

엔진제어 알고리즘 설계를 위한 연소모델 개발

박용국*

인하공업전문대학 자동차과

Development of Combustion Model for Engine Control Algorithm Design

Youngkug Park*

Department of Automotive Engineering, Inha Technical College, Incheon 402-752, Korea

(Received 14 April 2009 / Accepted 19 October 2009)

Abstract : This paper provides a description of the combustion model to obtain an accurate dynamic engine phenomena that satisfies real-time simulation for model-based engine control. The combustion chamber is modeled as a storage device for mass and energy. The combustion process is modeled in terms of a two-zone model for the burned and unburned gas fractions. The mass fraction burnt is modeled in terms of a Wiebe function. The instantaneous net engine torque is calculated from the engine speed and the instantaneous piston work. The modeling accuracy has been tested with a cylinder pressure data on a test bench and also the ability of real-time simulation has been checked. The results show that combustion model yields sufficiently good performance for the model-based control logic design. However the influence factors effected on model accuracy are some room for improvement.

Key words : Model-based engine control(모델기반엔진제어), Combustion model(연소모델), Mass fraction burnt(질량연소분율), Simulation(시뮬레이션)

Nomenclature

A : area, m²
 B : bore, m
 f : regression Parameter
 H : enthalpy (kJ/s)
 h : heat transfer coefficient
 I : control step
 k : specific heat ratio
 IVO, IVC : intake valve open, close time, deg
 L : stroke, length, m
 l : connecting road length, length, m
 m : mass, kg
 N : engine speed, rad/s

P : pressure, Pa
 Q : heat flux (kJ/s)
 \dot{Q} : heating value (kJ/kg)
 RGF, rg_fract : residual gas fraction
 R : gas constant
 r : crank radius, m
 S : piston position, deg
 Sa : surface area, m²
 T : temperature, K, time, s
 Tq : torque, Nm
 U,u : internal energy, kJ, kJ/kg
 V : cylinder volume, m³
 W : piston work
 x : mass burnt fraction
 Θ : crank angle, rad

*Corresponding author, E-mail: ykpark@inhate.ac.kr

Subscripts

b	: burned gas
c	: combustion chamber
cyl	: cylinder
d	: combustion duration
ds	: downstream
flag	: flag bit
htreles	: heat release
in, ex	: intake, exhaust stroke
j	: gas species
o, ref	: reference
prs	: pressure
s	: sampling time
spk	: spark
tmp	: temperature
u	: unburned gas
us	: upstream
v	: valve
w	: wall

1. 서론

모델기반 제어로직 설계의 기본개념은 제어하고자 하는 대상 모델을 통하여 제어로직을 개발하고 오프라인(offline)상 시물레이션을 통하여 개발된 제어로직을 검증하여 실제 대상 제어에 적용하는 것이다.

종래의 엔진제어 설계는 일반적으로 성능 맵핑(mapping)에 의존하기 때문에 개발에 많은 시간이 소요될 뿐만 아니라 엔지니어의 숙련도에 따라 제어 및 성능 품질이 달라질 수 있다는 단점을 갖고 있다.

이러한 이유로 최근 엔진제어기 개발부분에서도 모델기반 제어로직 개발과정^{1,2)}이 도입되고 있으며, 이러한 과정에서 가장 기본이 되는 것은 로직설계에 필요한 성능인자들을 효과적으로 구현할 수 있는 엔진모델이라 할 수 있다.³⁾

엔진모델은 수학적 모델(mathematical model)과 수치해석 모델(numerical analysis model)로 크게 구분할 수 있다.

수학적 엔진모델은 흔히 mean value engine model 이라고 하며, 현재 제어로직개발 부분에서 가장 일반적인 형태로서 엔진성능에 영향을 미치는 성능인자들 사이의 관계식을 도입하여 모델링하는 방법이다.^{4,5)} 이러한 이유로 모델의 완성도를 높이기 위해서는 많은 량의 실제 엔진데이터가 필요할 뿐만 아니라 특히, 천이(transient state) 운전 시 엔진성능변화에 대한 해석은 불가하다.

반면 수치해석 엔진모델은 엔진내부의 열, 유체 현상을 미분방정식으로 표현하고 이를 해석하는 것으로서, 모델의 정확성은 상당히 우수하고 엔진운전상태 변화에 대한 해석도 가능 하지만 이를 해석하기 위해서는 많은 계산시간이 요구된다.

모델기반 엔진제어개발 과정에 적용되는 엔진모델은 엔진내부에서 발생하는 물리적 현상을 비교적 정확하게 실시간으로 예측 가능하게 함으로써 기존 엔진모델의 단점들을 보완할 수 있어야 한다.

따라서 본 연구는 보다 효과적인 모델기반 제어 알고리즘 개발을 위하여 엔진모델에서 핵심부분인 연소모델을 개발하고자 한다.

2. 본론

연소모델은 엔진회전에 따른 크랭크각도 변화에 대하여 연소실의 온도를 계산하고, 이로부터 연소실 압력 및 엔진 토크를 계산하고, 특히 잔류가스율 및 질량연소율 등과 같이 실제 엔진에서 계측하기는 어렵지만 제어 알고리즘설계에 있어 매우 유용한 물리량들을 엔진 크랭크각도 변화에 대하여 출력할 수 있도록 설계되었다.

2.1 연소모델

본 연구과정에서 개발된 연소모델은 기본적으로 two-zone 모델을 적용하였으며, 계산시간 단축을 위해 시험데이터에 의한 모델 보정계수를 도입하는 방식을 채택하였다.

일반적으로 two-zone 모델은 연소실 내부가스를 화염면을 경계로 미연 및 기연가스로 각각 구분하며 이때 기연가스는 팽창과정 동안 화학적 평형상태에 있다고 가정하면, 각 부분의 비 내부에너지(specific internal energy)는 식 (1)과 같이 표시된다.

$$u = \frac{U}{m} = xu_b + (1-x)u_u \quad (1)$$

연소실내부의 에너지 보존방정식은 blow-by에 의한 에너지 유동이 없다고 가정하면 연소실 벽면을 경계로 식 (2)와 같다.

$$m \frac{du}{d\theta} + u \frac{dm}{d\theta} = \frac{dQ}{d\theta} - p \frac{dv}{d\theta} \quad (2)$$

식 (2)에서 내부가스와 연소실 벽면사이의 열전달량은 식 (3)과 같이 표시되며, 여기서 오른쪽 마지막 항은 기연, 미연가스에 의한 열유속(heat flux)이며, 이는 각각 식 (4)와 같이 표현된다.

$$\frac{dQ}{d\theta} = -\frac{\dot{Q}}{\theta} = -\frac{\dot{Q}_b - \dot{Q}_u}{\theta} \quad (3)$$

$$\dot{Q}_b = h_b A_b (T_b - T_w) \quad (4)$$

$$\dot{Q}_u = h_u A_u (T_u - T_w)$$

열유속 관계식에서 A는 가스가 연소실 벽면과 접촉하는 면적으로써 식 (5)와 같이 각각 표시된다.⁶⁾

$$A_b = \left(\frac{B^2}{2} + \frac{4V}{B} \right) x^{1/2}$$

$$A_u = \left(\frac{B^2}{2} + \frac{4V}{B} \right) (1-x^{1/2}) \quad (5)$$

한편 식 (4)의 열유속 방정식에서 열전달계수를 크랭크각도 변화에 대하여 정리하면 식 (6)과 같으며, 이때 실린더 내부가스의 평균속도는 식 (7)과 같이 표시된다.⁷⁾

$$h(\theta) = C B^{m-1} P(\theta)^m \omega^m T(\theta)^{0.75-1.62m} \quad (6)$$

$$\omega = C_1 \bar{S}_p + C_2 \frac{V(\theta) T_o}{P_o V_o} [P(\theta) - P_m(\theta)] \quad (7)$$

Table1은 각 행정구분 신호에 의하여 내부가스 평균속도를 계산하기 위한 상수를 정리한 것이다.⁷⁾

식 (7)의 모터링 압력은 다음과 같이 각각 근사하

Table 1 Constant for calculating cylinder gas velocity

Stroke	C ₁	C ₂
Gas exchange	6.18	0
Compression	2.28	0
Combustion & Expansion	2.28	0.00324

였으며, 여기서 P_{ref}는 모터링 압력의 기준시점을 의미한다.

$$P_m(\theta) = P_{ref} \left(\frac{V_{ref}}{V(\theta)} \right)^k$$

한편, 질량연소분율은 임의 시점에서 총발생열에 대한 발생열의 비로 정의되며, 일반적으로 식 (8)과 같이 Wiebe 함수로 표시된다.⁷⁾

$$x(\theta) = 1 - \exp \left(-a \left(\frac{\theta - \theta_s}{\theta_d} \right)^{n+1} \right) \quad (8)$$

여기서, 상수 a와 지수 n은 각각 운전조건의 영향을 받기 때문에 모델보정 과정을 통하여 최적화해야 되는 변수이다.

2.2 연소모델의 구성

연소모델의 범위는 흡,배기밸브, 피스톤 및 실린더, 연소실에서 발생하는 물리적 현상으로 한정하였다.

Fig. 1은 연소모델의 개요도를 나타낸 것으로써, 크게 운전조건에 의한 입력부분, 연소실 내부의 상태변화를 계산하는 부분, 내부 상태량 변화로부터 연소실 온도변화를 계산하는 부분 및 이를 바탕으로 연소실 압력을 계산하여 최종적으로 토크 계산 부분으로 구분된다.

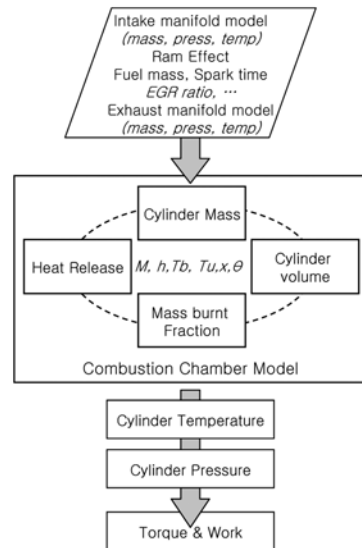


Fig. 1 Schematic diagram of combustion model

입력부분은 운전조건에 따른 상태량 즉, 엔진속도, 점화시기, 연료량, 냉각수 온도와 흡배기매니폴드 모델의 출력값인 흡배기 가스의 유량 및 온도로 구성된다.

연소모델은 Matlab[®] Simulink[®]을 이용하여 구현하였고, 해석방식은 1차 상미분방정식(ordinary differential equation)을 적용하였으며, 샘플링 시간(sampling time, T_s)은 250 μ s로 하였다.

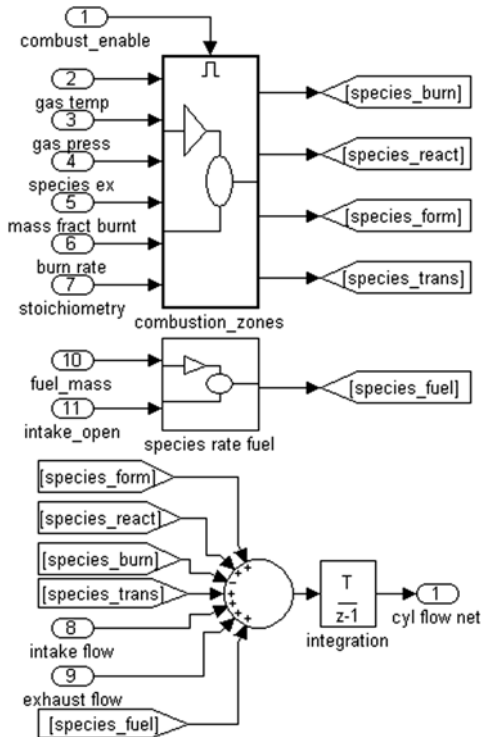


Fig. 2 Cylinder mass model

2.2.1 실린더 질량유량(Cylinder mass flow)

실린더 질량유량 모델은 식 (1)의 연소실 내부기체의 총 질량을 구하기 위한 것으로서, 이는 흡배기 밸브 작동 시 개방시스템의 질량보존 관계식으로 표현되며, 이로부터 최종적으로 크랭크각도에 대한 연소실의 총질량 변화량이 계산된다.

Fig. 2는 연소실 내부의 총질량변화를 모델링한 것으로서, 크게 연소과정의 화학종 변화를 계산하는 부분, 연소실로 유입되는 연료량을 계산하는 부분과 이것으로부터 연소실 내부의 총 질량변화를

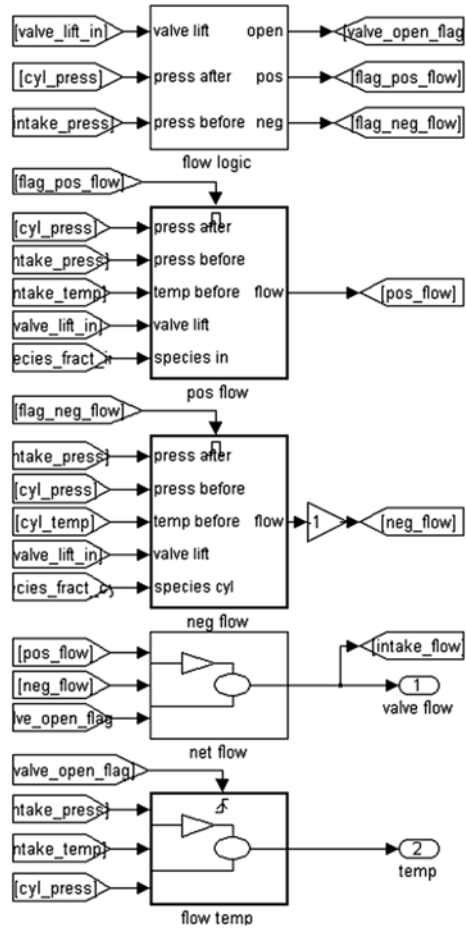


Fig. 3 Intake valve flow model

계산하는 부분으로 구성되며, 이를 각 화학종에 대하여 표시하면 식 (9)와 같다.

$$m_{species} = \sum_j (m_{j,in} + m_{j,ex} + m_{j,flame} + m_{j,fuel})$$

$$m_{cyl} = \int_{IVO}^{IVC} m_{species} d\theta \tag{9}$$

2.2.1.1 밸브유동(Valve flow)

이 부분은 흡배기 밸브를 통하여 연소실로 유입, 유출되는 가스의 질량 및 온도를 계산하는 부분으로써 유동방향 판단부, 각 유동방향 별 질량유량계산 부분 및 온도계산 부분으로 구성된다.

Fig. 3은 흡기밸브를 통한 유동을 계산하기 위한 것으로서, 유동방향은 흡기관 및 실린더 압력 변화에 따라 식 (10)과 같이 표시된다.

$$\begin{aligned}
 & \text{if } (L_v > 0) \text{ and } (p_{us} > p_{ds}) \\
 & \quad \text{then pos_flow} \\
 & \text{if } (L_v > 0) \text{ and } (p_{us} < p_{ds}) \\
 & \quad \text{then neg_flow}
 \end{aligned} \tag{10}$$

즉, 흡기밸브 모델은 흡기매니폴드 모델에서 계산된 흡기관 압력과 같은 시점에서의 실린더 압력 차이로부터 유동방향을 결정하고, 만약 흡기관 압력이 실린더 압력보다 큰 경우에는 pos_flow 서브모델이 구동되며, 그렇지 않은 경우는 neg_flow 모델이 작동되도록 구성함으로써, 흡기관 압력 변동에 따른 방향변화에 대한 유량을 계산할 수 있도록 하였다.

각 서브모델에서 유량은 식 (11)과 압축성 유체방정식으로 구현하였으며, 밸브를 통한 정미유량(net flowrate)은 식 (12)와 같이 밸브가 열려 있는 동안 계산되도록 하였다.

$$\begin{aligned}
 \dot{m}_v &= L_v \times \pi C_d D_v \times \frac{P_{us}}{\sqrt{RT_{us}}} \Psi \\
 \Psi &= \left(\frac{P_{us}}{P_{ds}} \right)^{1/k} \left[\frac{2k}{k-1} \left(1 - \left(\frac{P_{us}}{P_{ds}} \right)^{(k-1)/k} \right) \right]^{\frac{1}{2}}
 \end{aligned} \tag{11}$$

한편, 밸브를 통과하는 가스의 온도는 밸브를 기준으로 상 하류 유동에 대하여 식 (13)과 같이 등엔트로피(isentropic)관계식을 적용하였다.

$$\begin{aligned}
 (\dot{m}_{net}) &= \left\{ \sum^{species} ((\dot{m}_{pos}) + (\dot{m}_{neg})) \right\} \times flag_{open} \\
 & \quad \times valve_num
 \end{aligned} \tag{12}$$

$$T_v = T_{Us} \times \left(\frac{P_{ds}}{P_{us}} \right)^{\frac{k-1}{k}} \tag{13}$$

2.2.1.2 잔류가스분율 (Residual gas Fraction)

잔류가스분율은 배기과정이 끝난 후, 연소실에 남게 되는 가스로써, 다음 사이클의 신기(fresh charge)를 희석시킬 뿐만 아니라 연소실의 충전효율(volumetric efficiency)에 영향을 미치기 때문에 엔진 제어측면, 특히 밸브타이밍(valve timing)제어에서 중요한 성능인자이다.¹⁰⁾ 이러한 이유로 식 (14)와 같이 구현하였다.

$$RGF = \frac{m_{cyl} - m_{fresh} + m_{EGR}}{m_{cyl}} \tag{14}$$

$$\begin{aligned}
 m_{fresh} &= \int_{IVO}^{IVC} m_{in} d\theta \\
 m_{EGR} &= m_{air} \times EGR_{ratio} \\
 m_{air} &= \frac{m_{fresh} - m_{fuel}}{1 + EGR_{ratio}}
 \end{aligned}$$

2.2.2 열방출(Heat Release)

이는 연소실로 유입되는 연료의 발열량을 계산하는 과정을 나타낸 것으로써, 공연비(air-fuel ratio) 변화에 따른 비열(specific heat)을 계산하는 부분과 신기(fresh gas)의 단위 질량 당 발열량을 계산하는 부분으로 구성된다.

비열 계산부분은 식 (15)와 같이 기본 연료구성은 iso-octene(C_8H_{18})으로 하였다.

$$C = 5060.4 (MJ/kmol) \times f_{LAM} \tag{15}$$

$$f_{LAM} = 1 - C_{LAM_CURVE} \times (\lambda - C_{LAM_PEAK})^2$$

즉, 기본 발열량에 대하여 공연비에 따른 영향이 고려 될 수 있도록 하였으며, 이때 공연비에 따른 보정계수인 C_{LAM_CURVE} 및 C_{LAM_PEAK} 는 엔진시험 데이터 즉, 공연비에 따른 엔진 토크 성능곡선에서 곡률(curvature)과 최대 토크가 발생하는 공연비를 각각 나타낸다.

이러한 관계로부터 공연비 변화에 대한 발열량은 식 (16)과 같이 연소실 내부로 유입되는 신기의 단위 질량 당 발열량으로 표시되며, 최종적으로 여기에 질량 연소분율을 도입함으로써 크랭크 각 변화에 대한 열발생량을 식 (17)과 같이 표시할 수 있다.

$$Q = \frac{C}{M_{fc}} (J/kg) \tag{16}$$

$$M_{fc} = \frac{114.24 + (\lambda \times 57.12) \times 28.96}{1 + (\lambda \times 57.12)} (kg/kmol)$$

$$Q(\theta) = Q \times m_{air} \times x(\theta) \tag{17}$$

2.2.3 질량연소분율(Mass fraction burnt)

질량연소분율 모델은 식 (8)의 지수 n 을 계산하는 부분(Vibe Form), 연소기간 θ_i 를 계산하는 부분(Comb Duration) 및 질량연소분율을 계산하는 부분(mass fraction burnt)으로 Fig. 4와 같이 구성된다.

지수 n 은 엔진회전수 및 점화시기의 영향을 받기

때문에 이들의 영향이 모델에 반영할 수 있도록 식 (18)과 같이 구현하였다.⁹⁾

$$n = f_{rpm} \times f_{spk} \times C_{KV_FORM} \quad (18)$$

$$f_{rpm} = \frac{\frac{750}{N} + 0.248}{\frac{750}{rpm_{ref}} + 0.248}$$

$$f_{spk} = \left(\frac{S(\theta) + I_c}{I_{ref} + I_c} \right)^{C_{FORM_SPK}}$$

여기서 보정계수인 C_{FORM_SPK} 은 기본엔진성능 데이터 중 점화시기 변화에 대한 엔진 토크 성능곡선의 곡률을 의미한다.

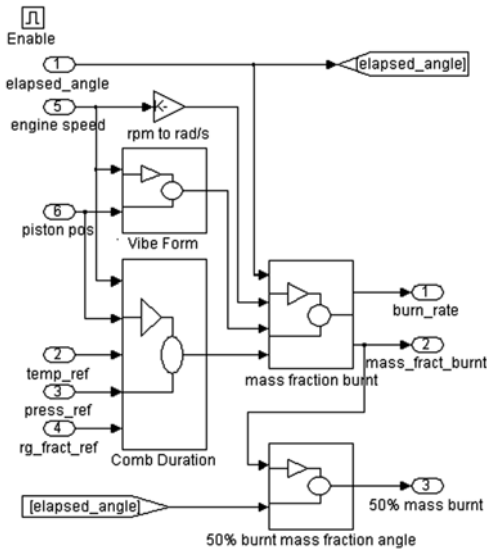


Fig. 4 Mass burnt fraction model

연소기간은 형상설계 변수 및 엔진속도, 연소실 온도, 압력, 및 잔류가스율, 점화시기와 같은 엔진 운전상태 변수의 영향을 받기 때문에 식 (19)와 같이 표시 할 수 있다.⁹⁾

$$\theta_d = C_{ANGL} \times f_{rpm} \times f_{tmp} \times f_{prs} \times f_{rgf} \times f_{spk} \quad (19)$$

$$f_{rpm} = \frac{C_{ANGL_RPM} - \frac{600}{\dot{\theta}}}{C_{ANGL_RPM} - \frac{600}{rpm_{ref}}}$$

$$f_{tmp} = C_{ANGL_TMP} \times \left(\frac{T_{ref}}{T(\theta)} - 1 \right) + \frac{T_{ref}}{T(\theta)}$$

$$f_{prs} = \left(\frac{P_{ref}}{P(\theta)} \right)^{C_{ANGL_PRS}}$$

$$f_{rgf} = 1 + C_{ANGL_RGF} \left(\frac{x(\theta)}{x_{ref}} - 1 \right)$$

여기서 C_{ANGL} 는 기본연소기간으로써 엔진운전 조건이 1600rpm, 점화시기 25ATDC, 흡기관 압력 100kPa 및 이론공연비 일 때의 연소기간을 의미하며, C_{ANGL_RPM} , C_{ANGL_TMP} , C_{ANGL_PRS} 및 C_{ANGL_RGF} 는 엔진속도, 연소실온도 및 압력과 잔류가스율이 기본 연소기간에 미치는 영향을 보정하기 위한 상수로써 이는 엔진시험 데이터를 이용하여 모델보정 과정에서 결정된다.

한편, 점화시기제어를 목적으로 50% 질량연소분을 계산하는 부분을 추가하였다.

2.2.4 실린더 체적(Cylinder volume)

이는 크랭크 각도 변화에 대한 연소실 체적변화를 계산하는 부분으로써, 이는 식 (20)과 같이 크랭크 각도 변화에 대한 피스톤 위치로부터 계산되며, 피스톤위치 관계식을 크랭크 각도에 대하여 미분하면 식 (7)의 내부가스의 평균속도를 계산에 필요한 피스톤의 평균속도를 식 (21)과 같이 얻을 수 있다.

$$V_{cyl}(\theta) = [S(\theta) + I_c] \times \frac{\pi B^2}{4} \quad (20)$$

$$S(\theta) = r \times \left((1 - \cos\theta) + \frac{r}{2l} \sin^2\theta \right)$$

$$\overline{S}_p = r \times \frac{\pi N}{30} \times \left(\sin\theta + \frac{r}{2l} \sin 2\theta \right) \quad (21)$$

2.2.5 실린더온도(Cylinder temperature)

연소실 온도계산 모델은 식 (4)에서 엔진 회전에 따른 행정(stroke)별 연소실 온도 즉, T_b , T_u 를 계산하는 부분이다.

Fig. 5는 실린더온도모델의 개념도를 나타낸 것으로, 직전 제어주기에서 계산된 연소실의 상태량들을 바탕으로 각 행정별 서브모델이 구동되도록 구성하였다.

엔진회전에 따른 행정구분은 식 (22)와 같이 밸브 열림 신호(v/op_{flag})와 연소시작 신호($comb_{flag}$)의 조

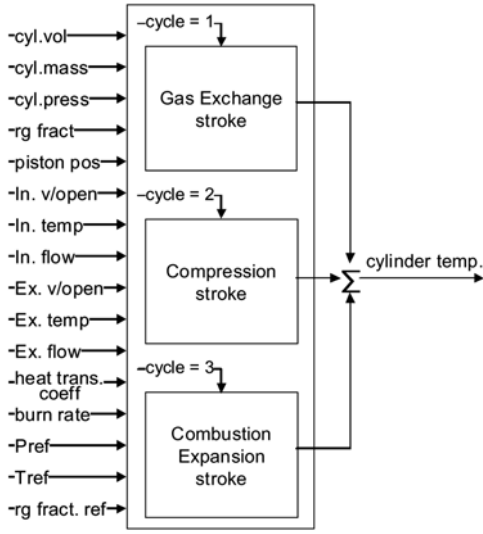


Fig. 5 Schematic diagram of cylinder temperature model Heat transfer coefficient

함에 의하여 가스교환 과정(gas exchange), 압축과정 (compression) 및 연소 및 팽창과정(combustion & expansion) 으로 이루어진다.

$$\begin{aligned}
 cycle &= (v/op_{flag} > 0) \times 1 \\
 &+ (v/op_{flag} \leq 0 \text{ and } comb_{flag} \leq 0) \times 2 \\
 &+ (v/op_{flag} \leq 0 \text{ and } comb_{flag} > 0) \times 3 \quad (22)
 \end{aligned}$$

한편, 열전달계수는 각 행정별로 식 (7)의 내부가스의 평균유동속도가 변하기 때문에 식 (22)의 행정 구분 신호에 의하여 각 서브모델에 적용될 수 있도록 모델링하였다.

2.2.5.1 가스교환행정(Gas exchange stroke)

가스교환 과정 중의 연소실 온도를 계산하는 부분으로써, 크랭크각도 변화에 따른 연소실온도 변화는 식 (23)과 같이 직전 연소실온도와 열손실, 피스톤 일 및 엔탈피 변화에 따른 계수(factor)들의 곱으로 표시하였다.⁹⁾

$$T(\theta)_i = T(\theta)_{i-1} \times (f_{los} \times f_{wrk} \times f_{enthalpy}) \quad (23)$$

$$f_{los} = \exp \left[Sa(\theta) \times \frac{h_c}{c_v m_{cyl}(\theta)} \times \left(\frac{T_{dt}}{T(\theta)} - 1 \right) \times T_s \right]$$

$$Sa(\theta) = \frac{B}{2} \times (S(\theta) + I_c)$$

$$\begin{aligned}
 f_{wrk} &= \left[\frac{S(\theta)_i + I_c}{S(\theta)_{i+1} + I_c} \right]^{R/c_v} \\
 S(\theta)_{i+1} &= r \times [(1 - \cos \theta_{i+1})] + \frac{r}{2L} \sin(\theta_{i+1})^2 \\
 \theta_{i+1} &= \theta_i + \frac{N}{30} \times T_s \\
 f_{enthalpy} &= \exp \left(\frac{H(\theta)}{c_v \times m_{cyl}(\theta) \times T(\theta)} \times T_s \right)
 \end{aligned}$$

2.2.5.2 압축행정(Compression stroke)

압축행정 중 연소실 온도변화는 밸브를 통한 엔탈피의 변화가 없기 때문에 식 (22)에서 오른쪽항의 엔탈피 변화에 대한 계수는 제외됨으로 식 (24)와 같이 표시할 수 있다.

$$T(\theta)_i = T(\theta)_{i-1} \times (f_{los} \times f_{wrk}) \quad (24)$$

2.2.5.3 연소 및 팽창행정(Combustion and expansion stroke)

연소 및 팽창행정 중 연소실온도변화는 식 (23)에서 크랭크각도 변화에 따른 연소 발생열의 영향을 포함하여 식 (25)와 같이 구현하였다.⁹⁾

$$T_i(\theta) = T_{i-1}(\theta) \times (f_{los} \times f_{wrk} \times f_{htreles}) \quad (25)$$

$$f_{htreles} = \exp \left(\frac{H(\theta)}{c_v \times m_{cyl}(\theta) \times T(\theta)} \times T_s \right)$$

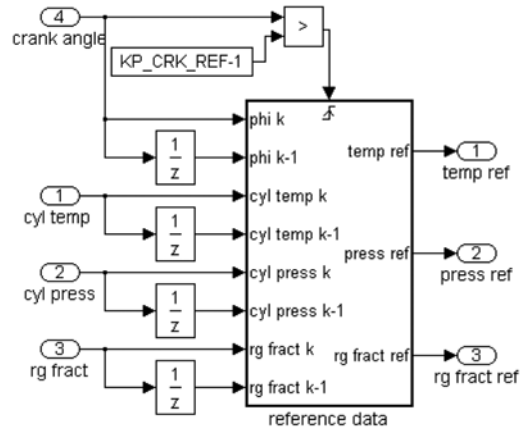


Fig. 6 Reference data model

2.2.6 기준데이터(Reference data)

이 부분은 연소실 내부가스 평균속도 계산식 (7)에서 p_{ref} , T_{ref} 와 잔류가스 계산을 위한 기준값인 rg_fract_{ref} 를 결정하는 부분이다.

일반적으로 엔진에서의 기준값은 흡기밸브가 닫히는 시점 또는 연소시작시점의 상태량을 의미하는데, 본 연구에서는 Fig. 6과 같이 크랭크 각도가 기준시점(KP_CRK_REF)보다 크게 되는 시점에서 서브모델이 작동되며, 각 물리량에 대하여 식 (26)과 같이 계산된다.

$$X_{ref} = f \times (X_i - X_{i-1}) + X_{i-1} \quad (26)$$

$$f = \frac{C_{KP_CRK_REF} - \theta_{i-1}}{\theta_i - \theta_{i-1}}$$

여기서 X 는 계산되는 각 물리량을 의미하며 크랭크각도 기준시점을 300으로 하였다.

2.2.7 실린더 압력(Cylinder pressure)

연소실 압력은 앞절에서 설명한 연소실온도, 내부기체의 총질량 및 체적 변화로부터 간단히 식 (27)과 같이 모델링 된다.

$$P(\theta) = \frac{m_{cyl}(\theta)RT_{cyl}(\theta)}{V_{cyl}(\theta)} \quad (27)$$

2.2.8 Cylinder torque

엔진의 출력토크는 식 (28)과 같이 연소실 압력, 피스톤속도 및 엔진회전수의 함수로 표시된다.

$$Tq(\theta) = W_{cyl}(\theta) \times \frac{\pi N}{30} \quad (28)$$

$$W_{cyl}(\theta) = \left(\frac{B}{2}\right)^2 \pi \cdot P_{cyl}(\theta) \cdot \bar{S}_p(\theta)$$

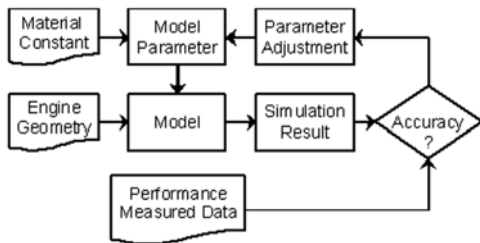


Fig. 7 Schematic diagram of model calibration process

3. 시뮬레이션

3.1 모델보정

모델보정은 모델의 정적(static), 동적(dynamic)특성이 실제 대상엔진의 특성을 잘 추종할 수 있도록

Table 2 Engine specification and results of model calibration

Engine specification	Compression ratio	10
	Stroke	0.087m
	Disp.vol.	0.00149m ³
	Valve system	DOHC
	Valve dia. (In.)	29.1mm
	Phasing angle (In.)	241deg.
	Valve dia. (Ex.)	25
Adjustable parameter	C_{LAM_CURVE}	2.0
	C_{LAM_PEAK}	0.9
	C_{FORM}	3
	C_{ANGL}	2.8
	C_{ANGL_RPM}	1.05
	C_{ANGL_TMP}	0.43
	C_{ANGL_PRS}	0.26
	C_{ANGL_RGF}	0.27

모델의 성능변수에 대한 최적화가 진행되어야 한다.

Fig. 7은 본 연구과정에서 개발된 보정 프로그램의 알고리즘을 도식화 한 것이다.

모델보정은 실제엔진의 성능 데이터와 모델을 통한 시뮬레이션 결과를 반복적으로 서로 비교하여 전 운전 구간에서 허용 오차범위를 갖도록 모델 내 보정계수들을 자동으로 최적화 시킬 수 있도록 하였다.

Table 2는 모델링 대상엔진의 제원과 모델보정 프로그램을 통하여 최적화된 보정계수를 정리한 것이다.

3.2 시뮬레이션 결과

Fig. 8은 각 행정별 실린더 온도변화를 크랭크각도 및 시간변화에 따라 나타낸 것으로써, Fig. 5에서와 같이 행정구분 신호에 의하여 각 서브모델에서 계산되어 최종적으로 이를 합산한 결과로 출력된다.

Fig. 9는 엔진회전수가 2000rpm으로 일정한 상태에서, 그림과 같이 4초 지점에서 흡기관 압력과 점화시기를 각각 50kPa에서 80kPa, 10ATDC에서 28ATDC로 변경 시켰을 때, 연소모델에서 계산된 연소실온도와 연소실압력 및 발생토크의 변화를 시간에 대하여 각각 나타낸 것이다.

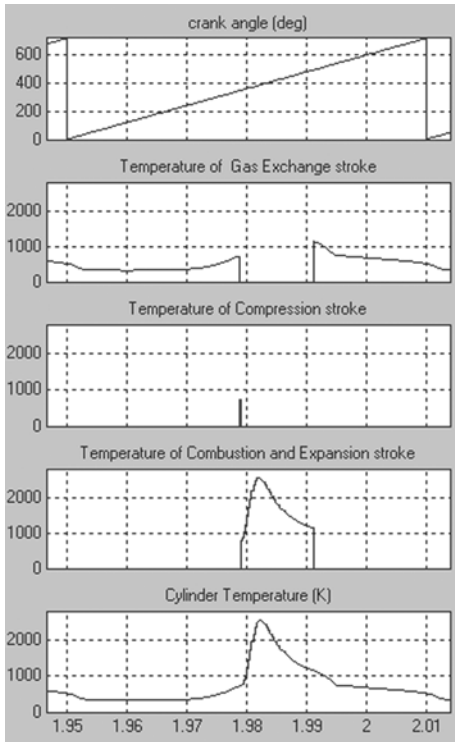


Fig. 8 Cylinder temperature variation w.r.t engine stroke

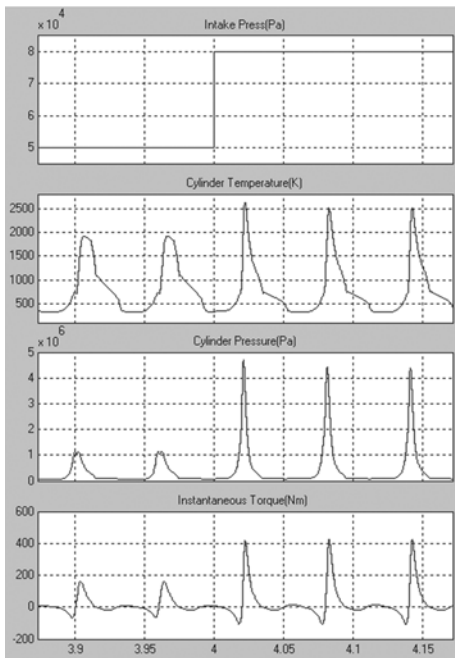


Fig. 9 Simulation results of cylinder temperature, pressure and crank torque as a function of time

그림에서와 같이 흡기관 압력이 임펄스(impulse) 함수로 변화되었을 때, 각 출력특성의 변화가 발생 되는 것을 알 수 있다.

Fig. 10은 모델의 정확성을 검증하기 위한 것으로써, 그림과 같이 연소실 압력은 시험값과 비교적 잘 일치하고 있음을 알 수 있다. 그러나 엔진 회전수가 증가됨에 따라 시뮬레이션 결과가 실제 계측값 보다 크게 나타나는 것을 알 수 있다.

이러한 이유는 식 (18), (19)에서 적용된 엔진속도 보정계수의 영향으로 판단된다. 즉, 엔진속도보정 계수는 엔진회전수가 증가됨에 따라 선형적인 특성을 갖도록 구성되어 있기 때문에 엔진회전수가 증가됨에 따라 이에 대한 영향이 증가되었기 때문이라 판단된다.

또한 실 엔진에서 흡기매니폴드 및 스로틀밸브(throttle valve)에 의하여 발생하는 공기유동의 맥동 효과(filling and emptying)⁸⁾는 현재 개발된 연소모델에는 반영이 되지 않았기 때문이라 판단된다.

밸브유동은 식 (10)에서 식 (12)와 같이 연소실과 흡배기관의 압력차에 의하여 유동의 방향과 유량이 각각 계산된다.

Fig. 11은 크랭크각도에 따른 흡배기밸브의 유량

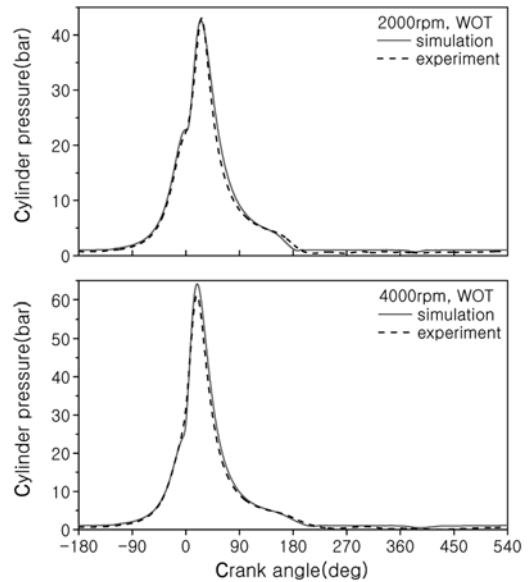


Fig. 10 Cylinder pressure calculated using combustion model, compared with experimental data taken in real engine

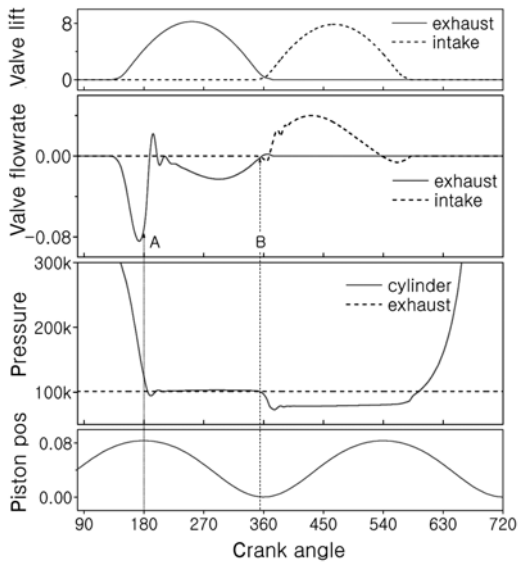


Fig. 11 Valve lift, flowrate, pressure and piston position as a function of crank angle

변화와 이에 영향을 미치는 연소실 압력 및 피스톤 위치를 각각 나타낸 것이다.

배기밸브가 열린 후 유동상태를 살펴보면, A지점까지는 연소실 압력과 배기관의 큰 압력 차이에 의하여 배기유량이 급격히 증가되는 구간과 연소실과 배기관의 압력 차에 의한 영향보다는 피스톤의 운동 즉, 하사점에서 상사점으로 이동하는 피스톤에 의한 영향이 지배적인 구간(B지점) 및 밸브 오버랩 구간에서 역유동이 발생하는 영역으로 크게 구분할 수 있는데, 이러한 시뮬레이션 결과는 기존의 실험 결과와 유사한 경향을 갖는다.¹¹⁾

한편 시뮬레이션 결과에서 A시점 이후에 급격한 역유동이 발생하는 것을 알 수 있는데, 이는 A시점에서의 연소실압력이 대기압 이하로 낮아지면서 발생하는 것으로 판단된다.

이와 같이 A지점에서 연소실 압력이 이러한 현상을 나타내는 이유는 연소실 온도 계산모델(2.2.5절)에서 가스교환과정의 온도보정계수 중 유동에 따른 엔탈피 변화량 보정계수 ($f_{enthalpy}$)와 열손실 보정계수 (f_{loss})의 오차가 증가하여 연소실 온도가 지나치게 낮게 계산되었기 때문이라 판단된다.

이러한 이유로 향후 엔진 시뮬레이션 모델을 구현하기 위하여 이에 대한 연구가 추가적으로 필요

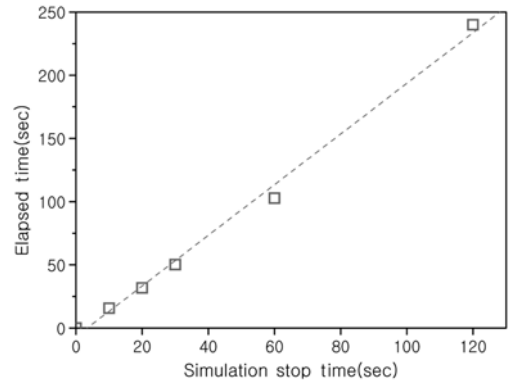


Fig. 12 Result of simulation run time using TIC and TOC functions

할 것으로 판단된다.

즉, 현재 개발된 보정프로그램은 특정 엔진회전수에서 공연비와 점화시기 변화에 토크특성 데이터와 공기량, 흡기관압력, 쓰로틀개도, 엔진속도 및 점화시기 등과 같은 엔진 맵핑 시 계측되는 일부 엔진 데이터만을 이용하여 보정계수를 계산하도록 구성 되어 있다.

따라서 물리량 변화의 비선형성이 크게 나타나는 운전영역을 보다 잘 표현할 수 있도록 시험데이터 취득 구간을 잘 선정하고 이에 따라 보정프로그램도 수정 보완할 필요가 있을 것으로 판단된다.

한편, Matlab[®] Simulink[®] 환경에서 개발된 모델을 엔진제어로직 설계과정에서 사용하기 위해서는 모델의 수행속도에 대한 조사가 필요하다.

Fig. 12는 수행시간 체크 명령어(TIC, TOC)를 사용하여 모델 실행시간(elapsed time)를 조사한 결과를 나타낸 것이다. 사용된 퍼스널 컴퓨터의 사양은 Intel Duo CPU, 2GB 이다.

그림에서 x축은 시뮬레이션 프로그램상에서 시뮬레이션 요구시간(required simulation duration)이며, y축은 수행시간 체크 명령어를 통하여 계측된 수행시간이다.

시뮬레이션 결과와 같이 실제 실행시간은 시뮬레이션 요구시간보다 약 2배 정도 더 소요되는 것으로 파악되었으며, 이때 컴퓨터의 평균 CPU 사용율은 최대 52% 이었다.

이와 같은 결과를 바탕으로 개발된 연소모델을 만약 실시간 시스템(hardware-in-the-loop system)기

술이 도입된 전용 시스템에 적용하면 충분히 실시간 시뮬레이션 성능을 만족시킬 수 있을 것으로 판단된다.

4. 결론

모델기반 엔진제어개발 과정에 적용하기 위한 엔진모델을 개발 과정의 일환으로 Matlab® Simulink® 기반에서 연소모델을 구현한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 연소모델은 엔진내부에서 발생하는 물리적 현상에 대하여 정성적, 정량적으로 비교적 정확하게 계산하였다.
- 2) 연소모델의 정량적인 정확성을 높이기 위하여 모델에 도입된 보정계수들에 대한 추가적인 보완연구가 필요하다.
- 3) 모델의 시뮬레이션 수행시간을 평가한 결과 전용 시스템에서 실시간 시뮬레이션이 가능할 것으로 판단된다.

이상의 결론과 같이 본 연구과정을 통하여 개발된 연소모델은 연소현상을 물리적으로 표현할 수 있기 때문에 모델기반 엔진제어로직 설계에 적용할 수 있을 것으로 판단될 뿐만 아니라 모델의 정확성이 향상된다면 오프라인 맵핑과 같은 분야에도 적용가능 할 것으로 판단된다.

후 기

본 논문은 2008학년도 인하공업전문대학 교내연구비지원에 의한 연구결과입니다.

References

- 1) S. Park, H. Yoo, Y. Park and S. Park, "Model-based Development of Engine Control System from Concept to Vehicle," SAE 2006-01-0856, 2006.
 - 2) Y. He, "Development and Validation of a Mean Value Engine Model for Integrated Engine and Control System," SAE 2007-01-1304, 2007.
 - 3) S. Garcia, M. Martiez, X. Blasco and J. Sanchis, "Nonlinear Predictive Control Based on Local Model Networks for Air Management in Diesel Engine," Control Engineering Practice 16, 2008.
 - 4) E. Hendricks and S. C. Sorenson, "Mean Value Modelling of Spark Ignition Engines," SAE 900616, 1990.
 - 5) J. J. Moskwa, Automotive Engine Modeling for Real Time Control, MLT, Department of Mechanical Engineering, Ph. D. Dissertation, 1998.
 - 6) C. R. Ferguson, Internal Combustion Engine, Wily, p.171, 1986.
 - 7) J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, pp.679-680, 1998.
 - 8) J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, pp.311-312, 1998.
 - 9) C. H. Onder and H. P. Geering, "Model-Based Engine Calibration for Best Fuel Efficiency," SAE 950983, 1995.
 - 10) T. Leroy, J. Chauvin, F. L. Berr, A. Duparchy and G. Alix, "Modeling Fresh Air Charge and Residual Gas Fraction on a Dual Independent Variable Valve Timing SI Engine," SAE 2008-01-0983, 2008.
 - 11) J. Novak and P. Blumberg, "Parametric Simulation of Significant Design and Operating Alternative Affecting the Fuel Economy and Emission of Spark-Ignited Engine," SAE 780945, 1978.
- 1) S. Park, H. Yoo, Y. Park and S. Park, "Model-based Development of Engine Control System