

SI 기관에 있어서 사이클 시뮬레이션에 의한 성능 예측에 관한 연구

(A Study on the Prediction of Performance due to Cycle Simulation
Model in Spark Ignition Engine)

한영출* 이원일**
Young Chool Han Won Ihl Yi

Abstract

Relations of each factor affected by emissions and the prediction of performance have been analyzed numerically by cycle simulation in the Spark Ignition Engine. Through theoretical analysis and experiments, the results are obtained as below.

The calculated results and the experimental ones are almost highly agreeable on cycle simulation model, exhaust gas analysis and efficiency for processes in cylinder. Therefore this model is proved appropriate and can be useful for optimum design of Spark Ignition Engines on parametric studies.

It is reaffirmed that the Wiebe's function is suitable for predicting Combustion Ratio in Spark Ignition Engines.

On parametric studies, it is found that optimum conditions whose density of emissions are lower and efficiency is maximum within propriety value are crankangle ATDC $15^{\circ} - 20^{\circ}$, 2400 rpm, A/F=16 in this experiment.

1. 緒 論

내연기관의 연구는 1970년대의 에너지 위기와 환경오염문제의 대두에 따라 연료소비율을 향상시키기 위한 노력에 박차를 가하였고 근본적으로 대체 에너지의 개발에 대한 연구와 더불어 기관의 효율 향상과 연료의 완전연소에 대한 연구에 더욱 활기를 더하게 되었다.

그리고 이러한 연구의 기본으로 기관내에서 발생하는 여러 현상에 대한 상세한 해석이 필요하나 내연기관의 연소 현상과 배출가스 발생기구는 극히 복잡한 현상이므로 이것을 해결하기 위한 방법으로 내연기관에서 일어나는 현상들을 타당성 있는 해석 가능한 모델로 설정하며 각 사이클에 적용시키는 모델링(Modeling ; Cycle Simulation)이 컴퓨터 발전과 더불어 활발히 진행되어 왔다. 이러한 모델링의 목적은 여러 형태의 기관에서 발생하는 기본

*국민대학교 공과대학 기계공학과

**국민대학교 대학원 기계공학전공

현상을 이해하고 기관성과 배출물 성분에 대한 설계변수와 작동조건의 변경영향을 예측하는 것이고 이러한 예측을 통하여 최적의 상태를 찾아내는데 있다. 그 중에서도 Lavoie¹ 등이 제안한 모델은 SI 기관의 연소과정에 가장 근사한 값을 주는 것으로 인정되어 왔으나 이 모델은 지압선도를 미리 알고 있거나 반실험적인 연소법칙이 존재하여야 하였다. 이에 Benson은 실린더내를 기연과 미연의 2영역 연소모델로 제안하여 Lavoie 등이 제안한 모델을 수정하여 계산을 간단화하였다.²

본 연구에서는 가솔린 기관의 이상사이클인 Otto Cycle의 이론을 적용하여 열역학적 연소모델, 열전달모델, 평형연소가스 모델을 설정; 해석하고, 흡입·압축·연소·팽창 및 배기과정에 미치는 여러인자들과의 관계와 기관의 개량으로 인한 성능 및 배출물과의 관계를 파악하여 측정된 결과를 이용하여 실린더내의 압력을 시간의 함수로 계산하고 이것에 의해 연료소비율, 열효율, 출력, 평균유효압력등의 기관성능을 예측한다.

또한 기관실험에 의하여 연소실의 지압선도 및 설정된 모델에서 구한 결과와 비교 검토함으로써 모델의 타당성을 확인하며, 기관의 설계요인변수와 작동조건들의 자료를 제시하여 사이클 시뮬레이션을 이용한 기관의 최적설계를 도모한다.

2. 가솔린 기관의 사이클 시뮬레이션 해석

가솔린 기관의 가장 이상적인사이클은 오토사이클이므로 본 연구에서도 오토사이클을 기준으로 일반적인 4사이클-4기통의 가솔린 기관을 대상으로 흡배기과정, 압축과정, 연소과정, 및 팽창의 4과정으로 나누어 해석한다.

그리고 열역학적 연소모델, 열전달모델, 평형연소 가스모델을 설정·해석하여 각 과정에 적용하며 각 모델에 대한 사이클 시뮬레이션하는 과정에서 공통적으로 다음의 가정을 설정하고 각 과정마다에 따른 구체적인 가정은 별도로 설정한다.

- (1) 기관의 실린더는 혼합기로 충만하고 압력은 시간의 함수이다.
- (2) 압축, 연소, 팽창과정에서 열손실을 고려한다.
- (3) 혼합기는 압축·팽창과정에서 균일하다. 연

소과정에는 미연·기연의 두 부분이 존재하고 각 부분의 성분과 온도는 균일하다.

(4) 혼합기를 구성하는 각 성분의 가스는 이상기체의 성질을 만족한다.

(5) 열전달은 Woschin의 식³과 Annand의 식⁴을 사용한다.

(6) 연소율은 Wiebe 함수⁵로 결정한다.

이상의 가정에 의해 설정된 모델을 해석하고 각 과정에 적절히 적용하여 기관의 성능과 배출물을 예측한다.

그림 1은 전과정에 대한 Flow Diagram이다.

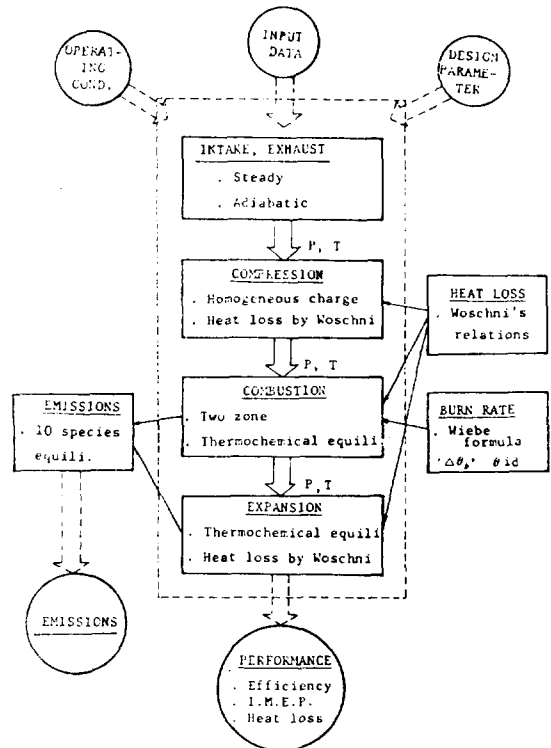


Fig.1. Information Flow Diagram for Total Processes

2-1 사이클 해석

2-1-1 흡배기과정의 시뮬레이션 모델

흡배기전후의 유동은 단열유동이고 각 순간에 대해 정상이라고 하고 가정을 한다.

① 흡배기관은 무한체적의 원통으로 생각하며 각 관내의 압력과 온도는 정상균일 하다고 보며 유속은 무시한다.

② 동작가스는 신기 및 기연가스로 보고 각각의

비열, 온도변화를 고려한다.

③ 실린더내의 각 순간에 있어 균일하다고 하며 유속은 무시한다.

④ 흡배기전후의 유동은 단열유동을 적용한다.

⑤ 밸브 오우버랩기간중의 역류를 고려한다.

⑥ 흡배기밸브 양정은 크랭크각의 함수로 주어진다.

(1) 흡배기전후의 유동⁶⁾⁷⁾

흡배기관내 압력과 실린더내의 압력을 비교하고, 고압측을 상류, 저압측을 하류라고 하며 밸브가 모두 닫혀 있는 상태에서부터 시작한다.

$$\frac{P_i}{P_u} \leq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$$

여기서 P_i : 하류 측 압력

P_u : 상류측 압력

다음으로 단열 유동의 식을 적용해서 미소시간 dt 간의 유량 dm 을 구한다.

$$d_m = C_d \cdot A_f \cdot P_u \cdot F \cdot \sqrt{\frac{2}{RT_u}} dt \quad \text{--- ①}$$

단, $F = \sqrt{\frac{k}{k+1} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}}}$: 닫혀 있을 때

$$= \sqrt{\frac{k}{k-1} \left(\frac{P_i}{P_u} \right)^{\frac{2}{k}} \left[1 - \left(\frac{P_i}{P_u} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]^{\frac{k-1}{k}}}$$
 : 열려 있을 때

(2) 실린더내의 에너지 평형^{2) 6)7)8)9)}

실린더내를 개방계로 보고 에너지 평형식을 세운다.

$$dE = dQ - dw + hidm_i + hedm_e$$

$$E = m_c \cdot C_v \cdot T_c$$

$$dE = C_v \cdot T_c \cdot dm_c + m_c \cdot C_v \cdot dT_c$$

$$h = C_p \cdot T$$

$$dw = P_c \cdot dV$$

$$\therefore dP_c = \frac{1}{V} (k-1) dQ - k \cdot P_c \cdot dv + R \cdot k (T_i \cdot dmi + T_e \cdot dme) \quad \text{--- ②}$$

식① 과 식② 로부터 미소시간 dt 에서의 실린더내의 압력변화를 구할 수 있다.

(3) 흡배기밸브의 양정⁷⁾

밸브의 양정은 크랭크각 θ 의 함수로서 다음의 식에서 구하여진다.

$$L = \begin{cases} \frac{L_{max}}{\theta_m} (1-r) \cdot \theta^2 & : 0 \leq \theta \leq \frac{\theta_m}{1-r} \\ \frac{L_{max}}{\theta_m} \cdot \frac{1-r}{r} \cdot (\theta - \theta_m)^2 + L_{max} & : \frac{\theta_m}{1-r} \leq \theta \leq \frac{1-2r}{1-r} \theta_m \\ \frac{L_{max}}{\theta_m} \cdot (1-r) \cdot (\theta - \theta_e)^2 & : \frac{1-2r}{1-r} \theta_m < \theta < \theta_e \end{cases}$$

여기서 r ; 밸브의 가속도의 비를 결정하는 정수 ($r < 0$)

L_{max} ; 최대 밸브양정

θ_m ; L_{max} 에서의 크랭크각

θ_e ; 밸브가 닫혔을 때의 크랭크각

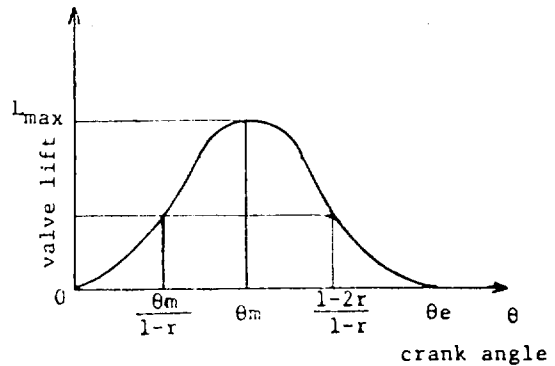


Fig. 2. Valve Lift

2-1-2 압축과정의 시뮬레이션 모델¹⁰⁾¹¹⁾

압축과정은 흡·배기밸브가 모두 닫히고 밀폐된 상태에서부터 시작되며 이 때에 다음과 같은 가정을 한다.

① 실린더내의 가스는 신기와 잔류가스가 균일하게 혼합된 것으로 생각한다.

② 주위로의 대류열전달을 고려한다.

③ 압축과정중 연료의 조성은 일정하며 다른 어떤 화학반응도 없는 것으로 한다.

실린더내의 에너지평형식을 구하기 위하여 오토 사이클의 $P-V$ 선도에 열역학법칙을 적용하고 내부에너지의 변화식과 상태방정식의 항과를 연결시

켜서 Newton-Raphson Method로 해석한다. 그림 3은 압축과정의 모델해석의 플로우차트이다.

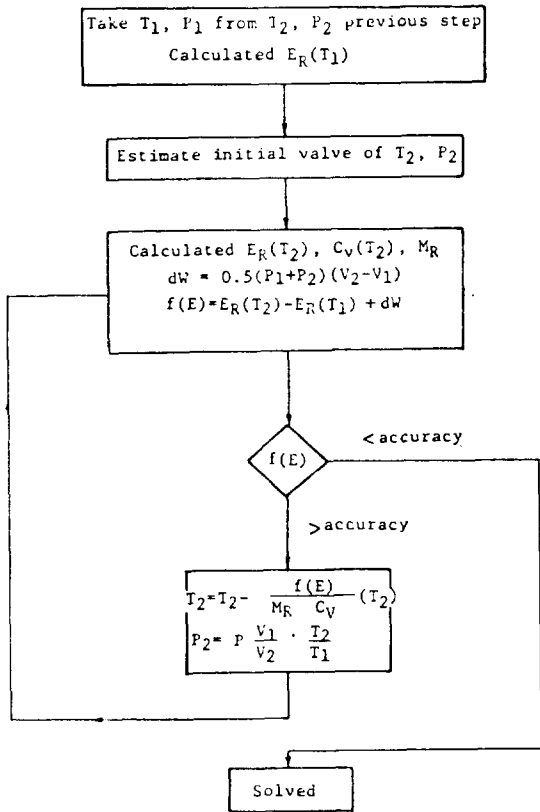


Fig.3. Algorithm for Compression Stroke

2-1-3 연소과정의 시뮬레이션 모델^{10,11}

얇고 미소한 화염면에 의해 미연가스 및 기연가스의 2영역이 존재하는 경우의 연소과정에 대한 가정은

- ① 연료-공기 혼합기는 일정하다.
- ② 임의 순간 압력은 전실린더에 있어서 균일하다.
- ③ 기연부에서 미연부로의 열전달은 무시할 수 있다.
- ④ 화염반응이 일어나고 있는 부분의 부피는 무시될 수 있다.
- ⑤ 기연가스는 열역학적 평형상태이다.
- ⑥ 미연가스는 압축초 조성 그대로다.
- ⑦ 연소가 시작될 때 기연가스의 온도는 단열화염온도와 같다.

실린더내의 에너지평형식은 오토사이클의 P-V 선도에 열역학 제1법칙과 상태방정식 및 내부에너지 변화를 온도에 대해 Newton-Raphson Method로 수치적으로 구하고 Annand²의 실험값도 적용시킨다. 그림4는 연소과정 모델해석의 플로우차트이다.

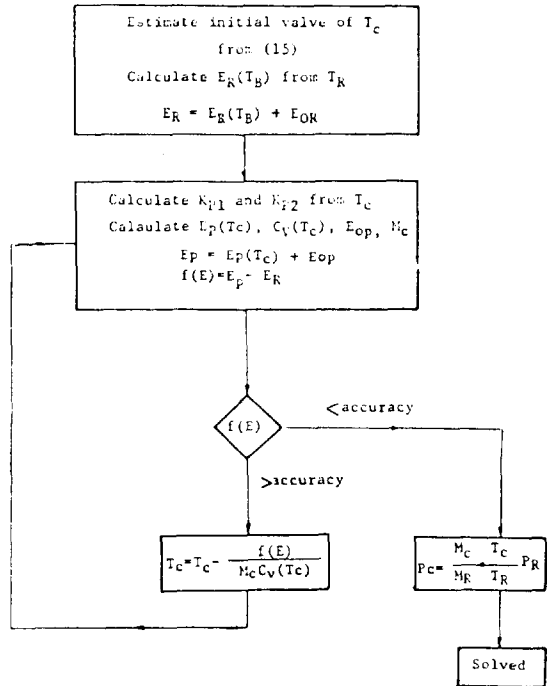


Fig.4. Algorithm for Constant Volume Combustion

2-1-4 팽창과정의 시뮬레이션 모델^{10,11}

일단 연소가 끝나면 기연가스로만 된 단일영역으로 해석하며, 조성이 변화하는 것을 제외하고는 압축과정의 경우와 같은 방법으로 기연가스의 온도, 압력을 결정한다. 열해리도 팽창과정 동안의 고온의 관점에서 설명되어 질 수 있다.

팽창과정에 있어 가스의 평형조성이 계산될 수 있고, 불꽃이 일어나는 것을 통해 온도, 압력, 질량흐름율에 덧붙여 NO와 CO의 형성율도 팽창과정초에 계산될 수 있다. 그리고 팽창과정은 배기밸브가 열릴 때 일어난다.

실린더내의 에너지 평형식도 앞에서와 마찬가지로 오토사이클의 P-V 선도에서 열역학 제1법칙과 상태방정식 Newton-Raphson Method로 수치적

으로 구할 수 있다. 그림5는 팽창과정의 모델해석의 플로우차트이다.

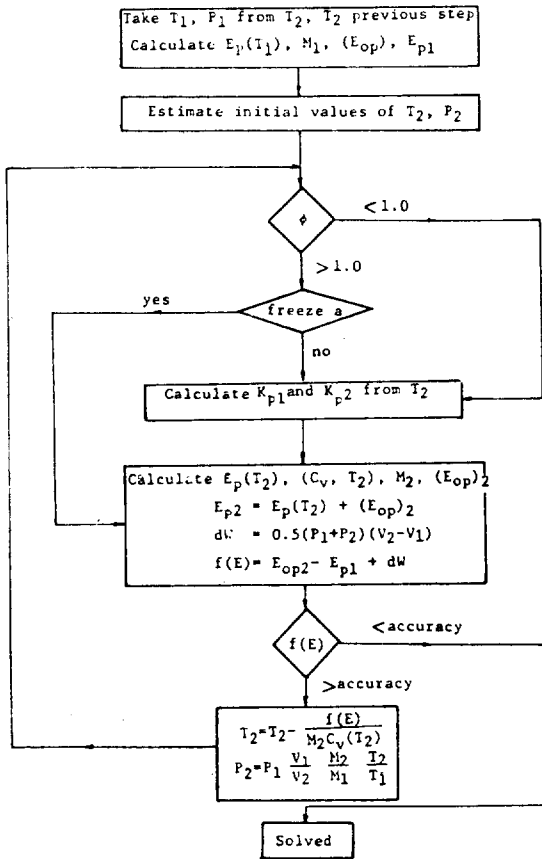


Fig.5. Algorithm for Expansion Stroke

2-2 모델 설정¹²⁾

2-2-1 열역학적 연소 모델

연소중인 실린더는 그림6과 같이 극히 얇아 무시할 수 있는 화염면에 의하여 미연부분과 기연부분으로 나누어진다.¹³⁾ 각 부분에 대해 온도와 성분이 일정하고 압력은 전연역에서 균일하다. 미연부분은 공기, 연료, 잔류가스의 혼합기로 압축, 연소과정에서 그 성분이 불변하고, 기연부분은 CO, CO₂, O₂, H₂, H₂O, OH, H, O, NO, N₂의 10종류의 혼합기로 순간적 평형상태에 있다.

열발생률을 의미하는 연소율을 알기 위하여 본 연구에서는 연소과정에서 혼합기가 연소하는 율을 크랭크각도의 함수로 지정하여 주는 Wiebe 함수¹⁴⁾

를 사용한다.

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

여기서 X : 연소된 질량부율

a : 효율계수

m : 형태계수

θ : 크랭크각

θ_0 : 연소개시시간

$\Delta\theta_b$: 연소기간

이러한 Wiebe 함수의 사용은 a, m, θ_0 , $\Delta\theta_b$ 등을 기관의 회전속도와 부하조건, 연소실형상 등을 고려해 적절한 값을 선정하는 난점이 있으나, 계산된 압력곡선과 실험을 통한 압력곡선을 비교함으로써 연료특성에 알맞는 값을 결정할 수 있으므로 점화지연기간, 연소기간 등 연소에 대한 간접적인 정보를 얻는 장점이 있다.

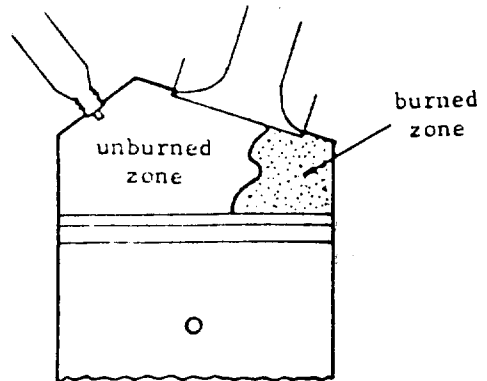


Fig.6. Schematic of the Cylinder during Combustion

각 가정과 연소율을 전제로 그림 7과 같이 각 부분에 검사체적을 취하고 상태방정식, 질량보존법칙, 에너지 보존법칙 등을 적용하여 압력(P), 미연부분온도(T_u), 기연부분온도(T_b)를 시간의 함수로 구한다.

미연부분 :

$$PV_u = M_u \bar{R} T_u$$

$$m_u = m(1 - X)$$

$$0 = (Eu_{i+1} - Eu_i) + \Delta W_u + \Delta Q_u + \Delta H_R$$

기연부분 :

$$PV_b = m_b \bar{R} T_b$$

$$m_b = mX$$

$$0 = (E_{w_{i+1}} - E_{w_i}) + \Delta W_b + \Delta Q_b - \Delta H_R$$

여기서

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

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

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

이러한 지배방정식을 정리하여 P, T_u, T_b, V_u 의 4개 미지수에 대한 4개의 방정식을 세우고 수치적으로 해석하여 P, T_u, T_b 를 시간의 함수로 구한다.

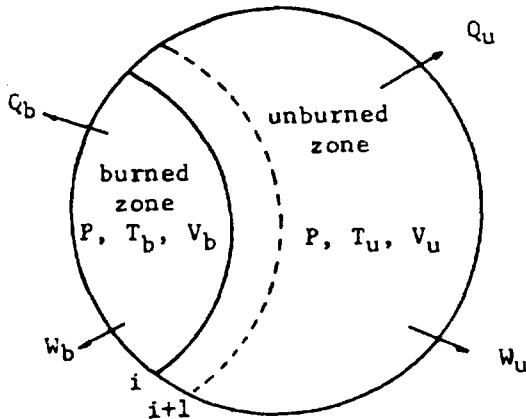


Fig.7. Control Volume for Each Zone of the Cylinder

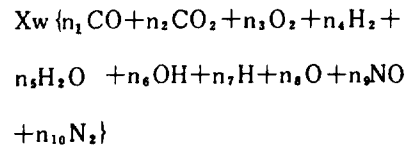
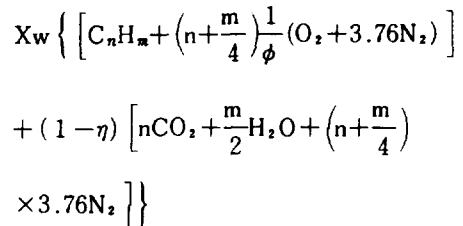
2-2-2 열전달 모델

연소중인 실린더 내부는 2000°K 이상의 고온과 $30 \sim 50 \times 10^5 \text{ N/m}^2$ 의 고압으로서 실린더벽과 실린더 헤드, 밸브 등을 통하여 냉각수로 유출되는 열손실량을 상당히 커서 무시할 수 없다. 그러므로

본 연구에서는 가솔린 기관에서 잘 적용되는 것으로 인정된 Woschni³⁾와 Annand⁴⁾의 관계식을 사용하여 열손실을 고려하였고 Woschni 식에서는 복사열전달을 무시하고 대류열전달만을 고려하였고, Annand 식에서는 대류와 복사열전달을 포함하여 고려하였다.

2-2-3 평형연소가스 모델

연소중인 실린더의 기연부분은 다음의 화학반응식에 의해 CO, CO₂, O₂, H₂, H₂O, OH, H, O, NO, N₂의 10종 가스 성분이 평형을 이룬다고 가정한다.¹⁾ 연료를 C_nH_m이라고 하고 등량비 θ 인 연료 혼합기가 잔류된 기연소가스와 함께 다음의 화학반응을 한다.



여기서 $n_1, n_2, \dots, n_{10}; CO, CO_2, \dots, N_2$ 의 몰수

이 식에서 평형상태농도를 구하기 위해 평형방정식을 고려하고 질량보존의 법칙을 적용하고 평형상수를 도입하여 계산한다.

3. 실험장치 및 실험방법

3-1 실험장치

본 연구에 사용한 장치는 자동차용 가솔린기관과 인디케이터선도 채취장치, 각 부분의 온도를 측정하는 장치와 배기가스의 성분을 분석하는 측정기로 구성되어, 그 계통도를 그림 8에 나타낸다.

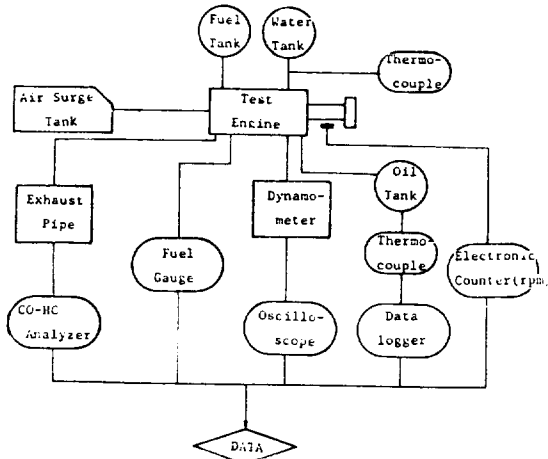


Fig.8. Schematic Diagram of Experimental Apparatus

3-1-1 실험기관

실험기관은 일제자동차용 소형 SI 기관(D-11)을 사용하였고, 그 제원을 표1에 표시하며 특히 이 기관의 제1실린더에 압력변환기를 장치할 수 있는 구조가 되어 있다.

Table 1. Specifications of Experimental Engine

Items	Specifications
Type	NISSAN D-11 (Water cooling, 4 cycle, Gasoline)
Number of cylinder	4 cylinder
Bore and Stroke (mm)	73×68
Stroke volume (cc)	1138
Compression Ratio	8.0
Max. Rated Horespower (kW/rpm)	20.9/3070
Max. Torque (N · m/rpm)	68.6/2100
Ignition timing (BTDC/rpm)	12°/550
Valve timing	
Intake open	BTDC 9°59'
Intake close	ABDC 46°01'
Exhaust open	BBDC 43°31'
Exhaust close	ATDC 12°29'

3-1-2 인디케이터선도 채취장치

실린더 헤드에 지압계용 어댑터를 연결한 저항왜신식 지압계를 통하여 지압계용 증폭기로 증폭시킨 신호와 피스톤 로우터, 위치지시발신장치와 검출기를 통한 TDC 펄스를 오실로스코우프에 출력시켜서 사진촬영한다.

그림9는 인디케이터선도를 채취하는 계통도이다.

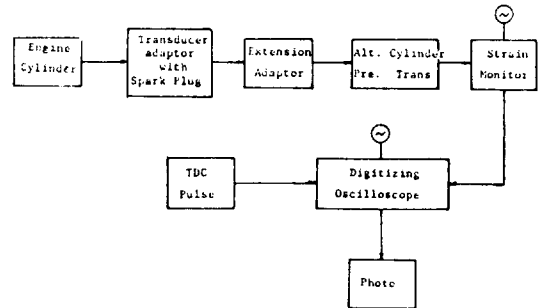


Fig.9. Schematic Diagram of Pressure Measurement System

3-1-3 온도 측정장치

흡·배기, 냉각수, 윤활유 및 실린더벽의 온도는 열전대선으로 Isothermal Input Connector를 통하여 Datalogger로 그 값을 기록한다.

3-1-4 배기가스 분석장치

배기관에서 나오는 작은 동관을 통하여 나온 가스를 CO-HC 분석기에 연결하여 각각의 값을 읽는다.

3-2 실험방법

3-2-1 기관의 운전

운전중의 기관 회전속도는 연료량을 조절하여 Digital Counter에 나타난 값을 읽으며 운전 파라미터는 회전속도를 1800~2600rpm 사이에서 각 200rpm 간격으로, 공연비를 12~20사이에서 그 간격으로 변화시켜서 10회의 값을 측정하여 평균값을 취한다.

3-2-2 실린더내 압축초기 압력의 결정

실린더내 압축과정 초기의 압력은 제 1번 실린더에 부착된 압력변화를 통해 오실로스코프에 의해 채취된 값을 인디케이터선도에 의해 압력을 계산하고, 그 값을 제2~4번 실린더에도 동일하게 적용시킨다.

3-2-3 온도의 측정

각 파라미터에 대한 온도의 측정은 Datalogger로서 5회정도 채취하여 그 평균값을 취하였고, 냉각수의 온도는 냉각수 유량을 조절하여 일정하게 유지시켰다.

3-2-4 배출가스 분석

각 운전파라미터에 대해 채취한 CO, HC 농도를 10회 반복한 값을 평균한 값에 보정계수를 곱하여 결정한다.

4. 이론해석과 실험결과에 대한 고찰

본 실험에서는 3장에서 설명한 장치와 방법에 의하여 R.S. Benson이 개발한 프로그램¹¹⁾과 와세다 대학의 安藤啓明이 개발한 프로그램⁷⁾을 이용하여 실험한 후 그 결과를 데이터 처리하였다. 기존의 프로그램에 연소에 필요한 연료의 조건을 세분화하였고, 실험기관의 조건도 다양하게 변화시켜 기관 조건의 변화에 따른 상관관계를 알아내었다.

(1) 사이클 시뮬레이션 모델

그림 10은 회전수 2,400rpm일 때 50% 부하에서의 P- θ 선도를 보여준다. 일반적으로 기관의 회전수를 1,800~2,600rpm까지 200rpm씩의 변화를 주고, 각 25%의 부하를 가하여 주었을 경우, 기관의 회전수가 2,400rpm, 부하가 50%일 때 연소가스의 조성이나 효율적인 면에서 가장 이상적인 운전조건이었으므로 이 실험에서는 2,400rpm의 운전조건을 선정하여 실험하고 비교하였다.

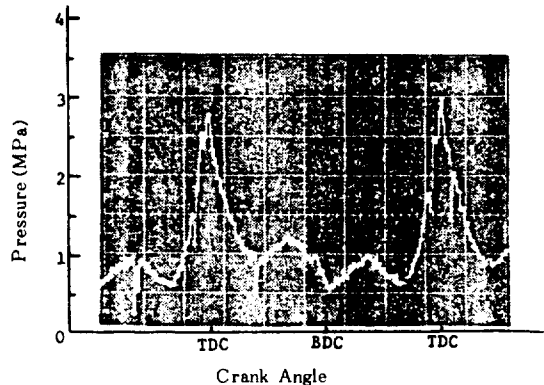


Fig.10. Cylinder Pressure vs. Crank Angle at 2400 rpm and 50% Load

그림 11은 고압부를 주제로 한 압축·팽창과정의 압력분포를 나타낸 것으로 실측치와 계산치는 최고 압력과 그 때의 크랭크각, 형태에 있어 잘 일치한다. 계산치가 실측치에 비해 압축행정에서 압력은 약간 높고 배기행정에서 조금 낮게 되는 경향은 실린더 벽으로의 열이동이 고려되어 압축행정에서는 벽온이 실린더내의 온도보다 높고 동작가스로의 열

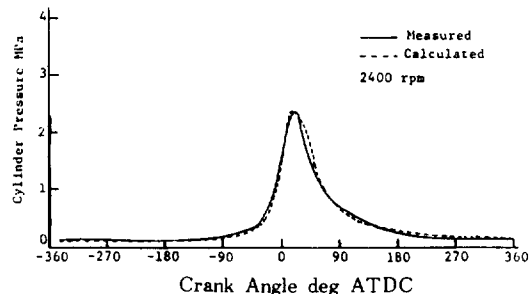


Fig.11. Pressure Diagram in Compression and Expansion Process of Comparing Measured and Calculated

이동때문에 압력상승이 크고, 팽창행정에서는 실린더 벽으로의 열손실로 인해 압력강하가 크게 되는 것으로 생각된다.

그림 12는 흡·배기행정에 대한 압력분포를 실측치와 계산치로 구분한 것으로 잘 일치하고 있다. 배기행정 후반으로부터 흡·배기행정 전반에 걸쳐 압력이 약간 높게 되므로 급격하게 압력강하가 일어나고 흡기압력보다도 조금 낮게 되어 흡기압력에 도달하는 경향을 보여준다.

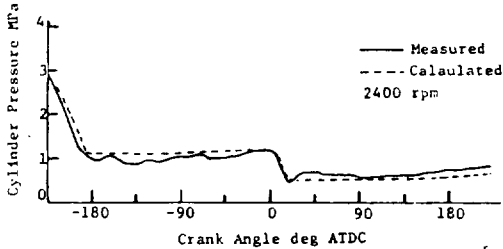


Fig.12. Pressure Diagram in Intake and Exhaust Process of Comparing Measured and Calculated

(2) 효율

표2는 실험기관의 작동으로 얻어진 공연비에 따른 값에 대한 계산결과이고 그림 13은 오토사이클의 이론적인 상태와 실험기관의 작동으로 얻어진 상태와의 관계를 보여 주고 있다. 여기서 이론값과 실제 계산값이 차이가 나는 것은 어느 한정된 시간에서의 연소과정과 열손실이 그 원인이 되기 때문이다.

Table 2. Influence of A/F Ideal Otto Cycle: 50%, 2400rpm, CR=7.0

A/F	Power (kW)	I.M.E.P. (bar)	η th (%)
12	16.5	14.4	35.5
14	17.3	15.2	36.8
16	19.1	15.0	38.1
18	19.6	14.2	39.0
20	20.0	13.2	39.9

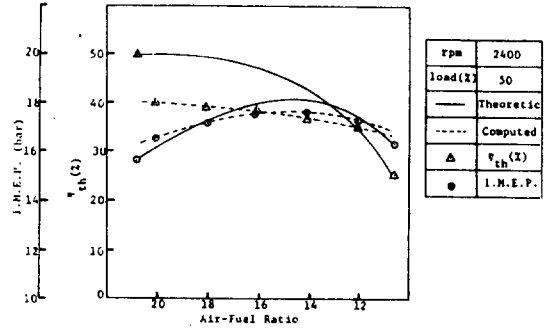


Fig.13. Comparison of Theoretical and Experimental Calculation

또한 표 3은 실제실험을 통한 운전속도에 따른 동력과 효율을 나타낸 것이다.

Table 3. Variation of Power and Efficiency with Engine Speed

rpm	Power (kW)	η th (%)
1800	18.2	40.3
2000	20.2	41.6
2200	21.3	42.9
2400	23.9	43.5
2600	28.8	43.8

표 4는 연료조성에 의한 기관성능을 컴퓨터에 의해 계산한 결과이고, 그림 14는 기관성능에 있어 연료조성에 의한 영향을 이론적인 상태와 실제계산값을 비교한 것으로 그 값의 차는 사용 연료의 조성 과 연소과정과 열손실에 인한 것들이 그 원인이 된다.

5. 結 論

SI기관에 있어서 사이클 시뮬레이션에 의해 배출량과 기관성능을 이론해석 및 실험을 통하여 종합검토한 바 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 실린더내의 각 과정에 대한 사이클 시뮬레이션 모델이나 배기가스 분석과 효율의 계산 및 실험 결과가 거의 일치하여 본 모델의 타당성이 입증되

Table 4. Variation of I.M.E.P., Efficiency and Power with A/F by Computation

A/F	12	14	16	18	20
I.M.E.P. (bar)	14.4	15.1	14.6	13.7	12.3
η_{th} (%)	34.5	38.2	41.5	42.2	43.1
Power (kW)	11.2	13.6	14.5	13.2	12.7

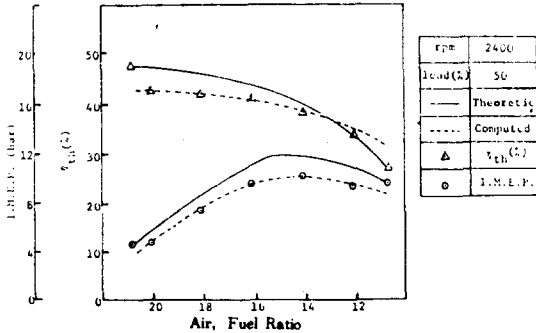


Fig.14. Influence of Fuel Composition on Performance

어 모델설정에 의한 사이클 시뮬레이션은 변수에

관한 연구에 의하여 기관의 최적설계의 방향을 제시할 수 있다.

(2) Wiebe함수는 성능계산에서는 적절하나 배출물 농도계산에는 약간의 오차가 있지만 대체로 SI기관의 연소율 예측에 적절하다는 것을 재확인하였다.

(3) 사이클 시뮬레이션에 의해 열효율은 최고압력과 발생시기에 관계된다는 것을 알았고, 본 실험기관에서는 최고압력 ATDC 15°~20°, 회전속도 2,400rpm, 공연비 16 일 때, 배출물의 농도가 낮고 동시에 적정 이내에서 열효율이 최대가 되는 최적조건임을 발견하였다. (原稿接受 '86. 5. 6)

참고문헌

- G.A. Lavoie, J.B. Heywood and J.C. Keck, (1970) Experimental and Theoretical Study of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines, Comb. Sci. Tech., 1, 313-326.
- R.S. Benson, W.J. Annand, P.C. Baruah, (1972) A Simulation Model Including Intake and Exhaust Systems for a Single Cylinder Four Stroke Cycle Spark Ignition Engine, Int. J. Mech. Sci., 17, 97-124.
- G. Woschni, A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine, SAE 670931.
- W.J.D. Annand, (1963) Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engine, Proc. Instn. Mech. Engrs., 177, 973-996.
- J.J. Wiebe, (1960) Das Wiebe-Brenngesetz, ein Fortschritt in der Thermodynamik der Kreisprozess von Verbrennungsmotoren. Trans. by Drofe. A. Joute and T.H. Dressen, Kraftfahrzeugtechnik, 9.
- 吉川康雄(1981) 가솔린기관의 열효율의 시뮬레이션

— ションに関する研究, 早稲田大.

7) 安藤啓明, (1982) 가솔린기관에서의 기관손실의解析과 사이클시뮬레이션의 연구, 早稲田大.

8) 水谷辛夫, (1972) 燃焼ガスの化學平衡計算, 内燃機関, 11, 125, 山海堂.

9) 内燃機関編集委員會編, (1972) 火花點火機關における排氣組成の計算, 山海堂.

10) 趙良穗, 俞炳澈, (1983) 單氣筒 4사이클 스파이크點火機關 動力사이클의 시뮬레이션, 自動車技術學會誌, 5, 4.

11) R.S. Benson, N.D. Whitehouse, (1979) Internal Combustion Engines, 303-336, Pergamon Press, Oxford.

12) 이종원, 정진은, (1983) Cycle Simulation에 의한 가솔린기관의 성능과 배출물 예측, 自動車技術學會誌, 5, 2.

13) K. Kormiyama, J.B. Heywood, Predicting NO_x Emissions and Effects of Exhaust Gas Recirculation in Spark-Ignition Engines. SAE 730475.

14) Robert C. Reid, John M. Prausnitz, Thomas' K.

Sherwood, The Properties of Gases and Liquid. McGraw-Hill.

15) D.R. Stull, H. Prophet, JANAF Thermochemical Tables, 2nd Edition, 1971-6, U.S. Dept. of

Commerce.

16) M.K.G., Babu. B.S. Murthy, Simulation and Evaluation of a 4-Stroke Single-Cylinder S.I. Engine, SAE 750687.

NOMENCLATURE

a	Efficiency Coefficient	m ²
A _f	Flow Area	m
B	Cylinder Diameter	
C _D	Flow Coefficient	
E	Internal Energy in Cylinder	kJ/m ² · h · deg C
h	Heat Transfer Coefficient	kJ/kg
h, H	Enthalpy	
K	Equilibrium Constant	
L	Valve Lift	cm
m	Shape Coefficient	
m _c	Cylinder Mass	Kg
n	Mole Number	
P _C	Cylinder Pressure	MPa
P ₁	Low Pressure between Cylinder and Intake, Exhaust Pipe	MPa
P _u	High Pressure between Cylinder and Intake, Exhaust pipe	MPa
Q	Heat Transfer to Cylinder	J
Re	Reynold Number	
T _c	Cylinder Temperature	°C
T _u	High Temperature between Cylinder and Intake, Exhaust Pipe	°C
T _{wi}	Cylinder Chamber Wall Mean Temperature	°C
V	Cylinder Volume	m ³
V _p	Mean Piston Velocity	m/sec
w	Number of Mols Fuel	
W	Work to piston	J
X	Mass Rate of Combustion	
θ	Crank Angle	rad
θ _o	Start Point of Combustion	
Δθ _b	Duration of Combustion	
k	Specific Heat Ratio	
λ	Heat Transfer Rate	
μ	Viscosity	N-S/m
θ	Equivalence Ratio	
Subscripts		
b	Burned Zone	
c	Cylinder	
e	Exhaust	
f	Flow	
i	Intake	
P	Product	
R	Reactant	