

S. I. 엔진의 사이클 시뮬레이션 및 이의 확인 실험

A Cycle Simulation of the S. I. Engine and it's Verification Test

목 희 수*, 김 승 수**
H. S. MOK, S. S. KIM

ABSTRACT

Engine performance is one of the main objectives specified at the beginning of a new engine design project. The cycle simulation for SI engine is based on the zero-dimensional gas exchange model and a heat release expression by Viebe. This program also requires minimum input data and takes only a short time to run. Heat transfer from cylinder transfer formula. The flow coefficient (effective area) is calculated from valve lift using the standard flow coefficient curve and engine friction is calculated from the Millington and Hartles' engine friction formula. The chemical species considered in burned gas are 6 species -CO, CO, H₂, H₂O, O₂, N₂ and the cylinder pressure, homogeneous cylinder temperature, gas composition and burned fraction are calculated at each crank angle through the cycle. To check the validity and accuracy, experimental study was done with 3 engines for measuring cylinder pressure, indicated mean effective pressure, brake mean effective pressure and air flow rate, etc.

Despite its simple assumptions, cycle simulation shows excellent breathing and performance correlation when compared with data of tested engines, and have been proved useful in engine design.

기 호 설 명

A : 밸브 시이트 면적(m^2)
 C_f : 유량계수
 C_p : 정압비열($kJ/kg \cdot k$)
 C_v : 정적비열($kJ/kg \cdot k$)
 h : 열전달계수($kW/m^2 \cdot k$)
 k : 비열비

K : 평형상수
 \dot{m} : 질량유동율(kg/sec)
 p : 압력(N/m^2)
 Q : 열량(kJ)
 R : 기체상수($kJ/kg \cdot k$)
 T : 온도($^{\circ}K$)
 V : 체적(m^3)
 X : 가스조성

* 기아산업(주) 중앙기술연구소

** 한국과학기술원 기계공학과

ρ : 밀도(kg/m³)

< 하 침 자 >

c : 실린더

I : 흡기가스

E : 배기가스

< 약 어 >

A/F : Air Fuel Ratio

BDC : Bottom Dead Center

BMEP: Brake Mean Effective Pressure

BTDC: Before Top Dead Center

BSFC: Brake Specific Fuel Consumption

CA : Crank Angle

ENG : Engine

MEA : Measurement

Q1 : Loss Energy

Qr : Heat Release Energy

S. I. : Spark Ignition

SIM : Simulation

TDC : Top Dead Center

WOT : Wide Open Throttle

1. 서 론

그동안 4사이클 가솔린 기관에 대하여 여러가지 사이클 시뮬레이션 모델이 발표되었다. 최근까지 화염 전파모델에 의한 2영역모델과 Wiebe의 열발생을 모델(Wiebe's Heat Release Model)에 의한 2영역 모델 등이 발표되었으나, 연소실 형상에 따른 계산을 해야하므로 매우 복잡한 계산이 수반되는 결점이 있었다. 본 논문에서는 Wiebe 열발생을 모델 $a=7, m=2.0$ 을 이용한 단일 영역 연소모델의 연소과정을 이용하여 불꽃 점화기관의 사이클 시뮬레이션을 시도하였다. 가스교환 과정에 대하여서는 흡배기 매니폴드 압력을 일정하다고 가정한 「0차원 가스교환과정모델」이 사용되었으며 가스유동은 압축성 유동방정식이 사용되었다. 연소실 주위로의 열전달은 Woschni식을 사용하였다.

시뮬레이션의 신뢰성을 확인하기 위하여 수냉식 4기통 S.I.기관에 대하여 실험이 행하여졌으며, 기관속도, 부하, 공기연료비, 점화시기, 연소기간, 흡입공기량 등 각 인자들의 영향을 조사 검토하였으며, 연소실 압력선도 및 성능측정 데이터로부터 시뮬레이션에서 구한 결과와 비교 검토하여 모델의 타당성을 확인하고, 기관 운전조건에 따른 성능 및 공기유량, 실린더압력 등의 변화를 실험과 계산으로 고찰하였다.^{5, 9, 11, 12)}

2. 가스교환과정에 대한 이론

2.1 모델설정과 가정

흡기관과 배기관 압력이 변하지 않고 일정한 Fig.1과 같은 준정상 모델을 설정하였다.

본 개방계 기관 모델은 다음의 사항을 가정한다.^{5, 6)}

1) 기관 실린더는 가변 체적으로 취급되며 실린더 압력은 시간만의 함수이다.

2) 흡·배기관은 무한 공간으로 취급되며, 온도, 압력은 지정된 일정한 값을 갖는다.

3) 혼합기중의 각 조성기체는 이상기체로 행동한다.

4) 밸브주위를 흐르는 유동질량을 예측하기 위하여, 단열, 준정상상태, 1차 유동 방정식을 적용한다.

5) 가스교환 과정중의 연소실내에서 벽으로의 열전달은 Woschni 상관식에 따른다.⁹⁾

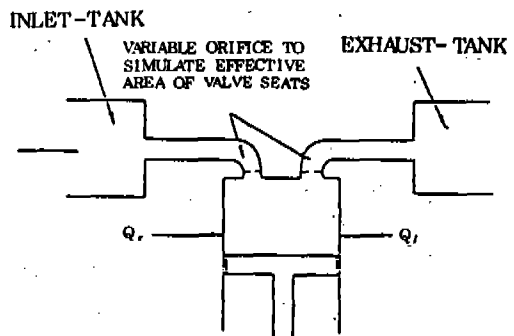


Fig. 1 Engine Model

2.2 밸브주위의 유동 및 질량유동을 \dot{m}

밸브를 지나는 더 일반적으로 말하면 밸브 오리피스 유동은 준정상의 등엔트로피 유동으로 간주한다.

2.2.1 밸브의 질량 유동률 \dot{m}_E

$$\dot{m}_E = A_E C_{fE} \rho_c P_c(\pi) \frac{1}{\kappa_E} \cdot \frac{2\kappa_E}{\kappa_E - 1} \left[1 - (\pi) \frac{\kappa_E - 1}{\kappa_E} \right] \dots \dots \dots (1)$$

여기서 $\pi = \frac{P_E}{P_C}$ (아음속 유동시)

$$\pi = \left(\frac{2}{\kappa_E + 1} \right) \frac{\kappa_E}{\kappa_E - 1} \quad (\text{음속 유동시})$$

2.2.2 흡기밸브를 지나는 질량유동률 \dot{m}_I

$$\dot{m}_I = A_I C_{fI} \rho_o P_o(\pi) \frac{1}{\kappa_I} \cdot \frac{2\kappa_I}{\kappa_I - 1} \left[1 - (\pi) \frac{\kappa_I - 1}{\kappa_I} \right] \dots \dots \dots (2)$$

여기서 $\pi = \frac{P_I}{P_o}$ (아음속 유동시)

$$\pi = \left(\frac{2}{\kappa_I + 1} \right) \frac{\kappa_I}{\kappa_I - 1} \quad (\text{음속 유동시})$$

2.3 유량계수 C_{fI} , C_{fE}

여기서 흡기 유량계수 C_{fI} 와 배기 유량계수 C_{fE} 는 리카르도 실험 데이터를 이용하였다.

2.4 가스교환과정 시뮬레이션

가스교환과정의 모델을 Fig.2 에 도시하였다.

본 논문에서 흡배기 유동에 대하여는 준정상 모델을 적용 (1)식과 (3)식을 사용하여 유동률을 구하고 실린더 벽으로의 열전달은 2.5 항을 사용하여, 유동하는 가스의 조성, 잔류 가스량, 온도 및 온도의 변화에 따른 비열비의 영향을 계산하면서 시뮬레이션을 행하도록 하였고, 가스교환과정의 시작은 동력과정 말기의(배기밸브 열리기 직전)상태로부터 계산을 개시하도록 하였다. 계산에 사용된 방정

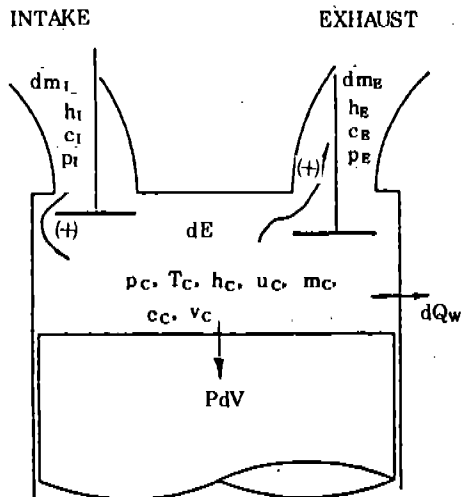


Fig. 2 Gas Exchange

식은 다음과 같다.

연속방정식

$$dm_c = dm_I - dm_E \dots \dots \dots (3)$$

상태방정식

$$P_c V_c = m_c R_c T_c \dots \dots \dots (4)$$

열역학 제 1 법칙 (dQ_w 는 실린더 벽으로의 열전달량)

$$dQ_w = dE + PdV \dots \dots \dots (5)$$

가스 특성방정식

$$C_p - C_v = R$$

$$C_p / C_v = \kappa$$

이것을 정리하면 가스교환 과정중의 실린더 압력변화에 대한 다음 식을 얻는다.

$$dP_c = P_c \cdot \kappa_E \cdot \left(-\frac{dV}{V} - \frac{1}{\kappa_E} \cdot \frac{dm_E}{m_E} + \frac{1}{\kappa_E} \cdot \left(\frac{dm_I}{m_c} \cdot \frac{T_i}{T_c} + \frac{dQ_w}{C_p m_c T} \right) \right) \dots \dots \dots (6)$$

그러므로 다음 단계의 실린더 압력은 전 단계의 압력으로부터 다음과 같이 구하여진다.

$$[P_c]_{n+1} = [P_c]_n + dP_c \dots \dots \dots (7)$$

상태 방정식으로부터 온도 T_c 는

$$[T_c]_{n+1} = \frac{[P_c]_{n+1} V_{n+1} \cdot 1000}{[m_c]_{n+1}} [K] \dots\dots (8)$$

2.5 실린더 벽으로의 열전달량 계산

실린더 벽으로의 열전달량은 Woschni 식(3)으로부터 계산한다.

$$dQ_w = h A_i \cdot (T_c - T_{wi}) dt \dots\dots\dots (9)$$

$$h = 110 [d^{0.2} \cdot P_c^{0.8} \cdot W^{0.8} \cdot T_c^{0.53}] \dots\dots (10)$$

여기서 W 는 전체 사이클의 각 과정에 따라 달라지며

A) 가스교환과정

$$W = C_1 \cdot W_p, \text{ with } C_1 = 6.18$$

B) 압축과정

$$W = C_2 \cdot W_p, \text{ with } C_2 = 2.28$$

C) 연소 및 팽창과정

$$W = C_2 \cdot W_p + C_3 \frac{V_s \cdot T_1}{P_1 \cdot V_1} (P - P_m)$$

$$\text{with } C_3 = 3.24 \times 10^{-3}$$

다음에 실린더 주위로의 열전달량 계산에 필요한 연소실 주위온도는 존슨^{8,13)} 등이 생각한 온도, 즉 실린더 헤드온도 $T_h = 420 K$ 피스톤 온도 $T_p = 520 K$, 실린더벽(LINER) 온도 $T_r = 395 K$ 를 적용하였다.

2. 동력과정에 대한 이론

3.1 동력과정에 대한 고찰

연소에 있어서는 크랭크각도에 따른 연소질량분은 Wiebe 함수¹⁾에 따른다.

연소과정중 연소실 주위로의 열전달은 Woschni 식을 이용하여 (10)식으로 계산하였다.

혼합기의 연소에 의해 생성된 연소 가스는 CO_2, CO, H_2, O_2, N_2 등 6종으로 고려한다.

3.2 연소실 모델

연소실 모델은 Fig. 3과 같이 크랭크각도에 따라 변화하는 실린더 보어를 직경으로 하는 직원통으로 간주되며 x_0 는 연소실 틈새 체적

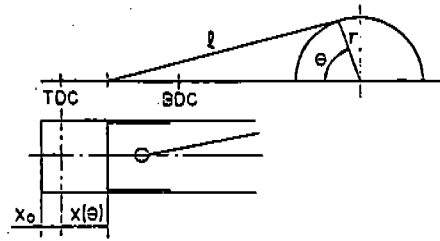


Fig. 3 Crank Shaft Geometry

에 해당하는 등가길이를 나타낸다.

따라서 피스톤 변위 $x(\theta)$ 및 가변연소 체적은 다음과 같이 계산된다.

$$x(\theta) = r [1 - \cos\theta + (1 - \cos 2\theta)/4\lambda] \dots (11)$$

$$V(\theta) = A_c [x_0 + x(\theta)] \dots\dots\dots (12)$$

$$\frac{dV}{d\theta} = Ar [\sin\theta + \sin 2\theta/2\lambda] \dots\dots\dots (13)$$

여기서,

$x(\theta)$ = 상사점으로부터의 피스톤변위

x_0 = 틈새체적 상당변위
 $= V_s / \{(\epsilon - 1)A\}$

ϵ = 압축비

A_c = 실린더 보어면적

θ = 크랭크각도

λ = l/r

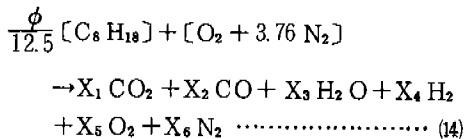
r = 크랭크반경

l = 커넥팅 로드 중심간거리

3.3 열역학적 상태량

3.3.1 연료의 연소 생성물

연료를 이론공연비 15.05 분자량 114.2 kg/kmol 인 이소-옥탄연료로 가정하여 연소 모델을 세웠다.



여기서 ϕ : 연료-공기 등가비

X_i 는 다음의 가정을 사용하여 구해질 수 있다.

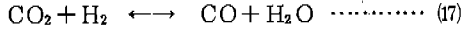
a) 희박한 혼합기($\phi < 1$)에서 완전연소가 된다고 보면

$$H_2 = CO = 0 \dots\dots\dots (15)$$

b) 과농한 혼합기 ($\Phi \geq 1$)에서는 공기가 부족한 상태이므로

$$O_2 = 0 \dots\dots\dots (16)$$

c) 과농한 혼합기에서 CO_2, H_2, CO 및 H_2O 사이에 다음과 같은 해리반응을 한다.



상기 해리반응은 평형상수 $K[T]$ 에 의해 평형상태에 있게 된다.

각 가스에 대한 조성 X_i 를 풀기위하여 C, H, O, N_2 원소보존의 법칙을 이용하면 Table 1과 같이 각 조성이 구해진다.

농후한 경우에 있어서 각 조성을 구하여 보면 (17)식의 해리에 대한 평형상수 $K[T]$ 는

$$K[T] = \frac{[X_1] \cdot [X_4]}{[X_2] \cdot [X_3]} \dots\dots\dots (18)$$

이고, $K[T]$ 는 400-3000 K 범위에 대한 Jannaf 표에서 커브 피팅하여 구한다.

$$K[T] = \exp [2.743 - 1.761/t - 1.611/t^2 - 0.2803/t^3] \dots\dots\dots (19)$$

단, $t = T[K]/1000$

Table 1과 식(19)에 대하여 풀면

$$(1-K)C^2 + [2(1-8/12.5\Phi) + K[2(\Phi-1) + 8/12.5\Phi]]C - 2K(8/12.5)\Phi(\Phi-1) = 0 \dots\dots\dots (20)$$

(20)식의 양(+)근을 취하면 C가 얻어지므로 Table 1에 대입하여 각 조성을 구한다.

Table 1 Burned gas composition X_i (mol/mol O_2 reactant)

X_i species	$\Phi \leq 1$ (희박)	$\Phi > 1$ (농후)
X_1 CO_2	$8\Phi/12.5$	$8\Phi/12.5 - C$
X_2 CO	0	C
X_3 H_2O	$9\Phi/12.5$	$2(1-8\Phi/12.5)+C$
X_4 H_2	0	$2(\Phi+1) - C$
X_5 O_2	$1-\Phi$	0
X_6 N_2	3.76	3.76
sum	$8\Phi/12.5 + 4.76$	$17\Phi/12.5 + 3.76$

3. 4 열발생을 모델

Wiebe에 의하면 연소개시(θ_o)후 θ 각도까지의 연소율(Mass fraction burned) $b(\theta)$ 는 다음 식으로 주어진다.

$$b(\theta) = 1 - \exp(-a \cdot y^{m+1}) \dots\dots\dots (21)$$

$$y = \frac{\theta - \theta_o}{\theta_b} \dots\dots\dots (22)$$

- 여기서 θ : 크랭크각도
- θ_o : 연소개시각도
- θ_b : 연소기간(크랭크각도)
- a : 연소효율계수
- m : 연소형상계수
- b : 연소율

Fig. 4에 a 값 및 m 값의 변화에 따른 b (Fraction burned)의 차이에 대하여 나타내었다.

a 는 연소효율을 나타낸다. 즉 $a = 5$ 이면 99.9%, $a = 10$ 이면 연소효율은 100%를 나타낸다.

Wiebe 식중에서 θ_b, θ_o 에 대하여 Fig. 5에 표시하였다.

$$\theta_{id} = \theta_o - \theta_s$$

$$\theta_o = \theta_E - \theta_s$$

- 여기서 θ_{id} : 점화지연각도
- θ_s : 스파크 타이밍

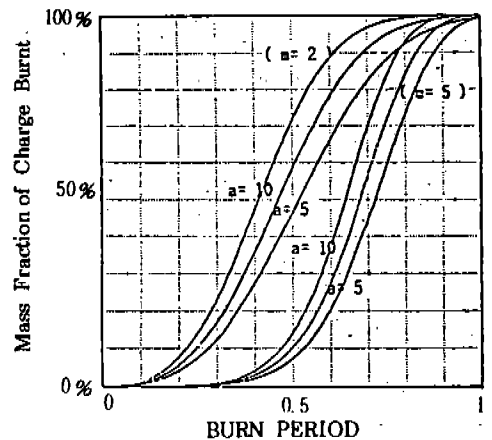


Fig. 4 Heat Release Variation according to a and m

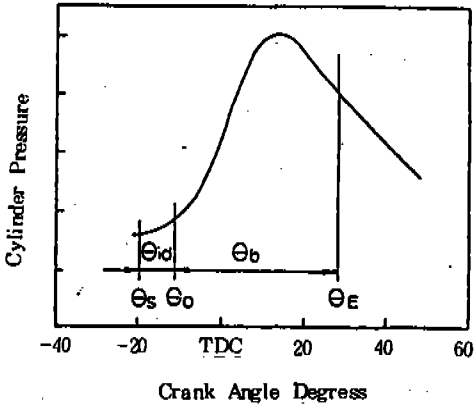


Fig. 5 Combustion Events

θ_0 : 연소개시 크랭크각도
 θ_E : 연소종말 크랭크각도

참고로 그동안 여러 논문에 발표된 문헌^{2,5,6,17,18,24)}을 종합하여 점화 지연각도에 대하여 정리하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \theta_{id} = & \Delta\theta_{id} + [(rpm)^3 - 8.4] \\ & + 61(\phi - 1.15)^2 + 0.6(s.a/10 + 0.5)^2 \\ & + 0.4(14.4 - P_i) + 0.3(EGR \%) \end{aligned} \quad (23)$$

여기서 $\Delta\theta_{id}$: 조정계수 (If not specified, $\Delta\theta_{id} = 0$)

마찬가지로 연소기간 θ_b 에 대하여도 표시하면 다음과 같다.^{2,5,6,17,18,24)}

$$\begin{aligned} \theta_b = & 55 + 2[(rpm)^3 - 8.4] \\ & + 112(\phi - 1.15)^2 + 0.4(14.4 - P_i) \\ & + 0.5(EGR \%) + \Delta\theta_b \end{aligned} \quad (24)$$

여기서 $s.a$: SPARK ADVANCE (BTDC)

P_i : 흡기관 압력 (psi)

$\Delta\theta_b$: 조정계수 (If not specified, $\Delta\theta_b = 0$)

ϕ : 등가비

따라서 연소 개시후 각도 θ 까지의 연소 열량 Q_f 는

$$Q_f = Q_{vs} \cdot M_f \cdot b(\theta) \quad (25)$$

여기서 Q_f : 연료연소에 의해 공급된 열량

Q_{vs} : 연료의 저발열량

M_f : 총 공급연료량

크랭크각도 θ 에서의 순간 공급열량 dQ_f 는 (25)식을 미분하여 구하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} dQ_f &= Q_{vs} \cdot dM_f \\ &= Q_{vs} \cdot M_f \cdot db(\theta) \end{aligned} \quad (26)$$

$$db(\theta) = \frac{a(m+1)}{\theta_b} \cdot y^m \cdot \exp(-a \cdot y^{m+1}) \quad (27)$$

θ_b 는 기관회전속도, 부하조건, 점화시기, 공연비, EGR을 및 연소실 형상에 등에 따라 달라지게 되며, 연소 개시점 θ_0 도 점화시기 θ_s 에서 점화지연각도 θ_{id} 를 감안하여 연소개시점을 지정하여 주어야 한다. a 및 m 에 대하여도 상기 조건을 고려하여 지정해 주어야 하며, 본 논문에서는 99.9%의 연소효율을 나타내는 $a=7$ 과 전체 연소기간($\Delta\theta_b$)중 중간에서 50%의 연소를 이루는 $m=2$ 를 기본으로 하여 시뮬레이션 프로그램을 작성하고 검증하도록 하였다.

3.5 동력과정중의 열전달

동력과정 중의 열전달은 Woschni 식을 적용하였다.

3.6 에너지 평형 및 P, T의 계산

연소실내에서 압력 P 와 온도 T 는 시간(=크랭크각도)만의 함수이며, 따라서 위치와는 관계없는 값으로 가정하였다. 또한 가스속도는 0으로 가정한다.

이러한 조건아래서 연소실 내부에너지 변화로 표시되는 열역학 제 1법칙에 의한 에너지 평형은 다음식으로 주어진다.

$$[dE + dQ_w + dW - dQ_f] = 0 \quad (28)$$

$dE = E_2 - E_1$: 내부에너지의 차

dQ_w = 실린더 벽으로의 열손실, Woschni식

$dW = PdV$: 축일

dQ_f = 연료의 연소에너지

$P = (P_1 + P_2)/2$

$E_2 = E(T_2)$: 압축, 팽창과정

$$E_2 = E(T_2) - E_2(T_s) : \text{연소과정}$$

$$E_1 = E(T_1) : \text{압축, 팽창과정}$$

$$E_1 = E(T_1) - E_1(T_s) : \text{연소과정}$$

$$T_s = 298 K$$

따라서 새로운 에너지 함수 $f(E)$ 를 다음과 같이 정의하면 (29)식으로부터

$$f(E) = dE + dQ_w + PdV - dQf \dots\dots\dots (29)$$

여기서 $f(E) = 0$ 으로 되는 온도 T 를 구하면 된다.

본 논문에서는 Newton-Raphson 법¹⁴⁾에 의하여 T 를 구하였다.

$$[T_2]_i = [T_2]_{i-1} + [dT] \dots\dots\dots (30)$$

$$dT = - \frac{f(E)_{i-1}}{f'(E)_{i-1}} \dots\dots\dots (31)$$

$$\text{여기서 } \frac{dW}{dT} = \frac{dE(T_1)}{dT} = \frac{dE_2(T_s)}{dT}$$

$$= \frac{dE_1(T_s)}{dT} = 0$$

이므로

$$f'(E) = \frac{dE(T_2)}{dT} = M_2 C_v(T_2)$$

$$dT = - \frac{f(E)_{i-1}}{m_2 C_v(T_2)_{i-1}} \dots\dots\dots (32)$$

(32)으로부터 dT 를 구하여 충분히 작은 dT 값이 되도록 반복 계산하면 T_2 가 구하여진다.

$$\text{본 논문에서는 } |dT| = \left| \frac{f(T)}{f'(T)} \right| \leq 10^{-4}$$

되도록 하는 온도 T 를 반복 계산하여 구하였다.

앞에서 구한 온도를 T_2 라 하면 압력 P_2 는

$$P_2 = P_1 \cdot \frac{V_1 \cdot T_2}{V_2 \cdot T_1} \cdot \frac{M_2}{M_1} \dots\dots\dots (33)$$

로 구한다.

여기서 하첨자 2는 현단계를 표시하고
하첨자 1은 전단계를 표시한다.
 M : 혼합기의 몰수

4. 사이클 시뮬레이션

4.1 시뮬레이션 개요

본 논문의 사이클 시뮬레이션 프로그램은 엔

진의 기본입력 데이터를 이용하여 가스교환과정을 통한 공기 유동률과 엔진 성능을 상당히 정확하게 예측할 수 있도록 작성되었다.

흡배기 매니폴드 압력을 일정하다고 가정한 「0차원 가스교환모델」이 사용되었으며 공기유동은 압축성 유동방정식을 사용하여 계산하였다.

본 프로그램은 자연 흡기기관에만 적용되며, 입력 데이터는 기관의 기본 데이터인 기관크기, 밸브양정, 밸브직경 등과 기관운전조건인 데이터인 기관회전수, 부하, 흡배기압력, A/F 등과 연소 데이터인 점화시기, 연소기간, Wiebe 상수인 m, a 값 등으로 구성된다.

출력 데이터는 예측하고자 하는 기관의 운전조건에 따른 공기 유동율($\dot{m}_a, \dot{m}_c, \dot{m}_r$), 체적효율, 흡입마하수, 실린더 최고압력 및 그때의 크랭크각도, IMEP, BMEP, FMEP, PMEP, ISFC, BSFC, 배기온도, 연소율, 에너지 평형 등이다.

입력데이터중 연료는 질량(kg/hr) 또는 공연비(A/F) 어느 것으로도 가능하도록 하였고 FMEP는 실측자료와 Millington & Hartles 식(20.21) 어느 것으로도 계산될 수 있도록 하였다.

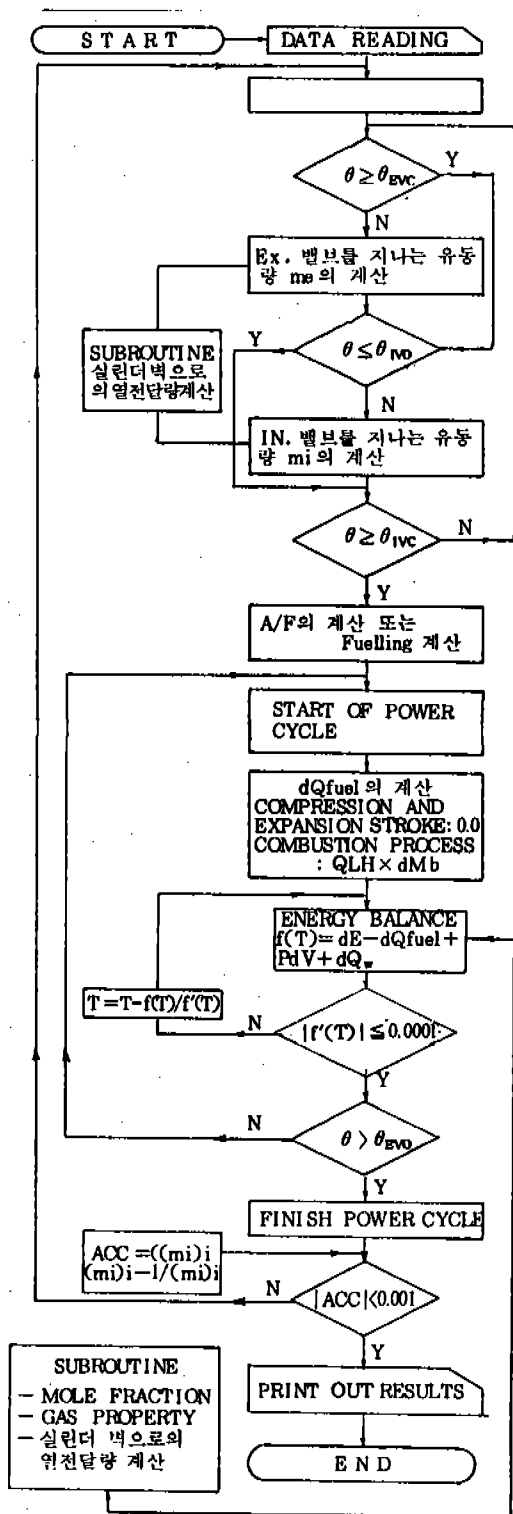
프로그램내에 저장된 실험인자로서는 흡배기 포트를 지나는 유량계수 C_{fi} 와 C_{fe} 가 있으며, 연소실 주위로의 열전달 방정식(Woschni의 열전달식), 열발생율함수(Wiebe의 실험식), Millington and Hartles의 실험식(20.21)이 들어있다.

4.2 프로그램의 구성

사이클 시뮬레이션 프로그램은 주 프로그램과 3개의 부 프로그램으로 구성되어 있다.

주 프로그램은 입·출력을 제외하고는 크게 두 부분으로 나누어지는데 하나는 가스교환과정이며 하나는 동력과정 프로그램이다. 가스교환과정 프로그램이 먼저 수행되고 난후, 동력과정 프로그램이 수행되며, 프로그램은 실린더내 질량보존 평형상태로 검증되어 흡입공기량이 전사이클에서 계산된 흡입공기량과 비교하여 정확도 0.1%로 수렴될때까지 반복

Table 2 Simulation Flow Chart



계산되며 보통 3~4 사이클의 반복 계산후 수렴되어 종료된다.

1개의 기관운전 조건을 수행시키는데 IBM 3090 호스트 컴퓨터(Host computer)를 이용하여 약 40초 소요된다.

부 프로그램은 다음과 같이 구성된다.

(1) 서브 루틴「MOLFRN」: 연소실내 가스농도계산

(2) 서브 루틴「GASPRT」: 가스상태량(Cp, E 등) 계산

(3) 서브 루틴「HTRNSF」: Woschni의 열전달 방정식 계산

주 프로그램의 계산은 가스교환과정에서는 0.5° 크랭크각도마다 동력과정에서는 1° 크랭크각도마다 수행된다.

프로그램의 진행 유동도는 Table 2에 표시하였다.

5. 실험장치 및 방법

5.1 실험장치

기관의 부하 및 기계저항의 측정에는 직류형 동력계를 사용하였다. 연소실내의 압력변화는 Kistler 제 피에조 일렉트릭 압력트랜스듀서와 스파크 플러그형 어댑터를 사용하였으며, 오실로 스코프로 디스플레이시키면서 A/D 콘버터와 마이크로 컴퓨터를 통하여 디스켓에 저장하였다.

또한 크랭크각을 검출하기 위하여 1회전당 매 1° 마다 그리고 상사점에서 한번씩 펄스를 내는 로우터리 엔코우더를 크랭크폴리축에 플렉시블 커플링을 사용하여 연결하였다(Fig. 6)

5.2 실험방법

기관의 운전은 냉각수 온도를 85 ± 5 °C로 엔진오일 온도는 90 ± 5 °C 유지하였다. 사이클 시뮬레이션에 있어서 주요한 변수는 기관 rpm, 부하, 공연비, 점화시기, 흡입공기량, 흡입부압, 연소시간이므로 각 상태에서 계산값과 실험치를 비교하기 위하여, 기관 회전속도를 1000 rpm에서 5000 rpm까지 500 rpm 단위

SUBROUTINE
- MOLE FRACTION
- GAS PROPERTY
- 실린더 벽으로의
열전달량 계산

로 변화시키고, 부하를 전부하와 -200 mmHg, -300 mmHg 흡입진공 상태에서 점화시기와 공기연료비를 일부 변화시켜가면서 기관토크, 흡입공기량, 연료소비량, 배기가스온도, 연소실압력, 배기가스조성, 점화진각 등을 측정하였다.

연소실 압력에 대하여는 3500rpm까지만 구하였으며 센서의 과열을 방지하기 위하여 압축공기를 어댑터 주위에 분사시켜 센서를 냉각시켰다.

6. 결과 및 고찰

6.1 Wiebe 상수 a , m 의 고찰

입력 데이터중 연소에 관계되는 것은 Wiebe 열발생율 모델식에서의 연소효율계수 a 와 형상계수 m , 점화지연각(θ_{ia}), 연소기간(θ_b) 및 점화시기이다.

시뮬레이션에는 연소효율계수 a 는 연소의 종료시점에 99.9%의 연료가 연소하였다고 보고¹²⁾, $a=6.908=7.0$ 으로 가정하였으며 m 에 대하여는 최대 연소속도가 전체 연소기간 중의 45%에 해당하는 지점에서 일어나는 것으로 하여 $m=2$ 로 적용하였다.

Fig. 6에 실측한 압력 데이터로부터 구한 m 을 표시하였는데, m 은 1.5에서 2.5 사이에 있고 기관 회전속도와는 민감하게 변하지 않는것을 알 수 있으며, 따라서 프로그램에 적용한 $m=7$ 및 $a=2$ 가 타당한 값으로 인정될 수 있다고 판단된다.

여기서 다시 C엔진에 대하여 동일한 방법으로 검증하고, 그 결과를 Fig. 8과 9에 나타내었다.

Fig. 8는 점화진각에 의한 3000 rpm WOT 상태와 1500 rpm 50% 부하시의 m 값을 나타내고 있는데 m 값은 1.8에서 2.3 사이에 든다.

Fig. 9는 공연비 A/F에 따른 WOT 상태와 50% 부하시의 m 값을 나타내고 있는데, 그림에서 보는바와 같이 m 값은 1.8에서 2.5사이에 있음을 확인하였다. WOT 부하시의 m

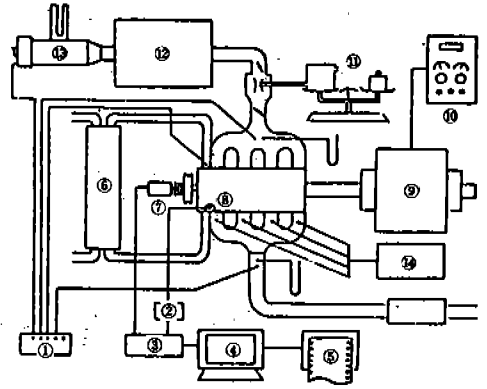


Fig. 6 Experimental Apparatus

- * The Composition of Experimental Apparatus
- 1. Digital Thermometer
 - i) Viscous Flow Air Meter Inlet Temperature
 - ii) Intake Manifold Temperature
 - iii) Cooling Water Temperature
 - iv) Exhaust Manifold Temperature
 - v) Oil Temperature
- 2. Charge Amplifier
- 3. A/D Card-4 Channel 12 bit
- 4. Micro computer (IBM PC)
- 5. Printer
- 6. Heat Exchanger
- 7. Rotary Encoder
- 8. Piezo-Electric Pressure Transducer
- 9. Engine Dynamometer (Eddy Current Type)
- 10. Dynamometer Control Panel
- 11. Fuel Consumption Meter
- 12. Air Surge Tank (Air Cleaner)
- 13. Viscous Flow Air Meter
- 14. Exhaust Gas Analyzer

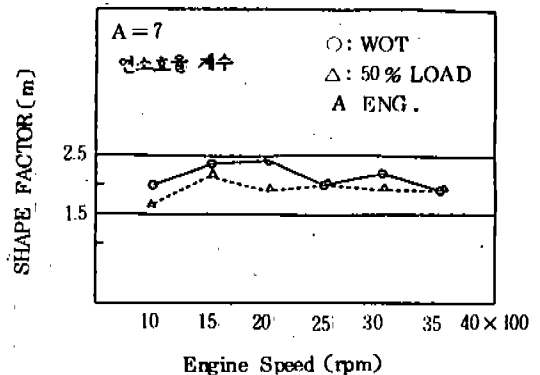


Fig. 7 Wiebe Shape Factor versus Eng Speed

값은 A엔진 C엔진에서 반대로 나타난 것을 보아 일정한 상관관계는 보여지지 않는다고

판단된다.

6.2 점화지연과 연소기간 검토

압축, 팽창과정을 폴리트로픽 과정의로 가정하여, 실측한 실린더 압력 선도로부터

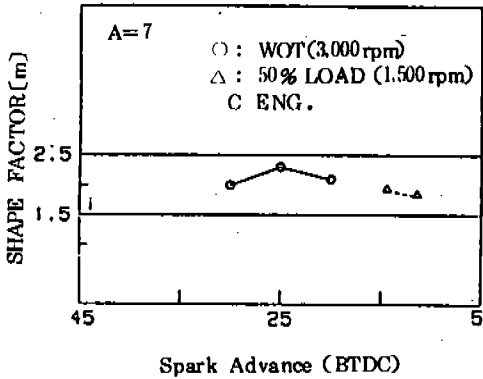


Fig. 8 Wiebe Shape Factor versus Spark Advance

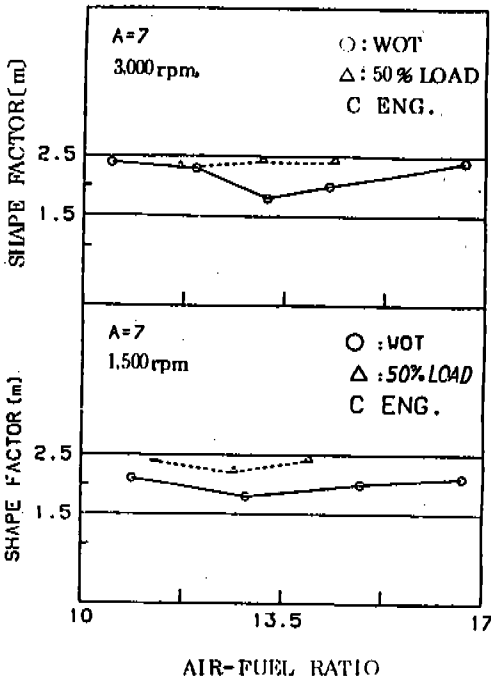


Fig. 9 Wibe Shape Factor versus Air Fuel Ratio.

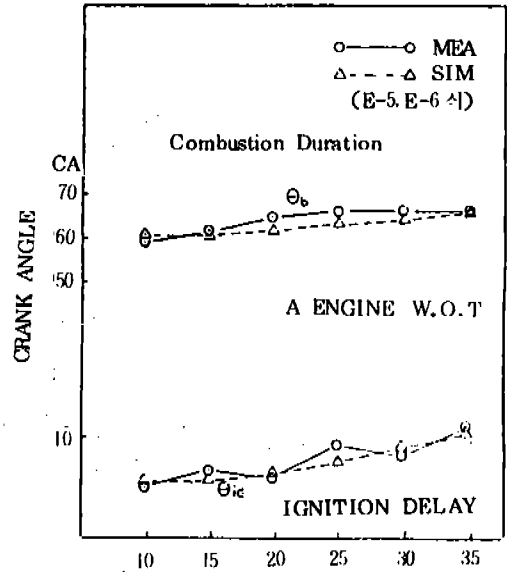


Fig. 10 Ignition Delay and Combustion Duration from Test

WOT 부하시에 각 엔진 rpm에 대하여 점화 지연각 θ_{id} 및 연소기간 θ_b 에 대한 실험값을 Fig. 10에 표시하였다.

이상과 같이 시뮬레이션의 기본이 되는 상수 $m, a, \theta_{id}, \theta_b$ 등의 값이 적절하게 대표되고 있음을 확인하였다.

6.3 공연비에 의한 영향 비교

Fig. 11은 기관 3000 rpm시의 공연비에 의한 기관 제 성능에 대하여 실험치와 전산시뮬레이션치를 비교 표시한 것이며, Fig. 13은 공연비에 따른 실린더 최대압력 변화를 표시한 것이다. A/F 12.2 ($\phi = 1.23$)에서 최대 BMEP와 최대압력이 나타났는데 이는 $\phi = 1.1$ 의 농후혼합기일때 연소속도가 최대인 점과 과잉 혼합기일때의 불완전연소(CO 생성)와 열해리에 의한 영향으로서 시뮬레이션치도 실험치 및 이론치와 잘 일치하고 있음을 보여주고 있다.

연비를 BSFC는 A/F 16.0 ($\phi = 0.95$) 부근에서 최소의 값을 보여주고 있으며 시뮬레이션치가 이론 및 실험치와 잘 일치하고 있는 것을 알 수 있고, $\phi = 1.2$ 이상에서는 실화되기 쉬우므로, 시뮬레이션치보다는 악화되는 것

으로 판단된다.

6. 4 점화시기에 의한 영향

Fig. 12에 점화시기에 의한 BMEP와 BSFC에 대한 영향을 3000 rpm에 대하여 표시하였다. 3000 rpm에 있어서 30° BTDC에서 BMEP는 최대, BSFC는 최소값을 갖게되며 실험치와 시뮬레이션치가 동일한 경향을 가지고 있는 것을 볼 수 있다. 그 값에 있어서는 시뮬레이션 값이 4% 양호한 결과를 보여주고 있는데 이것은 FMEP의 차이에 의한 것과 A/F에 의한 차 및 연료에 의한 차이로 생각된다.

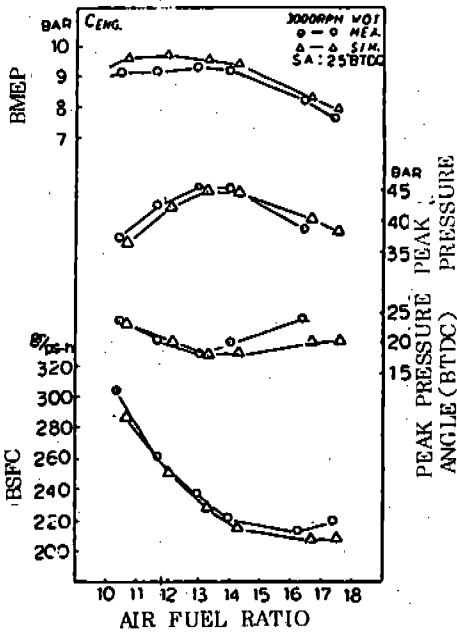


Fig. 11 Performance Comparison of Simulation and Test Results by A/F

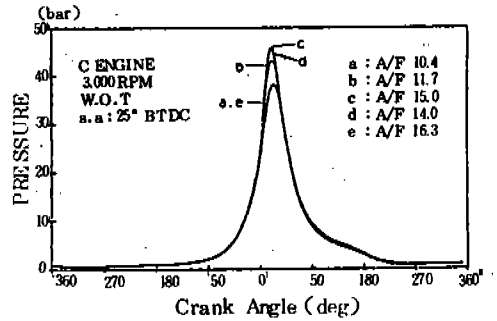


Fig. 13 P-θ Diagram by A/F Variation

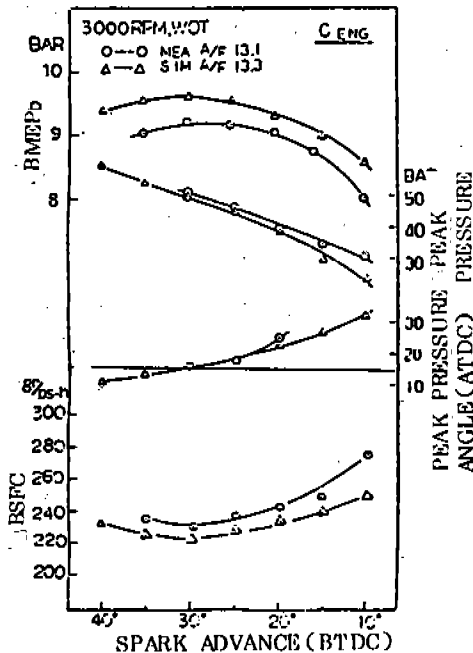


Fig. 12 Performance comparison of simulation and test results by spark advances

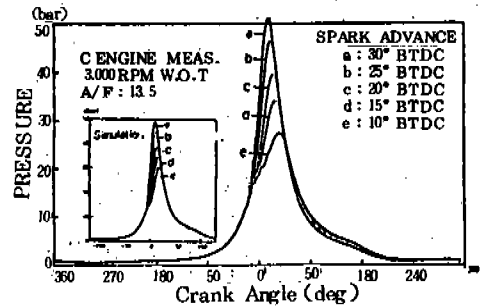


Fig. 14 P-θ Diagram by Timing Advances

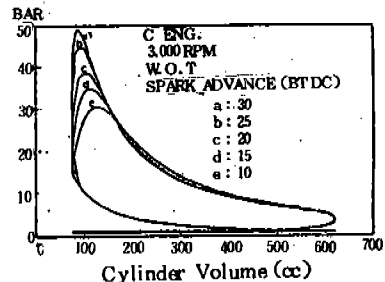


Fig. 15 P-V Diagram by Timing Advances

Fig. 14에 1500rpm일때 점화시기 변화에 따른 P- θ 선도 실험치와 계산치를 함께 표시하였다.

Fig. 15에 계산에 의한 P-V 선도를 표시하였다.

Fig. 12, 14 및 15의 경우 최대압력 위치와 최대 압력값은 실험치와 시뮬레이션치가 거의 일치하는 것을 보여주고 있다. 최대압력 위치가 ATDC 15° 쪽으로 갈수록 BMEP가 높아지고, BSFC는 양호하여지는 것을 알 수 있다.

7. 결 론

본 연구에서 개발한 S. I. 기관 사이클 시뮬레이션의 성능계산 결과와 실험치는 정성적으로 잘 일치하고 있음을 보여주고 있다. 효율계수 $a = 7.0$, 형태계수 $m = 2.0$ 을 기준으로한 사이클 시뮬레이션으로부터 구한 예측값과 실험치는 7% 이내로 잘 일치하며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 운전조건에서 공연비를 변화시키면 $\phi = 1.15 (A/F = 13.0)$ 에서 BMEP는 최대로 되며 $\phi = 0.92 (A/F = 16.0)$ 부근에서 BSFC는 최소로 된다(Fig. 11).

(2) Wiebe 열발생율 식은 S. I. 기관의 단일영역 연소모델에도 유용하게 적용할 수 있으며, 효율계수 $a = 7.0$ 형태계수 $m = 2.0$ 이 S. I. 기관에 일반적으로 적용할 수 있으며, 연소기간 $\theta_c = 70^\circ$ CA(65 - 75°)를 전부하 운전시에 적용해도 큰 오차는 생기지 않는다. 점화지연각도는 (2)식이 실험치와 잘 일치하며 연소기간은 (4)식이 참고식으로 적용할 수가 있었다(Fig. 10).

(3) 회전속도 3000rpm 전부하시, 연소실 최고압력은 점화시기를 5° 전각할수록 5bar의 비율로 높아지며, 최대 BMEP는 실린더 최대압력 각도가 ATDC 15° 일때 (s. a. 30° BTDC) 얻어졌다(Fig. 14).

(4) 성능예측시 15° ATDC 근방에서 연소최고압력이 얻어지도록 점화시기를 조정하면 MBT 성능을 효과적으로 예측할 수 있다(Fig. 13)(Fig. 15).

참 고 문 헌

1. J.J. Wiebe, "Das Wiebe-Brenngesetz, ein Fortschritt in der Thermodynamik der Kreisprozesse von Verbrennungsmotoren." Trans. By Prof. A. Jonte and T.H. Dresen, Kraftfahrzeugtechnik, Vol.9 (1960).
2. C.F. Taylor, "The internal Combustion Engines in Theory and Practice," Vol.1 and Vol.2, M.I.T. Press, 1982.
3. G. Woschni, "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine," SAE Paper 670931.
4. G.M. Rassweiler and L. Withrow, "Motion Pictures of Engine Flames Correlated with Pressure Cards," SAE Paper 800131.
5. J.B. Heywood, J.M. Higgins and P.A. Watts, "Development and use of a Cycle Simulation to Predict SI Engine Efficiency and NOx Emissions," SAE Paper 790291.
6. G.G. Lucas and M.F.J. Brunt, "The Effect of Combustion Chamber Shape on the Rate of Combustion in a Spark Ignition Engine," SAE Paper 820165.
7. J. Mayo, "The Effect of Engine Design Parameters on Combustion Rate in Spark-Ignited Engines," SAE Paper 750355.
8. D.R. Lancaster, R.B. Krieger, and J.H. Lienesch, "Measurement and Analysis of Engine Pressure Data," SAE Paper 750026.
9. G.G. Lucas, and E.H. James, "A Computer Simulation of a Spark Ignition Engine," SAE Paper 730053.
10. W.A. Daniel, "Why Engine Variables Affect Exhaust Hydrocarbon Emissions," SAE Paper 700108.
11. Noboru Miyamoto, Takemi Chikahisa and Tadashi Murayama and Robert Sawyer, "Description and Analysis of Diesel Engine Rate of Combustion and Performance Using Wiebe's Functions," SAE Paper

- 850107.
12. R.P. Mueller, Cixun Li, and K.C. Tsao, "Modelling for Mass Burning Rate and Combustion Duration in Spark Ignition Engines Using Gasohol Fuels." SAE Paper 831677.
 13. J.H. Johnson, P.S. Myers and O.A. Uyehara, "End-Gas Temperatures, Pressures, Reaction Rates, and Knock," SAE Paper 650505.
 14. R.S. Benson and H.D. Whitehouse, "Internal Combustion Engines, Vol.," Pergamon, 1983.
 15. 한정옥, 김승수, "4행정 가솔린 기관의 흡·배기과정에 대한 전산 프로그램 시뮬레이션 및 이의 확인 실험", KAIST
 16. 조양수, 유병철, "단기통 4사이클 스톱 크 점차 기관동력 사이클의 시뮬레이션", 자동차공학회지, Vol. 5, No. 4, 1983.
 17. S.D. Hires, R.J. Tabaczynski, and J.M. Novak, "The Prediction of Ignition Delay and Combustion Intervals for a Homogeneous Charge, Spark Ignition Engine," SAE Paper 780232.
 18. P.K. Houpt, S.K. Andreadakis, "Estimation of Fuel -Air Ratio from Cylinder Pressure in Spark Ignited Engines," SAE Paper 830418.
 19. 정용일, SI 엔진의 성능, 배출가스 "EGR 효과의 예측을 위한 Cycle Simulation 에 관한 연구", KAIST
 20. B.W. Millington and E.R. Hartles, "Frictional Losses in Diesel Engines," SAE Paper 680590.
 21. G.B. Wood, J.U. Hunter, E.S. Taylor and C.F. Taylor, "Air Flow Through Intake Valves," SAE Transactions, Vol.50, No.6, June 1942, pp.212-252.
 22. A.S. Campbell, "Thermodynamic Analysis of Combustion Engines" Wiley 1979, Chap.1.