

수중운동체용 디젤엔진의 속도제어를 위한 견실제어기 설계

정찬희*, 한명철**, 하인철***, 양승윤*, 정희석*, 김성용*

Robust Controller Design for the Speed Control of Underwater Vehicle Diesel Engine

Chan Hee Jung*, Myung Chul Han**, In Chul Ha***, Seung Yoon Yang*,
Hee Suk Chung*, and Sung Yong Kim*

ABSTRACT

In this paper, the robust controller design is performed for the speed control of the underwater vehicle diesel engine. Nonlinear model equations are acquired through the mathematical modeling using mean torque production model technique. It is very difficult to design the robust controller because those are high nonlinear and not expressed in terms of the matched uncertainty. Therefore those are converted into the separable model into the linear nominal system and the nonlinear uncertainty term.

Key Words : Diesel engine (디젤엔진), Mean torque production model (평균회전력 발생 모델), Robust controller (견실제어기), Matched uncertainty (일치 불확실성)

1. 서론

수중 운동체용 디젤엔진은 수중 운동체의 임부 특성상 특별한 경우를 제외하고는 축전지를 충전시키는 용도로만 사용되기 때문에, 운전 중에 어떠한 외란이 작용하더라도 엔진의 속도를 일정하게 유지시켜 주는 적절한 제어기가 요구된다.

지금까지 디젤엔진의 모델링 및 제어에 관한 연구는 주로 자동차용 또는 선박용에 관한 내용이었으며, 본 논문에 인용된 참고문헌들을 요약하면 다음과 같다.

Jensen 등⁽¹⁾은 평균값 모델을 이용한 디젤엔진 모델링 방법을 제시하였으며, Tsai 등⁽²⁾은 디젤엔진 제

어 해석을 위해 조속기, 터보 과급기, 연소과정, 엔진 등이 포함된 준선형 동적모델을 제시하였다. Tuken 등⁽³⁾은 디젤엔진에 대한 간단한 모델식을 개발하고 극배치 기법을 이용하여 제어기를 설계하였으며, 피드포워드 외란에 대한 응답특성을 개선하기 위해 Smith 예측기⁽⁴⁾를 이용하였다. Kao 등⁽⁵⁾은 평균회전력 발생모델(Mean torque production model)과 실린더별 모델(Cylinder by cylinder model) 기법을 이용하여 디젤엔진 제어, 상태추정(State estimation), 그리고 모델 기반 진단(Model based diagnostics) 등을 위한 비선형 엔진 모델식을 제시하고, 슬라이딩 모드 제어기를 이용하여 시뮬레이션을 수행하였다. Woodward 등⁽⁶⁾은 선박의 추진계통 성능해석을 위해 디젤엔진의 과도특성을 모델링

* 국방과학연구소

** 부산대학교 지능기계공학과

*** 부산대학교 지능기계공학과 대학원

하였으며, Kyratos 등⁽⁶⁾은 마이크로 컴퓨터를 기반으로 선박 추진시스템의 모니터링 및 제어를 위한 디젤엔진 시뮬레이터를 개발하였다.

본 연구에서는 Kao 등⁽⁵⁾이 제시한 비선형 엔진 모델식을 이용하여 연료의 질량유량을 제어입력으로 하고, 디젤엔진의 속도를 시스템 출력으로 하는 단일 입-출력 시스템에 대한 건설제어기를 설계하고자 하였다. 그런데, 정립된 모델식은 비선형성이 매우 강하고 복잡하기 때문에 건설제어기 설계에 적합한 형태인 선형 공칭시스템(Linear nominal system)과 비선형 불확실성 항(Nonlinear uncertainty term)으로 분리될 수 있는 모델로 변형하여⁽⁸⁾⁽⁹⁾ 건설제어기를 설계하였다.

2. 디젤엔진의 수학적 모델링

2.1 개요

평균회전력 발생모델 기법은 각 부모델(Submodel)들에 있어서 압력, 온도, 질량유량의 평균값을 가정하며, 부모델의 방정식에 있는 파라미터 상수를 찾기 위해서는 정상상태 또는 과도상태 성능 데이터가 사용될 수 있다. 평균회전력 발생모델은 여러 개의 경험적인 대수방정식과 1차미분방정식으로 구성되며, 간단하고 계산 시간이 짧으므로 실시간 시뮬레이션이 가능하다는 장점 때문에 널리 이용되고 있다.^{(1)(3), (5)-(7)}

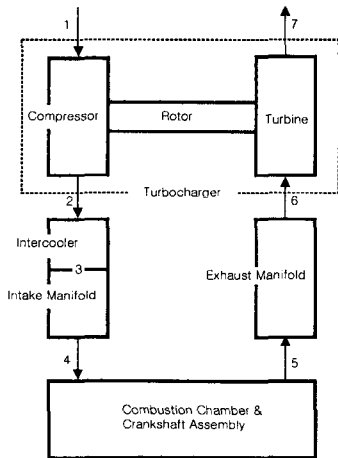


Fig. 1 Schematic diagram of diesel engine

2.2 압축기 모델

Fig. 1에 나타난 바와 같이 터보과급기(Turbocharger)는 압축기(Compressor), 로터(Rotor), 터빈(Turbine) 등으로 구성되어 있으며, 배기가스 압력에 의해 발생된 터빈의 회전력이 로터를 통하여 연결된 압축기를 회전시킴으로써 엔진에 흡입되는 공기의 밀도를 높여 엔진의 출력을 증대시키는 장치이다. 압축기 출구온도와 압축기를 구동하기 위해서 요구되는 회전력은 엔탈피 효율관계로부터 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$T_2 = T_1 \left[1 + \frac{1}{\eta_c} \left\{ \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right\} \right] \quad (1)$$

$$T_c = \frac{30 \dot{m}_c C_{pa} T_1}{\pi N_{tc} \eta_c} \left\{ \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right\} \quad (2)$$

여기서 T_1 : 압축기 입구온도, T_2 : 압축기 출구온도, η_c : 압축기 효율, γ : 비열비, \dot{m}_c : 공기의 질량유량, C_{pa} : 공기의 비열, N_{tc} : 로터의 회전속도, p_1 : 압축기 입구압력, 그리고 p_2 : 압축기 출구압력이다.

2.3 중간냉각기 모델

중간냉각기는 과급된 흡입공기가 온도상승으로 인하여 밀도가 낮아지는 것을 방지하기 위한 냉각 장치로서 일종의 열교환장치로 간주할 수 있으며, 중간냉각기를 통한 압력강하는 질량유량의 함수로 가정하여 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\Delta p = K \frac{\dot{m}_c^2}{\rho_3} \quad (3)$$

여기서 K : 마찰계수, \dot{m}_c : 공기의 질량유량, 그리고 ρ_3 : 중간냉각기 내의 공기밀도이다. 중간냉각기의 입구와 출구에서 공기의 질량유량은 같다고 가정하였으며, 중간냉각기의 출구온도와 중간냉각기 입구압력은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_3 = T_2(1 - \epsilon) + \epsilon T_w \quad (4)$$

$$p_2 = p_4 + \Delta p \quad (5)$$

여기서 T_2 : 중간냉각기 입구온도, ϵ : 중간냉각기 효율, T_w : 냉각제의 온도, 그리고 p_4 : 중간냉각기 출구압력이다.

2.4 흡기 다기관 모델

실린더에 유입되는 공기의 질량유량은 밸브의 개방 기간에 걸친 평균질량이며, 정상상태 체적효율에 기초하여 다음과 같은 식으로 계산할 수 있다.

$$\dot{m}_4 = \frac{\eta_v V_d p_4 N_e}{120 R T_4} \quad (6)$$

여기서 η_v : 체적효율, V_d : 행정체적, p_4 : 흡기 다기관 입구압력, N_e : 엔진의 속도, R : 가스상수, 그리고 T_4 : 흡기 다기관의 온도이다. 흡기 다기관은 준정적 방법을 사용하면 체적이 없는 것으로 간주되지만, 채움과 비움(Filling and emptying) 방법⁽⁶⁾을 사용함으로써 압축성 유동으로부터 과도상태의 다기관 압력을 좀 더 정확하게 예측할 수 있다. 흡기 다기관 모델에서는 외형적인 온도 변화가 작기 때문에 열전달 효과를 무시하였으며, 이상기체 법칙과 열역학 제1법칙을 이용하여 다음과 같이 흡기 다기관 압력에 관한 1차미분방정식을 유도할 수 있다.

$$\dot{p}_{im} = \dot{m}_4 \frac{R T_4}{V_{im}} - \frac{\eta_v V_d N_e}{120 V_{im}} p_{im} \quad (7)$$

여기서 V_{im} : 흡기 다기관 체적이다.

2.5 연소실 및 크랭크 축 모델

도시효율(Indicated efficiency)은 엔진속도와 당량비의 함수로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\eta_i = (a_1 + a_2 N_e + a_3 N_e^2)(1 - k_1 \Phi^{k_2}) \quad (8)$$

$$\Phi = \frac{F/A}{f_s}, F/A = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} \quad (9)$$

여기서 Φ : 연료-공기 당량비, F/A : 실제의 연료-공기비, f_s : 이론적인 연료-공기비, \dot{m}_f : 연료의 질량유량, \dot{m}_a : 공기의 질량유량, 그리고 $a_1 \sim a_3$, k_1 , k_2 는 실험에 의해 구해지는 상수이다. 도시평균회전력, 마찰평균유효압력, 마찰력, 그리고 엔진속도에 관한 1차미분방정식은 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$T_i = m_f Q_L \eta_i \quad (10)$$

$$f_m = C_1 + \frac{48 N_e}{1000} + 0.4 S_p^2 \quad (11)$$

$$T_f = \frac{1000 f_m V_d}{6.28 N_r} \quad (12)$$

$$\dot{N}_e = \frac{30\{T_i(t-\tau) - T_f - T_l\}}{\pi I_e} \quad (13)$$

여기서 m_f : 분사된 연료량, Q_L : 연료의 저위발열량, C_1 : 실험에 의해 결정되는 계수, S_p : 평균 피스톤 속도, N_r : 동력 행정당 크랭크축의 회전수, T_l : 부하회전력, I_e : 크랭크축의 관성모멘트, 그리고 τ : 연료분사에서 회전력 발생까지의 시간 지연이다.

2.6 배기 다기관 모델

배기 다기관에서 가스의 질량유량은 시간지연이 고려된 연료의 질량유량과 공기의 질량유량과의 합으로 다음과 같이 가정할 수 있다.

$$\dot{m}_{ex} = \dot{m}_f(t - \tau_1) + \dot{m}_a(t - \tau_2) \quad (14)$$

여기서 τ_1 : 연료분사에서 배기밸브 열림까지의 시간지연, τ_2 : 흡기밸브 닫힘에서 배기밸브 열림까지의 시간지연이다. 엔진의 온도상승은 흡기 다기관과 배기 다기관 사이의 온도차이며, 이는 공연비와 엔진속도의 함수이다. 배기 다기관의 압력은 배기 다기관 입구압력과 온도, 엔진 온도상승, 질량유량의 함수로 경험적으로 결정되며, 터빈 입구압력으로 사용된다. 배기 다기관 온도는 시간지연을

갖는 흡기 다기관 온도와 동적 엔진 온도상승의 합으로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$T_5 = T_4(t - \tau_3) + \Delta T_{E, dyn} \quad (15)$$

$$\Delta T_{E, dyn} = \Delta T_E - \Delta T_M e^{-t/\tau_{em}} \quad (16)$$

여기서 T_4 : 흡기 다기관 온도, $\Delta T_{E, dyn}$: 동적 엔진 온도상승, ΔT_E : 엔진 온도상승, ΔT_M : 과도 크기 상계(Transient Magnitude Offset), τ_3 : 흡기 밸브 닫힘에서 배기밸브 열림까지의 시간지연, 그리고 τ_{em} : 배기 다기관 시정수이다.

열전달을 갖는 배기 다기관에 대해 채움과 비움 방법을 이용하여 배기 다기관 압력에 관한 1차미분 방정식을 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{p}_6 = \frac{\gamma_e R_e}{V_{em}} \left(\frac{-\dot{Q}}{C_{pe}} + \dot{m}_5 T_5 - \dot{m}_6 T_6 \right) \quad (17)$$

$$\dot{Q} = h_c A (T_6 - T_w) \quad (18)$$

$$\dot{T}_w = \frac{\dot{Q}}{m_w C_{pw}} \quad (19)$$

여기서 γ_e : 배기가스의 비열비, R_e : 배기가스 상수, V_{em} : 배기 다기관의 체적, \dot{Q} : 배기 다기관의 열전달율, C_{pe} : 배기가스의 비열, h_c : 열전달 계수, A : 열전달 면적, T_w : 배기 다기관 벽의 온도, m_w : 배기 다기관 벽의 질량, 그리고 C_{pw} : 배기 다기관 벽의 비열이다. 배기 다기관 온도는 이상기체 법칙을 이용하여 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$T_6 = \frac{p_6 V_{em}}{m_{em} R_e} \quad (20)$$

$$m_{em} = \int (\dot{m}_5 - \dot{m}_6) dt \quad (21)$$

여기서 m_{em} : 배기 다기관 내의 가스 질량, \dot{m}_5 : 배기 다기관 입구의 가스 질량유량, 그리고 \dot{m}_6 :

배기 다기관 출구의 가스 질량유량이다.

2.7 터빈 및 로터 모델

터빈은 압축기와 유사하게 모델링할 수 있으며, 배기가스에 의해 발생하는 터빈 회전력과 로터의 회전 동역학 모델로부터 로터의 회전 속도에 대한 1차미분방정식은 다음과 같이 계산될 수 있다.

$$T_t = \frac{30 \dot{m}_6 C_{pe} T_6 \eta_t}{\pi N_{tc}} \left\{ 1 - \left(\frac{p_7}{p_6} \right)^{\frac{\gamma_c - 1}{\gamma_c}} \right\} \quad (22)$$

$$\dot{N}_{tc} = \frac{30(T_t - T_c)}{\pi I_{tc}} \quad (23)$$

여기서 η_t : 터빈의 효율, p_7 : 터빈의 출구압력, 그리고 I_{tc} : 로터의 관성모멘트이다.

3. 건설제어기 설계

3.1 일치 불확실성을 고려한 건설제어

비선형성이 매우 강하고 복잡한 비선형 방정식들은 건설제어기를 설계하는데 많은 어려움이 따르므로 제어기 설계에 적합한 형태인 선형 공칭시스템과 비선형 불확실성으로 분리될 수 있는 모델로 변형하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.⁽⁸⁾⁽⁹⁾

$$\dot{x} = Ax + Bu + e_m(x, u, v, t) \quad (24)$$

$$e_m(\cdot) = \Delta Ax + \Delta B u + C v \quad (25)$$

여기서 x : 상태변수, u : 제어입력, v : 불확실한 파라미터, A, B : 선형화를 통해서 얻는 상수행렬, 그리고 $\Delta A, \Delta B$: A, B 의 불확실성을 나타내며, v 는 측정 가능하고, 비선형 불확실항 $e_m(\cdot)$ 은 연속함수로 가정한다. 식(24), (25)에 대해 건설 안정화 제어입력 u 가 존재하기 위해서 다음과 같은 조건을 만족하여야 한다.

[조건 1] A, B 가 안정화 가능하다.

$$\Leftrightarrow \bar{A} = A + BK \text{가 안정하기 위한 이득행렬 } K \text{가 존재한다.}$$

[조건 2] $e_m(\cdot)$ 가 B 의 범위 공간 내에 놓여 있다.

⇔ 모든 $x(t), u(t), \sigma(t), t$ 에 대하여 $e_m(\cdot) = B \hat{e}_m(\cdot)$ 을 만족하는 $\hat{e}_m(\cdot)$ 이 존재한다.

[조건 3] $e_m(\cdot)$ 은 경계치를 갖는다.

⇔ 모든 $x(t), \sigma(t), t$ 에 대하여 $\|\hat{e}(x, u, \sigma, t)\| \leq \rho(x, \beta, t)$ 을 만족하는 미지의 상수벡터 β 가 존재한다.

식(25)가 [조건 2]에 부합하도록 바꿔 쓰면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} e_m &= B \hat{e}_m \\ \hat{e}_m &= Dx + Eu + Fv \end{aligned} \quad (26)$$

식(25), (26)에서 $\Delta A = BD$, $\Delta B = BE$, 그리고 $C = BF$ 이며, \hat{e}_m 에 대한 경계치는 다음과 같다.

$$-1 < \lambda \cong \min \lambda_m \left\{ \frac{1}{2} [E^T + E] \right\} \quad (27)$$

여기서 $\min \lambda_m \{ \cdot \}$ 은 $\{ \cdot \}$ 의 고유값들 중에서 최소값을 나타낸다. [조건 3]에서 경계함수 $\rho(\cdot)$ 는 다음과 같이 주어진다.

$$\rho(x, \beta, t) = \beta_1 \|x\| + \beta_2 \quad (28)$$

$$\beta_1 = (1 + \lambda)^{-1} [\max \|D\| + \max \|EK\|] \quad (29)$$

$$\beta_2 = (1 + \lambda)^{-1} \max \|Fv\| \quad (30)$$

상수 벡터 β 는 물리적으로 불확실성의 경계치로 해석될 수 있으며, 견실 안정화 제어입력 u 는 다음과 같은 식으로 주어진다.

$$u = Kx + p(x, \beta, t) \quad (31)$$

여기서 $p(\cdot)$ 는 견실 항(Robust term)으로서 다음과 같이 표현된다.

$$p(x, \beta, t) = - \frac{\mu(x, \beta, t)}{\|\mu(x, \beta, t)\|} \rho(x, \beta, t) \quad \text{if } \|\mu(x, \beta, t)\| > \varepsilon \quad (32)$$

$$p(x, \beta, t) = - \frac{\mu(x, \beta, t)}{\varepsilon} \rho(x, \beta, t) \quad \text{if } \|\mu(x, \beta, t)\| \leq \varepsilon \quad (33)$$

여기서 ε 는 설계자에 의해서 정해지는 0보다 큰 스칼라 양이며, 다음과 같은 식을 만족한다.

$$\mu(x, \beta, t) \cong 2B^T P x \rho(x, \beta, t) \quad (34)$$

여기서 양(Positive)의 행렬 P 는 양의 행렬 Q 에 대하여 다음과 같은 Lyapunov 방정식의 해이다.

$$\overline{A}^T P + P \overline{A} + Q = 0 \quad (35)$$

3.2 모델식의 근사화

유도한 선형 모델식에 MTU 8V-396 엔진의 파라미터 값들을 대입하여 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

$$A = \begin{bmatrix} -0.80 & 0.51 \times 10^{-2} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2.15 & -1.77 \times 10^5 & 9.47 \times 10^{-6} & 0 \\ -1.04 & 2.37 \times 10^{-6} & -12.24 & 0 & 0 \\ 0 & -1.39 \times 10^3 & 13.21 & -0.25 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 3.63 \times 10^{-5} & -1.02 \end{bmatrix}$$

$$B = [2.12 \times 10^5 \quad 0 \quad 0 \quad 3.51 \quad 0]^T$$

$$C = [-1.93 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T$$

그런데 앞에서 얻은 5차의 선형 모델식은 일반적으로 [조건 2]를 만족하는 일치 불확실성(Matched uncertainty)의 형태를 갖추지 못하여 제어기 설계에 많은 어려움이 따르므로, 일치 불확실성의 형태를 갖는 단순화된 모델식을 유도하여 견실제어기 설계에 적용하고자 하였다.

PI제어기를 이용한 시뮬레이션 결과를 이용하여, 엔진속도와 당량비의 비선형 관계로 표현되어 있는 도시효율에 관한 식(8)과 마찰 회전력에 관한 식(12)은 연료의 질량유량과 엔진속도에 관한 단순화된 대수방정식으로 근사화 시킬 수 있었다.

$$\eta_i = b_1 \dot{m}_f + b_2 \quad (36)$$

$$T_f = c_1 N_e + c_2 \quad (37)$$

식(36), (37)을 식(13)에 대입하여 정리하면, 엔진 속도에 관한 단순화된 1차미분방정식은 다음과 같다.

$$\dot{N}_e = d_1 N_e + d_2 \dot{m}_f + d_3 T_f \quad (38)$$

여기서 $d_1 = -1.04$, $d_2 = 2.17 \times 10^5$, 그리고 $d_3 = -1.93$ 이다.

3.3 건설제어기 설계

건설제어기를 설계하기 위하여 식(38)을 식(24)의 형태로 나타내면 다음과 같으며,

$$\dot{x} = ax + bu + (\Delta ax + \Delta bu + cv) \quad (39)$$

여기서, x : 엔진속도, u : 연료의 질량유량,
 v : 부하회전력, $a = -1.04$, $b = 2.17 \times 10^5$,
 $c = -1.93$, 그리고 Δa , Δb : a , b 의 불확실성이다. 추종제어를 위해 식(39)을 다음과 같이 추종오차에 관한 식으로 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{e} = & ae + bu + \{(a + \Delta a)x_d \\ & + \Delta ae + \Delta bu + cv\} \end{aligned} \quad (40)$$

여기서 x_d : 요구속도, e : 추종오차이며, $\{\cdot\}$ 은 불확실성 항으로서 [조건 2]를 만족하도록 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} e_m = & b \hat{e}_m \\ \hat{e}_m = & (d + f)x_d + fe + gu + hv \end{aligned} \quad (41)$$

여기서 $d = -4.79 \times 10^{-6}$, $f = 4.61 \times 10^{-6} \Delta a$,
 $g = 4.61 \times 10^{-6} \Delta b$, $h = -8.89 \times 10^{-6}$ 이다. 추종제어를 위한 건설제어는 다음과 같이 제안된다.

$$u = ke + p(e, t) \quad (42)$$

여기서 $p(e, t)$: 건설제어 항이다.

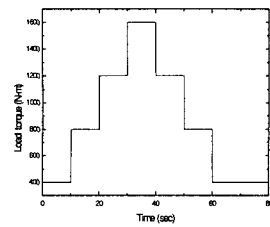
식(41)에서 \hat{e}_m 에 대한 경계치는 다음과 같으며,
 $-1 < \lambda \cong 4.61 \times 10^{-6} \Delta b$ (43)

경계함수와 건설제어 항은 식(28)~식(35)을 이용하여 구할 수 있으며, 이상의 설계 과정을 통하여 $k = 1 \times 10^{-6}$, $\epsilon = 1.42 \times 10^5$ 의 값을 얻었다.

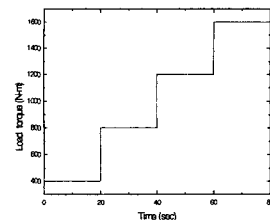
4. 시뮬레이션

4.1 개요

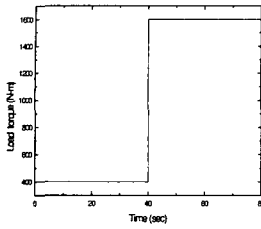
디젤엔진의 속도 범위는 운용 특성상 최소 1,500 rpm에서 최대 2,000rpm까지로 사용 영역이 제한되어 있으므로 디젤엔진의 요구속도를 1,800rpm, 엔진속도의 초기값을 1,500rpm으로 설정하였으며, 외란으로 작용하는 발전기의 부하회전력은 Fig. 2에 나타난 바와 같이 최소 부하회전력과 최대 부하회전력까지의 범위 내에서 작용하는 3가지 형태의 계단함수를 적용하였다. 건설제어기의 불확실성은 공칭값(Nominal value)의 20%로 설정하였으며, 발전기의 부하회전력의 변화에 따른 엔진의 속도 변화를 살펴보기 위해 80초간 시뮬레이션을 수행하여, PI제어기를 이용한 시뮬레이션 결과와 비교하였다.



(a) Type I

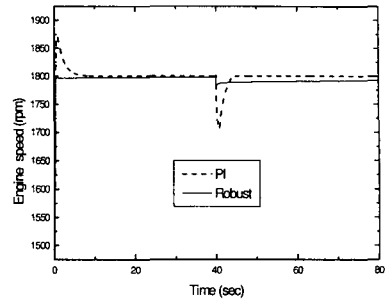


(b) Type II



(c) Type III

Fig. 2 Load torque diagrams of generator



(c) Type III

Fig. 3 Engine speed diagrams

4.2 시뮬레이션 결과 및 고찰

PI 제어기와 견실제어기를 이용한 시뮬레이션 결과가 Fig. 3에 나타나있으며, 견실제어기를 이용한 결과에는 정상상태 오차가 존재하지만, 오차는 설정값의 약 1% 정도로 작고, 과도구간에서는 PI 제어기를 이용한 결과에 비해 응답특성이 우수함을 확인할 수 있었다.

5. 결론

본 연구에서는 수중 운동체용 디젤엔진의 속도 제어를 위한 견실제어기 설계를 통하여 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다.

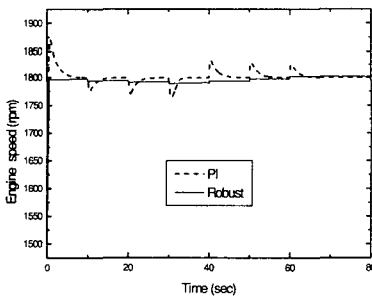
첫째, 수학적 모델링을 통하여 정립된 비선형 방정식을 선형 공칭시스템과 비선형 불확실성 항으로 분리될 수 있는 모델로 변형하고 일치 불확실성의 형태를 갖도록 단순화하여 견실제어기를 설계하였다.

둘째, 견실제어기를 이용한 시뮬레이션 결과는 발전기의 부하회전력이 증감함에 따라 정상상태 오차가 증감하는 경향이 있으나, 오차의 최대치가 설정값의 1% 정도로 작을 뿐만 아니라, 특히 과도 구간에서의 응답특성이 우수함을 나타내었다.

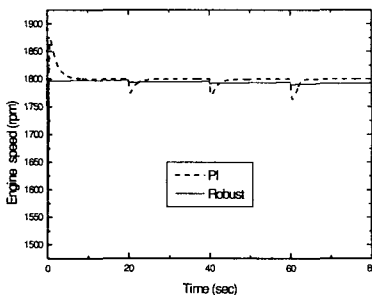
셋째, 설계된 견실제어기는 성능이 우수하므로 수중 운동체의 다른 부분의 동적 성능 시뮬레이션에도 활용될 수 있을 것으로 기대되고, 향후 불일치 불확실성(Mismatched uncertainty)의 형태를 갖는 모델에 적용할 수 있는 견실제어기 또는 적응견실제어기 설계 기법을 이용한 연구가 추가적으로 필요할 것으로 판단되며, 실제 시스템에 적용한 실험을 통하여 설계한 견실제어기의 성능을 확인할 수 있을 것이다.

참고문헌

1. J. P. Jensen, et al, "Mean Value Modeling of a Small Turbocharged Diesel Engine," SAE paper No.910070, pp.1-13, 1991.
2. S. C. Tsai, et al, "Dynamic Turbocharged Diesel



(a) Type I



(b) Type II

- Engine Model for Control System Development," SAE paper No.860455, pp.1-6, 1986.
3. T. Turken, et al, "Modeling, Identification, and Torque Control of a Diesel Engine for Transient Test Cycle," SAE paper No.900235, pp.30-49, 1990.
 4. J. E. Mashall, "Control of Time-delay Systems," Peter Peregrinus Ltd., New York, 1979.
 5. M. Kao, et al, "Turbocharged Diesel Engine Modeling for Nonlinear Engine Control and State Estimation," Trans. of the ASME J. of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol.117, pp.20-30, 1995.
 6. J. B. Woodward, et al, "Modeling of Diesel Engine Transient Behavior in Propulsion Analysis," SNAME Trans, Vol.92, pp.33-49, 1984.
 7. N. P. Kyratos, "A Microcomputer Based Diesel Engine Simulator for Advanced Ship Propulsion Monitoring and Control Systems," Naval Engineers J., pp.66-72, 1989.
 8. Y. H. Chen, "Modified Adaptive Robust Control System Design," Int. J. Control, Vol.49, No.6, pp.1869-1882, 1989.
 9. Y. H. Chen, "Robust Control System Design : Non-adaptive versus Adaptive," Int. J. Control, Vol.51, No.6, pp.1457-1477, 1990.