

Cycle Simulation에 의한 가솔린기관의 성능과 배출물 예측

The Prediction of Performance and Emissions of a Spark Ignition Engine by Cycle Simulation

이종원* · 정진은**
C. W. Lee, J. E. Chung

Abstract

The prediction of performance and emissions is presented for a spark ignition engine. A two zone, zero-dimensional model was employed which included thermodynamics, combustion and heat transfer, and a kinetic model employed for Nox. The model was used to analyze the processes of compression, combustion and expansion. Cylinder pressures and temperatures were calculated as a function of crankangle as well as engine performance and emissions.

Predictions made with the simulation were compared with experimental data from a four cylinder spark ignition engine. Calculated pressures and, Co and Co₂ concentrations showed acceptable quantitative agreement with data. But calculated No concentrations were slightly different.

A parametric study of the effect of variations in speed, combustion duration and spark timing was carried out. This simulation can be useful for design of spark ignition engines.

기	호	E	내부에너지, J	M	전체 몰수, kg-mol
X	연소율	H	엔탈피, J	h	열전달 계수, J/m ² S ^o K
θ	crank angle	W	흡입된 연료 몰수, kg-mol	K	평형상수
θ_0	연소 개시점	ϕ	당량비	철	자
$\Delta\theta_0$	연소기간	n	연료의 탄소원자수	b	기연부분
m	질량, kg	m	연료의 수소원자수	u	미연부분
A	면적, m ²	η	충진 효율	i	어느순간
P	압력, N/m ²	Q	열손실량, J/S	i+1	다음순간
V	부피, m ³	S	stroke, m	W	실린더 벽
T	절대온도, ^o K	B	bore, m	e	평형상태
R	가스상수, J/kg-mol ^o K	l	connecting rod length, m		

* 한국과학기술원, CAD/CAM연구실장

** 한국과학기술원, CAD/CAM연구실

1. 서 론

내연기관은 1970년에 이르러 에너지위기와 환경보존문제가 대두됨에 따라 하나의 전환점을 맞이하게 되었다. 2차에 걸친 에너지위기는 연료 소비율을 향상시키기 위한 노력에 박차를 가하였고 보다 근본적으로 대체에너지의 개발에 대한 연구에 활기를 띄게 되었다. 그리고 1962년 Haagen Smit에 의하여 Los Angeles의 Smog 현상이 자동차에서 배출된 질소산화물(NOx)와 탄화수소(HC)의 광화학반응에 의한 결과라는 것이 밝혀진 이후⁽¹⁾ 환경보존의 관점에서 대기오염원으로서 자동차 배기가 주목을 받게 되어 유해 배기가스의 감소를 위한 연구가 집중적으로 행하여졌다. 이러한 연구의 기본단계로써 기관 내에서 발생하는 모든 현상에 대한 상세한 해석이 필요하게 되었다. 그러나 내연기관의 연소현상과 배출가스 발생기구는 극히 복잡한 현상이므로 이론적으로 해석하기에는 어려움이 많았다. 이것을 해결하기 위한 방법으로 해석가능한 model을 설정하여 각 cycle에 적용시키는 modeling(Cycle Simulation)이 발달하게 되었다.

Modeling의 목적은 여러형태의 기관에서 발생하는 기초적인 현상을 이해하고 기관성능과 배출물성분에 대한 설계변수와 작동조건의 변경의 영향을 예측하는 것이다. 그리고 이러한 예측을 통하여 최적의 설계변수와 작동조건을 찾아낸다. 이러한 관점에서 modeling은 기관의 발전을 위한 가치있는 방법이 된다.

본 연구에서는 기존의 SI기관에 대하여 열역학적 연소, 열전달, 평형연소가스, NOx 비평형 model을 설정·해석하고 압축·연소·팽창과정에 적절히 적용하고, 간단히 측정되는 자료를 이용하여 기관 실린더내의 압력과 온도를 시간의 함수로 계산하였다. 이것에 의하여 연료소비율, 열효율, 출력, 평균유효압력 등 기관성능을 예측하고, 동시에 유해 배출가스 CO, CO₂, NOx의 양을 예측하였다.

그리고 실험에 의하여 설정된 model의 타당성을 검토하였고 기관의 설계변수 작동조건에 대한 Parametric Studies를 제시함으로 Cycle

Simulation을 이용한 기관의 최적 설계를 도모하였다.

2. Cycle 해석

2.1. model 설정 및 가정

기관의 성능과 배출물을 예측하려면 실제 기관에서 일어나는 cycle을 정확히 해석하여야 한다. 그러나 실제 cycle의 해석은 거의 불가능하므로 몇 가지 타당성 있는 가정을 근거로 실제 싸이클에 근사한 model을 설정하고 이 model을 해석하여 성능과 배출물을 예측하였다.

본 연구에서는 일반적인 4 cycle-4기통의 가솔린 기관에 대하여 다음 3가지 과정을 나누어 고려했다.

- (1) 압축과정
- (2) 연소과정
- (3) 팽창과정

그리고 다음 4가지 model을 설정·해석하고 각 과정에 적용하였다.

- (1) 열역학적 연소 model
- (2) 열전달 model
- (3) 평형 연소가스 model
- (4) NOx 비평형 model

각 model에 의하여 Cycle Simulation하는 과정에서 다음의 가정을 설정하였다.

- (1) 기관의 cylinder는 혼합기로 총만하고 압력은 시간만의 함수이다.
- (2) 혼합기는 압축·팽창과정에서 균일하다. 연소과정에는 미연·기연의 두 부분이 존재하고 각 부분의 성분과 온도는 균일하다.
- (3) 혼합기를 구성하는 각 성분의 가스는 이상기체의 성질을 만족한다.
- (4) 열전달은 Woschni의 관계식⁽²⁾을 사용한다.
- (5) 연소율은 Wiebe 함수⁽³⁾로 결정한다.
- (6) 질소산화물(NOx)는 Zeldovich Mechanism⁽⁴⁾에 의하여 결정된다.

이상의 가정에 의하여 선정된 model을 해석하고 각 과정에 적절히 적용하여 기관의 성능과 배출물을 예측한다. Fig. 1은 전 과정에 대한 Information Flow Diagram을 보여준다.

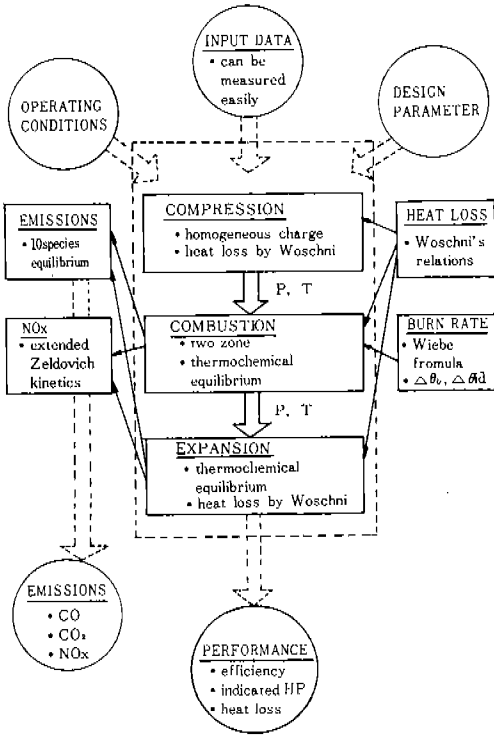


Fig. 1. Information Flow Diagram for Total Processes.

2. 2. 열역학 연소 model

앞절의 가정에 의하여 연소중인 cylinder는 Fig. 2. 와 같이 극히 얇아 무시할 수 있는 화염면에 의하여 미연부분과 기연부분으로 나누어진다. 각 부분에 대하여 온도와 성분이 균일하고 압력은 전영역에서 균일하다. 미연부분은 공기, 연료, 잔류가스의 혼합기로 압축·연소 과정에서 그 성분이 불변하고, 기연부분은 CO, CO₂, O₂, H₂, H₂O, OH, H, O, NO, N₂의 10종류 가스의 혼합기로 순간적 평형상태에 있다.

열발생율(rate of heat release)를 의미하는 연소율을 지정하기 위하여, 본 연구에서는 가솔린 기관에 잘 적용되는 것으로 인정된 Wiebe함수를 사용한다. Wiebe함수는 다음 식으로 표시된다.

$$X = 1 - \exp\{-a[(\theta - \theta_0)/\Delta\theta_b]^{m+1}\}$$

여기서 X는 연소된 질량 비율, a는 효율계수, m는 형태계수, θ 는 crank-angle, θ_0 는 연소개시점, $\Delta\theta_b$ 는 연소기간을 의미한다. 이러한 Wiebe

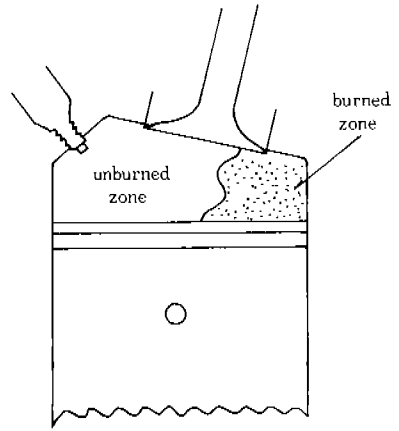


Fig. 2. Schematic of the cylinder during combustion.

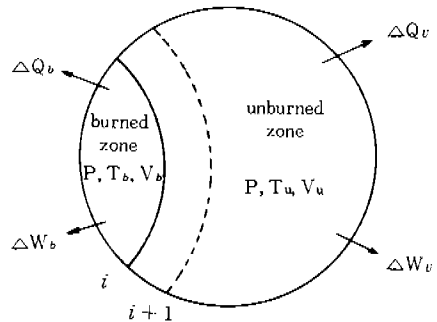


Fig. 3. Control volume for each Zone of the cylinder.

함수의 사용은 a, m, $\theta_0, \Delta\theta_b$ 등을 미리 지정해야 하는 어려움이 있으나, 계산된 압력곡선과 실험에서 얻은 압력곡선을 비교함으로써 연소실·연료의 특성에 적절한 값을 결정할 수 있으므로 정확화시간, 연소기간 등 연소에 대한 간접적 정보를 얻는 장점이 있다.

위에서 언급한 가정과 연소율을 전제로 하여 Fig. 3과 같이 각 부분에 control volume을 취하고 상태방정식, 질량보존법칙, 에너지 보존법칙을 적용하여 압력(P), 미연 부분온도(T_u), 기연부분온도(T_b)를 시간의 함수로 구한다. 각 부분에 대한 지배방정식은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \text{미연부분: } PV_u &= M_u \bar{R} T_u \\ m_u &= m(1 - X) \end{aligned}$$

$$O = (Eu_{i+1} - Eu_i) + \Delta Wu + \Delta Qu + \Delta H_R \quad (2.1)$$

기연부분 : $PV_b = M_b \bar{R}T_b$

$$m_b = mX$$

$$O = (E_{b_{i+1}} - E_{b_i}) + \Delta W_b + \Delta Q_b - \Delta H_R \quad (2.2)$$

여기서, $\Delta W = \frac{1}{2} (P_i + P_{i+1}) (V_{i+1} - V_i)$

$$\Delta Q = \frac{1}{2} (Q_i + Q_{i+1}) (t_{i+1} - t_i)$$

$$\Delta H_R = \frac{1}{2} (Hu_i + Hu_{i+1}) (mu_{i+1} - mu_i)$$

이고, 첨자로써 u는 미연부분, b는 기연부분, i는 어느순간, i+1은 다음 순간을 가리킨다.

이러한 지배방정식을 적절히 처리하여 P, Tu, Tb, Vu의 4개 미지수에 대하여 4개의 방정식을 세우고 이것을 수치적으로 해석하여 P, Tu, Tb를 시간의 함수로 구한다.

2.3. 열전달 model

연소중인 cylinder 내부는 2000°K 이상의 고온과 30~50×10⁶N/m²의 고압으로 cylinder 벽과 cylinder head, valve 등을 통하여 냉각수로 유출되는 열손실량은 상당히 크므로 무시할 수 없다. 본 연구에서는, 처음에는 Diesel기관에 적용되었고 그후 가솔린기관에서도 잘 적용되는 것으로 증명된 Woschni의 관계식을 사용하여 열손실을 고려하였다. 여기에서 열전달계수는 다음과 같이 표시된다.

$$h = 128B^{-0.2} P^{0.8} T^{-0.33} \left[C_1 V_p + \frac{C_2 V T_1}{P_1 V_1} (P - P_0) \right]^{0.8} \quad (3.1)$$

이때, 2행정기관의 소기과정에는 C₁=6.8이 적용되어야 하고 4행정기관의 압축·팽창 과정에는 C₁=2.28, C₂=3.24×10⁻⁷m/sec°C이 적용되어야 한다. 그리고 V_p는 평균 Piston 속도이고 P₁, T₁, V₁은 지정된 시간의 압력, 온도, 부피이고 P₀는 motoring cycle에서 대응되는 압력이다.

열전달 면적 A_i는 cylinder 벽, cylinder head, 흡·배기 valve의 면적을 고려하여 다음과 같이 나타낸다.

$$A_i = A_{cyl} + A_{head} + A_{iv} + A_{ev} \quad (3.2)$$

그리고 미연부분, 기연부분의 면적은 부피에 비례한다고 가정하여 A_u, A_b를 계산한다.

이상의 열전달계수와 열전달면적에 의하여 열손실량은 다음과 같다.

$$Q = \int_{cycle} \sum h A_i (T - Tw_i) d\phi \quad (3.3)$$

2.4. 평형 연소가스 model

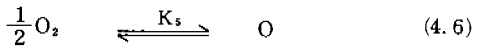
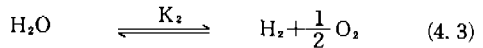
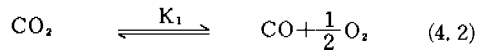
연소 중인 cylinder의 기연부분은 다음과 같은 화학반응식에 의하여 CO, CO₂, O₂, H₂, H₂O, OH, H, O, NO, N₂의 10종 가스성분이 평형을 이루고 있다고 가정한다.⁽⁶⁾

$$XW \left\{ [C_n H_m + (n + \frac{m}{4}) \frac{1}{\phi} (O_2 + 3.762 N_2)] + (1 - \eta) [n CO_2 + \frac{m}{2} H_2 O + (n + \frac{m}{4}) \times 3.762 N_2] \right\}$$

$$\rightarrow XW \{ n_1 CO + n_2 CO_2 + n_3 O_2 + n_4 H_2 + n_5 H_2 O + n_6 OH + n_7 H + n_8 O + n_9 NO + n_{10} N_2 \} \quad (4.1)$$

여기서 n₁, n₂, ..., n₁₀은 CO, CO₂, ..., N₂의 몰수를 의미한다.

그리고 평형상태 농도를 구하기 위하여 다음 6개의 평형방정식을 고려한다.



여기서 K₁, K₂, ..., K₆는 평형상수이고 온도만의 함수로 가정하여 JANAF Table⁽⁷⁾을 참조하였다.

이상의 식에서 식 (4.1)에 질량보존의 법칙을 적용하고 평형상수를 도입하여 미지수 10개에 대하여 지배방정식 10개를 유도한다.

$$P_t = P_1 + P_2 + P_3 + P_4 + P_5 + P_6 + P_7 + P_8 + P_9 + P_{10} \quad (4.8)$$

$$\frac{P_t}{M_t} [n(2 - \eta)] = P_1 + P_2 \quad (4.9)$$

$$\frac{P_t}{M_t} \left[(n + \frac{m}{4}) \frac{2}{\phi} + (1 - \eta) (2n + \frac{m}{2}) \right] = P_1 + 2P_2 + 2P_3 + P_5 + P_6 + P_8 + P_9 \quad (4.10)$$

$$\frac{P_t}{M_t} \left[(n + \frac{m}{4}) \times 3.762 \times 2 \left(\frac{1}{\phi} + 1 - \eta \right) \right] = P_9 + 2P_{10} \quad (4.11)$$

$$\frac{P_i}{M_i} [m(2-\eta)] = 2P_4 + 2P_5 + P_6 + P_7 \quad (4.12)$$

$$K_1 = P_1 \sqrt{P_2} / P_3 \quad (4.13)$$

$$K_2 = P_4 \sqrt{P_5} / P_6 \quad (4.14)$$

$$K_3 = P_6 \sqrt{P_7} / P_8 \quad (4.15)$$

$$K_4 = P_7 / \sqrt{P_9} \quad (4.16)$$

$$K_5 = P_8 / \sqrt{P_9} \quad (4.17)$$

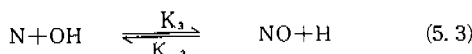
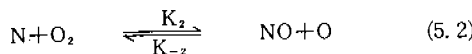
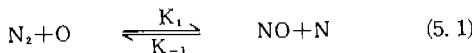
$$K_6 = P_9 / \sqrt{P_9 P_{10}} \quad (4.18)$$

여기서 P_i 는 각 성분의 분압(partial pressure)이고, P_t 는 전체 압력, M_t 는 전체 몰수를 가리킨다.

이상의 식(4.8)~(4.17)을 적절히 처리하여 P_i , 즉 H_2 의 분압만의 함수로 표시한다. 그리고 적당한 P_4 를 초기치로 하고 식(4.8)~(4.17)을 이용하여 $P_1 \sim P_9$ 을 계산한 후 식(4.18)에 대입하여 검토한다. 계산된 분압이 식(4.18)을 만족시키지 않으면 P_4 의 값을 다시 지정하여 같은 계산을 반복하여 적당한 오차한계 내에서 식(4.18)을 만족시키는 P_i 를 계산한다. 이 분압에 P_i / M_i 를 곱하여 각성분의 몰수 n_i 를 계산한다.

2. 5. NOx 비평형 model

기관에서 배출되는 질소산화물(NOx)에는 NO, NO₂, N₂O 등이 있으나 NO₂, N₂O 등은 NO에 비하여 발생하는 양이 극히 소량이므로 본 연구에서는 NO의 생성만을 고려한다.⁽⁶⁾⁽⁹⁾ NO의 생성은 여러 소반응(elementary reaction)에 의하여 발생하지만 지배적인 3반응식을 고려한 Zeldovich 기구(extended Zeldovich mechanism)를 사용한다.



반응계수(K)는 다음의 Arrhenius 식으로 표현되며 상수는 Table 1에 나타나 있다.⁽¹⁰⁾ 이때 K_i 는 정반응 계수이고 K_{-i} 는 역반응 계수이다.

$$K = AT^n \exp(E/RT) \quad (5.4)$$

Table 1. Reaction Rate Constants

const. eq.	A (cm/mole·sec)	B	E (Kcal/gmole·K)
(1)	4.93×10^{13}	0.0472	-75.59
(- 1)	1.60×10^{13}	0	0
(2)	1.48×10^8	1.5	-5.68
(- 2)	1.25×10^7	1.612	-37.69
(3)	4.22×10^{13}	0	0
(- 3)	6.76×10^{14}	-0.212	-49.34

이상의 식(5.1)~(5.3)으로 부터 NO농도의 시간에 대한 변화율은 다음과 같이 표시된다.

$$\begin{aligned} \frac{1}{V} \frac{d[NO]V}{dt} = & K_1 [N_2] [O] - K_{-1} [NO] [N] \\ & + K_2 [N] [O_2] - K_{-2} [NO] [O] + K_3 [N] [OH] \\ & - K_{-3} [NO] [H] \end{aligned} \quad (5.5)$$

이 식을 간단히 나타내기 위하여 다음의 타당성있는 이론을 고려한다. 먼저 [N]은 10⁻⁷ order의 극히 작은 양이므로 정상상태로 가정하고⁽¹⁰⁾, 다음 [O], [O₂], [OH], [H]는 C-H-O계의 화학반응에서 평형상태로 가정하는 것이 가능하다.⁽¹²⁾ 이러한 이론을 배경으로 하여 식(5.5)를 다음 식으로 간단히 표시한다.

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2 \frac{\bar{R}T}{P} \frac{[1 - ([NO]/[NO]_e)^2] R_1}{[1 + K([NO]/[NO]_e)]} \quad (5.6)$$

$$\begin{aligned} \text{여기서, } R_1 = & K_1 [N_2]_e [O]_e - K_{-1} [NO]_e [N]_e \\ R_2 = & K_2 [N]_e [O_2]_e - K_{-2} [NO]_e [O]_e \\ R_3 = & K_3 [N]_e [OH]_e - K_{-3} [NO]_e [H]_e \\ K = & R_1 / (R_2 + R_3) \end{aligned}$$

이다. 그리고 [NO]는 NO 몰 분율이며 첨자_e는 평형상태를 의미한다.

3. 결과 및 토의

본 연구에서는 설정된 Cycle Simulation의 타당성을 입증하기 위하여 서울대학교 공과대학 내 연기관 실험실에서 실험을 행하였다. 실험에 사용된 기관과 배기가스 분석기의 제원은 Table 2에 나타나 있다.

Table 2. Specification of Engine and Analyzer

	Item	Specification
Engine	Maker & Model	Nissan; L14
	Type	4 cycle 4 cylinder
	Displacement, cc	1428
	Combustion chamber type	Wedge
	Bore×stroke, mm	83×66
	Compression ratio	9.0 : 1
Emission Analyzer	Measuring principle	CO : NDIR CO ₂ : NDIR NO : CLD
	Gas sampling	Direct sampling

Fig. 4에서 기관회전수를 2000rpm으로 고정하고 부하(Load)를 변화시킬 때의 압력곡선을 crank-angle의 함수로 계산하여 실험결과와 비교하였고 Fig. 5는 부하의 변화에 따른 CO, CO₂, NO농도의 계산결과와 실험결과와의 비교를 보여준다. 압력곡선을 비교하면 압축·팽창과정에서는 거의 일치하고 최대압력 발생 crank-angle도 거의 일치하지만 최대압력치는 5%정도 높게 계산되었다. 팽창과정의 열손실량은 압력·온도에 큰 영향을 미침을 고려하여 본 연구에서는 한 cycle 전체의 열손실량을 실험치와 일치시킴으로 팽창과정의 압력은 정확히 계산되었다. 연소과정의 압력·온도는 연소율을 정확히 계산하여야 하나, Wiebe 함수의 여러 인자의 복합적 영향으로 예측이 어려워 최대 압력치의 오차가 발생한 것으로 판단된다. 또한 배기가스의 비교에서 CO₂농도는 거의 일치하고 있으나 CO농도는 5~10%정도 높게 계산되었고 NO농도는 10~20%정도 낮게 예측되었다. NO는 혼합기의 최대온도와 팽창과정의 온도에 따라 민감하게 변화함을 고려하면, 기연부분의 온도가 균일하다는 가정과 열손실량의 계산에서 약간의 오차가 있음을 알게 되었다. Fig. 6은 기관회전수 2000 rpm, 부하 50%에서 혼합기의 압력과 미연부분·기연부분의 온도를 보여준다.

이상의 비교를 통하여 본 Cycle Simulation은 어느 정도의 타당성을 보였으므로 다음과 같은

parametric studies를 수행하였다. Geometric parameter를 고정시키고 기관회전수, 연소시간, 점화시기 등 operating parameter를 변화시키면

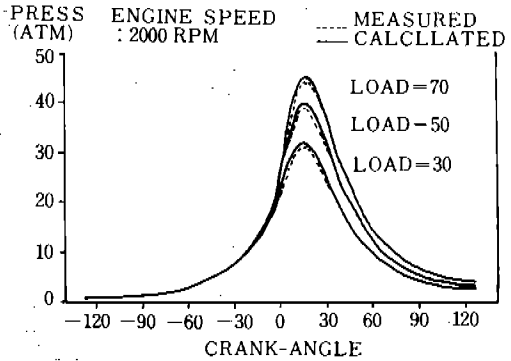


Fig. 4. Comparison of Calculated and Measured Pressure Diagrams at 2000rpm.

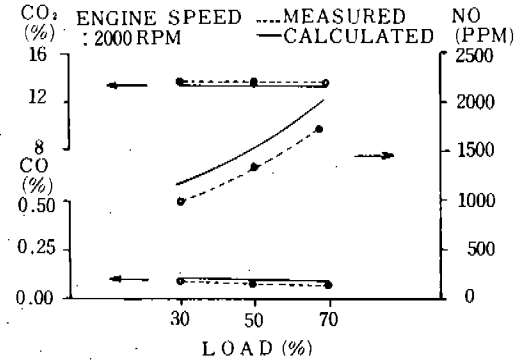


Fig. 5. Comparison of Calculated and Measured CO, CO₂, NO concentration at 2000rpm.

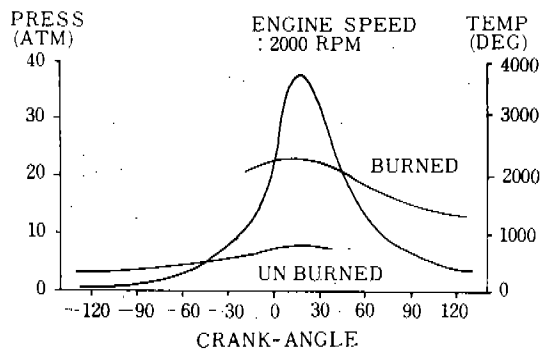


Fig. 6. Calculated Pressure and Calculated temperature of Unburned and burned gas at 2000rpm, load 50%

서 이들이 압력에 미치는 영향을 Fig. 7, 8, 9에서 보여준다. 이러한 parametric studies를 통하여 optimal design에 필요한 자료를 쉽게 얻을 수 있다.

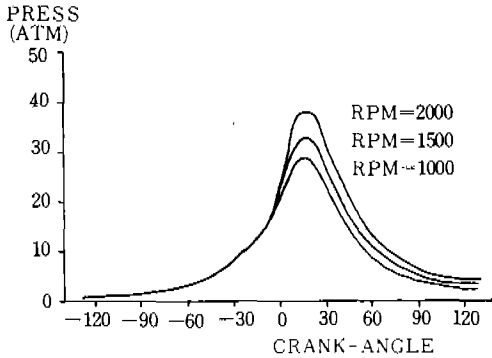


Fig. 7. Calculated effect of engine speed on pressure diagrams at load 50%

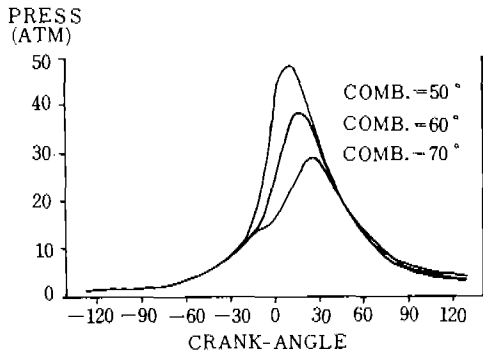


Fig. 8. Calculated effect of combustion duration on pressure diagrams at 2000rpm, load 50%

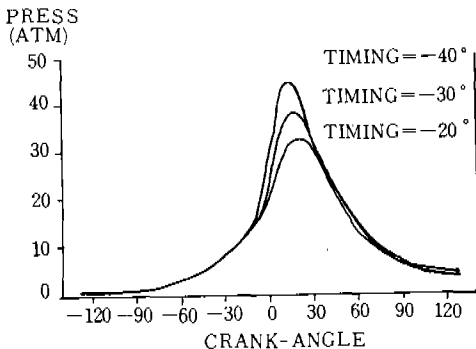


Fig. 9. Calculated effect of ignition timing on pressure diagrams at 2000rpm, load 50%

4. 결 론

가솔린 기관에서 타당한 가정에 의하여 열역학 연소·열전달·평형 연소가스·NO_x 비평형 model을 선정·해석하고 압축·연소·팽창 과정에 적용시킴으로 혼합기의 압력, 온도를 예측하였고 이것으로부터 기관의 성능과 배출물 농도를 산출하였다.

이러한 Cycle Simulation을 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

첫째, 연소 중인 cylinder를 기연부분과 미연부분의 2 zone으로 나누고 각 부분이 균일하다는 가정이 성능 계산에서는 적절하나 배출물 농도 계산에는 약간의 오차가 있다. 그리고 Wiebe 함수는 가솔린 기관의 연소율을 지정하는 데 적절하다.

둘째, 열손실량을 계산하는 데 Woschni 관계식은 압축·팽창 과정에서 적절하다.

셋째, CO, CO₂농도는 평형 계산으로 실험치와 거의 일치한다. NO 농도의 실험치는 평형 계산치와 큰 오차를 보이며 extended Zeldovich mechanism의 비평형 계산치와 근사적으로 일치한다.

네째, 계산 결과와 실험 결과와의 비교에 의하여 본 Cycle Simulation은 어느 정도의 타당성이 입증되었다. 그러므로 parametric studies에 의하여 기관의 optimal design을 위한 방향을 설정할 수 있다.

다섯째, parametric studies를 통하여 연소기간이 짧을수록, 점화시기가 빠를수록 최고 압력이 상승함을 확인하였다. 그러나 열효율은 최고 압력치와 발생 시기에 관계되므로 최고 압력이 ATDC 15°~20°에서 발생하도록 조절한다. 또한 배출물의 농도도 동시에 고려하여 적정치 이내에서 열효율이 최대가 되는 optimal data를 얻도록 한다.

기관의 자체 설계를 바라보고 있는 현 상황에서 이러한 Computer Simulation을 실험과 병행함으로 기관의 최적 설계에 도움이 될 것이다. 이를 위하여 실제 기관의 현상을 설명할 수 있는 model이 개발되어야 하고 광범위한 parametric

studies를 행하여 이 분야의 자료를 축적하고 발전시키기 위한 연구가 계속되어야겠다.

후 기

본 연구는 과학기술처 특정 연구 개발 사업의 일환인 기계의 CAD/CAM 및 Mechatronics 화 기술 개발 연구의 결과임을 밝힙니다.

참 고 문 헌

1. Haagen Smit, "Chemistry and Physiology of Los Angels Smog," *Ind. Eng. Chem.* Vol. 44 (1962)
2. G. Woschni, "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine," SAE paper 680931 (1968)
3. J. J. Wiebe, "Das Wiebe-Brenngesetz, ein Fortschritt in der Thermodynamik der Kriegs-Pozesse von verbrennungsmotoren," Trans. by Drofe. A. Joute and T. H. Dressen, *Kraftadrszeugtechnik*, Vol. 9(1960)
4. Y. B. Zeldovich, "The Oxidation of Nitrozen in Combustion Explosions," *Acta Physicochimica USSR*, Vol. 21, 1946
5. K. Kormiyama, J. B. Heywood, "Predicting NOx Emissions and Effects of Exhaust Gas Recirculation in Spark-Ignition Engines," SAE Paper 730475(1973)
6. R. S. Benson, N. D. Whitehouse, *Internal Combustion Engines*, Pergamon Press, Oxford, 1979
7. D. R. Stull, H. Prophet, *JANAF Thermochemical Tables*, 2nd Edition, 1971-6, U. S. Dept. of Commerce
8. J. B. Heywood, "The Estimation of NOx Comparison with the Measured Concentration," SAE paper 710011 (1971)
9. W. Jost, *Explosion and Combustion Processes in Gases*, 1st Ed., McGraw-Hill, 1946
10. K. Pattas, G. Hüfner, "Stickoxidbildung beider Ottomotorischen Verbrennung," *MTZ* 34 Jahrgang Nr. 12 (1973)
11. J. B. Heywood, Kuniyiko Komiyama, "Predicting NOx Emissions and Effects of Exhaust Recirculation in Spark Ignition Engines," "SAE paper 730475 (1973)
12. H. K. Newhall, "Kinetics of Engine Generated Nitrogen Oxide and Carbon Monoxide," Twelfth Symposium(International) on Combustion(1969)