

배기가스를 포함하는 수학적 엔진모델의 컴퓨터 해석

Computer Analysis of Mathematical Engine Model Including Emissions

김 유 남*, 우 광 방**
You Nam Kim, Kwang Bang Woo

ABSTRACT

In this paper the structure of an engine and its interaction are investigated by a mathematical model for the performance evaluation. The total system is composed of air-fuel inlet element, intake manifold, combustion, engine dynamics and emission. Their control functions are schematically evaluated. Because of the model constructure with general engine functions and computer simulation of the chosen engine, physical characteristics of the corresponding engine and the engine data of normal operation states are used.

According to the study, it is possible to predict the mixture rate by the difference in the mass of fuel and air flowing into cylinder and to evaluate and trace dynamic characteristic of operation state under various operating conditions. The model characteristic under the transient operating condition to evaluate operating of actual engine through the result of simulation.

1. 서 론

자동차 엔진의 성능 향상으로 인해 연료소비를 감소하려는 노력과 엄격한 배기가스 규제에 대응하기 위하여 유해가스를 줄여 자동차에 의한 공해 문제를 축소하려는 연구가 활발히 진행되고 있다. 최근까지 대부분의 제어장치들은 설계한 제어장치를 자동차에 직접 설치하고 테스트하는 방법으로 개발되었다. 그러나 이러한 방법은 제어 장치의 설계가 실제 엔진 데이터에 기초하여 개발될 수 있다는 장점이 있지만 많은 자금과 시간을 요하는 단점이 있다.

또 다른 방법은 엔진을 컴퓨터와 인터페이

싱을 하고 나머지 부분을 다이내모메터 맵핑을 통해 얻은 엔진 데이터를 기초로 하여 테이블 look-up 테크닉을 사용해서 프로그램하는 방법이 있다. Cassidy¹⁾ 그리고 Tennant²⁾ 등이 엔진을 시뮬레이션하기 위해서 이러한 "black box" 접근 방법을 사용하였는데 이러한 방법이 엔진 제어 장치를 개발하기 위한 도로-테스트 접근 방법에 어느정도 도움을 주고 있지만 이러한 방법은 단지 어떤 특정한 엔진 특성에만 제한적인 의미가 있는 결과만 만들어낸다. 제원이 다른 종류의 엔진을 사용했을 때에는 새로운 데이터를 가지고 다시 프로그래밍해야 한다.

엔진 제어 장치 개발에 있어서 분석적인 엔

* 정회원, 연세대학교 대학원 전기공학과

** 연세대학교 전기공학과

진 모델은 다른 엔진 구조와 운전 상태에서도 맵 데이터 없이 시뮬레이션이 가능하다.³⁻⁶⁾ 그러나 이러한 연구가 “black box” 접근 방법의 발전을 가져오게 하였지만 다기관에 들어가는 공기량에 따라 변화하는 다기관의 온도 변화, 그리고 연료 기화와 연료 배출에 영향을 미치는 온도 변화의 효과에 대해서 정확히 묘사하지 못했다. 또, 현재까지 나온 엔진 모델들은 연료 분사를 예측할 수가 없다. 엔진 장치들은 특정한 분사 표준량 범위내에서 작동되어야 하기 때문에 엔진 모델들은 실제 응용에 있어서 여러가지 문제점들을 가지고 있는 것이다.

그래서 본 연구에서는 이러한 어려움을 극복할 수 있는 엔진에 관한 수학적 엔진 모델을 발전시키고 이 수학적 모델을 엔진의 동작 상태를 변화시켜 컴퓨터 시뮬레이션 함으로써 실제로 이 엔진 모델이 엔진의 동작을 정확히 묘사할 수 있는지를 알아보고 그 응용을 제시하고자 한다. 이 모델은 일반적인 가솔린 엔진에서 일어나는 물리적인 현상을 설명할 수 있으므로 특정한 제어기 개발에 구애를 받지 않고 어떠한 형태의 가솔린 기관의 연료 분사 제어 장치의 개발에도 사용할 수 있으며 모델의 시뮬레이션 만으로써 흡기 다기관에서 일어나는 중요한 현상들을 관찰할 수 있다. 그러므로 이러한 수학적 모델링 엔진 제어기를 설계하고 개발하는데 유용하게 이용될 수 있을 것이다.

2. 모델의 구성

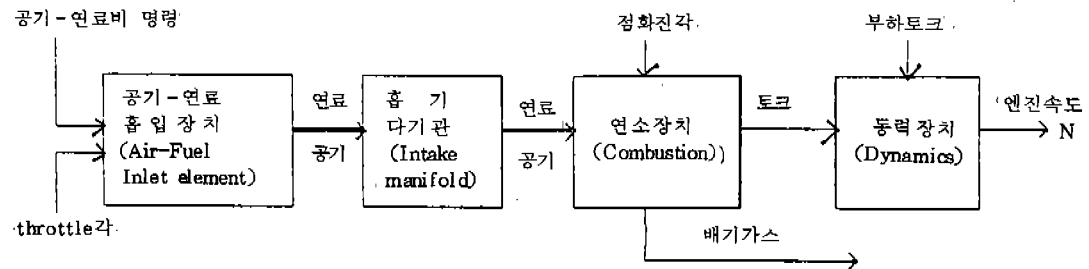


Fig.1 Engine Model

Fig.1에 엔진의 중요한 구성요소의 개략도를 나타내었다.

중요한 구성요소는 공기-연료 흡입 장치, 흡기 다기관, 연소장치, 동력장치 등이다. 공기-연료 흡입장치는 스로틀 각의 변화에 따라 공기의 양을 받아 들이고, 또한 마이크로프로세서로 조정되는 인젝터에 의해 연료를 분사한다. 흡기 다기관에서는 공기-연료 흡입 장치에서 받아들인 공기와 연료를 연소장치에 보내게 되는데, 흡기 다기관내에서의 연료의 기화와 필름 생성에 의한 연료의 전달 지연으로 인해 입력된 연료와는 다른 양의 연료가 출력된다. 연소장치에서는 입력된 공기, 연료와 점화 진각의 함수로써 토크와 배기 가스를 발생시킨다. 이 발생된 토크와 부하 토크, 마찰 토크 등과의 산술적 계산에 의해 가속 또는 감속 토크가 발생하며 동력장치에 의해 엔진 속도로 변환된다.

엔진 제어 장치를 설계하는데 유용하게 사용하기 위해서 이 엔진 모델은 일반적인 입력들을 받아들이고 전형적인 엔진 출력들을 만들어 내도록 구성되었다. 이 모델에서 조정할 수 있는 엔진 모델의 입력은 다음과 같다.

α : 스로틀 각

$(A/F)c$: 공기-연료비 명령

다양한 엔진 출력들이 측정된다고 가정하였다.

중요한 출력들(시간의 함수)은 다음과 같다.

$\dot{m}_{a,i}$: 다기관으로 들어오는 공기의 질량 변화율

- $\dot{m}_{f,i}$ 다기관으로 들어오는 연료의 질량 변화율
- $\dot{m}_{a,o}$ 다기관에서 나가는(실린더로 들어가는) 공기의 질량 변화율
- \dot{m}_{CO_2} 배기가스에 포함되어 있는 CO_2 의 체적 흐름율
- \dot{m}_{NOx} 배기가스에 포함되어 있는 NOx 의 체적 흐름율
- \dot{m}_{CO} 배기가스에 포함되어 있는 CO 의 체적 흐름율
- \dot{m}_{HC} 배기가스에 포함되어 있는 HC 의 체적 흐름율
- N 엔진 속도

일반적으로 m_a 와 m_f 는 모두 흡기 다기관 내에서 위치의 함수이다.

이 엔진 모델에서는 간단하고 효과적인 프로그램을 개발하기 위해서 참고문헌 [3]에서와 같이 이산(discrete) 형태를 사용하였다.

$\dot{m}_{a,i}$, $\dot{m}_{f,i}$, $\dot{m}_{a,o}$, $\dot{m}_{f,o}$ 는 사용자가 할당하는 임의의 시간 스텝에서 갱신될 수 있는 반면에 N , \dot{m}_{CO_2} , \dot{m}_{HC} , \dot{m}_{CO} , \dot{m}_{NOx} 는 엔진 점화

때 마다 계산된다.

Fig.1과 같은 엔진 모델을 제시하고 입력상태(스로틀 각, 공기-연료비 명령(A/F)c)에 따른 엔진 속도의 변화를 고찰한다. 특히 빠른 가속시 명령(A/F)c와 실제로 실린더에 유입되는(A/F)o와의 시간적 지연을 최소화하기 위하여 A/F 및 연료 공급 시간을 적절히 조절하여 최적의 A/F와 연료 공급 시간을 얻고자 한다.

2.1 공기-연료 흡입 장치

Fig.2에 공기-연료 흡입 장치의 모델을 나타냈다.

자동차 외부에서 자동차 내부의 다기관 안으로 공기를 흐르게 하는 중요한 요인은 외부의 압력과 다기관 안의 압력과의 압력 차이이다. 그리고 스로틀 밸브의 위치도 공기가 흐를 수 있는 면적을 변화 시킴으로써 공기 흐름의 비에 영향을 준다. 흐름의 비는 참고문헌 [9]에서 정의된 factor f_1 에 비례한다.

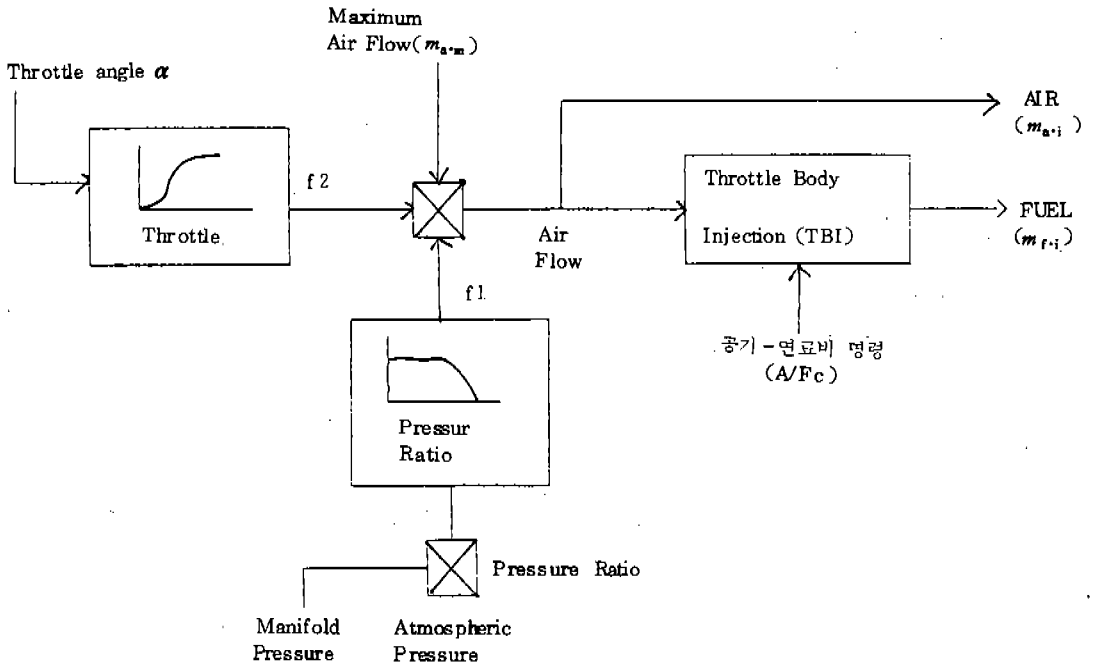


Fig.2 Air-Fuel Inlet element

$$f_1 = \begin{cases} 3.87 \left(\frac{P_m}{P_b}\right)^{0.071} \left(1 - \left(\frac{P_m}{P_b}\right)^{0.29}\right)^{1/2} & \frac{P_m}{P_b} > 0.528 \\ 1.0 & \frac{P_m}{P_b} < 0.528 \end{cases} \quad (1)$$

여기서,

P_b ; 대기압

P_m ; 다기관 압력

Throttle 각의 함수로서 공기가 흘러가는 면적의 효과는 다른 인자 f_2 에 거의 비례한다.

$$f_2 = 1 - \cos \alpha \quad (2)$$

여기서 α 는 스로를 각이다. $\alpha=90^\circ$ 는 스로를 밸브가 완전히 열린 것을 나타낸다. 흡기 다기관으로 흘러 들어가는 실제의 공기 흐름의 비는 흡입 다기관 지름의 크기, 공기 청정기의 흐름 저항, 스로를 샤프트와 구멍의 지름 그리고 공기가 흘러가는 경로의 여러가지 형태를 갖는 구멍의 유량 계수(discharge coefficients) 등과 같은 실험에 사용하는 엔진의 정확한 기하학적인 변수들에 의존한다. 이 모델이 특정한 엔진에 한정되는 것을 피하기 위해서 흡기 다기관으로 들어가는 실제 공기 흐름의 비를 다음 식과 같이 쓸 수 있다고 가정한다.

$$\dot{m}_{a,i} = \dot{m}_{a,m}(P_b, T_i) f_1 \cdot f_2 \quad (3)$$

여기서 $\dot{m}_{a,m}(P_b, T_i)$ 는 채택한 엔진에 대한 P_b 와 T_i 의 함수로서 최대 공기 흐름의 비를 나타내며 대부분의 엔진에 대하여 측정할 수 있는 양이다.

주어진 공기-연료비에 상응하는 연료의 흐름을 평가하기 위해 스로를 보다 인젝터의 특성과 그것의 연료 조절 메카니즘을 가정해야 한다. 이 모델에서는 속도 밀도 개념(speed density concept)을 시뮬레이션 하였다. 특히, 인젝터에서 나오는 연료 흐름의 비는 다음과 같이 가정하였다.

$$\dot{m}_{f,i} = \frac{Dm_f}{Dt} \quad (4)$$

여기서,

$$Dm_f = \frac{V_d \eta P_m}{R \cdot T_m \cdot AF} \quad (4a)$$

$$\theta_t = \frac{120}{N Nc} \quad (4b)$$

Dm_f 는 엔진이 한번 점화될 때 인젝터가 내뿜는 연료의 양이며 θ_t 는 주어진 엔진 속도 N 에 대한 엔진 점화 사이의 시간 간격, V_d 는 엔진의 배기량, η 는 체적 효율(volumetric efficiency), R 은 기체 상수, AF 는 공기-연료비, P_m 과 T_m 은 측정된 흡기 다기관의 압력과 온도, Nc 는 이 엔진의 실린더 수이다.

2.2 흡기 다기관

흡기 다기관의 간단한 block도는 Fig.3에 나타내었다.

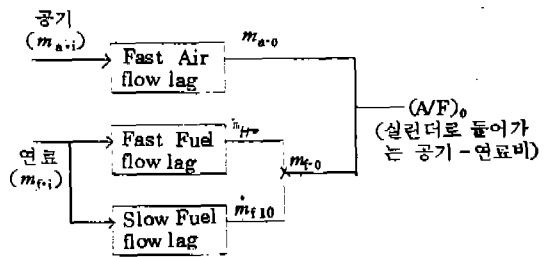


Fig.3 Block diagram of intake manifold

흡기 다기관의 온도와 압력은 흡입한 연료의 흐름을 시뮬레이션을 할 때와 온도와 압력 센서의 지연을 평가하는데 중요한 영향을 끼친다. 흡기 다기관에서 발생하는 가장 중요한 물리적 현상은 연료의 전달 지연이다. 분사된 연료가 다기관 안에서 기체와 무화 상태의 연료(liquid fuel droplets) 그리고 액체 연료 필름형태로 될 때 실린더로 들어가는 연료의 양은 세 가지 형태로 속도가 서로 다르기 때문에 분사된 연료의 양과 다르다. 흡기 다기관의 공기 온도와 압력은 연료의 분산과 유속을 결정하는데 중요한 역할을 한다. 흡기 다기관에서 공기와 기체 연료의 보존 법칙에 의해 다음 식을 유도할 수 있다.

$$\frac{dm_a}{dt} = \dot{m}_{a,i} - \dot{m}_{a,o} \quad (5)$$

$$\frac{dm_f}{dt} = \dot{m}_{f,i} - \dot{m}_{f,o} \quad (6)$$

흡기 다기관에서 나가는 공기의 양과 연료의 빠른 흐름량은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\dot{m}_{a\to o} = \frac{V_d \cdot P_m}{R \cdot T_m} X_a \cdot \eta \quad (7)$$

$$\dot{m}_{f\to o} = \frac{V_d \cdot P_m}{R \cdot T_m} (1 - X_a) \cdot \eta \quad (8)$$

여기서 η 는 체적 효율이고 X_a 는 혼합 기체에서의 공기의 양이다. 체적 효율 η 의 값은 각 엔진과 운전 조건마다 다르다. 일반적으로 체적효율은 흡기 다기관 온도 T_m , 압력 P_m , 배기 입력 P_e , 엔진 속도 N 그리고 엔진의 기학적인 파라미터를 변수로 갖는 복잡한 함수이다. 그러나 많은 데이터들 가운데 대부분은 엔진의 사양과는 무관하다는 것을 알 수 있으며, η 는 다음과 같은 식으로 쓸 수 있다.

$$\eta = \eta_p \cdot \eta_z \quad (9)$$

η_p 는 공기가 흐를 때 흡기 다기관과 배기 다기관의 압력 차에 의한 영향을 나타낸다. 간단한 공기 싸이클 분석에 의해서, η_p 는 식 (10)과 같이 쓸 수 있다.

$$\eta_p = \begin{cases} 0.285 + \frac{r - P_e/P_m}{1.4(r-1)} & P_e/P_m < (P_e/P_m)_{crit} \\ 0 & P_e/P_m > (P_e/P_m)_{crit} \end{cases} \quad (10)$$

여기서 r 는 엔진의 압축 비이며 $(P_e/P_m)_{crit}$ 는 다음과 같다.

$$(P_e/P_m)_{crit} = 1.4r - 0.4 \quad (11)$$

이 값은 normalize 되어 $P_e/P_m = 1$ 일 때 $\eta_p = 1$ 이다. η_z 는 체적 효율이 엔진 속도와 흡기 다기관의 온도에 영향을 받는다는 것을 보여준다. 수학적으로 Z 는 다음과 같이 정의 된다.

$$Z = \left(\frac{b}{Dc}\right)^2 \cdot \frac{s}{C_j \cdot a} \quad (12)$$

여기서 b 는 실린더의 지름이고 Dc 는 흡기 밸브의 바깥 직경이고 C_j 는 평균 흡기 상수이고 s 는 평균 피스톤 속도이며 a 는 흡기 다기관 온도에서 음속(velocity of sound)이다.

다른 모든 엔진에 대해서 주어진 Z 의 일반적인 함수로 나타낼 수 있다.

$$\eta_z = \begin{cases} 0.8 & Z < 0.5 \\ 0.8[1 - 4/7(Z - 0.6)] & Z > 0.5 \end{cases} \quad (13)$$

대부분의 엔진의 운전에서 Z 는 0.5 근처의 값을 갖고 있다. Z 가 1.3보다 큰 경우(식 (13)에서 Z 가 음의 값을 갖는 경우는 거의 없다) 흡기 다기관 안에서의 혼합기체가 이상 기체와 같이 움직인다고 가정할 때 음속은 식 (14)와 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} a &= g_o \cdot k \cdot p / \rho = (k-1) \cdot g \cdot J \cdot C_p \cdot T \\ &= g_o \cdot k \cdot R \cdot T / m = (Y \cdot RT)^{1/2} \end{aligned} \quad (14)$$

$k = 1.4$ 이고 $m = 29$ (공기)일 때 $a = 49\sqrt{T}$ (ft/sec)이다. 여기서 Y 는 공기의 비열(the ratio of specific heat of air)이다. 대부분의 자동차에 대해서 $(b/Dc)^2$ 은 약 3.5이고 C_j 는 약 0.3이다.⁸⁾ Z 는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$Z = 52.2 \cdot s / (RT) \quad (15)$$

피스톤 속도 s 는 엔진 속도 N 과 다음과 같은 관계를 갖는다.

$$s = \frac{N \cdot L_s}{30} \quad (16)$$

여기서 L_s 는 엔진의 행정(stroke)을 나타낸다.

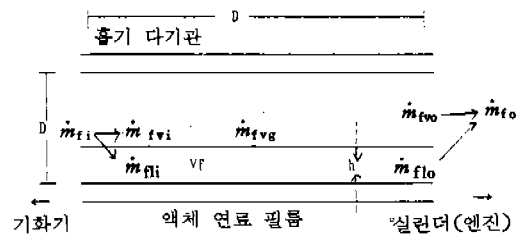


Fig. 4 Steady-state fuel flow model in intake manifold.

흡기 다기관을 흐르는 연료는 흡기 다기관의 가운데로 흐르는 기체연료와 흡기 다기관의 안쪽 표면에 붙어서 이동하는 액체 연료로 분류될 수 있다. 흡기 다기관 안에서의 연료

들의 관계를 살펴 보면 다음과 같다.

$$\dot{m}_{fi} = \dot{m}_{fvi} + \dot{m}_{fli} \quad (17)$$

$$\dot{m}_{fo} = \dot{m}_{fvo} + \dot{m}_{fli} \quad (18)$$

정상상태일 때

$$\dot{m}_{f,i} = \dot{m}_{f,o} \quad (19)$$

그러나 과도(transition) 상태일 때, 흡기 다기관과 들어가는 연료 필름의 두께는 증가하고 $\dot{m}_{f,i}$ 는 필름의 두께가 증가하는 즉, \dot{m}_{fli} 의 형태로 더 많이 변한다. 연료 필름이 흡기 다기관을 따라 흘러가는 동안 이 연료의 일부 분은 기화를 한다. 그래서

$$\dot{m}_{fvo} = \dot{m}_{fvi} + \dot{m}_{fvG} \quad (20)$$

$$\dot{m}_{f,o} = \dot{m}_{f,i} - \dot{m}_{fvG} \quad (21)$$

액체 필름이 원주 방향으로 일정한 두께 h 를 갖고 있고 연료 필름이 Couette 흐름이며 이 연료의 흐름이 벽으로부터의 거리에 선형적으로 비례하며 이 연료의 표면 속도는 $2V_f$ 라고 가정하자. 여기서 V_f 는 평균속도이다. 이러한 연료의 흐름은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\dot{m}_{fno} = \frac{D}{2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot h \cdot 2V_f \cdot \frac{1}{2} = \pi \cdot D \cdot h \cdot V_f \quad (22)$$

여기서 D 는 흡기 다기관의 지름이다.

위치 1에서 위치 2로 스로틀 밸브를 빠르게 열 경우, 연료 필름의 평균속도 V_f 와 연료의 기화 비율 \dot{m}_{fvG} 가 순간적으로 빨리 변하며, 연료 필름의 두께가 시간 간격 t 와 $t + \Delta t$ 사이에 h 에서 $h + \Delta h$ 로 증가한다고 가정하자. 이제 흡기 다기관에서 연료의 질량보존의 법칙을 생각할 때 다음 식을 얻을 수 있다.

$$\dot{m}_{fli2} \Delta t = \pi \cdot D \cdot L \cdot \Delta h + \pi \cdot D \cdot h \cdot V \cdot \Delta t + \dot{m}_{fvG} \Delta t \quad (23)$$

이 식을 정리하면 다음과 같다.

$$h_2 \cdot V_{f2} = L \cdot \Delta h / \Delta t + h \cdot V_{f2} \quad (24)$$

이 식에서 h 를 $h(t)$ 로 Δh 를 dh 로, Δt 를 dt 로 놓고 정리하면 다음과 같은 미분 방정식을 얻는다.

$$\frac{L}{V_{f2}} \cdot \frac{dh}{dt} + h = h_2 \quad (25)$$

이 식은 시간의 함수로서 연료 필름의 두께를 결정할 수 있는 미분 방정식이다. 이 연료 필름의 두께는 \dot{m}_{f10} 를 구하는데 있어서 중요한 값이다.

액체 연료의 분사시 기화되는 정도는 인젝터(injector)의 성능에 달려 있다. 분사된 연료 방울의 지름이 가우시안 분포를 따른다고 할 때 각 경계치를 정함으로써 연료의 형태를 완전 기화된 연료, droplet, 액막의 세가지 유형으로 분류할 수 있다. 이러한 분류는 연료 분사 즉시 일어나는 경우에도 해당되지 만 어떤 길이를 갖는 다기관을 통과할 경우 다기관 출력부에서의 연료의 분포는 연료 방울 지름의 감소 비율을 시간의 함수로 나타냄에 따라 초기 연료 분사시와는 다르게 된다. 이때의 방정식은 실험을 기초로 얻은 것으로서 이를 그래픽적으로 해석하기 위하여 근사식인 (26)을 구하였다.

$$d(D)^2/dt = -F \times (1 + 0.30 \times Sc^{0.33} \times Re^{0.56}) \quad (26)$$

$$F = 8 \times M_L \times D_G \times p / (\rho_L R \times T_L)$$

기화하는 droplet의 순간적인 불안정한 상태의 drag 계수를 다음과 같이 표시하였다.

$$C = 27 \times Re^{-0.84} \quad (27)$$

감소 시간(reduced time)을 다음과 같이 정의하였다.

$$\theta = [9 \times \eta_G / (\rho_L \cdot \theta_0^2)] t \quad (28)$$

그리고 감소되는 상대속도 z 는

$$z = 1 - V/Va \quad (29)$$

$$y = D/Do \quad (30)$$

$$d(y^2)/dt = -E \times [1 + A \times (z \times y)^{0.50}] \quad (31)$$

$$E = 8 \times M_L \times D_G \times p / (9 \times \eta_G \times R \times T_L)$$

$$A_0 = 0.30 \times Sc^{0.33} \times Re^{0.50}$$

운동 매체에서의 droplet의 drag 계수는 다음과 같이 주어진다.

$$\frac{4}{3} \cdot \pi \times (D/2)^2 \rho_L \times dV/dt = C_D \times 1/2 \times \pi (D/2)^2 \rho_G \times (V_a - v)^2 \quad (32)$$

윗식에 (27), (28), (29)와 (30)식을 대입시키면

$$dz/dt = -2.25 \times (Re_o)^{0.16} \times z^{1.16} \times y^{-1.84} \quad (33)$$

이 식들 중 (32)와 (33)을 이용하여 시간 t 와 기화계수 E 에 관한 지름감소율 y 를 근사적으로 구하면 다음과 같다.

$$y(t) = 15/(s-12) \times [C(E) - p(E) \times E \{s - 0.374 \times (R \times \sqrt{2}/\pi \times \exp(-s/2^2)^{0.544}) \times 1/(s-s^3)^{0.272}\}]^{0.5} \quad (34)$$

$$p(E) = 0.44 \times (E + 0.26) - 0.004 \times E + 0.0012/E$$

$$C(E) = 8.79 \times (E + 0.59) - 11 \times E - 0.16/E$$

$$s = 7.72 \times t + 2$$

$C(E)$ 와 $p(E)$ 는 선택하는 E (vaporization factor) 값에 따른 위 함수의 보정계수를 나타낸다. E 값의 변화에 따른 연료 방울의 지름의 감소율과 시뮬레이션 결과는 Fig. 5와 같다.

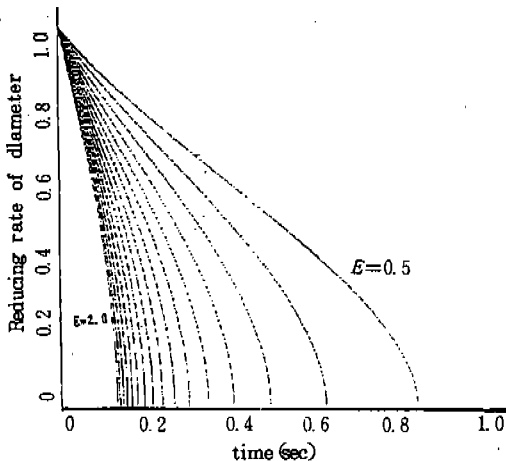


Fig. 5 Reduced ratio of droplet diameter according to evaporation factor E

다기관 내의 필름은 분사된 연료가 온도,

압력, 다기관의 길이와 내경의 영향을 받음으로 생기는 것으로 그것의 두께와 질량은 분사된 연료의 양과 초기 상태의 액막의 두께 그리고 정상상태에 이른 후의 액막의 두께의 함수로 시간에 대하여 표시할 수 있다. 액막의 두께에 관한 식은 다음과 같다.

$$h_2^2 = h_2 \times L/V_{f2} \times dh/dt + h^2(t) \quad (35)$$

$$h(t) = h \times \frac{1 - c_1 \times \exp(-2 \times V_{f2}/L \times t)}{1 + c_1 \times \exp(-2 \times V_{f2}/L \times t)} \quad (36)$$

$$c_1 = (h_2 - h_1)/(h_2 + h_1) \quad (37)$$

또한 이때 필름의 질량 변화는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$m_{fio}(t) = \pi/2 \times D \times L \times h(t) \times \rho_f \quad (38)$$

$$\rho_f = 0.689$$

이 방정식으로부터의 결과는 다음 Fig. 6과 같다.

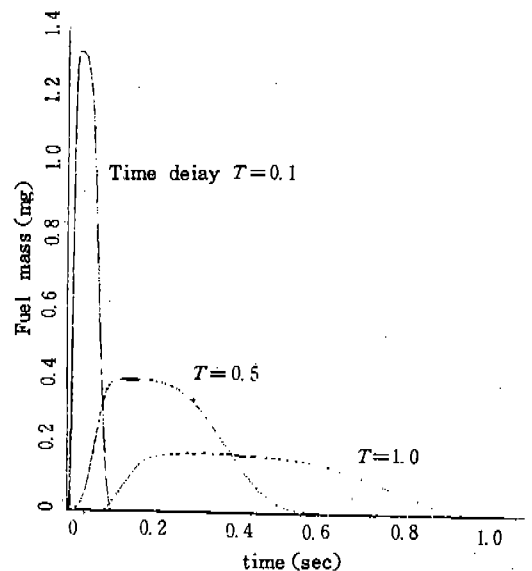


Fig. 6 Film output state according to time delay

2. 3 연 소

혼합기체의 공기-연료비, 스톨들 각, 엔진

속도 그리고 점화 시기 등이 엔진토크를 발생시키는데 중요한 영향을 끼친다. Fig. 7에 연소모델을 나타냈다.

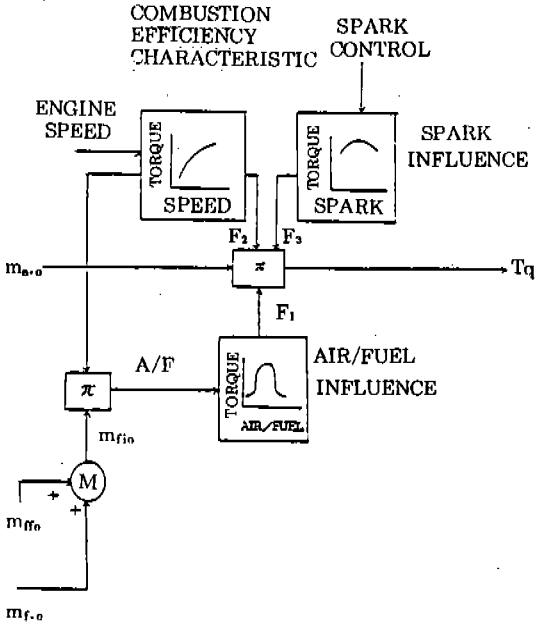


Fig. 7 Combustion model

소로를 각과 공기-연료비가 엔진토크의 발생에 영향을 미친다는 사실이 전형적인 S.I. 엔진에 대해 행한 실험을 통해서 얻은 데이터를 통해서 알려졌다.⁴⁾ 각각 다른 엔진의 데이터로부터 구한 실제 토크가 서로 다르기 때문에, 이러한 데이터들은 여기서 사용한 모델에 대해서 factor $F_1(\alpha, AF)$ 을 유도하기 위해서 normalize 되었다.

점화 시기의 영향을 기술하기 위해서 두번

째로 normalize 된 factor F_2 를 정의했다. 엔진 토크의 영향을 기술하기 위해서 세번째로 normalize 된 factor F_3 를 정의했다.

세개의 토크 factor에 근거하여, 특정한 엔진에 의해 발생한 토크에 대한 여러가지 엔진 파라미터의 영향을 다음 식으로 시뮬레이션할 수 있다.

$$T_q = (T_q)_{\max} F_1(\alpha, AF) \cdot F_2(SPK) \cdot F_3(N) \quad (39)$$

$(T_q)_{\max}$ 는 엔진에 의해 발생된 최대 토크를 나타내며 일반적으로 엔진의 크기와 압축비 그리고 다른 기하학적인 파라미터들의 함수이다.

2.4 동력장치

부하 토크와 엔진 관성 그리고 부하 관성 등이 특정한 엔진의 특성이고 이 시뮬레이션에서의 입력이다. 그러나 이러한 일반적인 관계는 마찰 토크를 기술하는데 사용될 수 있는데 이것은 대부분 엔진의 속도에 의존한다. 엔진의 가속(또는 감속)은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\frac{dN}{dt} = \frac{T_q - (T_q)_l - (T_q)_f}{I_e + I_l} \quad (40)$$

여기서 $(T_q)_l$ 은 부하 토크를, $(T_q)_f$ 는 마찰 토크를 의미하며, I_e 는 엔진 관성을, I_l 은 부하 관성을 의미한다.

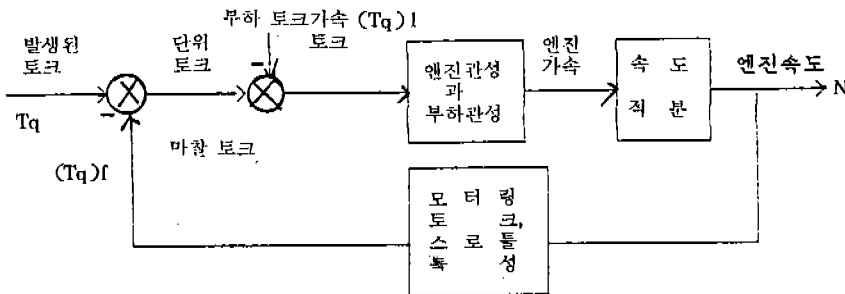


Fig. 8 Dynamics Model.

2.5 배기가스

연소하고 있는 혼합 기체의 공기-연료비는 배기 가스 구성에 대단히 중요한 영향을 미치는 변수이다. 흡기 대기관의 온도와 압력 그리고 점화 시기도 배기가스에 영향을 주는 인자이다. 이 모델에서는 실린더 안에서 혼합기체의 공기-연료비가 변화할 때의 엔진의 동작을 기술하므로, 배기 모델은 단지 공기-연료비의 영향을 시뮬레이션한다. 만약 이 엔진 모델이 엔진 운전의 다른면을 시뮬레이션하기 위하여 사용된다면, 이 배기 모델은 다른 영향들을 포함시키기 위하여 사용될 수 있을 것이다.

현재의 배기 데이터들은 전체의 배기 가스 질량이나 분자의 형태로 표시된 것이 대부분이다. 전체 배기량은 실린더로 들어가는 공기와 연료의 질량 흐름을 뿐만 아니라 배기 가스의 구성에도 영향을 받는다. Fig. 9에 실린더에서 소비되는 공기에 대한 배기 가스 생성율의 데이터를 나타내었다.

이 데이터에 의하여 흡입 공기 질량당 CO, CO₂, NO_x, HC의 생성율을 공기-연료비의 함수로 변환시킬 수 있다.

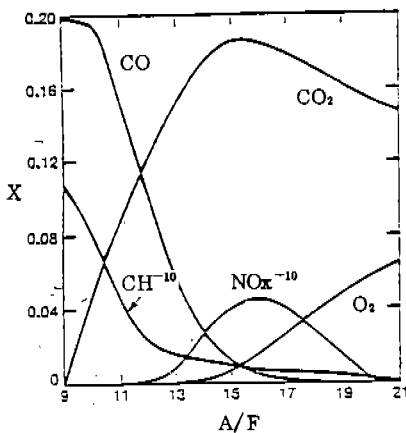


Fig.9 Data for exhaust gas versus Air-Fuel ratio

3. 실험 및 결과

실험에 사용된 엔진의 파라미터는 다음과 같다.

$$\text{실린더 수}(N_c) = 8$$

$$\text{실린더의 지름}(b) = 10.16 \text{ cm}$$

$$\text{실린더의 행정}(L_s) = 8.84 \text{ cm}$$

$$\text{최대 공기흐름}(\dot{m}_{a,m}) = 150 \text{ gm/sec}$$

$$\text{압축비}(r) = 7$$

$$\text{흡기 대기관 체적}(V_m) = 2,850 \text{ cm}^3$$

$$\text{엔진 관성}(I_e) = 1.36 \times 10^6$$

$$\text{dyne-cm-sec/RPM}$$

$$\text{부하 관성}(I_l) = 5.42 \times 10^6$$

$$\text{dyne-cm-sec/RPM}$$

흡기 대기관은 $L=D$ 로서 원통형 수평 파이프로서 시뮬레이션하였다. 부하 토크는 다음과 같은 특징을 가진다고 가정하였다

$$(T_q) = 61 + 37(N-600)/1,400$$

(T_q)는 $N \cdot \text{m}$ 이고 N 은 엔진속도이다.

다음 데이터는 idling engine에 대한 데이터이다.

$$\text{흡기 대기관 온도} = 330^\circ \text{K}$$

$$\text{흡입 공기 온도} = 320^\circ \text{K}$$

$$\text{스로틀 각} = 10^\circ$$

$$\text{공기-연료비} = 14.7$$

$$\text{엔진 속도} = 600 \text{ RPM}$$

3.1 스로틀의 급격한 변화에 대한 고찰

이 엔진 모델을 사용해서 초기 아이들링 상태에서 엔진을 빠르게 가속한 상태를 시뮬레이션하였다. 이것은, 운전자가 가속 페달을 밟아서 스로틀을 순간적으로 완전히 연 것과 같다. 이러한 운전자의 행동은 마이크로프로세서에 의해서 빠르게 감지되고 원하는 공기-연료비는(초기 아이들링에서의 공기-연료비 14.7에서) 즉시 12.5로 변화해서 많은 연료가 가속을 위해 필요한 힘을 얻기 위하여 엔진 안으로 들어 올 수 있다.

수학적으로, 위의 과정은 다음과 같이 $t=0$ 에서 엔진 변수를 새로운 값으로 변화시킴으로써 시뮬레이션을 할 수 있다.

여기서는 $(A/F)_e$ 를 12.5로 일정하게 하

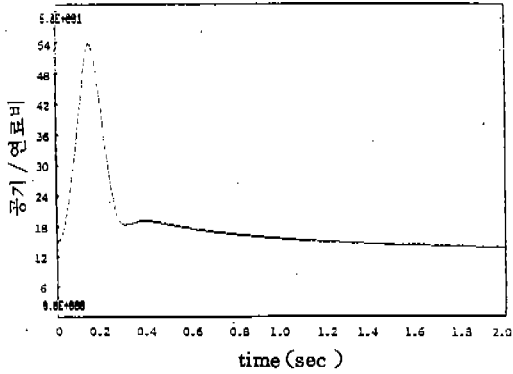


Fig. 10 Air-Fuel ratio in a rapid transient of throttle angle

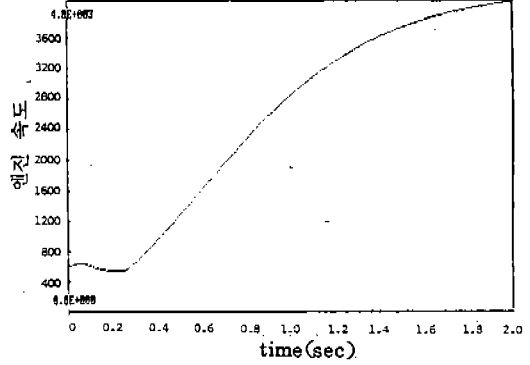


Fig. 11 Engine speed in a rapid transient of throttle angle

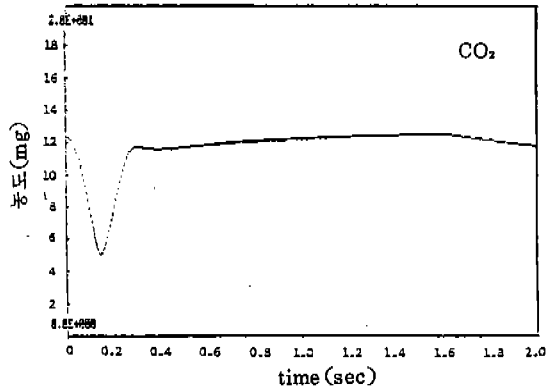
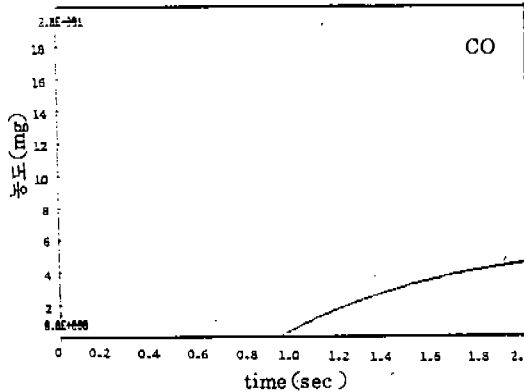
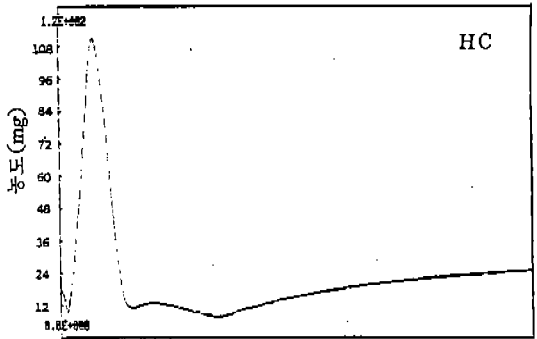
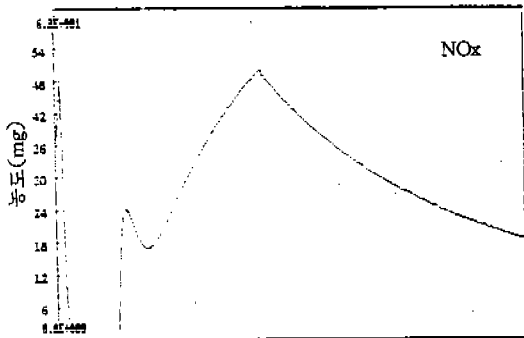


Fig. 12 Emissions in a rapid transient throttle angle

고 α 를 시간에 따라 변화시켰을 때 실린더로 들어가는 $(A/F)_c$ 와 엔진 속도의 변화를 검토한다.

$$(A/F)_c = 12.5$$

$$\text{흡기 온도}(T_i) = 300^\circ K$$

$$\alpha = \begin{cases} 10 + 600 t & t < 0.133 \text{ sec} \\ 90 & t > 0.133 \text{ sec} \end{cases}$$

이 흡기 온도는 초기 온도 $320^\circ K$ 로 감소되었는데 이것은 스로틀 각이 변화함으로써 공기의 흐름이 급격히 증가하였기 때문이다.

이 시뮬레이션에서 얻은 $(A/F)_0$ 는 Fig.10에 엔진 속도는 Fig. 11에 나타내었다. 엔진 속도는 연료가 증가하는데 대한 영향이 나타나기 전에 어느 정도 지연된다. Santo Barbara의 Delco Electronics에서 이 시뮬레이션과 비슷한 실험을 하여 구한 엔진 속도에 대한 데이터값들과 일치한다는 것을 알 수 있었다. 실린더로 유입되는 공기-연료비에 의하여 배출되는 4가지의 배기가스의 성분과 농도는 Fig. 12에 나타내었다.

3.2 공기-연료비의 변화에 대한 영향

급격한 가속시에 엔진의 속도 지연을 제거할 수 있는 공기-연료비의 조절방법의 개발은 어려운 일이다. 실린더로 유입되는 초기의 희박한 혼합기체를 보상해 주기 위해서 새로운 연료를 더 제공하려면 흡입 대기관 안에서의 액체 연료의 전달 메카니즘을 확실히 알아야 한다. 또한 공기-연료비도 조종하여야 하는데 이것은 NOx와 불연소 HC를 유발하는 농후한 공기-연료비가 발생하지 않도록 하기 위함이다. 특정한 엔진에 대한 간단한 “가장 좋은” 공기-연료비 조절방법을 개발하는 것은 매우 광범위한 일이다. 급격한 가속을 하는 동안의 공기-연료비의 조절방법에 대해서 이절에서는 세가지 형태로 시뮬레이션하였다.

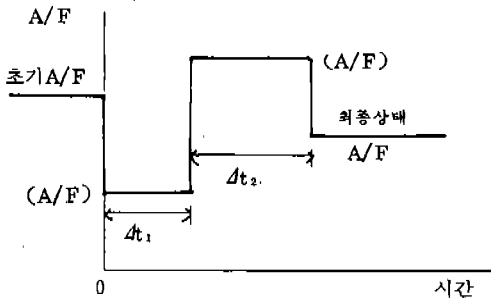


Fig.13 Air-Fuel ratio control strategy

Fig. 13에 엔진에 공급하는 혼합기를 농후하게 하거나 희박하게 하는데 일반적으로 사용되는 공기-연료비 조절방법을 나타내었다. 엔진의 효율과 배기가스에 대한 Δt_1 , Δt_2 , $(A/F)_1$, $(A/F)_2$ 의 영향을 이 엔진 모델 시뮬레이션에서 결정하였다. 공기-연료비와 공

급시간은 Table.1과 같으며 실린더로 들어가는 혼합기의 공기-연료비는 Fig.14에 나타내었다.

Table 1. Air-Fuel ratio of three type

	$(A/F)_1$	Δt_1 (초)	$(A/F)_2$	Δt_2 (초)
a	5	0.2	20.0	1.3
b	5	0.5	20.0	1.0
c	7	0.7	12.5	0.8
d	1	0.2	5.0	1.3
e	1	1.5		

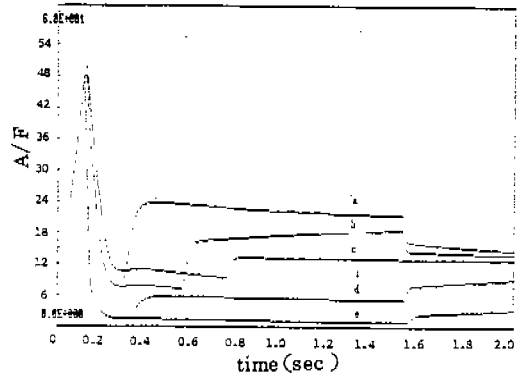


Fig.14 Air-fuel ratio output for control strategy of Air-fuel ratio command

그림에서 보는바와 같이 초기에 공급되는 연료비와 공급시간에 따라 혼합비에 많은 영향을 준다는 것을 알 수 있다.

여기서는 초기에 공기-연료비는 거의 비슷하게 하고 공급시간을 서로 다르게 주었을때 처음에는 거의 비슷한 혼합비가 나타나나 시

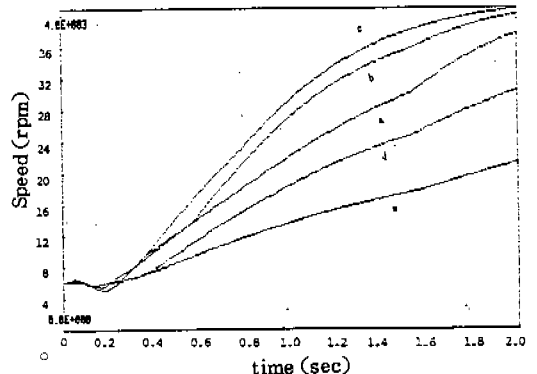


Fig.15 Engine speed for control strategy of Air-fuel ratio command

간의 경과에 따라 공기-연료비의 차이가 생긴다.

공기-연료비 조절방법에 따른 엔진속도의 차이는 Fig. 15에 나타내었다.

스스로를 각의 변화가 일정함에도 불구하고 연료조절 방법에 따라 최종적인 안정 상태에도달할 때까지의 시간 및 가속성에 많은 영향을 끼친다는 것을 알 수 있다. 그림 Fig. 14와 15에서 알 수 있듯이 세가지의 공기-연료 조절방법중 c의 경우 다른 네가지 형태보다도 효과적이라는 것을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 엔진 제어장치를 개발하는데 있어서 실제 엔진을 쓰지 않고, 컴퓨터 시뮬레이션을 함으로써 실제 엔진과 유사한 동작을 얻을 수 있는 수학적 엔진 모델을 제시하고, 제시된 모델을 시뮬레이션하여 이 모델이 자동차의 실제 동작과 유사한 지를 비교검토하였다

이 엔진 모델을 사용하여 시뮬레이션한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 스스로를 각의 급격한 변화에 있어서 연료의 증가 시킴에도 불구하고, 초기에 오히려 공기-연료비가 희박하게 되고, 엔진 속도는 바로 증가하지 않고 약 0.3초 속도 지연이 있었다.

2. 스스로가 급격하게 변화하는 상태에서 초기에 공기-연료비가 희박하게 되고 속도 지연을 일으키는 요인은 흡기 대기관 안에서의 연료의 기화율의 증대와 액체연료 필름의 증가에 따라 실제로 실린더로 유입되는 연료의 증가율은 공기의 증가율에 비해 떨어지기 때문에, 공기-연료비가 희박해지며 이 혼합비에 의해 가속에 필요한 토크가 충분히 발생되지 않기 때문인 것으로 알 수 있었다.

3. 실린더로 유입되는 공기-연료비에 의해 배기상태에서 배출되는 배기가스의 성분과 농도를 예측할 수가 있었다.

4. 빠른 가속을 할 때에 발생하는 초기 공기-연료비의 상승과 속도지연 및 배기가스를

줄이기 위해 공기-연료비와 연료 공급시간을 조절함으로써 초기의 공기-연료비 상승을 어느정도 억제하고 배기가스를 줄일 수 있었다.

따라서 이러한 수학적 모델을 이용함으로써 엔진 제어장치를 개발하는데 있어서 컴퓨터 시뮬레이션만으로써 엔진의 성능분석을 할 수 있으므로 제어장치 개발에 필요한 시간과 경비를 절감할 수 있다. 그러므로 이러한 수학적 엔진모델은 엔진제어기 개발에 유용하게 이용될 수 있을 것이다.

참 고 문 헌

1. Cassidy, J.F., "On Design of Electronic Automotive Engine Controls Using Linear Quadratic Control Theory," GMR Report ET-181, December 5, 1981.
2. Tennant, J.A. et.al., "Development and Validation of engine model via automated dynamometer tests," SAE 790118.
3. D.J. Dobner, "A mathematical engine model for development of dynamic engine control", SAE 800054.
4. R.G. Delosh, K.J. Brewer, L.H. Bush and T.F.W. Ferguson, "Dynamic computer simulation of a vehicle with Electronic Engine Control." SAE 810447.
5. Dobner, D.J., "Engine characteristics for the dynamic engine model." GMR Report EG-177, May 30, 1980.
6. W.W. Yuen, and H. Servati, "A mathematical engine model including the effect of engine emissions", SAE 840036.
7. D.J. Dobner, "Dynamic engine models for control development part-I; Nonlinear and linear model formulation", GMR report GMR - 3783, Jan 13, 1982.
8. C.F. Taylor, "The internal - combustion engine in theory and practice", 2nd edition, The M.I.T Press, Cambridge, Massachusetts.