

엔진모델에서의 연료상태와 점화시기의 컴퓨터 해석

이덕규, 김유남, 박희철, 우광방

연세 대학교 대학원 전기공학과

Computer Simulation of Fuel States and Spark Timing in Engine Model

Daeg-Kyoo Lee, You-Nam Kim, Hee-Chul Park, Kwang-Bang Woo

Dept. of Electrical Eng. Yonsei University

ABSTRACT

In this paper, a mathematical engine model based on the actual engine operation is formulated to be adapted for the evaluation and development of engine control system. In the model the classification of fuel particle size is considered. The model is simulated through the mathematical interpretation of intake manifold in the rapidly-accelerated state. The spark-timing is analyzed with respect to engine r.p.m. The result shows that the model behaves similar performance to the actual engine operation and the spark-timing is very important to the characterization of engine r.p.m..

1. 서론

최근 엔진의 성능을 향상시키기 위해서 제어 시스템을 도입하는 데 이는 연료의 집약과 공해 가스 배출 문제를 개선시킬 수 있기 때문이다. 이러한 제어 시스템을 개발하기 위해서는 실제 제어기를 엔진에 장착하여 데이터를 얻어야 하지만 이러한 데이터는 단지 특정한 대상의 값에 불과하며 또한 많은 시간과 비용이 필요하게 된다. 따라서 이러한 점을 감안하여 일반적인 엔진 모델을 수학적으로 분석하고 실제에 근사한 엔진 동작을 시뮬레이션 할 필요가 있다.

일반적인 모든 가솔린 엔진에서 일어나는 물리적인 양을 설명하는 분석적인 관계와 경험적 상호 작용에 근거하는 W.W.Yuen과 H.Serrati의 수학적 엔진 모델을 사용하여 유한개의 조정할 수 있는 상수들 가운데 적당한 것을 선택함으로써 연료 분사를 예측할 수 있고 흡기 다기관 내의 상태를 수학적으로 해석적으로 해석, 접근하며, 이제까지 흡기 다기관의 연료 형태 분류를 함에 있어서 분사되는 연료의 입자 지름이 균일하다고 보고 수학적으로 해석하였으나 실제로는 여러 상태 변수들의 작용으로 입자 지름이 일정하지는 않는 상태를 분사된 연료의 입자 지름이 가우시안 분포(Gaussian distribution)를 이룬다고 가정하고 흡입 다기관 내의 연료 상태를 수학적으로 분석하여 실제 엔진 운전상태에 근사하는 엔진의 동작을 연구자 하는 데 있으며 점화 시기의 영향을 고려하여 엔진의 출력을 조사하는 데 있다.

2. 모델의 구성

엔진의 모델을 구성하는 것은 엔진내에서 일어나는 중요한 물리적 현상과 동작상태를 모델화시켜서 실제 엔진 상태에 근사하는 해석적인 모델로 나타내기 위함이다. 엔진의 주요 구성장치를 블록화시키면 그림 1 과 같다.

여기서 흡입 장치는 인젝터를 제외하고는 동적요소(dynamic element)를 포함하고 있지 않으며 흡입 장치된 통과하는 공기의 흐름(air flow)은 브로틀 각 와 다기관 압력 Pm의 함수이며 흡기 다기관의 내부 압력과 외부 압력 사이의 차에 의하여 일어나며 이때 브로틀 판은 흐름 연직을 변화시켜 공기의 흐름에 영향을 준다. 연료의 흐름은 주로 브로틀의 특성으로 생기는 데 브로틀 각을 열

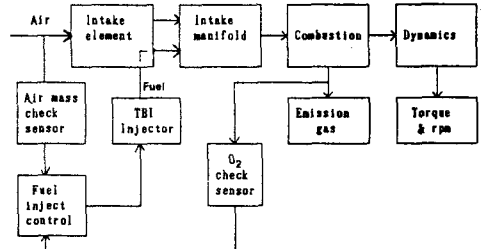


그림 1 엔진 모델의 블록 구성

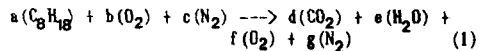
었을 때 공기의 유입량이 증가하고 이를 공기량 감지 센서가 감지하여 원하는 AF에 비례하도록 인젝터에서 연료의 양을 증가시켜 분사한다. 또한 연소 후 산소 센서로 배기 가스중의 산소 잔여량을 감지하여 분사된 AF비와 실제 실린더로 들어간 AF비와의 오차를 줄이도록 연료 분사 제어기에 정보를 제공한다.

흡기 다기관은 흡입된 공기와 연료를 연소장치로 보내는 통로이며 이 내부에서의 현상을 정량적으로 나타내기 위한 정보는 거의 없다. 일반적으로 알수있는 기본적인 사실은 연료의 흐름이 공기의 흐름보다 늦다는 것이다. 이를 기초로 해서 연료 흐름을 빠른 흐름과 느린 흐름 성분으로 나누는데 이는 두가지 방법이 있다.

첫째, 평형 공기 증류(Equilibrium Air Distillation -EAD)특성을 이용하여 기화되는 연료의 양을 결정하는 것으로 주로 이때 기화되는 연료는 다기관 온도와 A/F비에 의한 영향만을 고려하는 방법으로 그 특성을 그림 2에 나타내었다.

둘째, 연료의 기화량은 또한 다기관 내부에서 평형상태에 도달되기 전에 연료의 머무르는 시간(residence time)에 의해 영향을 받는데 이런 경우를 고려해서 흐름의 구분을 액체 연료에서 작은 연료 방울(droplet)과 필름형태의 연료(wall-flow 또는 film) 성분으로 나누고 원자화된 액체 연료는 가스질량 흐름비에 비례한다고 가정한다. 원자화되지 않은 액체 연료는 필름의 형태의 연료로 구분한다. 이런 연료의 구분은 다기관으로 혼합기가 입력되는 즉시 일어나며 이러한 경우 연소되기 위해 실린더로 들어가는 공기/연료비는 연료의 전달 지연으로 인한 감과 오차를 나타내게 되어 엔진가속에 영향을 미치게 된다.

연소 장치는 공기/연료 혼합가스가 실린더 내에서 폭발하여 동력을 크랭크 축에 전달시키는 과정으로써 연소 상태는 복잡한 화학반응식으로 나타내어지며 이는 다음과 같이 나타낼 수 있다.



1 몰의 C₈H₁₈의 완전한 연소과정을 예를 들어 보면 a=1, b=12.5, c=47 → d=8, e=9, f=0, g=47 (2) 만약 이론적인 양보다 많은 공기(125%)가 공급되었다면 이때는

$$a=1, b=1.25x(12.5), c=1.25x(47) \rightarrow d=8, e=9, f=3.12, e=58.75 \quad (3)$$

완전연소를 하기 위해 필요한 공기량을 충분히 공급하였을 때 반응이후 산소가 검출되었지만 근본적인 화학식에는 아무런 영향을 주지 않으며 단지 공기/연료비의 문제가 제기된다. 즉 공기/연료비는 공기의 질량/연료의 질량 이므로 완전연소 과정, (2)식으로 부터의 A/F비는

$$AF1 = \frac{(12.5+47)(28.97)}{8(12) + 18(1.008)} = 15.1 \quad (4)$$

(3)식으로 부터의 A/F비는

$$AF2 = \frac{1.25(12.5+47)(28.97)}{8(12) + 18(1.008)} = 18.9 \quad (5)$$

공기의 양은 연소과정에 있어서 일정량의 연료가 분사 되었을 때 회박 또는 농후연소를 결정하는 중요한 요소이며 역으로 일정한 공기량에 대하여 연도분사를 제어함으로써 원하는 엔진출력을 얻을 수 있다. 또한 이때 최대 엔진효율을 얻기 위해서는 공기/연료비 뿐만아니라 점화시기가 문제가 되며 엔진속도에 따라 점화시기를 변화시킴으로써 엔진의 출력 개선과 안정된 동력을 구동속에 전달할 수 있다. 점화 시기는 크랭크 속과 엔진 속도에 관한 함수로 표시할 수 있다.

구동장치는 관성과 부하 모오크가 순간적인 상황에서 고려되어야 한다는 사실을 제외하고는 매우 기본적인 것이다. 엔진속도와 부하는 정상상태의 동작을 정의하기에 적합하지만 과도기적인 상태에서는 엔진의 관성과 그것에 연관된 그밖의 물리적인 것에 영향을 받는다. 연소과정으로 부터 산출되는 지시 모오크 (indicated torque)는 엔진의 내부마찰에 의해 감소되고 이 결과로 나타나는 순모오크(not torque)는 부하모오크가 주어짐으로 또한 감소하게 된다. 따라서 잉여 모오크(remaining torque)는 엔진과 부하모오크에 대하여 엔진가속을 시키게 되며 이를 적분하면 엔진속도를 얻을 수 있다.

3. 흡기 대기관 내의 연료 상태

흡기 대기관에서는 공기와 연료의 혼합가스가 새가지 유형으로 존재하는데 이는 연료방울의 크기에 따라 즉, 질량에 의해 구분된다. 이러한 구분에 의해 연료의 지연과 이것으로 인해 발생하는 엔진가속의 지연을 수학적으로 표시할 수 있다. 이를 위해서는 몇개의 가정이 필요하며 다음과 같이 설정한다.

1. 연료방울의 크기는 인젝터에서 분사될때 가우시안 분포 (Gaussian distribution)를 갖는다고 가정한다.
2. 연료형태의 구분을 위하여 경계조건이 존재한다고 가정한다.
3. 대기관에서의 연료의 입력과 출력은 First Input First Output인 경우라고 해석한다.

흡기 대기관으로의 공기의 흡입은 기화기 밖의 압력과 대기관내의 압력의 차, 브로틀 각의 크기 변화, 또한 엔진속도에 대한 함수이다. 먼저 압력차에 의한 공기의 흡입은 오리피스(orifice)를 통과하는 압축공기의 흐름에 대한 비의 관계식으로 표시할 수 있다.

$$f1 = \frac{3.87(Pm/Pb)^{0.71} [1 - (Pm/Pb)]^{0.29} Pm/Pb}{1.0} \quad \begin{matrix} Pm/Pb > 0.528 \\ Pm/Pb < 0.528 \end{matrix} \quad (6)$$

Pm : 흡기 대기관내의 압력
Pb : 외부 압력(대기압)

그런데 실제 브로틀을 통과하는 공기흐름은 가속시의 과도기적 상태하의 엔진으로 들어가는 공기의 흐름과 같지 않으며 이는 대기관 증반효과도 인한 것이다. 즉, 대기관 압력이 브로틀 입구 압력(대기압)의 약 52.8%가 되면 그 흐름은 억제되고 대신 대기관 압력의 영향을 받지 않는 브로틀 영역 흐름만으로 선행적인 증가를 하게된다. 이러한 흡기 대기관의 증반효과는 공기 흡입량의 기울기를 분화시켜 원하는 엔진의 속도에 도달하는 데에 시간지연 유발 일인이다. 이때 공기의 증가에 비례하여 분사된 연료의 증가량으로 인하여 엔진속도가 증가하게 되고 흡기 대기관내의 압력은 다시 감소하게 된다. 시간에 대한 압

력의 감소율은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$d1 = \exp(-(-t + 0.24)/10) \quad t > 0.24 \quad (7)$$

$$d1 = 1.0 \quad t < 0.24$$

따라서 엔진속도에 따른 흡기 대기관 압력은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$Pm = 0.25 + 0.7 \{1 - \exp(-(-t - t_k + 0.03) 200)\} d1 \quad (8)$$

또한 브로틀 각에 의한 공기의 흐름비는

$$f2 = 1 - \cos \alpha \quad (9)$$

α : 브로틀 각

여기서 α = 90° 일 경우는 완전히 열린 상태이며 α = 10° 인 경우는 공회전 상태에서 닫혀져 있는 경우의 각으로 한다. 이때 실제 공기 흐름비는 흡입 파이프의 크기와 공기 청정기, 브로틀 속과 내경, 공기흐름로에 따라 변하는 오리피스의 방출계수에 의존하지만 엔진에 따라 각기 다르므로 일반적으로 해석할 수 있는 경우를 고려하여 다음과 같이 나타낸다.

$$\dot{m}_{ai} = \dot{m}_{amax}(Pb, T1) f1 f2 \quad (10)$$

\dot{m}_{ai} : 흡입되는 공기흐름
 \dot{m}_{amax} : 흡입되는 공기흐름의 최대값
T1 : 입력되는 공기의 온도

그런데 위에서 \dot{m}_{amax} 은 대부분의 경우 실제로 측정되어야 하는 양이므로 속도 밀도 개념을 적용시켜서 다시 나타내면

$$\dot{m}_{amax} = \frac{Vd Pb}{R T1} Xa$$

$$\dot{m}_{ai} = \frac{Vd Pb}{R T1} Xa f1 f2 \quad (11)$$

Vd : 실린더 체적
R : 기체 상수
Xa : 공기와 연료의 총 질량중 공기의 질량 비중

인젝터에서의 연료 분사량은 지시되는 A/F비를 유지하며 공기량에 비례하여 분사되어야 하며 공기의 유입에 따른 연료 분사량은 다음과 같다.

$$\dot{m}_{fi} = \frac{\dot{m}_{ai}}{A/F} \quad (12)$$

\dot{m}_{fi} : 분사되는 연료의 흐름
A/F : 공기/연료 비

이때 분사된 연료는 새가지 형태의 연료로 구분되며 각 형태의 연료는 그들 범위 안에서 전달 지연 시간을 갖게 된다.

$$\dot{m}_{f1} = \dot{m}_{fv} + \dot{m}_{fd} + \dot{m}_{ff} \quad (13)$$

먼저 연료의 형태를 구분하기 위하여 인젝터에서 분사되는 연료의 방출지름이 가우시안 분포(Gaussian distribution)를 따른다고 가정하였으므로 연료 입자 한개당 각각의 질량과 개수와의 관계는 그림 3과 같다.

완전 기화된 연료와 연료 방울 그리고 필름 형태의 연료는 지름에 따라 구분할 수 있으며 이때의 경계 지름을 다음과 같이 설정하면 입력된 연료의 질량에 대한 각 연료형태의 질량비를 구할 수 있다.

$$b1 = 100 \mu m \quad M1 = 0.374 (x10^{-3}) mg$$

$$b2 = 300 \mu m \quad M2 = 10.39 (x10^{-3}) mg$$

따라서 흡기 대기관에서 생기는 연료형태에 따른 흐름은 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{matrix} \dot{m}_{fv} = \dot{m}_{fi} Xv \\ \dot{m}_{fd} = \dot{m}_{fi} Xd \\ \dot{m}_{ff} = \dot{m}_{fi} Xf \end{matrix} \quad (14)$$

이때 이 함수에 대하여 각 구간에서 적분을 취하면

$$\begin{aligned} X_v &= \int_0^{0.374} 0.374 \, dm \\ X_d &= \int_0^{0.374} 0.374 \, dm \\ X_f &= \int_0^{0.374} 0.374 \, dm \end{aligned}$$

이 값들은 전체 연료 분사 질량에 대한 각 형태의 연료 분사 질량비가 된다.

위와 같이 흡기 다기관 내에서의 상태로부터 실린더로 들어가는 공기와 연료의 상태를 표시할 수 있는데 이때 환원 기화된 연료는 공기와 함께 전달 지연 시간을 τ_v 이라 할 때

$$\tau_v = \frac{120 \text{ Vm}}{Nc \text{ rpm}(\eta_v + 0.001)Vd} \quad (15)$$

이며, 각 형태의 연료의 전달 지연이 선형적인 관계에 있다고 한다던

$$\begin{aligned} \tau_d &= 2.5 \times \tau_v \\ \tau_f &= 15 \times \tau_v \end{aligned}$$

또한 연료방울과 필름은 흡기 다기관내에 머무는 시간 동안 그것들의 일부는 흡기 다기관의 벽과 내부의 온도 상승으로 또는 공기의 속도에 비례하여 비행하는 동안 재기화(evaporization)된다. 온도에 의한 재기화는 지수적으로 증가하는 데 이러한 영향은 앞에 언급한 평형 공기 종류 특성에 의해 나타낼 수 있다.

비행하는 동안의 연료방울의 지름 감소비율은 감소시간(reduced time)에 대하여 아래와 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{d(D^2)}{dt} = -F(1 + 0.3 \text{ Sc}^{0.33} \text{ Re}^{0.5}) \quad (16)$$

$$F = \frac{8 M_L D_G \Delta P}{\rho_L R T_L}$$

기화하는 droplet의 순간적인 불안정한 상태의 drag 계수는 다음과 같다.

$$C_D = 27 \text{ Re}^{-0.84} \quad (17)$$

감소시간(reduced time)을 다음과 같이 정의 하였다.

$$\theta = \left[\frac{9\eta_0}{\rho_L D_0^2} \right] t \quad (18)$$

그리고 감소되는 상대속도 z는

$$\begin{aligned} z &= 1 - V/V_a \\ y &= D/D_0 \end{aligned} \quad (19)$$

$$\frac{d(y^2)}{d\theta} = -E[1 + A_0(zy)^{0.5}] \quad (20)$$

$$E = \frac{8 M_L D_G \Delta P}{9\eta_0 R T_L}$$

$$A_0 = 0.30 \text{ Sc}^{0.33} \text{ Re}^{0.55}$$

운동 매체에서의 droplet의 drag 계수는 다음과 같이 주어진다.

$$\frac{4}{3} \pi \left[\frac{D}{2} \right]^3 \rho_L \frac{dV}{dt} = C_D \frac{1}{2} \pi \left[\frac{D}{2} \right]^2 \rho_G (V_a - V)^2$$

첫식에 (17), (18), (19)식을 대입시키면

$$\frac{dz}{d\theta} = -2.25 (\text{Re})^{0.16} z^{0.16} y^{-1.84} \quad (21)$$

이러한 재기화율을 그래픽적으로 해석하기 위해 위 식들 중 (20)과 (21)를 이용하여 시간 t 와 기화계수 E에 관한 지름감소율 y 를 근사적으로 구하면 다음과 같다.

$$y(\theta) = \frac{15}{(s+12)} \left[C(E) - p(E)E(s - 0.374) \right. \\ \left. (\text{Re}\sqrt{2/\pi} \exp(-s^2/2))^{0.544} 1/(s-3)^{0.272} \right]^{0.5} \quad (22)$$

$$\begin{aligned} p(E) &= 0.44(E + 0.26) - 0.004 E^{4.3} + 0.0012/E \\ C(E) &= 8.79(E + 0.59) - 11 E^{0.5} - 0.16/E \\ s &= 7.72\theta + 3 \end{aligned}$$

여기서,

C(E)와 p(E)는 선택하는 E(vaporization factor)값에 따른 위 함수의 보정계수를 나타낸다.

E값의 변화에 따른 감소시간과 방울 지름의 관계를 그림 4 에 나타내었다.

이로부터 재기화되는 비율을 고려하여 흡기 다기관을 나가는 각 연료형태의 흐름은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{vo} &= \dot{m}_{vi} + \dot{m}_{dv} + \dot{m}_{fv} \\ \dot{m}_{do} &= \dot{m}_{di} - \dot{m}_{dv} \\ \dot{m}_{fo} &= \dot{m}_{fi} - \dot{m}_{fv} \\ \dot{m}_o &= \dot{m}_{vo} + \dot{m}_{do} + \dot{m}_{fo} \end{aligned} \quad (23)$$

이때 실린더로 들어가는 연료의 양은

$$\dot{m}_{cyl} = \dot{m}_o \times \eta_v \quad (24)$$

η_v 는 체적 효율(Volumetric efficiency)으로써 이는 엔진 속도, 압력, 압축비와 비열의 비의 함수로 표시되는 값으로 의미상으로는 대기압 상태에서 실린더의 면적 채적을 채우는 이론적 공기량에 대한 실제 흡기 행정당 유입되는 공기의 실제량을 말한다.

따라서 실제 실린더로 들어가는 공기/연료 비는

$$A/F_0 = \dot{m}_{ai} / \dot{m}_{cyl} \quad (25)$$

이며, 결과는 그림 5 의 2 와 같다.

4. 점화 시기

점화시기는 피스톤이 혼합기를 압축하여 상사점(top dead center)에 도달하고 다시 하강하려는 순간에 폭발이 이루어질 수 있도록 하는 것이 이상적이다. 그러나 실제 기관에서는 기계적 지연, 화염 전파의 지연 등으로 점화시기 조정이 필요하게 된다. 기계적 지연이란 점화장치가 작동하는 데 요하는 시간 지연을 말하며 화염 전파의 지연이란 혼합가스가 점화되어 최대 폭발 압력이 될 때까지의 시간지연으로써 실린더 내의 진공도가 높을 경우 또는 혼합가스가 희박한 경우는 이 시간이 더욱 길어진다. 보통 점화 지연시간은 1/250-1/500 초 이다. 이러한 지연을 고려하지 않고 피스톤이 상사점에 도달했을 때 점화시기를 맞추면 폭발이 끝날 때까지는 피스톤은 어느 정도 하강하므로 기관의 출력을 저하될과 동시에 과열을 일으키는 현인이 된다. 반대로 점화시기를 너무 앞세우면 상사점 전에서 폭발이 완료되어 노킹(knocking)을 일으키게 된다. 만약에 피스톤이 상사점에 도달하였을 때 최고 압력을 얻도록 점화시기를 조정한다면 커넥팅 로드와 크랭크 축의 압은 일직선을 형성하며 피스톤에서 받는 압력의 영향으로 방사형의 하중을 받게 되어 역회전을 일으킬 수도 있으며 다른 피스톤의 출력을 감소시키게 된다.

그러므로 이러한 것을 방지하기 위하여 피스톤이 상사점을 약간 통과한 후에 즉, 크랭크 축의 압이 상사점을 10-15° 통과한 후에 최고 압력을 갖도록 하는 것이 가장 적합하다.

엔진 속도변화에 따른 점화시기 조정은 다음과 같다.

$$C = N \times 360/60 \text{ sec} \quad (26)$$

$$Cr = Tr \times C \quad (27)$$

이때 저속(idle speed)에서의 점화시기를 C_0 라 하고 최고 압력을 상사점 이후 q_1 점에서 얻고자 한다면,

$$C_{max} = Cr - C_0 - q_1 \quad (28)$$

- N : 엔진 속도 (rpm)
- C : 배크 크랭크 속의 회전 각도 (degree/sec)
- Tr : 점화 지연 시간 (sec)
- Cr : 점화 지연 시간동안 회전하는 크랭크 속의 각 (degree)
- Co : 저속시 최적의 점화시기 (상사점 이전 각도)
- q1 : 최고 압력을 얻으려 하는 점 (상사점 이후 각도)
- Cmax: q1 점에서 최고 압력을 갖도록 하는 점화시기 (상사점 이전 각도)

이와 같은 점화시기의 조정으로 흡입된 혼합가스를 연소시키지 못하거나 불완전 연소로 발생하는 엔진의 노킹 현상, 불안정한 동작상태, 공해가스 배출을 줄일 수 있다.

5. 토오크와 엔진 속도

혼합 가스의 공기/연료비와 함께 브로콜 각, 엔진 속도 그리고 점화 시기가 연료 토오크를 발생시키는 데 중요한 영향을 끼치는 데 대부분의 엔진에 응용할 수 있는 일반적인 준-경험적 관계들을 통하여 아래와 같은 토오크 식을 얻을 수 있다.

$$T = g1 g2 g3 \quad (29)$$

$$g1 = -0.842 (AFO / (14.7 - 0.934)) + 0.9994$$

$$g2 = -0.000347 (fr) + 1$$

$$g3 = -0.0001823 (rpm - 3000) + g3_3$$

$$g3_3 = 648.15 Pm^2 \quad 0 < Pm < 0.95$$

$$525.0 \quad \text{else}$$

이러한 factor들을 이용한 토오크의 출력은 다음 그림 6-1과 같다.

여기서 g1은 연료비에 대한 토오크 factor 값을 나타내며 g2는 엔진의 점화시기에 대한 토오크 factor 값, g3는 엔진의 속도에 대한 토오크 factor값이다. 이들에 대해서 그림 6-2 에 나타내었다.

마찰 토오크는 다음과 같이 가정하며

$$T_f = 0.0194 (rpm - 600) + 29.89 \quad (30)$$

부하 토오크가 다음과 같다면

$$T_L = 61 + 37(N - 600) / 1400 \quad (31)$$

이때 엔진의 가속 또는 감속은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\frac{dN}{dt} = \frac{T - T_f - T_L}{I_e + I_L} \quad (32)$$

따라서 증가하는 엔진의 속도는 식(32)을 적분하여 얻을 수 있다.

$$rpm = rpm + _rpm \quad (33)$$

연료 분사 명령에 따른 엔진 속도의 출력은 그림 7-2 의 a 와 같은 결과를 얻을 수 있다.

그림 7-1 은 엔진 속도의 변화에 따라 최대 엔진 출력을 얻기 위해 조정되어야 할 점화 시기를 크랭크 속의 각도로 나타낸 것으로 이러한 점화 시기의 조정은 그림 7-2 b 에 나타난 결과에서 알 수 있듯이 엔진의 출력에 큰 영향을 준다.

6. 결론

본 연구에서는 엔진 제어 시스템을 평가하거나 개발하는데 적용될 수 있도록 연료 형태의 분류를 고려하여 실제 엔진 동작과 근사한 엔진 모델을 수학적으로 구성하였다. 그러나 더욱 정확한 모델을 구성할 필요가 있으며 이는 앞으로 연구 과제로써 물리적 특성과 많은 데이터를 사용하여 수학적으로 구성되어야 할 것이다. 시뮬레이션을 위해서 엔진의 모든 파라미터를 적용시킬 수 없기 때문에 중요한 파라미터를 만으로 엔진 모델을 구성하였고 그 밖의 외한으로 인한 출력에의 영향은 무시되었다.

이 엔진 모델로부터의 시뮬레이션 결과는 다음과 같다.

1. 제어기의 명령에 따라 연료가 분사되는 순간부터 0.24초까지는 연료의 전달지연과 재적효율 등의 영향으로 토오크가 급격히 감소하며 엔진의 가속에 있어서 0.2초의 지연이 일어났다.
2. 점화시기를 r.p.m.에 따라 조정함으로써 고정시킨 점화시기에 비해 2초 후에는 2000rpm 정도의 속도 차를 나타냈다.

참고 문헌

- 1) W.W.Yuen, and H.Servati : "A mathematical engine model including the effect of engine emissions", SAE paper No. 840036, 1984.
- 2) C.F.Taylor : "The internal - combustion engine in theory and practice", 2nd edition, The M.I.T press, Cambridge, Massachusetts.
- 3) D.J.Dobner : "Dynamic engine models for control development part I ; Nonlinear and linear model formulation", GMR report GMR - 3783, Jan 13, 1982.
- 4) D.J.Dobner : "A mathematical engine model for development of dynamic engine control", SAE paper No. 800054, 1980.
- 5) R.C.Delosh, K.J.Brewer, L.H.Bush and T.F.W. Ferguson : "Dynamic computer simulation of a vehicle with electronic engine Control.", SAE paper No. 810447, February, 1981.
- 6) Tanaka, M. and Durbin E., "Transient Response of a Carburetor Engine", SAE paper 770046, 1978.
- 7) Delosh, R.G. et al., "Dynamic Computer Simulation of a vehicle with Electronic Engine Control," SAE paper No. 810447, Feb., 1981.
- 8) H.B.Servati and W.W.Yuen : "Deposition of Fuel Droplets in Horizontal Intake Manifolds and the Behavior of Fuel Film Flow on its Walls", SAE Technical paper 840239, 1984.
- 9) Takeda, K., Shiozawa, K., Oishi, K. and Inoue, t. : "Toyota Central Injection(CI) System for Lean Combustion and High Transient Response", Toyota Motor co., 1985.
- 10) C.F.Aquino. : "Transient A/F Control Characteristics of the 5 Liter Central Fuel Injection Engine", Ford Motor co.
- 11) L.L.Bowler : "Throttle Body Fuel Injection (TBI) - An Integrated Engine Control System", General Motors Co., 1981.
- 12) 배원섭 : "NEW 자동차 공학", 동명사, 1988.

EQUILIBRIUM AIR DISTILLATION COMPARED TO ASTM DISTILLATION FOR INDOLINE

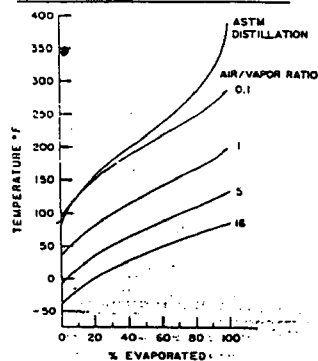


그림 2 공기 정형 증류법에 대한 그래프

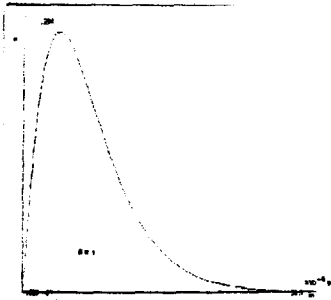


그림 3 분사된 연료의 질량 분포도

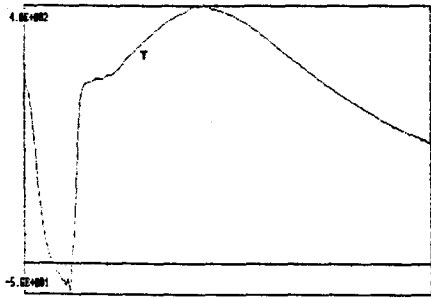


그림 6-1 g1, g2, g3 factor를 이용한 모오크의 출력

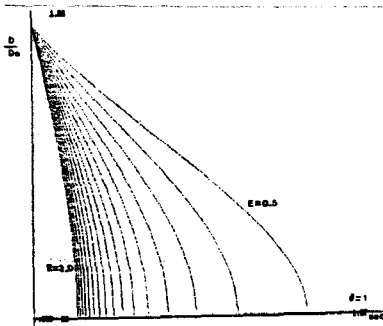


그림 4 기화계수 E와 감소시간에 따른 droplet의 지름 감소율

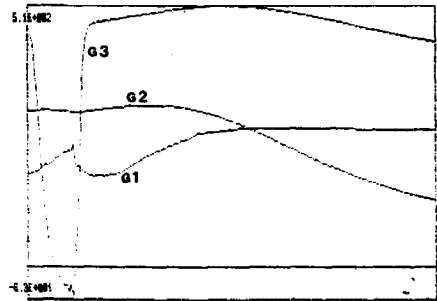


그림 6-2 g1, g2, g3 의 그래프

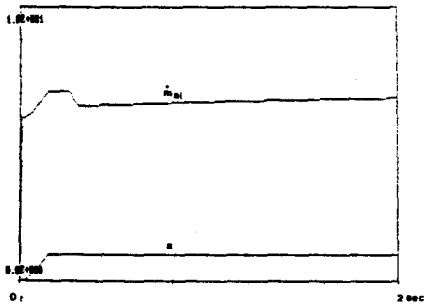


그림 5-1 보로플 각의 변화와 유입되는 공기 흐름

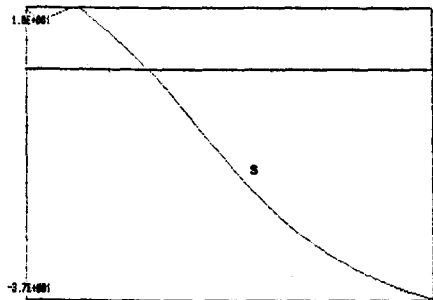


그림 7-1 시간에 따른 점화시기의 조정값

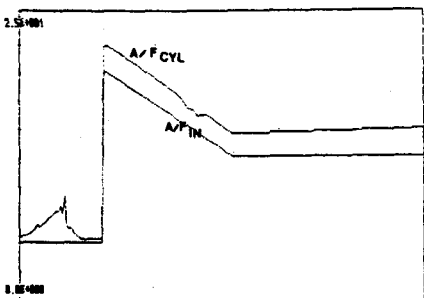


그림 5-2 제어기로부터의 연료분사비와 실린더로 들어가는 실제 연료비

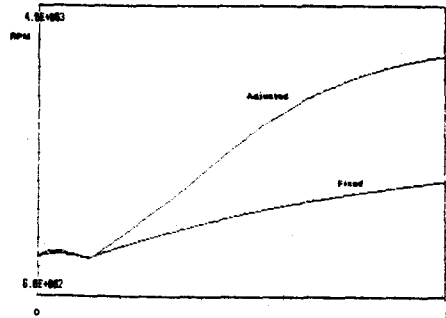


그림 7-2 고정된 점화시기와 조정된 점화시기에서의 엔진 속도와와의 관계