

트로틀 앵글 제어에 의한 내연기관의 토오크 및 속도의 비선형 제어

Nonlinear Control of Torque and Speed of S.I. Engines Using Electric Throttle Control

원문철*, 강병배**, 박문수**, 김태영***
M.C. Won, B.B. Kang, M.S. Park, T.Y. Kim

ABSTRACT

A nonlinear engine torque and speed control algorithm using throttle angle control is developed with an engine load torque estimation algorithm. Three 3-dimensional nonlinear engine maps as a part of the nonlinear control algorithm are obtained from steady state engine dynamometer tests. An electric throttle actuator is developed using a stepper motor and a 8 bit micro-processor. The speed control and external load estimation algorithm are tested via engine speed control experiments, and show performance good enough for using various engine torque and speed control applications.

주요기술용어 : 비선형 엔진 속도/토크 제어(nonlinear engine speed/torque control), 엔진 부하 토크 추정(engine load estimation), 비선형 엔진맵(nonlinear engine map), 전자식 트로틀(electric throttle)

1. 서론

자동차용 내연기관의 속도 및 토오크 제어는 아이들 속도제어, 구동력 제어(Traction Control), VDC(Vehicle Dynamics Control), 엔진 변속기 통합제어, 적응 순항제어(Adaptive

Cruise Control)[4-6], 린번(Lean Burn) 엔진 장착 차량의 운전성(driveability) 향상을 위한 토오크 제어 등에 이용된다.[8] 자동차용 스파크 점화기관의 속도 또는 토오크는 트로틀 밸브 각도 제어 또는 스파크 타이밍 제어를 통해 제어될 수 있다. 스파크 타이밍에 의한 제어는 트로틀 각도제어에 의한 방법보다 응답 속도를 빠르게 할수 있으나 제어 범위가 트로틀에 의한 제어보다 상당히 작은 단점이 있다. 한편, 트로틀 밸브에 의한 제어는 트로틀 밸브가 열린 후에 흡기과정 및 실린더 연소과정에 소요되는 시간지연 때

* 정희원, 충남대학교 메카트로닉스공학과

** 충남대학교 대학원

*** 충남대학교 학부

문에 스파크 타이밍 제어 보다 다소 응답 속도가 늦지만 제어 할 수 있는 속도나 토오크의 범위가 큰 장점이 있어 광범위한 응용범위를 가지고 있다. 현재, 트로틀 밸브의 제어 방식은 소위 "Drive by Wire" 방식이 보편화되고 있다. 이 방식에서는 운전자의 트로틀 개폐 명령이 가버너 케이블에 의하여 기계적으로 직접 전달되지 않는 대신 가속 페달에 장착된 페달 위치센서 출력이 엔진 ECU에 전달되면 마이크로 프로세서가 운전자의 운전의지와 차량 운행 상태를 종합적으로 판단하여 적절한 트로틀 각도를 D.C 또는 스텝 모터를 통하여 구현한다.

내연기관의 토오크 발생에 관한 동역학은 강한 비선형성을 갖는다. 이러한 비선형성은 트로틀 밸브 및 실린더로 유입되는 공기 흐름이 엔진 속도 및 흡기 매니폴드 압력에 관한 비선형 함수이기 때문이다. PID 제어 방법과 같은 기존의 선형 제어 방법은 추종제어의 경우, 엔진의 비선형성을 고려한 비선형 제어 방법보다 효과적이지 못하고, 제어이득 값을 운전영역에 따라 변화시키는 것이 필요하다.

엔진 속도제어의 경우 엔진에 부과되는 부하토크의 값을 알아야 효과적인 추종제어를 할 수 있다. 실제 엔진의 부하토크를 측정하는 것은 많은 비용이 들기 때문에 가격 대 성능 비에 민감한 자동차 분야에 적합하지 못하다. 본 논문에서는 상기한 여러 가지 엔진의 속도 및 토오크 제어 분야에 적용될 수 있는 비선형 제어 방법 및 엔진 부하 추정 방법을 제시하고 제어 알고리즘의 성능을 실험적으로 확인하였다.

2. 비선형 엔진 제어 방법

2.1. 비선형 엔진 모델

내연기관의 흡기 및 토오크 생성은 연속적이지 않고 개개의 실린더 폭발에 따르는 이산화 현상이다. 또한 연료 공급, 실린더 내로의 공기 흡입, 공연비 및 스파크 점화시기에 따르는 연소 현상 등이 복합되고 다양한 변수들에 연관된다. 그러

나, 적절한 공연비 및 점화 시기가 엔진 ECU에 의하여 제어될 경우, 서론에서 설명한 여러 가지 제어기 설계에 사용될 수 있는 간단한 동역학적 모델은 두 개의 상태변수를 가지는 비선형 미분 방정식으로 나타내질 수 있다[1,2].

$$J_e \dot{\omega}_e(t) = T_{net}(\omega_e(t-t_d), m_a(t-t_d)) - T_l(t) \quad (1)$$

$$\dot{m}_a = \dot{m}_{ai}(\alpha, m_a) - \dot{m}_{ao}(\omega_e, m_a) \quad (2)$$

여기서 J_e 는 엔진의 회전관성 모우멘트, ω_e 는 엔진의 회전수, t_d 는 토오크 생성 시간 지연, m_a 는 엔진 매니폴드 내의 공기질량, T_{net} 는 엔진의 출력토크, T_l 은 엔진에 부가되는 외부토크, α 는 트로틀 밸브의 각도, \dot{m}_{ai} 는 엔진 매니폴드로 유입되는 공기질량유입속도, 그리고 \dot{m}_{ao} 는 엔진 실린더 내로 유입되는 공기질량 유입속도이다. 위의 엔진 모델은 엔진 폭발의 이산화 현상을 평균적으로 고려한 평균적인(mean value) 엔진 모델이다. t_d 는 엔진에서 토오크가 생성되기 위해서는 실린더 내로의 공기 및 연료 흡입과 여러개의 실린더에서의 폭발이 완료되어야 하기 때문에 생기는 시간 지연으로, 본 연구에 사용된 엔진의 경우 다음과 같이 엔진 회전수의 함수로 근사화 될 수 있다.

$$t_d = 0.050 + \frac{60.0}{\omega_e} (\text{sec.}) \quad (3)$$

(1), (2) 식에서 T_{net} , \dot{m}_{ai} 및 \dot{m}_{ao} 함수는 그림 3 에서 예시된 바와 같이 일반적으로 심한 비선형성을 가지며 통상적으로 다이나모미터를 이용한 엔진의 정상상태(Steady State) 실험을 통하여 얻어진다. 효율적인 비선형 제어기를 설계하기 위한 기초작업으로 엔진의 비선형 함수 모델을 찾는 것이 필수적이며 이러한 비선형 함수는 이차원 표(Table)의 형식으로 저장되어 제어 알고리즘 내에서 사용된다.

2.2. 엔진 토오크 및 속도의 비선형 제어기 설계

자동차용 내연기관은 심한 비선형 시스템으로 기존의 PID 제어기와 같은 선형제어기로는 광범위한 운전 조건하에서 정밀한 속도 추종제어가 어렵고, 제어 이득이 운전 영역에 따라 적절한 값이 되도록 조절해야한다. 본 논문에서는 되먹임 선형화(Feedback Linearization) 방법과 다수의 슬라이딩 평면을 갖는 슬라이딩 제어 방법을 사용하여 모든 운전 영역에서 일정한 제어 이득을 갖는 제어 알고리즘을 제시한다. 정확한 엔진 속도 추종제어를 하기 위해서는, 엔진에 부과되는 부하토크의 값을 정확하게 추정하는 것이 필요한데, 이를 위하여 외란 추정 이산화 슬라이딩 제어 방법을 이용하는 속도 제어 방법을 제시한다.

2.2.1 엔진 토오크 제어 방법

엔진의 토오크 제어는 구동력 제어 시스템, 차간 거리 제어 시스템 등에 사용될 수 있다. 엔진 토오크(T_{net})은 흡기매니폴드 내의 공기 질량(m_a)와 엔진속도(ω_e)의 비선형 엔진맵으로 나타내진다. 즉,

$$T_{net} = T_{net}(\omega_e, m_a) \quad (4)$$

엔진이 발생시키는 토오크를 변화시키기 위해서는 흡기 매니폴드 내의 공기질량 또는 압력을 변화시키거나 엔진의 속도를 변화시킬 수 있다. 엔진속도의 변화는 엔진의 토오크 변화에 의해 발생하나 흡기매니폴드 압력은 트로틀 앵글을 변화시켜 빠르게 변화시킬 수 있으므로 흡기매니폴드의 압력을 제어함으로써 엔진의 토오크를 효과적으로 제어할 수 있다. 따라서, 현재의 엔진 속도 ω_e 와 원하는 엔진 토오크 T_{net_des} 가 주어진 경우, 원하는 흡기매니폴드내의 원하는 공기 질량 m_{a_des} 는 위의 비선형 엔진맵으로부터

$$m_{a_des} = m_a(m_{a_des}, \omega_e) \quad (5)$$

로 구해진다. 흡기매니폴드 공기량에 관한 슬

라이딩 면 s_m 를

$$s_m = m_a - m_{a_des} \quad (6)$$

로 놓고 s_m 을 0으로 수렴시키기 위하여

$$\dot{s}_m = -\lambda_m s_m, \quad \lambda_m > 0 \quad (7)$$

를 만족시키는 트로틀 개도(α_c)를 (2)식 및 \dot{m}_{ai} 맵으로부터 구할 수 있다. 즉,

$$\dot{m}_{ai}(\alpha_c, m_a) = \dot{m}_{ao}(\omega_e, m_a) + \dot{m}_{a_des} - \lambda_m (m_a - m_{a_des}) \quad (8)$$

를 만족시키는 α_c 를 \dot{m}_{ai} 맵으로부터 구하면 된다. 여기서 \dot{m}_{a_des} 은 다음과 같이 근사적으로 구할 수 있으며, T 는 제어루프 타임이다.

$$\dot{m}_{des} = \frac{m_{a_des}(t) - m_{a_des}(t-T)}{T} \quad (9)$$

2.2.2 엔진 속도 제어 방법

엔진 속도제어는 무부하 속도제어, 엔진/변속기 통합제어 등에 효과적으로 사용될 수 있다.

먼저 원하는 엔진 속도를 $\omega_{ed}(t)$ 라고 정의하고, 속도 오차에 관한 슬라이딩 면을

$$s_e = \omega_e - \omega_{ed} \quad (10)$$

로 정의한다. s_e 를 미분하고 (1)식을 대입하면 아래 식을 얻는다

$$\dot{s}_e = \frac{1}{J_e} [T_{net}(\omega_e, m_a) - T_c(t)] - \dot{\omega}_{ed} \quad (11)$$

s_e 를 0으로 수렴시키기 위해서

$$\dot{s}_e = -\lambda_e s_e \quad \text{로 놓으면 아래 식을 얻는다.}$$

$$\frac{1}{J_e} [T_{net}(\omega_e, m_a) - T_c(t)] - \dot{\omega}_{ed} = -\lambda_e s_e \quad (12)$$

(12)식으로부터 원하는 엔진 토오크는 아래와

같이 주어진다.

$$T_{net_des} = J(\dot{\omega}_{ed} - \lambda_{es1}) + T_f(t) \quad (13)$$

원하는 엔진 토오크를 구현하는 트로틀 앵글은 2.2.1에서 설명한 엔진 토오크 추종 방법을 사용하여 구할 수 있다.

위의 속도제어 알고리즘을 적용하기 위해서는 엔진 부하 $T_f(t)$ 를 알아야 한다. 엔진 부하를 측정하는 것은 비용이 많이 들기 때문에 제어와 동시에 엔진 부하를 추정하는 방법이 필요하다. 제 3 장에서는 외란 추정 이산화 슬라이딩 제어 방법을 이용하여 엔진 부하가 측정되지 않는 경우 효과적인 엔진 속도 제어 방법[3]에 대하여 설명한다.

3. 외란 추정 이산화 슬라이딩 제어 방법을 이용한 엔진 속도제어 방법

3.1 외란 추정 이산화 슬라이딩 제어

다음과 같이 주어지는 단일 입력 단일 출력을 갖는 비선형 캐노니컬(canonical) 형태로 주어지는 시스템을 고려하자.

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2 \\ &\vdots \\ \dot{x}_{n-1} &= x_n \\ \dot{x}_n &= f(x, u) + d(t) \\ y &= x_1 \end{aligned} \quad (14)$$

여기서 $d(t)$ 는 측정할 수 없는 외란이다. 상태변수 되먹임 선형화(state feedback linearization) 될 수 있는 비선형 시스템의 경우 외란이 매칭 조건(matching condition)[7] 을 만족할 경우 위와 같은 형태로 전환될 수 있다.

제어의 목표는 출력이 $n-1$ 번 미분 가능한 원하는 궤적 즉,

$$\frac{d^{(i-1)}}{dt^{(i-1)}}(x_{id}) = x_{id}, \quad (i=1, \dots, n) \quad \text{이 존재}$$

하는 x_{id} 를 추종하는 것이다. 추종오차 상태 변수를 $e_i = x_i - x_{id}$ 로 정의하면 시스템 (14) 는 추종오차 좌표축에서 다음과 같이 나타내진다.

$$\begin{aligned} \dot{e}_1 &= e_2 \\ &\vdots \\ \dot{e}_{n-1} &= e_n \\ \dot{e}_n &= f(x, u) - \dot{x}_{nd} + d(t) \end{aligned} \quad (15)$$

시스템 (15)는 다음과 같이 근사적으로 이산화 시스템으로 전환될 수 있다.

$$\begin{aligned} e_{1(k+1)} &= e_{1(k)} + T e_2(k) \\ &\vdots \\ e_{n-1(k+1)} &= e_{n-1(k)} + T e_n(k) \\ e_{n(k+1)} &= e_{n(k)} + T f(x(k), u(k)) - \dot{x}_{nd}(k+1) \\ &\quad + x_{nd}(k) + T(\hat{d}(k) + \tilde{d}(k)) \end{aligned} \quad (16)$$

여기서 T 는 제어루프 시간이다. 근사적이 아닌 정확한 이산화는 비선형 시스템의 경우 일반적으로 불가능하다. 이산화 슬라이딩 평면은 일반적으로 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$s(k) = e_n(k) + \lambda_{n-1} e_{n-1}(k) + \dots + \lambda_1 e_1(k) \quad (17)$$

여기서 λ_i 는 $s(k)$ 가 0 인 경우, 즉 시스템의 궤적이 슬라이딩 평면에 도달하였을 경우, 추종오차가 0 으로 수렴하도록 정해져야 하는 계수이다.

연속시간 슬라이딩 모드 제어 방법을 참고하여 제어 입력 $u(k)$ 가 다음과 같은 식을 만족하게 정의한다.

$$\begin{aligned} f(x(k), u(k)) + \hat{d}(k) - \frac{x_{nd}(k+1) - x_{nd}(k)}{T} \\ + \lambda_{n-1} e_n(k) + \dots + \lambda_1 e_2(k) = -Ks(k) \end{aligned} \quad (18)$$

위의 식에서 $\hat{d}(k)$ 는 추정된 외란 값이며, 아래와 같이 주어지는 추정식의 형태로 제안 될 수 있다.

$$\hat{d}(t_k + T) = \hat{d}(t_k) + K(g_1 s(t_k + T) + g_2 s(t_k)) \quad (19)$$

이 외란 추정 식은 기존의 슬라이딩 모드 적응 제어에서와 달리 현재의 슬라이딩 평면 값뿐만 아니라 한 스텝 전의 값도 사용한다. 여기서 g_1 과 g_2 는 이들을 고려하는 가중치로 생각될 수 있다. 제어 입력의 포화(saturation)가 발생할 경우, (19) 식에서 실제 적용되는 제어이득 K 값은 아래 식에서 계산되는 K_e 에 해당된다.

$$f(x(k), u_e) + \hat{d}(k) - \frac{x_{nd}(k+1) - x_{nd}(k)}{T} + \lambda_{n-1}e_n(k) \cdots + \lambda_1 e_2(k) = -K_e s(k) \quad (20)$$

이 경우 외란 추정식에서 K 값 대신 K_e 값이 사용된다. 위와 같이 정의된 제어 및 외란 추정 식이 적용되었을 경우 슬라이딩 평면과 외란 추정 오차는 아래와 같은 나타내진다.

$$\begin{bmatrix} s(k+1) \\ \hat{d}(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1-KT & T \\ -K[g_1(1-KT) + g_2] & 1-KTg_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} s(k) \\ \hat{d}(k) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \alpha(k+1) - \alpha(k) \end{bmatrix} \quad (21)$$

이 식으로부터 g_1 과 g_2 를 아래 관계식을 만족하도록 정하면 페루프 시스템의 외란 추정오차 동역학은 슬라이딩면의 동역학과 무관하게 되어 외란 추정오차가 원하는 궤적 추정오차에 관계없이 감소하는 장점이 있다.

$$g_2 = -g_1(1-KT) \quad (22)$$

이 경우 페루프 시스템의 극점은 $1-KT$ 및 $1-KTg_1$ 이 된다. 따라서, $K, T,$ 및 g_1 을 다음 식을 만족하도록 정하면 페루프 시스템의 안정성을 보장할 수 있다.

$$|1-KT| < 1, \quad |1-KTg_1| < 1 \quad (23)$$

또한, 슬라이딩 이득 K 및 T 가 주어진 경우

g_1 의 값을 조정하여 외란 추정 오차의 수렴도를 조절할 수 있으며, 외란 수렴도는 지수 함수적이다.

슬라이딩 면을 정의하는데 사용되는 계수 λ_i 는 슬라이딩면 상에서 추종오차 동역학이 안정되게 정하여져야 한다. 시스템이 슬라이딩 평면에 도달한 경우, 즉 $s(k) = 0$ 일 때 다음 식이 성립한다.

$$f(x(k), u(k)) + d(k) - \frac{x_{nd}(k+1) - x_{nd}(k)}{T} + \lambda_{n-1}e_n(k) + \cdots + \lambda_1 e_2(k) = 0 \quad (24)$$

슬라이딩 면의 정의인 (17) 식과 (24) 식으로부터 슬라이딩 면에서의 오차의 동역학은 다음과 같이 된다.

$$\begin{bmatrix} e_1(k+1) \\ e_2(k+1) \\ \vdots \\ e_{n-2}(k+1) \\ e_{n-1}(k+1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & T & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ 0 & 1 & T & \cdots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \cdots & 1 & T \\ -\lambda_1 T & -\lambda_2 T & -\lambda_1 T & \cdots & -\lambda_{n-2} T & 1 - \lambda_{n-1} T \end{bmatrix} \begin{bmatrix} e_1(k) \\ e_2(k) \\ \vdots \\ e_{n-2}(k) \\ e_{n-1}(k) \end{bmatrix} \quad (25)$$

따라서, 계수 λ_i 는 위의 $n \times n$ 행렬의 고유치가 z 평면상의 단위원 안에 들도록 정해져야 한다.

3.2 부하추정 엔진 속도제어

이 절에서는 3.1 절에서 제시된 외란 추정 이산화 슬라이딩 제어 방법을 엔진 속도 문제에 적용한다.

연속시간 영역에서 (1), (2) 식으로 주어지는 엔진 동역학식은 아래와 같이 근사적으로 이산화된다.

$$J_e \cdot \omega_e(k+1) = J_e \cdot \omega_e(k) + T_{nei}(\omega_e(k), m_e(k)) \cdot T - T_f(k) \cdot T \quad (26)$$

$$m_a(k+1) = m_a(k) + \dot{m}_{ai}(\alpha(k), m_a(k)) \cdot T - \dot{m}_{ao}(\omega_e(k), m_a(k)) \cdot T \quad (27)$$

엔진 속도 추종 오차에 관한 슬라이딩 면을 아래와 같이 정의하고,

$$s_e(k) = e(k) = \omega_e(k) - \omega_{ed}(k) \quad (28)$$

3.1 절에서 도출된 제어 및 외란 추정 방법을 이용하면 원하는 흡기 매니폴드 내의 공기질량 $m_{ades}(k)$ 및 엔진 부하토크의 추정식은 다음과 같다.

$$T_{net}(\omega_e(k), m_{ades}(k)) = J_e \left(\frac{\omega_{ed}(k+1) - \omega_{ed}(k)}{T} - \lambda_o s_e(k) \right) + \hat{T}(k) \quad (29)$$

$$\hat{T}(k+1) = \hat{T}(k) - \lambda_e (g_1 s_e(k+1) + g_2 s_e(k)) \quad (30)$$

흡기 매니폴드내의 공기 질량에 관한 슬라이딩 면을 다음과 같이 정의하고

$$s_m(k) = m_a(k) - m_{a_des}(k) \quad (31)$$

로 놓고, s_m 을 0으로 수렴시키기 위하여

$$s_m(k+1) = s_m(k) - \lambda_m T s_m(k), \quad \lambda_m > 0 \quad (32)$$

를 만족시키는 트로틀 개도(α_c)를 (2)식 및 \dot{m}_{ai} 맵을 이용하여 구할 수 있다. 즉,

$$\dot{m}_{ai}(\alpha_c(k), m_a(k)) = \dot{m}_{ao}(\omega_e(k), m_a(k)) + \dot{m}_{a_des}(k) - \lambda_m s_m(k) \quad (33)$$

여기서 $\dot{m}_{a_des}(k)$ 은 (9)식과 같이 근사적으로 구할 수 있다.

3.3 실험 장치

3.3.1 실험 장치의 구성

엔진 속도 제어 실험을 위하여 대우 프린스 차량에 장착되는 2000 cc 가솔린 엔진과 엔진에 부하를 주기 위하여 130Kw 급 eddy current 형

동력계가 사용되었다. 제어 알고리즘 적용을 위하여 IBM 586 PC 가 사용되었다. 제어에 필요한 각종 센서 신호는 매니폴드로 유입되는 공기량 센서(air flow meter) 만을 제외하고 기존의 엔진 ECU 단자에서 얻어졌다. 트로틀 밸브를 제어하기 위하여 스텝 모터가 트로틀 밸브축에 설치되었다. PC에서 각종 센서 신호 입력을 받고 트로틀 명령을 출력하기 위하여 National Instrument 사의 LabPC+ DAQ Card 가 사용되었다. 또한 ECU로 부터 얻어진 신호를 조절하는 회로와, 트로틀 밸브 구동 드라이브가 설치된 인터페이스 카드가 제작되어 사용되었다. 그림 1 은 실험 시스템의 구성도를 나타낸다.

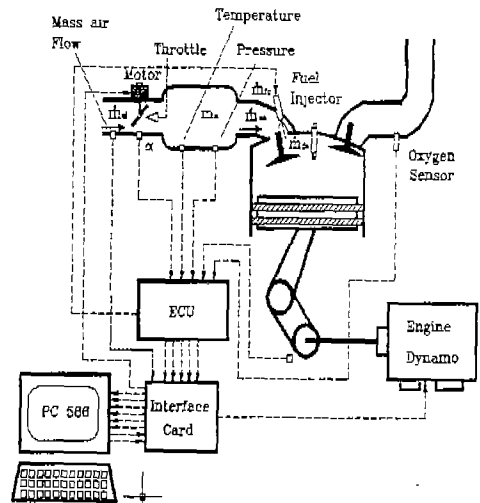
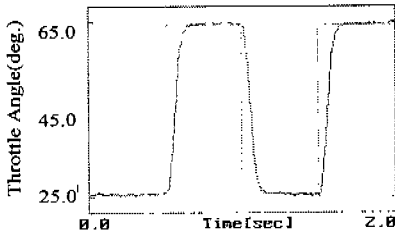


Fig. 1 Schematic Diagram of Engine Control Experiment

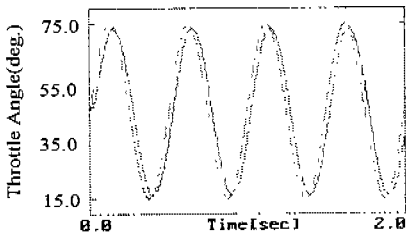
3.3.2 트로틀 밸브 구동 시스템

트로틀 밸브를 제어하기 위하여 0.9° 의 스텝 각을 갖고 최대 1000step/sec. 의 속도를 갖는 스텝 모터가 사용되었다. 스텝 모터 구동 드라이브는 89C2051 8bit 마이크로 프로세서 및 SLA7024 스텝모터 전용 구동드라이브 이용하고 TPS 센서의 입력을 받는 디지털 제어 회로로 제작되었다. 제작된 트로틀 밸브 구동 시스템의 성능은 최대 0.9 도의 추종오차를 갖고 약 3Hz

의 Bandwidth를 갖는다. 그림 2 는 은 제작된 트로틀 구동 시스템의 1 Hz 사각파 및 2 Hz 사 인과 추종 결과를 나타낸다. 그림 (a)로 부터 약 40 도의 트로틀 앵글 변화에 약 120msec의 시간 이 소요됨을 알 수 있다.



(a) 1 Hz Square Wave Tracking



(b) 2 Hz Sine Wave Tracking

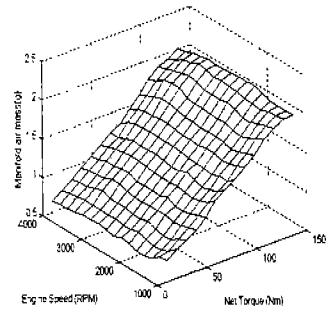
Fig. 2 Tracking Performance of Electric Throttle Actuator

3.4 엔진속도 추종제어 실험 결과 및 고찰

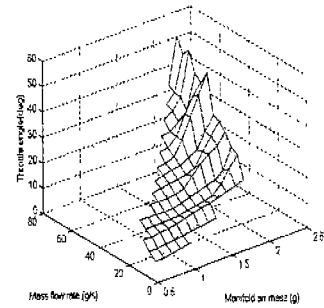
3.4.1 엔진 비선형 함수 획득 실험

비선형 엔진 함수는 엔진 토크 및 속도 제어 기 설계에 쓰이게 되는데, 다이내모메터를 이용하여 엔진 부하와 속도를 일정하게 유지한 후 엔진에 장착된 센서 값을 계측하여 얻을 수 있다. 본 연구에서는 엔진에 부하만을 줄 수 있는 130 Kw 급 eddy current 형 다이내모메터를 이용하였다.

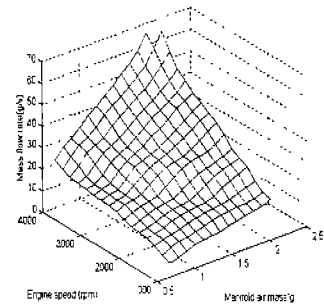
실험 결과 얻어진 비선형 함수의 3 차원 형상은 그림 3 과 같다. 그림 (b) 가 모든 영역에서 값을 나타내지 않는 것은 본 연구에서 사용된 다



(a) $T_{net}(w_e, m_a)$ map



(b) $\tilde{m}_{ai}(a, m_a)$ map



(c) $\dot{m}_{ao}(w_e, m_a)$ map

Fig 3 Nonlinear Engine Maps from Steady State Engine Test

이나모메터가 엔진에 동력을 줄 수 없기 때문에 실험할 수 없는 구간이 있기 때문이다.

3.4.2 엔진 속도 실험

엔진 속도제어 실험은 1500, 2000, 및 2500 rpm 대역에서 외부 부하토크 값을 아는 경우와 추정식을 통하여 추정하는 경우에 대하여 각각 200 rpm 진폭의 1 Hz 사각파 및 100 rpm 진폭의 1 Hz 사인과 추종 실험이 행하여졌다. 모든 경우에서 제어 이득은 $\lambda_e = 10$, $\lambda_m = 100$, 부하 추정에 사용되는 이득인 $g_1 = 0.4$, $g_2 = -0.36$, 제어루프 시간은 10msec. 가 적용되었다.

그림 4 와 5 는 엔진부하 토크를 아는 경우 2000 rpm 대역에서 사각파 및 사인과 추종 실험 결과이다. 그림으로부터 엔진 속도 추종 오차는 50 rpm 이내 임을 알 수 있다. 사각파 추종에서 엔진 속도가 증가 또는 감소할 때 일정한 기술키를 갖는 것은 엔진 마력의 한계에 따른 것이다. 그림 6 과 7 은 엔진부하 토크를 아는 경우 1500 rpm 및 2000 rpm 대역에서 사각파 추종 실험 결과이다. 위의 두 실험에서 2000 rpm 대역 실험에서 사용한 것과 동일한 제어 이득 값을 사용하였는데 2000 rpm 대역에서와 거의 유사한 속도 추종 성능을 보인다. 이는 비선형 제어 알고리즘이 선형 제어 알고리즘과 달리 제어 영역에 따라 제어 이득을 조절할 필요가 없음을 보여준다. 그림 8 은 엔진 부하를 추정하는 경우 2000 rpm 을 중심으로 200 rpm의 진폭을 갖는 1 Hz 사각파 추종 실험 결과를 나타낸다. 2.5 초에서 3.3 초 사이에서 다이내모메터로 부터의 엔진 부하가 증가되었다. 그림 9 는 엔진 부하를 추정하는 경우 2000 rpm을 중심으로 100 rpm의 진폭을 갖는 1 Hz 사인과 추종 결과인데 이 경우도 역시 실험 중간에 엔진부하가 급격히 변동되었다. 엔진부하가 급격히 변동될 때 약 100 rpm 정도의 추종오차를 보이며 그 외의 구간에서의 오차는 50 rpm 이내이다. 엔진 부하 추종 결과는 다이내모메터로 부터의 실제 부하를 약

10 Nm의 오차 내에서 추종한다. 이는 정상상태 엔진 실험을 통하여 얻어진 엔진 맵의 오차, 정상상태 엔진 맵의 비정상상태의 엔진제어에의 적용, 및 엔진 토크 생성 지연 등으로부터 발생하는 것으로 추정된다. 토크 추정 알고리즘의 수렴도는 부하 추정 알고리즘에 사용되는 상수 g_1 값을 증가시킴으로써 향상시킬 수 있다.

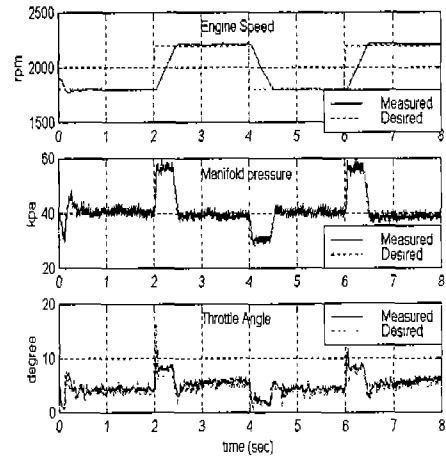


Fig. 4 Square Wave Tracking around 2000 rpm

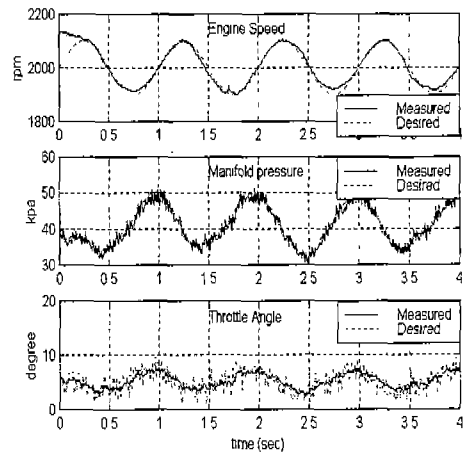


Fig. 5 Sine Wave Tracking around 2000 rpm

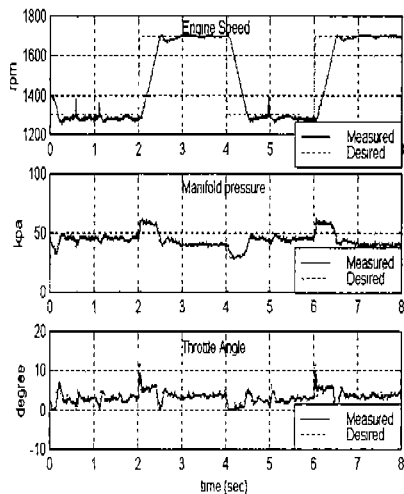


Fig. 6 Square Wave Tracking around 1500 rpm

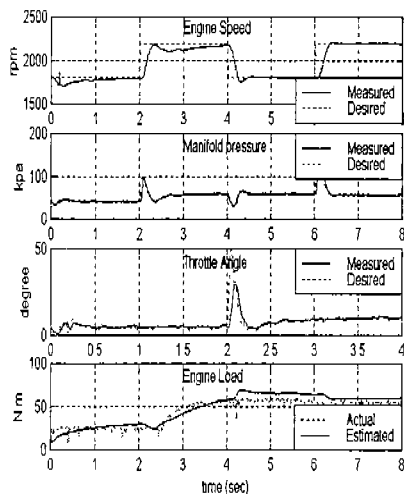


Fig. 8 Square Wave Tracking around 2000 rpm (with External Torque Estimation)

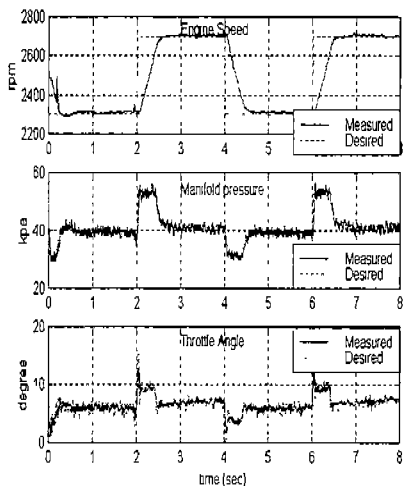


Fig. 7 Square Wave Tracking around 2500 rpm

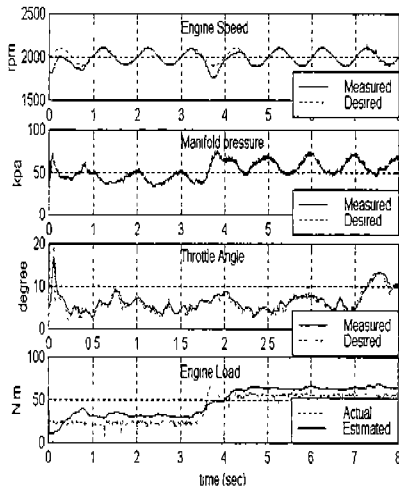


Fig. 9 Sine Wave Tracking around 2000 rpm (with External Torque Estimation)

4. 결론

트rottle 앵글을 전기적으로 제어하여 엔진 토오크 및 속도를 제어할 수 있는 비선형 제어 알

고리즘을 효과적인 엔진 부하 추정 알고리즘과 함께 제시하였다. 제시된 속도 제어 알고리즘과 부하 추정 알고리즘의 효율성을 엔진 속도제어 실험을 통하여 검증하였으며 다음과 같은 결론을

얻었다..

1) 엔진 속도제어 실험결과 부하 추정 알고리즘이 약 10 %의 오차 내로 부하를 추정하며, 엔진 부하가 급격히 변하더라도 엔진속도 추정오차는 100 rpm 이내이다.

2) 엔진 부하가 변하지 않는 구간에는 엔진 속도 추정오차를 50 rpm 이하이다

3) 엔진 부하 추정 알고리즘의 정상상태 부하 추정 오차는 약 10 Nm 이내이다.

4) 1500, 2000, 2500 rpm 등 여러 엔진 속도 구간 및 여러 가지 부하 조건하에서 고정된 제어 이득을 사용하여 양호한 제어 결과를 얻을 수 있다.

제시된 제어 및 부하추정 알고리즘은 향후 적응 순항제어 시스템(Adaptive Cruise Control) 등 고정도의 엔진 속도 및 토오크 추종제어가 필요한 분야에 효율적으로 사용될 수 있을 것이다.

후 기

본 연구는 1997년도 교육부 학술연구조성비 기계공학 ME97-E-34에 의하여 연구되었으며, 이에 감사드립니다.

참고 문헌

1. Cho, D., and Hedrick, J. K., 1989, "Automotive powertrain modeling for control," Transactions of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Vol. 111, pp. 568-576.
2. Dobner, D. J., 1982, "Dynamic engine

model for control development, Part 1: Nonlinear and linear model formulation," Int. J. of Vehicle Design, Vol. SP4.

3. Won, M-C., Choi, S-B., and Hedrick, J. K., 1994, "An Adaptive Sliding Mode Control of Automobile Engine Speed Under Unknown Loads," Proceedings of the 1994 ASME Winter Annual Meeting, Transportation Systems, pp. 175-188.
4. Ioannou P. , Chien C. C. , and Hauser J., "Autonomous Intelligent Cruise Control," IVHS America, May 1992.
5. Hedrick J. K. , Rao B. , Sheikholeslam S. , Swaroop D. , and Varaiya P. , "On Autonomous Intelligent Cruise Control, " California PATH Research Report 1992.
6. 원문철, "지능형 차량 도로 시스템에서 종적 차량 군집제어에 관한 연구," 한국 자동차 공학회 1997 년도 추계 학술대회, pp. 565-571.
7. Barmish, B.R., and Leitmann, G., "On the ultimate boundedness control of uncertain systems in the absence of matching condition," IEEE Transactions on Automatic Control, Vol.27, PP. 153-158.
8. Streib, H-M. and Bischof, H., "Electric Throttle Control(ETC): A Cost Effective System for Improved Emissions, Fuel Economy, and Driveability," SAE 960338.