

비선형 슬라이딩 모드 제어기 및 관측기를 이용한 엔진 공회전 제어

Engine Idle Speed Control Using Nonlinear Sliding Mode Controller and Observer

오 소 렷, 최 재 원, 김 종 식
(So Ryeok Oh, Jae Weon Choi, and Jong Shik Kim)

Abstract : In this paper, an integrated nonlinear sliding mode observer and controller has been designed in order to control of an automotive engine idle speed. The primary objective of the engine idle speed control is to maintain the desired engine idle speed despite of various torque disturbances via estimating air mass flow at the location of the injector in intake manifold by using a sliding mode observer. Simulation results show that the case where both throttle angle and ignition time are used as control inputs outperforms the case where just only throttle angle is used as a control input.

Keywords : idle speed control, sliding mode controller, sliding mode observer

I. 서론

엔진의 공회전 속도 제어(idle speed control)는 자동차 산업에서 중요한 관심분야의 하나로서, 대도시와 같이 교통량이 많아서 차량정체가 심하고 교통신호로 인한 대기시간이 증가하는 오늘날에는 이와같은 공회전 제어 문제는 더욱 중요하게 대두되고 있다.

현재 생산되는 대부분의 차량에 장착되어 있는 전자식 엔진제어 시스템은 운전시에 접할 수 있는 다양한 운전 상황에 대하여 방대한 양의 입·출력 관계를 맵(map)화한 일종의 정적 제어기이다. 이러한 제어기가 높은 제어 성능을 가지기 위해서는 장착된 각종 센서의 측정치가 우선 정확해야 한다. 그러나 공기유량 센서는 제한된 측정 시정수와 시간지연 오차를 가지므로 엔진이 급속하게 변화하는 과도상태에서는 측정치의 정확성이 현저히 떨어진다. 이러한 이유들로 인해 전자식 엔진제어 시스템은 정상상태에 대해서는 양호한 성능을 발휘하지만 과도상태에서는 제어성이 떨어지는 단점을 가지고 있다. 따라서 보다 정밀한 엔진 제어를 위해서는 관측기를 통하여 흡기다기관내의 압력을 추정할 필요가 있다.

본 논문에서는, 시스템에 주어지는 외란 및 모델링 오차에 대해 강인한 특성을 가질 뿐만 아니라 추정 정밀도도 양호한 관측기로서 기본 개념을 가변구조 이론에 기초하고 있는 슬라이딩 모드 관측기(sliding mode observer)를 이용하여 흡기다기관내의 압력을 추정하였다.

과거의 엔진 공회전 연구는 대체로 선형화된 엔진모델에 대하여 LQR(Linear Quadratic Regulator)[1], LQG/LTR(Linear Quadratic Gaussian/Loop Transfer Recovery)[2]등의 선형 제어기를 적용하여 그 성능을 고찰하는 것이 주류를 이루었다.

그러나 선형화된 엔진모델을 대상으로 설계된 선형

제어기를 실제 차량에 장착하는 경우 선형 제어기가 가지는 성능의 유효성이 저하되므로 본 논문은 이러한 단점을 개선시키기 위하여 일반적인 비선형 엔진모델을 채용하였다.

자동차 엔진은 대기온도와 엔진 파라미터가 시간에 따라 변화하므로 모델링 오차를 가진다. 따라서 비선형 제어기는 외란억제 기능뿐만 아니라 모델링 오차에 대해서도 충분히 강인한 성질을 가져야 한다. 이러한 설계사양을 만족시키기 위하여 본 논문에서는 슬라이딩 모드 제어기를 채용하였다.

시뮬레이션은 먼저 관측기를 설계하여 정확한 흡기다기관의 압력을 추정하고 이러한 추정치를 근거로 슬라이딩 모드 제어기를 설계하여 드로틀(throttle) 각만을 입력으로 사용하는 단일입력(single-input)인 경우와 드로틀 각과 점화시기(ignition time)을 동시에 입력으로 사용하는 다입력(multi-input)인 경우에 대하여 제어기의 외란 제거 성능을 고찰한다.

II. 공회전 속도 제어를 위한 비선형 엔진 모델

1. 엔진 부시스템

본 논문에서 사용한 비선형 엔진 모델은 Cho와 Hedrick[3][4]이 개발한 2-상태(two-state) 엔진 모델이다. 이 모델은 드로틀 각의 변화에 대해 압력 및 속도의 응답 시정수가 빠르므로 제어기 및 관측기 설계에 합당한 모델로 알려져 있다[5]. 이 모델은 엔진의 흡기 및 폭발과정의 비선형성이 고려되어 있으며, 흡기다기관, 토크 생성, 회전부 모델로 나뉘어 구성되어 있다.

2. 흡기다기관

흡기다기관의 운동방정식은 질량보존의 법칙을 통하여 다음과 같이 흡기다기관으로 유입되는 공기유량과 실린더로 유입되는 공기유량의 차이로 표현된다.

$$\dot{m}_a(t) = \dot{m}_{ai}(t) - \dot{m}_{ao}(t) \quad (1)$$

여기서, $\dot{m}_{ai}(t)$ 와 $\dot{m}_{ao}(t)$ 는 각각 흡기다기관으로 유

입되는 공기유량과 실린더 내로 유입되는 공기유량이다.

3. 공기량 조절부

드로틀 바디는 흡기다기관 압력과 드로틀 각도에 따라 흡기다기관 내로 들어가는 공기유량을 조절하여 혼합기의 공연비 및 토크 발생에 영향을 미치는 요소로서 운동방정식은 다음과 같다.

$$\dot{m}_{ai}(t) = K_1 \cdot TC(t) \cdot P(t) \quad (2)$$

여기서, $TC(t)$ 와 $P(t)$ 는 드로틀 각과 압력에 관한 영향 함수로 각각 다음과 같은 식으로 표시된다.

$$TC(t) = 1 - \cos(k_2 \cdot \alpha(t) - k_3) \quad (3)$$

$$PRI(t) = 1 - \exp(2820 \cdot m_a(t) - 9) \quad (4)$$

또한 실린더 내로 유입되는 공기유량은 다음 식과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{m}_{ao}(t) = k_4 \cdot \eta_{vol}(t) \cdot m_a(t) \cdot \omega_e(t) \quad (5)$$

여기서, $\eta_{vol}(t)$ 는 체적효율로 엔진속도와 공기량에 대한 비선형 함수로 표시된다.

4. 회전부 모델

회전부 동력학 식에는 엔진에서 발생한 도시토크 $T_i(t)$, 마찰토크 $T_f(t)$ 및 부하토크 $T_d(t)$ 를 고려하여 다음과 같이 설정할 수 있다.

$$I_e \cdot \dot{\omega}_e(t) = T_i(t) - T_f(t) - T_d(t) \quad (6)$$

5. 토크생성 모델

엔진 모델중 이 부분은 공기와 연료의 혼합기를 흡입 연소하여 엔진을 구동할 수 있는 구동토크를 생성시키는 부분으로서 엔진에 흡입되는 공기유량, 흡입되는 혼합기의 혼합비, 점화시기 및 엔진 회전속도가 고려된다. 다음 식은 엔진에서 발생하는 토크를 나타내는 실험식이다.

$$T_i(t) = k_5 \cdot \frac{\dot{m}_{ao}(t - \Delta t_{ii})}{\omega_e(t - \Delta t_{st})} \cdot AFI(t - \Delta t_{ii}) \cdot SI(t - \Delta t_{ii}) \quad (7)$$

여기서, $AFI(t)$ 와 $SI(t)$ 는 각각 공연비와 점화시기에 관한 영향함수를 나타낸다.

III. 슬라이딩 모드 관측기

최근의 컴퓨터 기술의 급속한 발전과 마이크로프로세서의 발달로 인하여 복잡한 비선형제어 알고리즘과 비선형 관측기들이 엔진에 장착될 수 있게 되었다. 흡기다기관 압력을 측정하기 위해 사용되는 공기유량 센서는 제한된 측정 시정수를 가지므로 엔진이 과도상태에 있는 경우 측정 정밀도가 떨어진다. 또한 측정잡음을 제거하기 위하여 추가되는 필터로 인해 시간지연도 포함된다 [5][6]. 이러한 문제점 때문에 수학적 모델에 대한 관측기를 설계하여 정확한 흡기다기관 압력을 추정해야만 한다. 앞에서 기술한 2-상태 모델은 드로틀 개도에 대한 엔진 상태들의 응답성이 뛰어나므로 관측기 설계 대상 모델로 적합하다. 본 논문에서는 2-상태 모델에 대하여 강인하고 양호한 추정 정밀도를 가지는 슬라이딩 모드

관측기를 설계하여 흡기다기관 압력을 추정한다.

엔진의 모델이 아래와 같이 주어진다.

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_e(t) &= \phi_1 \\ \dot{\alpha}(t) &= \phi_2 \end{aligned} \quad (8)$$

여기서, ϕ_1 는 (6)의 우변을 I_e 로 나눈 비선형 함수를 나타내고, ϕ_2 는 (1)의 우변항을 나타내는 비선형 함수이다. 이와 같은 비동반형(noncompanion form)에 대한 슬라이딩 관측기는 다음과 같은 구조를 가진다[7].

$$\begin{aligned} \hat{\omega}_e(t) &= \hat{\psi}_1(t) + \alpha_1 \cdot \tilde{\omega}_e(t) - K_1 \cdot \text{sgn}(\tilde{\omega}_e(t)) \\ \hat{m}_a(t) &= \hat{\psi}_2(t) + \alpha_2 \cdot \tilde{\omega}_e(t) - K_2 \cdot \text{sgn}(\tilde{\omega}_e(t)) \end{aligned} \quad (9)$$

여기서, $\hat{\psi}_1 = \frac{1}{I_e} \cdot (k_5 \cdot \frac{\hat{m}_{ao}(t)}{\hat{\omega}_e(t)} \cdot AFI(t) \cdot SI(t) - \hat{T}_d - \hat{T}_f)$

$$\hat{\psi}_2 = k_1 \cdot TC(t) \cdot \hat{P}(t) - k_4 \cdot \hat{\eta}_{vol}(t) \cdot \hat{m}_a(t) \cdot \hat{\omega}_e(t)$$

$\text{sgn}(\cdot)$ 는 부호함수를 나타내며 필터게인 α_1, α_2 는 상태가 슬라이딩 영역에 가깝게 가도록 하며, 게인 K_1, K_2 는 슬라이딩 평면 위에서 수렴을 보장하는 값이다.

슬라이딩 평면 S를 다음과 같이 측정된 각속도와 추정된 각속도와의 차이로 정의하자.

$$S = \tilde{\omega}_e(t) = \tilde{\omega}_e(t) - \omega_e(t) \quad (10)$$

그러면, 슬라이딩 조건식은 다음과 같이 주어진다.

$$S\dot{S} = \tilde{\omega}_e(t)(\Delta\phi_1 - \alpha_1 \cdot \tilde{\omega}_e(t) - K_1 \cdot \text{sgn}(\tilde{\omega}_e(t))) < 0 \quad (11)$$

여기서, $\Delta\phi_1$ 은 엔진 회전부 동력학식에서의 모델링 오차를 나타낸다. (11)을 만족하기 위한 게인 k_1 값은 다음과 같은 하한을 가진다.

$$K_1 > |\Delta\phi_1| + |\alpha_1 \cdot \tilde{\omega}_e(t)| \quad (12)$$

슬라이딩 조건을 만족한 후의 슬라이딩 영역에서의 각상태의 동적거동을 표현하면 다음과 같다.

$$\tilde{\omega}_e(t) = 0, \quad \dot{\tilde{m}}_a(t) = -\frac{K_2}{K_1} \cdot \Delta\phi_1 + \Delta\phi_2 \quad (13)$$

여기서,

$$\hat{\psi}_1 = \frac{1}{I_e} (k_4 \cdot k_5 \cdot \hat{\eta}_{vol}(t) \cdot \hat{m}_a(t) \cdot AFI(t) \cdot SI(t) - \hat{T}_d - \hat{T}_f)$$

$$\psi_1 = \frac{1}{I_e} (k_4 \cdot k_5 \cdot \eta_{vol}(t) \cdot m_a(t) \cdot AFI(t) \cdot SI(t) - T_d - T_f)$$

$$\Delta\phi_1 = \frac{1}{I_e} (k_4 \cdot k_5 \cdot \bar{\eta}_{vol}(t) \cdot \tilde{m}_a(t) \cdot AFI(t) \cdot SI(t) - \bar{T}_d - \bar{T}_f)$$

$$\hat{\psi}_2 = k_1 \cdot TC(t) \cdot \hat{P}(t) - k_4 \cdot \hat{\eta}_{vol}(t) \cdot \hat{m}_a(t) \cdot \hat{\omega}_e(t)$$

$$\psi_2 = k_1 \cdot TC(t) \cdot P(t) - k_4 \cdot \eta_{vol}(t) \cdot m_a(t) \cdot \omega_e(t)$$

$$\Delta\phi_2 = k_1 \cdot TC(t) \cdot \bar{P}(t) - k_4 \cdot \bar{\eta}_{vol}(t) \cdot \tilde{m}_a(t) \cdot \bar{\omega}_e(t)$$

오차에 대한 미분방정식을 해석적으로 나타내기 위하여 $\bar{\eta}_{vol}$ 및 $\bar{\omega}_e(t)$ 를 제안하였으며, 그 값은 추정값과 실제값의 평균값이다.

위의 식들을 (13)의 흡기다기관 압력에 관한 오차 동력학식에 대입하면 다음과 같이 정리된다.

α_1, α_2 는 상태가 슬라이딩 영역에 가깝게 가도록 하

며, 계인 K_1, K_2 는 슬라이딩 평면 위에서 수렴을 보장하는 값이다.

$$\begin{aligned} \dot{\tilde{m}}_a(t) = & -\frac{K_2}{K_1} \left(\frac{1}{I_e} \cdot k_4 \cdot k_5 \cdot \bar{\eta}_{vol}(t) \cdot AFI(t) \cdot SI(t) \cdot \right. \\ & \tilde{m}_a(t) - \frac{1}{I_e} (\bar{T}_d + \bar{T}_f) + k_1 \cdot TC(t) \cdot \dot{P}(t) \\ & \left. - k_4 \cdot \bar{\eta}_{vol}(t) \cdot \bar{\omega}_e(t) \cdot \tilde{m}_a(t) \right) \end{aligned} \quad (14)$$

다시 우변을 $\tilde{m}_a(t)$ 에 대하여 정리하면, $\tilde{m}_a(t)$ 에 대한 오차 미분방정식을 얻게 된다.

$$\begin{aligned} \dot{\tilde{m}}_a(t) = & - \left(\frac{k_4 \cdot k_5 \cdot \bar{\eta}_{vol}(t) \cdot AFI(t) \cdot SI(t) \cdot K_2}{I_e \cdot K_1} \right. \\ & \left. + k_4 \cdot \bar{\eta}_{vol}(t) \cdot \bar{\omega}_e(t) \right) \tilde{m}_a(t) \\ & - \frac{K_2(\bar{T}_d + \bar{T}_f)}{I_e \cdot K_1} + k_1 \cdot TC(t) \cdot \dot{P}(t) \end{aligned} \quad (15)$$

위의 항들 가운데 $\tilde{m}_a(t)$ 의 계수는 오차 동력학식의 수렴속도를 의미하는데 그것은 곧 관측기의 수렴속도를 나타낸다.

임의의 계수 λ_0 를 도입하여 증가시키면 다음과 같이 설계 파라메타 K_2 를 구할 수 있다.

$$K_2 = \frac{K_1 \cdot I_e (\lambda_0 - k_4 \cdot \bar{\eta}_{vol}(t) \cdot \bar{\omega}_e(t))}{AFI(t) \cdot SI(t) k_4 \cdot k_5 \cdot \bar{\eta}_{vol}(t)} \quad (16)$$

위의 식에서 알 수 있듯이 수렴속도를 크게 하면 K_2 값이 증가한다. 하지만 (15)의 우변의 두번째 항이 커지게 되므로 추정오차가 크게 되는 결과를 초래한다. 따라서 수렴속도와 오차발생 사이에서 절충값을 선택하여야 한다. 우변의 세번째 항은 $\dot{P}(t)$ 에 따라 그 크기가 결정되는 것으로 결국 오차로 남게 된다

IV. 슬라이딩 모드 제어기

1. 슬라이딩 모드 제어기법의 개요

슬라이딩 모드 제어기법은 비선형 모델의 모델링 오차나 외란에 대하여 충분히 강인한 성질을 가지도록 제어입력을 설계하는 방식이다. 아래와 같은 일반적인 비선형 모델에 대한 슬라이딩 모드 제어기의 설계 절차는 다음과 같다.

$$\dot{x}^{(n)}(t) = f(x, t) + b(x, t) \cdot u(t) + d(t) \quad (17)$$

여기서, $x = [x, \dot{x}, \dots, x^{(n-1)}]^T$ 이고, 비선형 함수인 $f(x, t)$ 와 $b(x, t)$ 는 한정된 모델 오차를 지니고 있다. 따라서 본 논문에서의 제어문제는 모델의 오차가 존재하더라도 상태 x 가 원하는 상태 $x_d = [x, \dot{x}, \dots, x^{(n-1)}]^T$ 를 추적하도록 제어입력 u 를 선정하는 것이다.

n -차원의 상태공간을 s -평면으로 사상시키는 함수 관계를 다음과 같이 둔다.

$$s(\tilde{x}, t) = \left(\frac{d}{dt} + \lambda \right) x^{(n-1)} \tilde{x} \quad (18)$$

여기서, $\tilde{x} = x - x_d$ 이며, (18)의 선형미분방정식은 $\tilde{x} = 0$ 을 유일한 해로 가지므로 추적문제 ($x \equiv x_d$)는 모든 시간 동안 슬라이딩 평면 ($s(\tilde{x}, t) = 0$)위에 머물도록 하는 것과

같은 개념이 된다.

2. 드로틀 개도 제어

공회전 모드에 대한 슬라이딩 모드 제어목적은 원하는 공회전 속도로 엔진을 유지시키는 것이다. 사용 가능한 제어입력으로 드로틀 개도와 점화시기[8][9]가 있다. 제어목적에 부합하는 슬라이딩 평면을 아래와 같이 정의할 수 있다.

$$s = \tilde{\omega}_e(t) = \omega_e(t) - \omega_d(t) \quad (19)$$

본 논문에서는 원하는 공회전 속도를 750 rpm으로 설정하였다. 회전부 동력학식은 차수가 1이므로 위의 (18)는 다음과 같이 표기된다.

$$\dot{s} = \dot{\tilde{x}}(t) \quad (20)$$

양변을 미분하면 다음과 같다.

$$\dot{s} = \dot{\tilde{x}}(t) = \dot{\omega}_e(t) \quad (21)$$

(7)을 (6)에 대입한 후 정리하면 $\dot{\omega}_e(t)$ 에 관한 다음 식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_e(t) = & \frac{1}{I_e} (k_5 \cdot \frac{\dot{m}_{ao}(t)}{\dot{\omega}_e(t)} \cdot AFI(t) \cdot SI(t) \\ & - T_d - T_f) \\ = & -L_1 \cdot \text{sgn}(s) \end{aligned} \quad (22)$$

드로틀 각에 대한 제어법칙 (α)를 구하기 위해 (22)에 (1)을 대입하면 다음 식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_e(t) = & \frac{1}{I_e} (k_5 \cdot \frac{\dot{m}_{ai}(t) - \dot{m}_a(t)}{\dot{\omega}_e(t)} \cdot AFI(t) \cdot SI(t) \\ & - T_d - T_f) \\ = & -L_1 \cdot \text{sgn}(s) \end{aligned} \quad (23)$$

위의 (23)을 $\dot{m}_{ao}(t)$ 에 대해 정리하면 다음과 같이 주어진다.

$$\dot{m}_{ai}(t) = \dot{m}_a(t) + \frac{\omega_e(t)(T_f + T_d - L_1 \cdot I_e \cdot \text{sgn}(s))}{k_5 \cdot AFI(t) \cdot SI(t)} \quad (24)$$

그리고 (2)와 (3)을 통하여 제어입력 α 에 대해 정리하면 최종 제어법칙은 다음과 같이 유도된다.

$$\alpha = \frac{1}{1.1445} \left(1.06 + \frac{180}{\pi} \cdot \cos^{-1}(1 - \Omega_1) \right) \quad (25)$$

여기서, $\Omega_1 = \dot{m}_a(t) + \frac{\omega_e(t)(T_f + T_d - L_1 \cdot I_e \cdot \text{sgn}(s))}{k_1 \cdot k_5 \cdot AFI(t) \cdot SI(t) \cdot P(t)}$

3. 점화시기 제어

드로틀 개도와 함께 제어입력으로 점화시기를 사용하여 엔진토크를 조절할 수 있다. 점화시기는 스파크 플러그가 전기불꽃을 일으키는 시점으로 MBT(30 Deg)에서 최대 토크를 발생시키며 MBT를 중심으로 멀어짐에 따라 발생 토크가 감소한다. 일반적으로 점화시기가 MBT보다 크면 노킹현상(knocking)이 발생하므로 다음과 같은 범위로 점화시기가 제한된다[8].

$$0^\circ < SA(t) < MBT \quad (26)$$

점화시기를 이용하는 최대의 이점은 지연없이 신속한 제어효과를 거둘 수 있다는 것이다. 따라서 드로틀 각만을 사용하는 것보다 점화시기와 드로틀 각을 함께 사용하는 것이 더 바람직한 제어효과를 거둘 수 있다.

점화시기 제어법칙도 위에서 유도한 드로틀 각 제어법칙과 유사한 방법으로 다음과 같이 유도된다[9].

$$SI(t) = \cos\left(\frac{180}{\pi} \cdot (SA(t) - MBT)\right)^{2.875} \quad (27)$$

(27)을 (22)에 대입하여 SA(t)에 관한 식을 쓰면 다음과 같다.

$$SA(t) = MBT + \frac{\pi}{180} \cos^{-1}\left\{\left(\Phi_1 \cdot \Phi_2\right)^{\frac{1}{2.875}}\right\} \quad (28)$$

여기서, $\Phi_1 = T_d + T_f - L_2 \cdot I_e \cdot \text{sgn}(s)$

$$\Phi_2 = \frac{1}{k_1 \cdot k_5 \cdot \eta_{vol}(t) \cdot \dot{m}_a \cdot AFI(t)}$$

V. 시뮬레이션 및 결과해석

2-상태 엔진 모델에 대하여 MATLAB/SIMULINK로 슬라이딩 모드 제어기 및 관측기 모듈을 통합 구현하여 시뮬레이션을 실행하였으며, 이 때 사용된 관측기와 제어기의 설계파라메타 값들을 표 1에 정리하였다.

그림 1에서 그림 3은 설계된 관측기의 추정성능을 보여 주는 그림들이다. 시각 10초에서 외란이 적용되었기 때문에 10초에서 급격한 압력변화가 일어나는 것을 확인할 수 있다. 그러나 이 경우에도 관측기는 실제 상태를 잘 추정하고 있음을 볼 수 있다. 그림 1은 관측기 설계시 16%의 외란모델 오차, $\hat{T}_d = 5[\text{Nm}]$ 가 주어질 때의 관측기 성능을 보여주고 있으며, 그림 2는 5%의 외란모델 오차, $\hat{T}_d = 1.5[\text{Nm}]$ 가 주어질 때의 성능을 보여주고 있다. 설계 파라메타가 $K_1 = 5, K_2 = 10^{-5}$ 일 때, 두 경우 모두 추정오차가 최대로 줄어들었는데, 그림 1은 1.0744(kPa)의 추정오차가 남았고, 그림 2는 오차가 거의 발생하지 않았다. 앞 장에서 언급한 바와 같이 설계 파라메타 K_1, K_2 값은 관측기 오차와 관계가 있는 요소들로서 오차를 줄이기 위해서는 K_2 값은 작게, K_1 값은 크게 선정해야 함을 확인할 수 있다. 그리고 그림 3은 초기응답 상태를 확대하여 도시한 것이다($\hat{p}(0) = 46, p(0) = 32$, 단위[kPa])

그림 4에서 그림 7은 공회전 제어에서의 회전수 및 제어입력의 양을 도시한 것이다. 점화시기의 기본값은 상사점(0 deg)에 고정되어 있고, 외란은 앞에서 기술한 바와 같이 시각 10초에 30[Nm]이 주어지는데, 이 양은 각종 외란이 동시에 주어질 때의 양에 해당하는 값이다. 그리고 제어게인은 $L_1 = 50, L_2 = 30$ 으로 주어진다. 먼저, 그림 4는 단일입력과 다입력에 대한 공회전 제어 성능을 도시하고 있다. 드로틀 각만을 제어입력으로 이용할 경우, 회전수가 750 rpm에서 최저 648 rpm까지 떨어지는데 반하여 드로틀 각과 점화시기를 동시에 제어입력으로 이용할 경우, 최저 680 rpm정도까지만 떨어지고,

표 1. 설계 파라메타 값.

Table 1. Value of design parameters.

구분	i=1	i=2
관측기 게인(K_i)	5	10^{-5}
제어기 게인(L_i)	50	30

또한 회복되는 속도도 더 우수하다. 엔진 모델은 강한 비선형성을 가지고 있으며, 제어입력 또한 불연속적으로 급격하게 변화하는 형태를 가지므로 응답신도가 선형시스템과 같이 부드럽지 않으며, 오버슈트가 발생하는 모양을 가지게 된다.

그림 5는 단일입력의 경우에 대한 드로틀 개도의 궤적을 나타내고, 그림 6과 7은 다입력의 경우에 대한 드로틀 개도와 점화시기의 궤적을 각각 도시하고 있다. 외란이 주어진 이후에 드로틀 각 제어량의 경우 다입력이 단일입력보다 약 2(DEG)정도 적게 나타나는 반면에 점화시기는 6(DEG)까지 상승하게 된다. 마지막으로 그림 8에서 그림 11은 시뮬레이션을 위해 구현한 라이브러리 중에서 관측기와 제어기사이의 상태변수의 흐름 및 각 부모듈(submodule)들의 내부구성을 도시한 것이다. 그림 8에서 알 수 있는 바와 같이 관측기는 측정가능한 상태변수인 엔진의 출력축의 회전수만을 이용하여 상태값들을 추정하며, 이 값은 다시 제어기로 들어가서 제어법칙을 구성하게 된다.

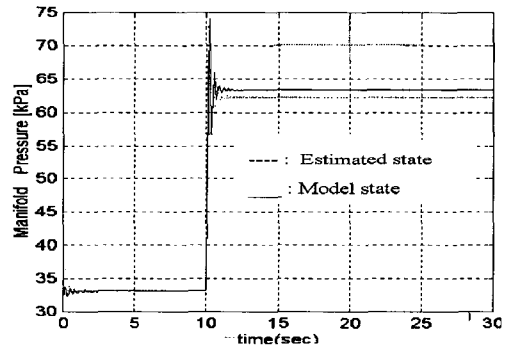


그림 1. 관측기 상태추정 결과(사례-1).
Fig. 1. State estimation result(case-1).

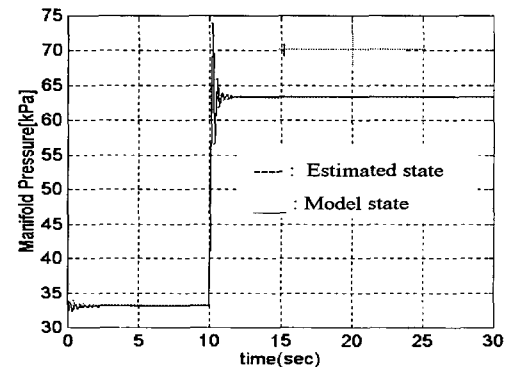


그림 2. 관측기 상태추정 결과(사례-2).
Fig. 2. State estimation result(case-2).

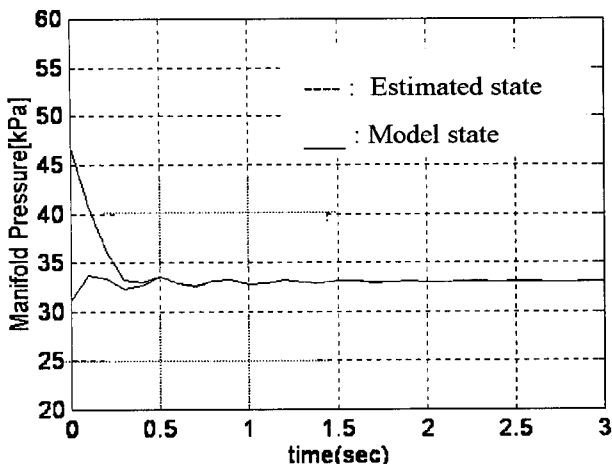


그림 3. 초기 과도응답.
Fig. 3. Initial transient responses.

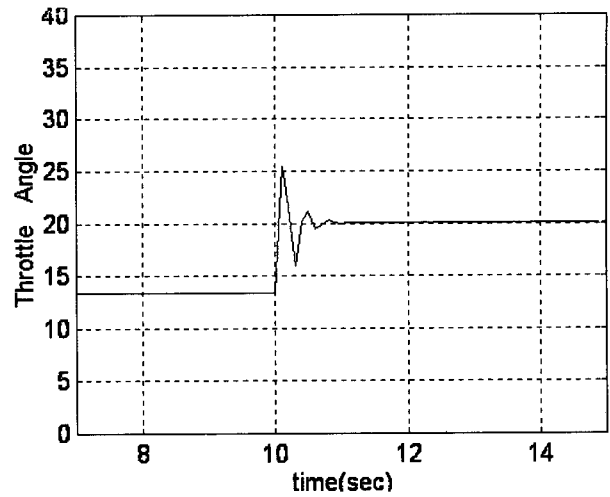


그림 6. 드로틀 각 이력(다입력).
Fig. 6. Throttle angle history(multi-input).

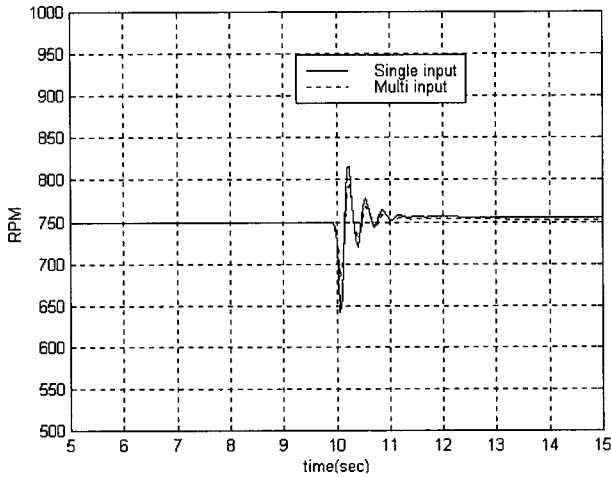


그림 4. 공회전 응답선도.
Fig. 4. Responses of idle speed.

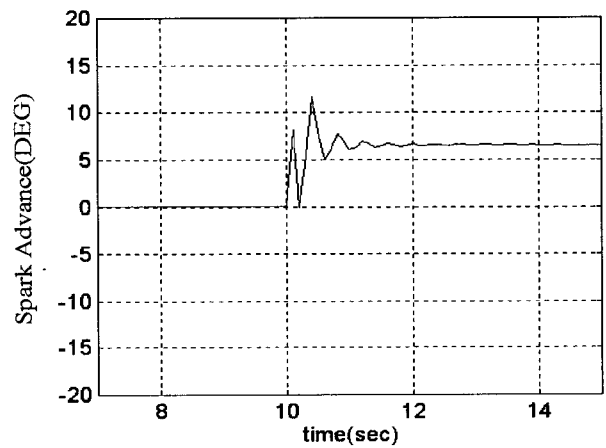


그림 7. 점화진각 이력(다입력).
Fig. 7. Spark advance history(multi-input).

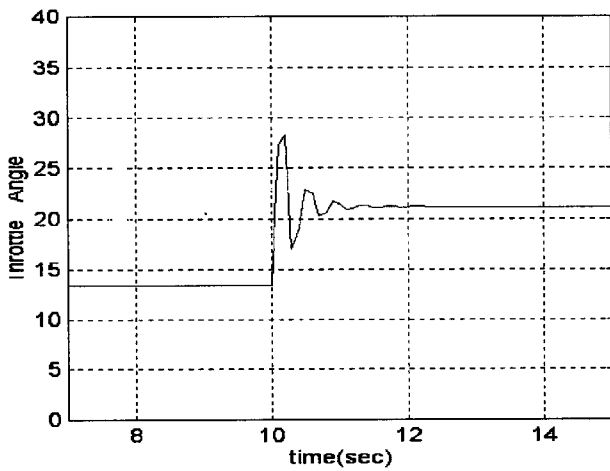


그림 5. 드로틀 각 이력(단일입력).
Fig. 5. Throttle angle history(single-input).

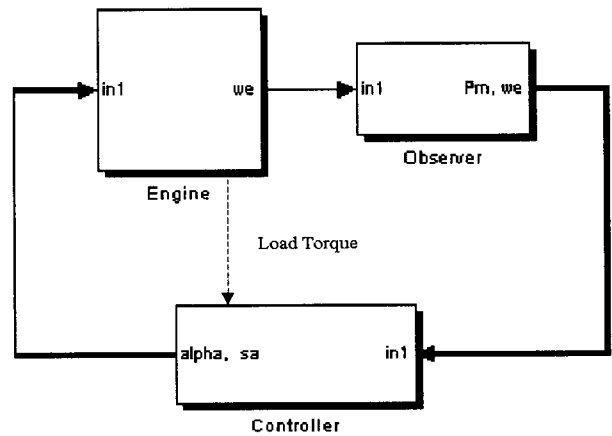


그림 8. 시뮬레이션을 위한 모듈.
Fig. 8. Simulation module.

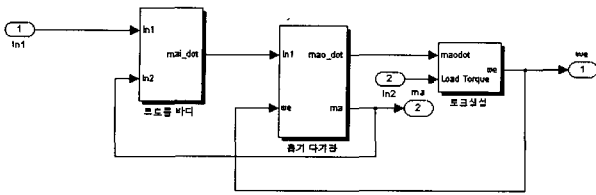


그림 9. 엔진 부시스템 모듈.
Fig. 9. Engine subsystem module.

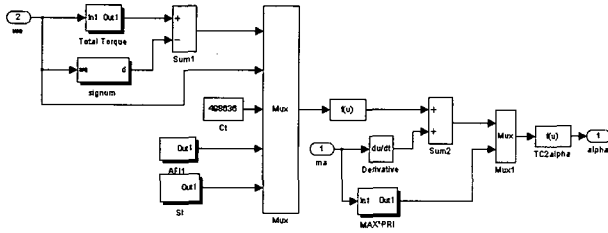


그림 10. 제어기 모듈.
Fig. 10. Controller module.

VI. 결론

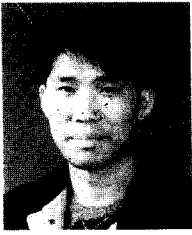
본 논문에서는 3800 cc, V-6 연료분사 엔진의 흡기다기관 압력에 대한 실시간 정보를 얻기 위해 설정된 외란에 대해 강인하면서도 추정 정밀도가 높은 슬라이딩 모드 관측기를 2-상태 엔진모델에 대하여 적용하는 방법을 제안하였으며, 발생하는 추정 오차를 줄이기 위하여 설계 파라미터의 값을 해석적인 방법으로 구하였다.

시뮬레이션을 통하여 제안된 관측기가 급격한 과도상태 및 외란이 주어지는 환경에서도 추정 성능이 우수함을 확인함으로써 실제 차량의 보다 정확한 공회전 속도제어를 위해 제안된 관측기가 유용하게 사용될 수 있음을 확인하였다. 또한 제안된 관측기를 기초로 설계된 슬라이딩 모드 제어기를 모듈로 구현하는 경우 다입력을 사용하는 경우가 단일입력을 사용할 때보다 외란제거 및 응답속도 측면에서 더 우수한 결과를 보인다는 사실을 확인하였다.

참고문헌

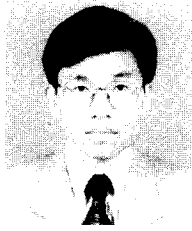
[1] D. Roger, "Dynamic engine models for control development - part II: Application to idle speed control," *International Journal of Vehicle Design, SP4*, pp. 75-88, 1983.
 [2] M. Athans and P. Kapsouris, "Linear-Quadratic-Gaussian with loop transfer recovery methodology for the F-100 engine," *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, vol. 9, pp. 756-757, 1986.
 [3] D. Cho and J. K. Hedrick, "Automotive powertrain modeling for control," *ASME Journal of*

Dynamic Systems, Measurement, and Control, vol. 111, no. 4, pp. 568-576, 1989.
 [4] D. Cho and J. K. Hedrick, "Nonlinear controller design method for fuel-injected automotive engines," *ASME Journal of Gas Turbine and Power*, vol. 110, no. 3, pp. 313-320, 1988.
 [5] E. Hendricks, T. Vesterholm and S. C. Sorenson, "Nonlinear, closed loop, SI engine observers," *SAE paper* no. 920237, 1992.
 [6] S. B. Choi and J. K. Hedrick, "An observer-based controller design method for automotive fuel-injection systems," *Proc. the 1993 American Control Conference*, San Francisco, California, pp. 2567-2571, June, 1993.
 [7] J.-J. E. Slotine, J. K. Hedrick and E. A. Misawa, "On sliding observers for nonlinear systems," *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 109, pp. 245-252, 1987.
 [8] J. J. Moskwa, "Sliding mode control of automotive engines," *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 115, pp. 687-693, 1993.
 [9] K. J. Yang, J. W. Choi and K. S. Hong, "Advanced sliding mode idle speed control for a nonlinear engine model : Coordinated throttle/spark advance control," *Proc. the 36th SICE Annual Conference*, Tokushima, Japan, pp. 1301-1304, July, 1997.
 [10] E. A. Misawa and J. K. Hedrick, "Nonlinear observers a state-of-the art survey," *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 111, no. 3, 1989.
 [11] T. Vesterholm and E. Hendricks, "Advanced nonlinear engine speed system," *Proc. the 1994 American Control Conference*, pp. 1579-1580, 1994.
 [12] J. J. Moskwa and J. K. Hedrick, "Modeling and validation of automotive engines for control algorithm development," *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 114, pp. 278-285, 1992.
 [13] D. Gorinevsky and L. A. Feldkamp, "RBF network feedforward compensation of load disturbance in idle speed control," *IEEE Control Systems Magazine*, vol. 16, pp. 18-27, 1996.
 [14] 김종식, 한명철, 최재원, 이교일, 조동일, 차량 엔진 및 변속기의 통합 제어시스템 개발, 1차년도 최종연구보고서, 삼성자동차(주), 1997.



오 소 력

1970년생. 1997년 부산대 기계공학과 졸업. 1997년-현재 부산대 기계공학부 석사과정. 관심분야는 비선형제어 이론, 강인제어이론, 자동차 엔진 제어.



김 종 식

1954년생. 1977년 서울대 기계설계학과(학사). 1979년 한국과학기술원 기계공학과(석사). 1987년 미국 MIT 기계공학과(박사). 1980년-현재 부산대학교 기계공학부 교수. 관심분야는 차량 및 생산시스템의 동역학 및 제어, 다변수 비선형 강인제어, 지능제어기법의 응용.



최 재 원

1965년생. 1987년 서울대 제어계측공학과 졸업. 동대학원 석사(1989), 동대학 박사(1995). 1995년 1월-1995년 2월 일본 NASDA/TKSC 방문연구원. 1995년 9월-1996년 2월 미국 USC 방문연구원. 1996년-현재 부산대학교 기계공학부 교수. 관심분야는 고유구조 지정 이론, 선형 시변 시스템 이론, 항법 및 유도제어, 자동차 현가장치 및 엔진 제어.