 실험 결과는 모두 정상편차없이 기준 회전속도값으로 수렴하고 있다.

다음은 황천항해시 나타나는 공전(racing), 즉



(a) Rotational speed of the engine



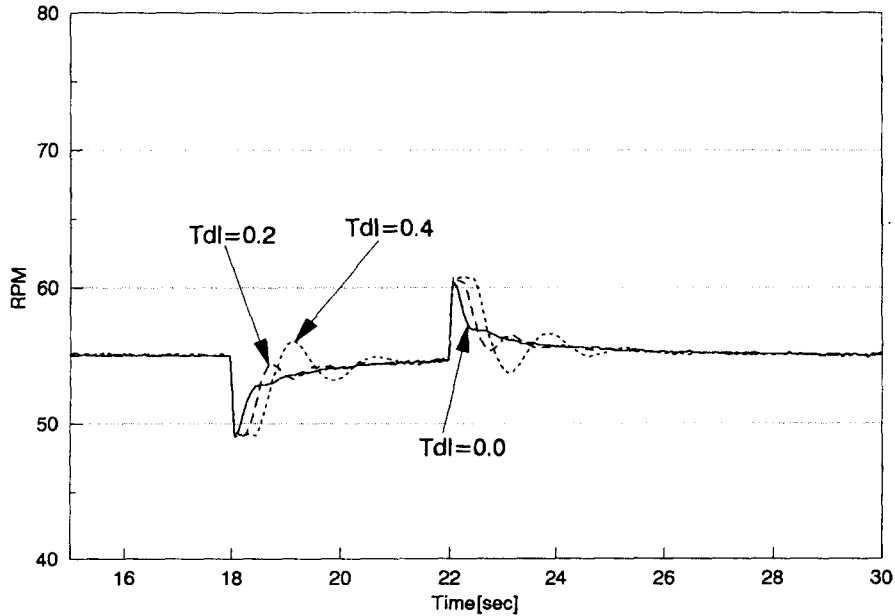
(b) Rack position of the fuel oil pump

Fig. 7 Step response at <case B>

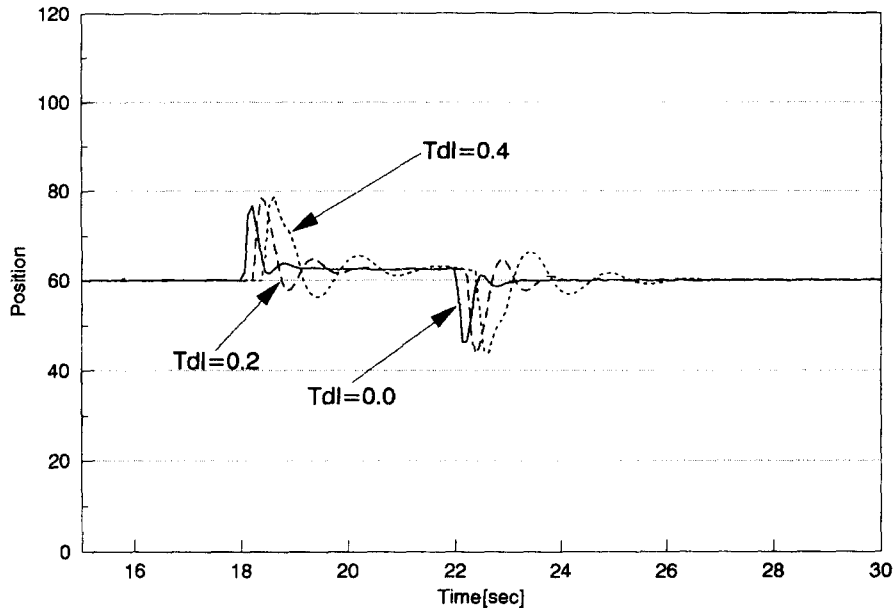
큰 파도에 의한 선박의 피칭으로 프로펠러가 수면 밖으로(in air) 나오거나, 나왔던 프로펠러가 수면하로(in water) 깊이 들어갈 때 생기는 급작스러운 관성모멘트 변화와 같은 외란에 대한 응답특성의

로서, 관성모멘트의 변동값은 Table 1의 값을 이용하였다. Fig. 8은 <case A>에서 55rpm으로 기관이 정상운전중 4 초 동안 순간적인 외란이 가해졌을 때의 기관 회전속도와 연료펌프랙크의 응답특

대형 저속 디젤기관의 속도제어를 위한 로바스트 서보 제어기 설계



(a) Rotational speed of the engine



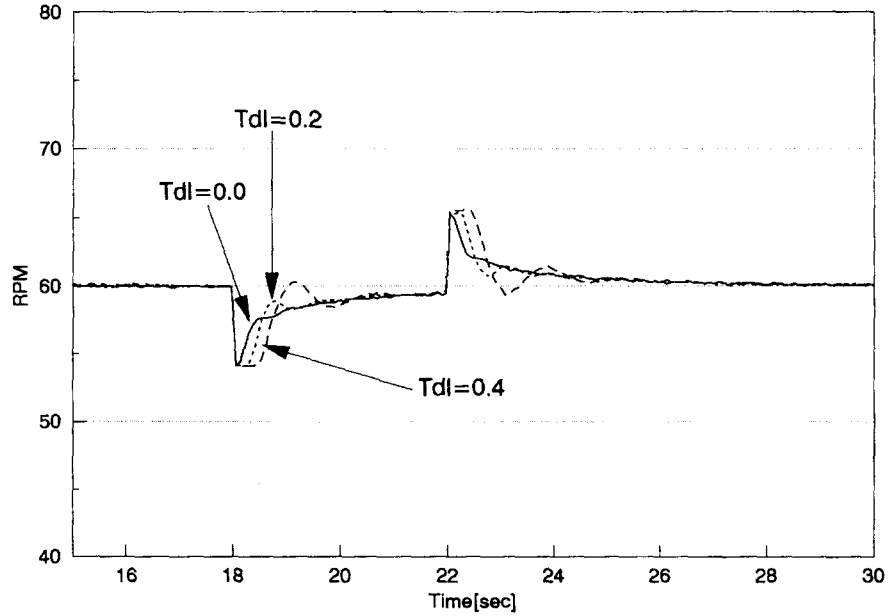
(b) Rack position of the fuel oil pump

Fig. 8 Transient response against a disturbance at <case A>

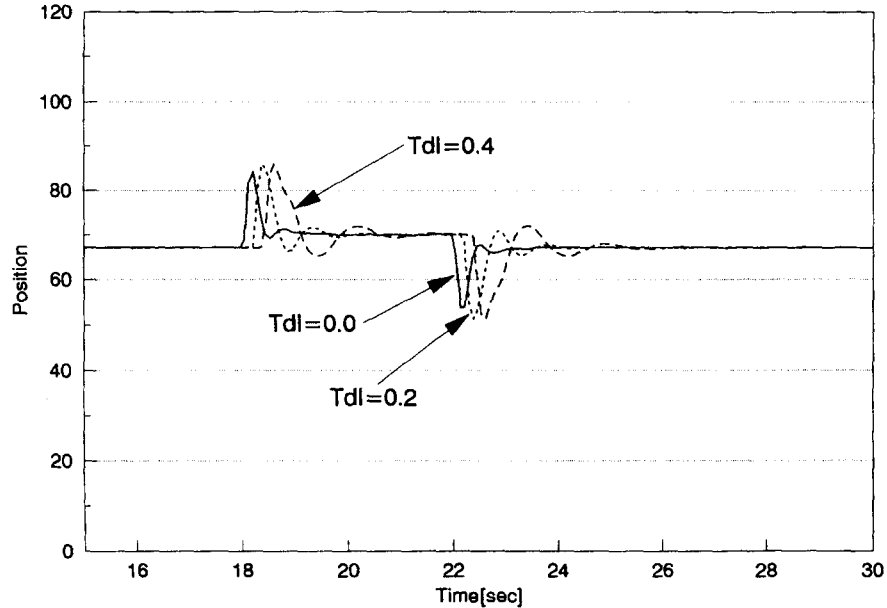
성이다. Fig. 9는 <case B>로서 기관이 60rpm으로 정상운전중, Fig. 10은 <case C>에서 기관이 65rpm으로 정상운전중 4 초 동안 순간적인 외란이 가해졌을 때의 기관 회전속도와 연료펌프래크

의 응답특성을 나타내고 있다.

Fig. 8~Fig. 10에서 보는 바와 같이 지연시간이 커짐에 따라 기관의 속도변동이 크게 되고 연료펌프래크의 움직임 또한 심하게 변동하고 있으나, 대



(a) Rotational speed of the engine



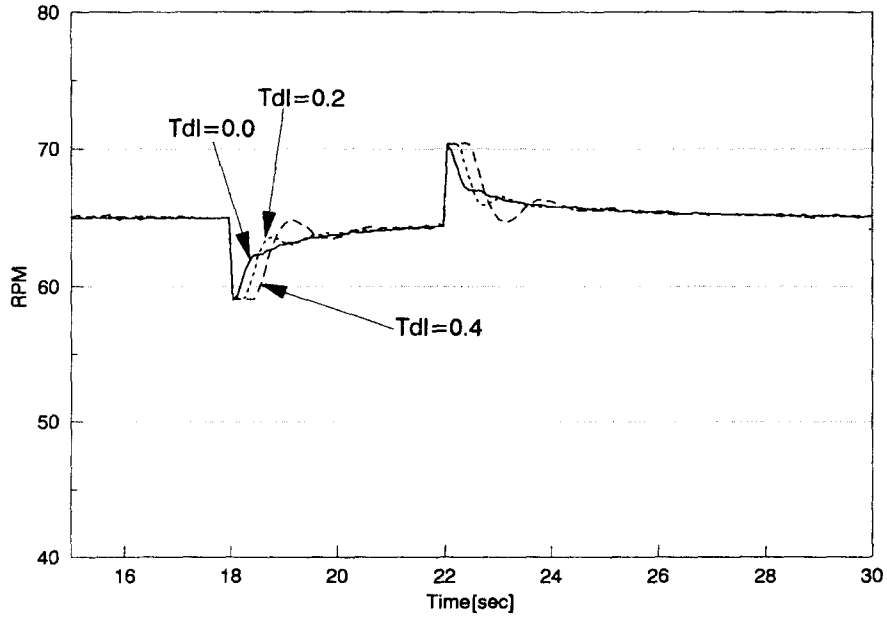
(b) Rack position of the fuel oil pump

Fig. 9 Transient response against a disturbance at <case B>

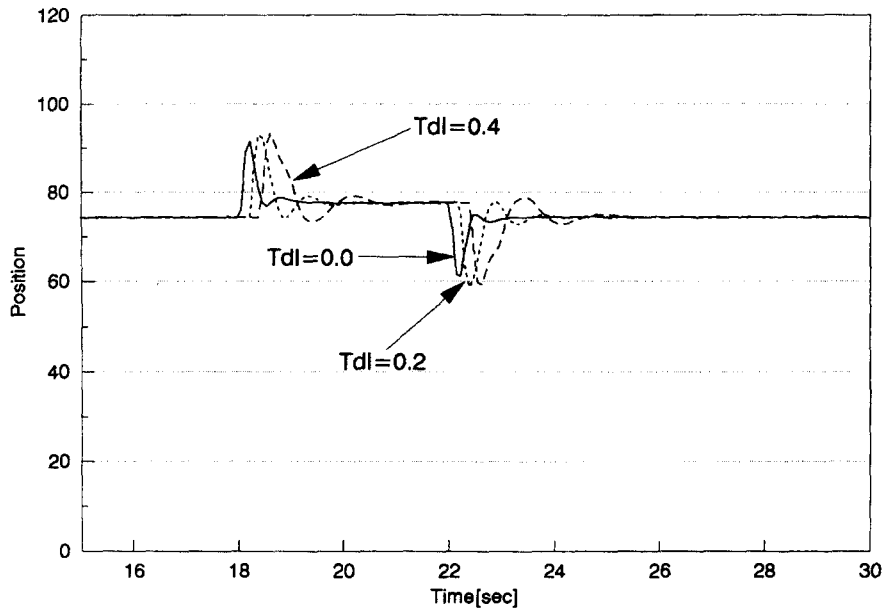
략 5초내에 기준 회전속도값으로 수렴하고 있음을 알 수 있다.

이상의 실험결과로부터 본연구에서 설계한 H_{∞} 제어기는 편차없는 양호한 정상상태 응답특성과

외란 및 기관 파라미터의 섭동에 대한 로바스트성을 보여줄 수 있다. H_{∞} 제어기의 제어성능을 비교하기 위해 PID제어기를 이용한 실험결과는 정등⁹⁾을 참조하기 바란다.



(a) Rotational speed of the engine



(b) Rack position of the fuel oil pump

Fig. 10 Transient response against a disturbance at < case C >

6. 결 론

본 연구에서는 지연시간을 비롯한 기관 파라미

터의 섭동에 따른 모델링 불확실성을 포함하는 대형 저속 디젤기관의 속도제어문제에 대하여, 제어기의 설계 초기 단계부터 모델링 불확실성을 고려할 수 있는 표준 H_{∞} 제어이론을 약간 수정한 H_{∞} 제

어문제를 적용하여 로바스트 서보 제어를 설계하였다. 그리고 위로부터 구한 제어를 파라미터 섭동과 외란이 가해지고 있는 기관에 적용하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) H_∞ 제어를 적용함으로써 종래의 제어기는 다루기 힘든 모델링 불확실성에 대처할 수 있었다.

(2) 제어기에 적분기를 하나 추가함으로써, 정상 상태에서 기관속도가 기준속도값을 정상편차없이 추종할 수 있게 되었다.

(3) 종래의 기계유압식 조속기로는 제어하기 힘든 저속대형 디젤기관의 속도제어가 가능함을 확인하였다.

참 고 문 헌

- 1) 韓國船舶機關學會 機關管理研究會, 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 1, 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) 유영호, 하주식, 1989, "저속 장행정 박용디젤기관

- 의 속도제어에 관한 연구", 韓國船舶機關學會誌, 第13卷, 第3號, pp. 212~222.
- 7) 양주호, 김창화, 정병건, 정해중, 1992, "자기동조에 의한 선박용 디젤엔진 제어에 관한 연구", 한국어업기술학회지, 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) 정병건, 최교호, 김창화, 양주호, 1993, "대형저속디젤기관의 속도제어를 위한 H_∞ 제어기 설계", 大韓機械學會 '93年度 秋季學術大會論文集(1), pp. 292~295.
- 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", 日本船舶機關學會誌, 第24卷, 第6號, pp. 165~176.
- 11) 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.
- 12) 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.
- 13) Davison, E. J. and Goldenburg, A., 1975, "Robust Control of General Servomechanism Problem", Automatica, Vol. 11, pp. 461~471.
- 14) Mita, T., Liu, K. Z. and Kuriyama, K., 1993, " H_∞ Control with Weighting Functions having $j\omega$ poles", SICE, Vol. 29, No. 11, pp. 1320~1329.