

## 4 행정 가솔린기관의 흡·배기 과정에 대한 전산시뮬레이션 및 이의 확인 실험

Computer Simulation and Confirming Tests for Intake  
and Exhaust Processes of a 4-Stroke S. I. Engine

김 승 수\* · 한 정 옥\*\*

Sung Soo Kim, Jung Ok Han

### ABSTRACT

This paper describes a simulation program of intake and exhaust processes in a 4-stroke S.I. engine and also studies the relationship among various engine parameters under different engine speed and load conditions. This simulation program includes the engine cylinder model for the intake and exhaust processes and its formulation and evaluates the system characteristics such as inlet mass, pumping work and residual gas in the cylinder-which influence on power output, fuel economy and exhaust emissions.

In order to evaluate the accuracy of the simulation program, predicted results were compared with the experimental data obtained on the 4-stroke, 4-cylinder gasoline engine and satisfactory agreement was obtained.

### 기 호 설 명

$A$ : 밸브 개도 면적 ( $m^2$ )	$L$ : 행정 (m)
$b_0, b_1, b_2, b_3$ : 유량계수를 표시하는 3 차함수의 계수	$m$ : 가스 질량 (kgm)
$c$ : weight factor	$m_T$ : 흡입 가스 질량 (kgm)
$c_d$ : 유량계수	$m_R$ : 잔류 가스율 (%)
$c_m$ : 피스톤 평균속도 (m/sec)	$\dot{m}$ : 질량 유량 (kgm/sec)
$c_v, c_p$ : 정적, 정압 비열 (kcal/kgm-K)	$M$ : 마하수
$D$ : 실린더 직경 (m)	$n$ : 소기특성 상수
$F$ : 최대 밸브개도 면적에 대한 밸브개도 면적비	$N$ : 회전수 (rpm)
$\bar{h}$ : 열전달 계수 (kcal/m <sup>2</sup> -hr-K)	$p$ : 압력 (KN/m <sup>2</sup> )
$k$ : 비열비	$q$ : 단위 환산계수
	$\dot{Q}$ : 열전달량 (kcal/sec)
	$r$ : 압축비
	$R$ : 개스 정수 (KJ/kgm-K)
	$t$ : 시간 (sec)

\* 정회원, 한국과학기술원 기계공학과

\*\* 한국과학기술원 기계공학과

- $T$  : 온도(K)
- $V$  : 체적( $m^3$ )
- $V_d$  : 행정체적( $m^3$ )
- $X$  : 혼합가스중 새공기의 질량비율
- $y$  : 피스톤 변위(m)
- $\alpha$  : 크랭크 각도(radian)
- $\sigma$  : 커넥팅로드와 크랭크암의 비

### 하 침 자

- 0 : 블로우다운 초기 상태
- 1 : 흡기관 상태
- 2 : 배기관 상태
- $x$  : 실린더 압력이 흡기관 압력과 같을때의 상태
- $x'$  : 흡기밸브가 닫히는 순간의 상태
- $h$  : 실린더 헤드
- $w$  : 실린더 벽
- $p$  : 피스톤 크라운
- $e$  : 배기밸브 표면
- $i$  : dummy index
- $max$  : maximum

## 1. 서 론

내연기관의 싸이클 시뮬레이션은 기관의 설계변경이나 운전조건의 변화에 따른 기관의 성능을 예측하기 위해 많은 연구가 수행되어 왔다. 그러나 최근 내연기관의 고속 경량화 추세와 더불어 배기 가스 규제가 심화됨에 따라 기관의 전체 싸이클에 대한 보다 정확한 해석이 필요하게 되었다.

특히 흡·배기 과정에서는 기관의 성능향상과 연료경제성 및 배기가스 개선을 위해 실린더 내로 유입되는 공기량의 증가 및 부분 부하에서의 펌프손실 감소, 잔류가스의 파악 등이 필수적인 과제라 하겠다. 또한 주어진 흡기 온도 및 압력 하에서 이상 폭발 한계내에 운전하기 위해 압축 초기 온도에 따른 적절한 유효 압축비를 선정하는 것이 필요하다. 유효 압축비는 밸브 개폐시기 및 밸브크기 그리고 열

전달량에 의해 결정되며 이에 대한 실험에는 많은 시간과 경비가 든다. 그러나 이러한 효과를 여러 임의의 조건에 대해서 시뮬레이션을 함으로써 최적의 밸브 개폐시기 및 밸브조건 그리고 열전달 조건 등을 예측할 수 있다.

본 연구에서는 이러한 가스교환 과정에 대해서 흡입공기량, 펌프손실 및 잔류가스량, 압축 초기온도, 유효압축비, 제적효율 등을 전산 프로그램화 하고 이들중 대표적인 것들을 실험으로 확인함으로써 시뮬레이션의 신뢰성을 높이고 나아가 각 인자들의 영향을 조사하였다. 이의 해석을 위하여 흡·배기관의 압력이 일정한 엔진-실린더 모델을 설정하여 열역학, 열전달 및 유체역학적 관계식을 적용하였으며 실험은 수냉식 4기통 가솔린 엔진에 대해 이루어 졌다.

## 2. 모델설정과 가정

흡기관 배기관의 압력이 일정한 엔진-실린더 모델을 설정하였다. Fig. 1에서 점선으로 표시된 시스템은 피스톤과 실린더벽으로 둘러 쌓여 있으며 실린더와 흡·배기관 사이의 유동을 포함하므로 개방계(open system)로 고려하였다. 개방계모델에 대한 가정으로는

- i) 고려되는 개방계는 비정상 과정으로 피스톤과 실린더 벽으로 둘러 쌓여 있다.

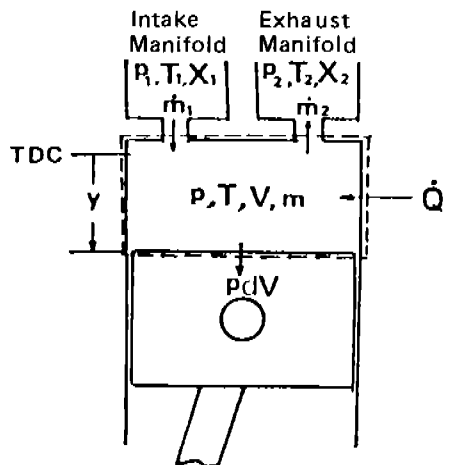


Fig. 1 Engine Cylinder Model

ii) 흡기관의 압력, 온도 및 가스조성과 배기관의 압력이 일정하다.

iii) 신기(fresh air)는 흡기관내의 상태로 시스템으로 유입된다.

iv) 연소가스는 실린더가스의 순간 온도 및 압력으로 시스템을 떠난다.

v) 동작유체는 이상기체이다.

vi) 배기가스는 공연비에 따라 Octene (C<sub>8</sub>H<sub>16</sub>)을 연료로 하여 생성된 일반적인 배기가스 조성 분포를 갖는 이상 혼합기체이다.

vii) 밸브와 밸브 seat 사이를 흐르는 가스의 유동은 단열 가역과정이다.

$$c_1 = b_0 + b_1 F + b_2 F^2 + b_3 F^3, \quad F \equiv \frac{A}{A_{max}}$$

i)  $p_1 > p$  일 경우

$$\dot{m}_1 > 0, \quad p_i = p_1, \quad k_i = k_1, \quad T_i = T_1$$

$$M_1 = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left[ \left( \frac{P_1}{P} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}, \quad M_1 < 1 \text{ 일때}$$

$$M_1 = 1, \quad M_1 \geq 1 \text{ 일때}$$

ii)  $p_1 < p$  일 경우(back flow)

$$\dot{m}_1 < 0, \quad p_i = p, \quad k_i = k, \quad T_i = T$$

$$M_1 = \sqrt{\frac{2}{k-1} \left[ \left( \frac{P}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]}, \quad M_1 < 1 \text{ 일때}$$

$$M_1 = 1, \quad M_1 \geq 1 \text{ 일때}$$

(배기 유량의 관계식은 흡입공기유량의 관계식과 유사하다)

5) 피스톤 변위와 크랭크 각과의 관계

$$y = \frac{L}{2} (1 - \cos \alpha) + \frac{L}{2} \sigma (1 - \sqrt{1 - \sin^2 \alpha / \sigma^2})$$

6) 상태 방정식

$$m = \frac{pV}{RT}$$

7) 소기 특성식

$$X_2 = X + n \cdot \sin nX, \quad \left( -\frac{1}{\pi} \leq n \leq \frac{1}{\pi} \right)$$

$$\text{i) } X_2 = X : n = 0$$

$$\text{ii) } X_2 < X : -\frac{1}{\pi} \leq n < 0$$

$$\text{iii) } X_2 > X : 0 < n \leq \frac{1}{\pi}$$

위의 소기 특성식은 모든 조건의 소기특성을 포함하지 않지만 실제 엔진의 소기특성을 근사시키는데는 적당하다고 생각된다. 한편 배기가스 온도( $T_2$ )는

$$T_2 = \left( \frac{1-X_2}{1-X} \right) (T - XT_1) + X_2 T_1 \text{ 으로 표시할}$$

수 있다.

이상의 관계식들로부터 개방계를 지배하는 특성방정식을 온도, 압력 및 가스조성에 대해서 크랭크 각에 대한 상미분 연립방정식 으로 정리하면 다음의 관계식을 얻을 수 있다.

### 3. 지배 방정식

1) 질량 보존식

i) 시스템에 대한 연속방정식

$$\dot{m}_1 - \dot{m}_2 = \frac{dm}{dt}$$

ii) 혼합기체에 대한 연속방정식

$$\dot{m}_1 X_1 - \dot{m}_2 X_2 = \frac{d}{dt} (mX)$$

2) 에너지 보존식

$$\dot{m}_1 c_{p1} T_i - \dot{m}_2 c_{p2} T_2 = c_v \frac{d(mT)}{dt}$$

$$+ \frac{1}{4.184} p \frac{dV}{dt} + \dot{Q}$$

$$\text{i) } \dot{m}_1 > 0 \text{ 일때 } c_{p1} T_i = c_{p1} T_1$$

$$\text{ii) } \dot{m}_1 < 0 \text{ 일때 } c_{p1} T_i = c_p T$$

3) 열전달 관계식

$$\dot{Q} = \dot{Q}_h + \dot{Q}_w + \dot{Q}_p + \dot{Q}_e$$

$$\dot{Q}_h = \bar{h} \cdot A_h \Delta T / 3600$$

$$\bar{h} = 2.80 c D^{-0.2} p^{0.8} c_m^{0.8} T^{-0.53}$$

4) 흡입 공기 유량

$$\dot{m}_1 = \pm c_1 A_1 \sqrt{\frac{q k_i}{RT_i}}$$

$$\frac{p_i M_1}{\left[ 1 + \frac{k_i - 1}{2} M_1^2 \right]^{k_i/2}}$$

$$\frac{dT}{d\alpha} + \frac{30}{\pi} \frac{RT}{c_v N P \bar{V}} [\dot{m}_1 (c_v T - c_{p1} T_1) - \dot{m}_2 (c_v T - c_{p2} T_2) + \frac{1}{4.184} \frac{p dV}{dt} + \dot{Q}] = 0$$

i)  $\dot{m}_1 > 0$  일때  $c_{p1} T_i = c_{p1} T_1$

ii)  $\dot{m}_1 < 0$  일때  $c_{p1} T_i = c_{p1} T$

$$\frac{dp}{d\alpha} - \frac{p}{T} \frac{dT}{d\alpha} + \frac{30p}{\pi NV} \frac{dV}{dt} - \frac{30}{\pi} \frac{RT}{NV} (\dot{m}_1 - \dot{m}_2) = 0$$

$$\frac{dX}{d\alpha} + X \left( \frac{1}{p} \frac{dp}{d\alpha} - \frac{1}{T} \frac{dT}{d\alpha} + \frac{30}{\pi NV} \frac{dV}{dt} \right) - \frac{30}{\pi} \frac{RT}{N P \bar{V}} (\dot{m}_1 - \dot{m}_2 X_2) = 0, (\dot{m}_1 > 0)$$

$$\frac{dX}{d\alpha} = 0, (\dot{m}_1 < 0)$$

위의 시스템을 지배하는 특성방정식을 4th order Runge-Kutta method 에 의해 수치적분을 수행한다. 이때 초기 조건중 블로우다운 초기의 온도를 가정한 후 최종 결과로부터 얻어지는 흡기과정 직후의 연소실 가스 질량과 블로우다운 직전의 질량과를 비교함으로써 iteration method 에 의해 툰다. 본 계산에서는 error bound 를 0.5%로 하여 converge 시켰으며 실린더 가스의 blow-by 되는 양을 전체양의 1%로 고려하였다.

$$\text{즉 } \left( \frac{m_x - 1.01 m_o}{m_x} \right) \leq 0.005$$

### 4. 입력자료 및 출력 결과

#### 4.1 입력 자료

엔진 치수 : 실린더 직경, 행정, 압축비, 커넥팅로드 길이

밸브 자료 : 유량계수, 밸브 개도면적

운전 조건 : 흡기관 온도 및 압력, 배기관 압력, 엔진회전수

연소실 벽면온도 : 실린더벽, 실린더 헤드, 피스톤 크라운, 배기 밸브 표면 온도

소기특성 상수 : n

초기 조건 : 블로우다운 초기의 크랭크각, 압력 및 가스 조성(4 행정기관에서는  $X=0$ ), 블로우다운 초기 온도(iteration 초기 가정치)

입력자료중 유량계수는 실험으로 구했으며 연소실 벽면온도는 각 조건에 대해 다른 실험 자료를 발췌하여 이용하였다. 또한 초기조건중 블로우다운 초기 압력은 각 실험조건에 대해 대략적인 경험치를 이용하였다. 그 타당성으로서는 첫째 온도보다 블로우다운 초기 압력이 실험적으로 측정하기 쉽고 둘째로 이 가정치가 실측치와 다소의 차이가 있더라도 배기 및 흡기과정에 미치는 영향은 미소하기 때문이다.

#### 4.2 출력 결과

- 1) 연소실 압력(p), 온도(T), 가스조성(X) 및 가스 질량
- 2) 흡입 유량( $\dot{m}_1$ ) 및 배기 유량( $\dot{m}_2$ )
- 3) 사이클당 유입되는 신기량( $m_T$ )

$$m_T = \int_{I_0}^{I_c} \dot{m}_1 d\alpha$$

- 4) 잔류가스율( $m_R$ )

$$m_R = 100(m_x - m_T) / m_x$$

- 5) 펌프손실 평균 유효압력(PMEP)

$$PMEP = \frac{30}{\pi N} \left( \frac{4}{\pi D^2 L} \right) \int_{-\pi}^{\pi} p \frac{dV}{dt} d\alpha$$

- 6) 체적효율( $\eta_v$ )

$$\eta_v = \frac{m_T}{(p_1 V_d / R T_1)}$$

- 7) 흡입과정 동안의 온도 상승( $\Delta T$ )

$$\Delta T = T_x - T_1$$

$$T_x = T_x' \left( \frac{p_1}{p_x} \right)^{\frac{k-1}{k}}$$

- 8) 유효압축비( $R_c$ )

$$R_c = \frac{V_x}{\frac{\pi}{4} D^2 \left( \frac{L}{r-1} \right)}$$

4.3 프로그램 구성도

시스템을 지배하는 상미분연립 방정식에 대한 기본적인 프로그램 구성도를 Fig.2 에 도시하였다. 프로그램 수행방법으로는 4th order Runge-Kutta method를 수행하기 위해 4 단계의 intermediate step이 필요하고 다섯번째 단계에서 step output을 계산하는 algorithm이다. 이때 적분구간은 적분의 신뢰성 및 신속성을 위해 가변화하였으며 이것은 2nd step에서 점검하도록 하였다. 이렇게 하여 배기밸브가 열린 직후부터 적분을 수행하여 흡기밸브가 닫힐때까지 step output을 구하고 최종적으로 경계조건을 적용한다. 만약 경계조건을 만족하지 않을 경우에는 초기에 가정하였던 가스온도를 상대방정식으로부터 다시 구한다. 그리하여 경계조건을 만족할 때까지 iteration을 수행한다.

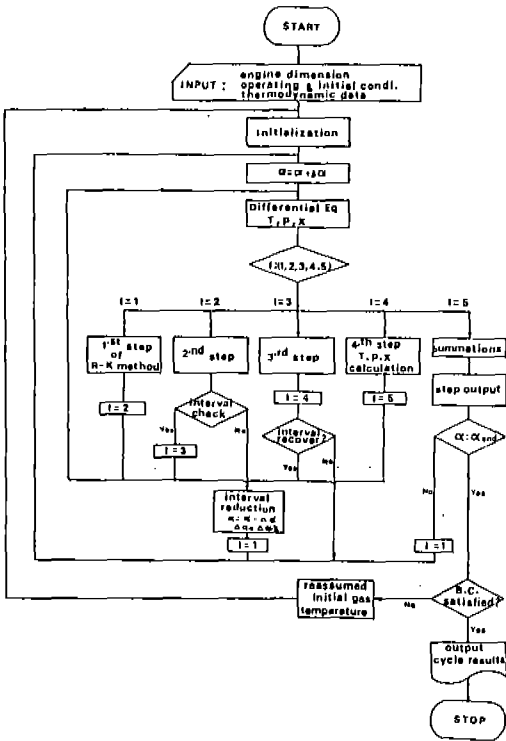


Fig. 2 Basic Structure of Open Cycle Simulation program

5. 연소실 가스 압력 측정 실험

5.1 실험 장치

실험에 사용된 엔진의 제원은 Table 1에 명시한 1400 cc 4기통 가솔린 엔진이고 부하(load)를 측정하는데 사용한 동력계는 eddy current type 이다.

Table 1. Specifications of the Test Engine

Items	Specifications
Cylinder diameter(mm)	77
Stroke(mm)	76
Connecting Rod Length (mm)	136
Compression Ratio	8.6
Valve Timing	
Exhaust Valve Opening Angle	60° bBDC
Exhaust Valve Closing Angle	3° aTDC
Intake Valve Opening Angle	16° bTDC
Intake Valve Closing Angle	47° aBDC
Spark Advance at Idling	8° bTDC
Number of Cylinder and Arrangement	In-line 4 Cylinders
Total Displacement Volume (cc)	1415

연소실압력을 측정하기 위해 spark plug 형 adapter 및 piezoelectric pressure transducer 그리고 charge amplifier를 사용했다. 또한 크랭크 각을 검출하기 위해 한 회전당 매 1° 마다 그리고 한회전에 한번씩 pulse를 내는 rotary encoder를 크랭크 플리축에 flexible coupling을 사용하여 연결시켰다. 압력 data는 본 실험에서 제작한 ADC interface card를 통해 on-line으로 Apple-II micro computer에서 처리되어 필요한 자료를 얻었다. 이때 상사점의 위치는 기계적인 방법으로 써 dial gage를 사용하여 상사점에 대한 크랭크각을 구하였다.

5.2 실험장치 구성

실험장치 구성도를 Fig.3에 도시 하였으며 이 그림에 표시된 번호의 각부품명은 아래 와 같다.

- 1) Digital Thermometer
- i) Laminar Flow Meter 입구온도

- ii) 흡기판 온도
- iii) 냉각수 온도
- iv) 배기판 온도
- v) 윤활유 온도
- 2) Charge Amplifier
- 3) A/D Card, 4-Channal, 12 Bits
- 4) Apple- II Micro Computer (64KB)
- 5) Printer
- 6) Heat Exchanger
- 7) Rotary Encoder
- 8) Piezo- electric Pressure Transducer
- 9) Engine Dynamometer (Eddy Current )
- 10) Dynamometer Control Panel
- 11) Fuel Consumption Meter
- 12) Air Surge Tank
- 13) Laminar Flow Meter

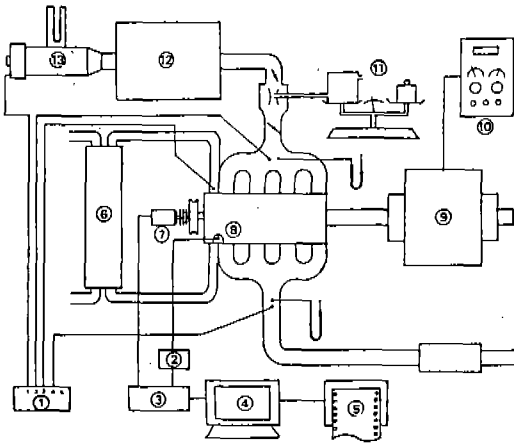


Fig. 3 Experimental apparatus

5.3 실험방법

실험은 엔진냉각수 온도를  $90 \pm 3 \text{ }^\circ\text{C}$ 로 유지시키고 Idling, Half-load, Full-load 에서 회전수 1500, 2000, 3000, 4000 rpm에 대해 실험했다. 이때 각 조건에 대해 흡입공기량, 연료유량, 흡기판 및 배기판의 압력, 온도 그리고 연소실 압력을 측정했다. 그러나 압력센서에서 Amp를 거쳐 나오는 출력전압은 크랭크 각에 대한 연소실 압력의 상대적인 값을 나

타내기 때문에 이를 절대 압력으로 변환하는 것이 필요하다. 이에 는 다음과 같은 방법이 가능하였다.

첫째는 제 2 (# 2)의 압력 센서를 실린더 stroke 중간쯤에 설치하고 또 크랭크실 압력을 측정함으로써 부분적으로 실린더와 크랭크실 압력을 받게되는 #2의 압력으로써 실린더 압력을 보정해줄 수 있다(1).

둘째방법으로는 흡기다기판의 맥동이 크지 않을 경우에 흡기판의 평균압력이 흡기과정시 피스톤이 하사점에 위치할 때의 연소실압력과 같다는 것을 이용할 수 있다(2). 이는 흡기과정시에 피스톤이 하사점에 있을때 흡기밸브 전후의 압력차이가 작고 밸브주위의 유동이 거의 없음을 말한다.

본 실험에서는 두번째 방법을 사용하였다. 또한 고부하 고속의 경우에 센서에 열부하 (thermal load)를 방지하기 위해 압축공기를 adapter 주위에 분사시켜 냉각시켰다. 한편 점화 플러그형 adapter의 사용에 대한 고려로써는 연소실 압력이 센서까지 전달되는데 걸리는 지연시간은  $50 \mu \text{ sec}$ 로 놓았다(4). 이때 마찰손실에 대해서는 작기때문에 무시하였다. Fig. 4의 모델에서 연소실압력( $P_c$ )과 spark plug adapter에 전달되는 압력( $P_s$ ) 사이의 관계는

$$p_c(t_2) - p_s(t_2) = \Delta p$$

$$p_s(t_2) = p_s(t_2) + \Delta t \left( \frac{dp_c}{dt} \right)$$

$$\approx p_s(t_2) + \Delta t \left( \frac{\Delta p_s}{\Delta t} \right)$$

위의 식에 의하여 spark plug 형 adapter에 대한 교정을 하였다.

6. 엔진 실험결과 및 시뮬레이션 결과 비교

실험과 전산모델 결과중 비교내용으로는 Idling, Half-load 및 Full-load에 대해서 엔진속도를 변화시켜

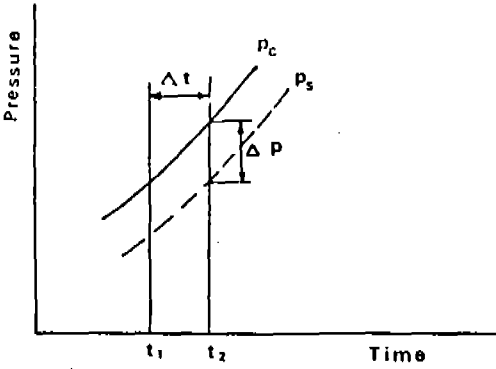


Fig. 4 A Model for the pressure differential between the combustion chamber & the spark plug transducer

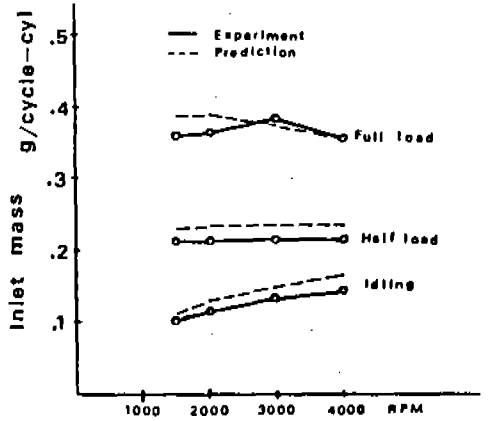


Fig. 5 RPM vs Inlet mass for various Loads (Normal Valve Timing)

- 1) 실린더에 유입되는 신기의 질량
- 2) 체적 효율
- 3) PMEP
- 4) 압력 - 체적선도에 대한 것이다.

모델 결과중 핵심이 되는 것은 출력에 직접적인 영향을 주는 흡입공기량으로 이것에 가장 큰 영향을 주는 인자는 연소실 벽면으로부터의 열전달량이라는 것이 나타났으며 유동계수의 영향은 기대한 바와는 달리 크지 않았다. Fig. 5-8은 사이클당 신기흡입량, 체적효율, 펌프손실과 개방사이클 동안의 실린더 압력을 엔진속도와 부하에 대한 관계로 나타낸 것이다. 이 그림은 전산모델 예측치와 실험치를 함께 비교하여 보여주며 이때의 밸브개폐시기는 정상상태에 대한 것이다. 위의 비교 결과를 보면 실험치와 전산모델치 간에 각 하중과 속도에서 다소의 오차를 나타내고 있다. 이는 압력파 및 관성효과 등이 전산모델에서 고려되지 않았고 또 연소실 벽면온도, 열전달계수 등의 입력치가 실험에 의한 값을 이용하지 못한 결과에 기인한다고 생각한다.

이의 정확한 원인 분석과 이에 따른 전산모델의 향상은 더 많은 실험과 분석을 통하여 이루어 질 것이다.

한편 전산모델의 유효성을 점검하기 위한 것으로 흡·배기 밸브의 캠 각도를 상당히 변화시켰을 경우 위의 각 조건에 대해 실험 비교하

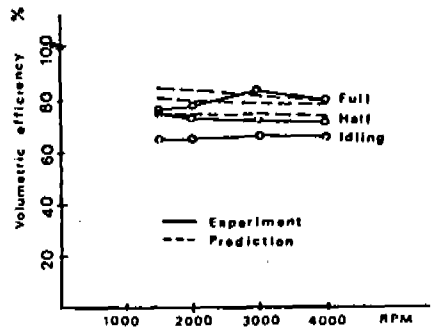


Fig. 6 RPM vs  $\eta_v$  for various Loads (Normal Valve Timing)

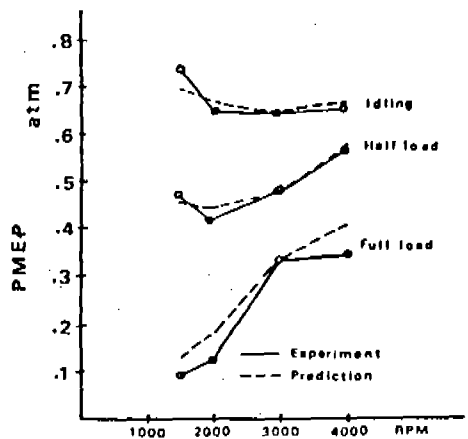


Fig. 7 RPM vs PMEP for various Loads (Normal Valve Timing)

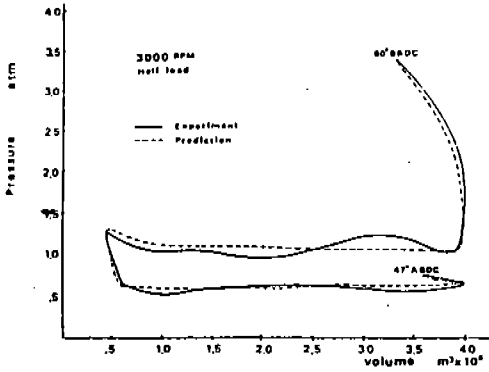


Fig. 8 Pressure vs volume (Normal Valve Timing)

였다. Fig. 9-12는 밸브개폐시기를 20° Crank Angle (CA) 전진시킨 경우에 대한 것이다. 이것은 위와 동일한 관계를 보여주고 있으며 흡입공기량에 대해서는 매우 양호한 예측을 보여주고 있다. 그리고 압력-체적 선도에서도 실제 연소실 압력과 비슷한 예측을 보여주고 있다. 이 경우 흡입 초기 상사점 부근에서 연소실 압력이 흡기관 압력 이하로 급격히 떨어진 것은 공기의 관성효과 때문인 것으로 생각된다. 즉 역류(back flow)된 가스가 pumping 작용에 의해 실린더에 유입될때 공기의 관성 때문에 일시적으로 흡기관 압력 이하로 급격히 떨어졌다가 잠시후 흡기관 압력으로 돌아온다.

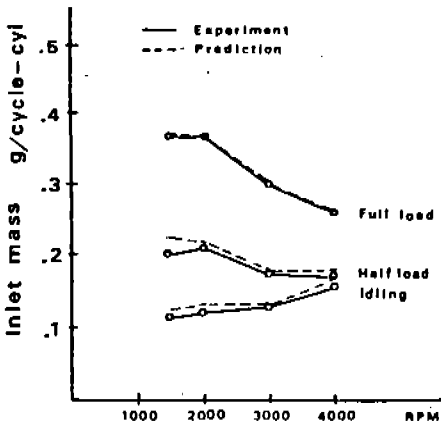


Fig. 9 RPM vs Inlet mass (Valve Timing Advanced by 20° CA)

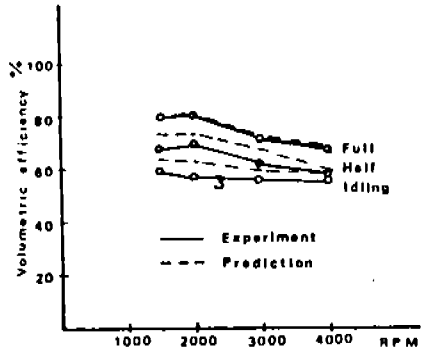


Fig. 10 RPM vs  $\eta_v$  (Valve Timing Advanced by 20° CA)

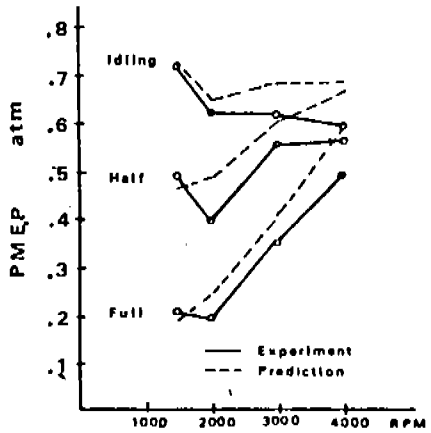


Fig. 11 RPM vs PMEP (Valve Timing Advanced by 20° CA)

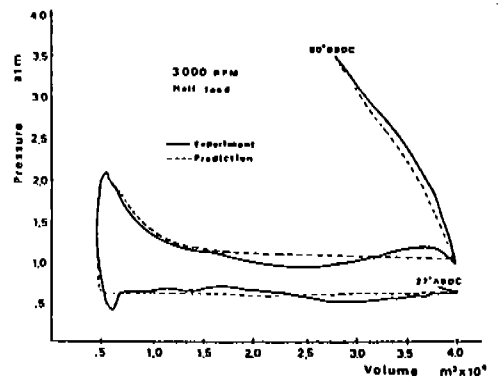


Fig. 12 Pressure vs Volume (Valve Timing Advanced by 20° CA)



그리고 배기 및 흡기과정 중에 압력파의 효과로 인해 연소실 압력에 fluctuation 현상이 나타남을 알 수 있다.

Fig. 13-16은 밸브개폐시기를 20° 후퇴시킨 경우에 대한 것으로 비교내용이 다소의 오차를 포함하지만 대체적인 경향은 비슷함을 알 수 있다. 이때 PMEP는 대부분의 조건에서 정상상태와 20° CA 전진시킨 경우보다 작게 나왔다. 이것은 밸브개폐시기를 늦춤으로써 pumping loss는 감소함을 p-V선도에서 알 수 있다.

배기관의 압력변동에 대한 실험결과를 Fig. 17에 도시하였다. 이 경우 배기관 압력 측정은 1번 실린더의 배기 대기관 맨 앞쪽에서 측

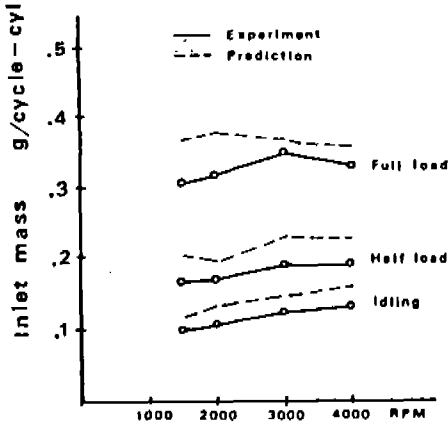


Fig. 13 RPM vs Inlet mass (Valve Timing Retarded by 20 CA)

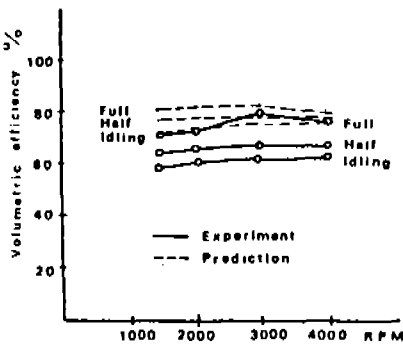


Fig. 14 RPM vs  $\eta_v$  (Valve Timing Retarded by 20 CA)

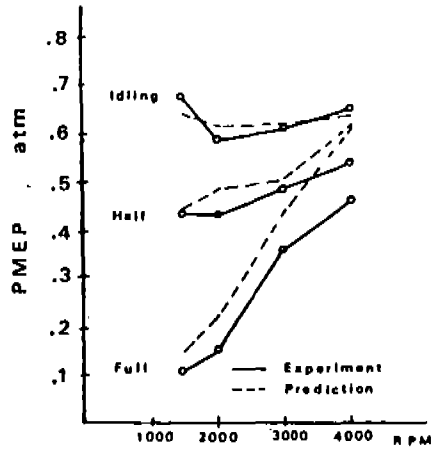


Fig. 15 RPM vs PMEP (Valve Timing Retarded by 20 CA)

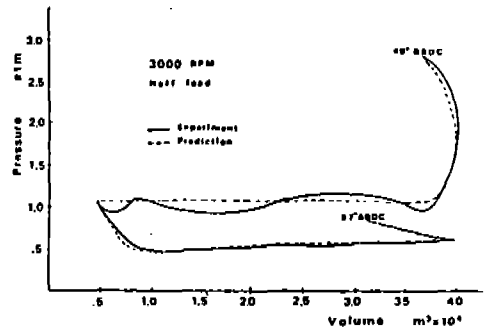


Fig. 16 Pressure vs Volume (Valve Timing Retarded by 20 CA)

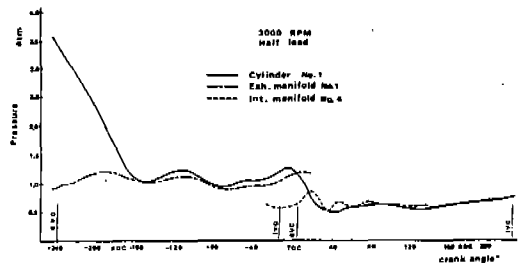


Fig. 17 Pressure vs Crank angle

정했으며 흡기관 압력은 4번 실린더의 흡기 대기관 끝에서 strain gage type pressure transducer로 측정했다. 이때 1번 실린더와 4번 실린더 사이의 위상차(360°)를 고려하여

동일위상으로 변환 도시하였다.

한편 정상 밸브개폐시기 및  $\pm 20^\circ\text{CA}$ 를 변화시킨 경우(Fig. 18)에 실린더내의 잔류가스량의 예측치는 Fig. 19과 같다. 이 결과는 각 조건에 대해 실린더 내의 전체가스 질량에 대한 잔류가스 비(fraction)로써 표시되었다. 잔류가스량의 절대치는 부하 및 회전속도가 증가함에 따라 증가한다. 이는 배기관의 압력이 증가함에 따라 그 압력에 따른 잔류가스량이 증가함을 의미한다.

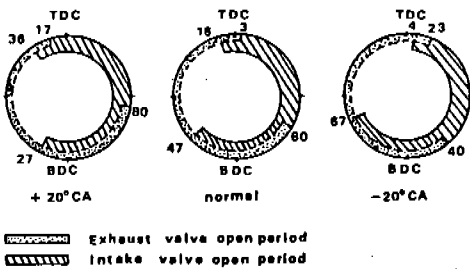


Fig. 18 Valve timing

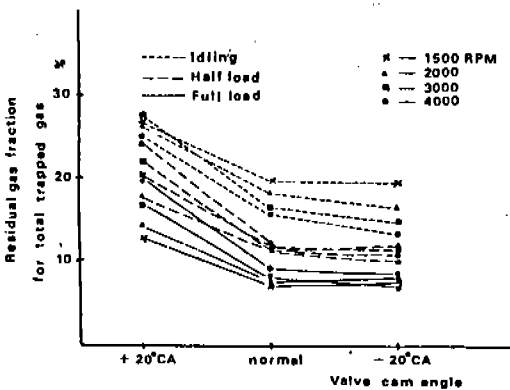


Fig. 19 The estimated result from computer simulation about cylinder residual gas

$20^\circ\text{CA}$  전진시킨 경우에 잔류가스비가 다른 경우보다 높은 것은 고압의 연소가스가 overlap 과정 동안에 역류를 함으로써 연소가스가 흡기관 깊숙이 침투되었다가 다음 흡입 과정에 다시 실린더 내로 유입되기 때문이다.

한편 밸브개폐 시기를  $20^\circ\text{CA}$  후퇴시킨 경우는 잔류가스비는 정상밸브 개폐시기의 경우와 비슷하다. 그렇지만 실제 유입되는 공기량은 흡기과정 말기에 실린더에 유입된 신기가 역류되어 정상의 경우보다 작아진다.

## 7. 고 찰

1) 실험 결과중 연소실 압력은 analog data를 ADC를 포함한 on-line 장치를 통하여 digital 값으로 변화시켜 측정 한 것이다. 이때 data point는 크랭크각  $2^\circ$  마다 자료를 획득했으며 interpolation에 의해  $1^\circ$  간격의 연소실 압력을 구하였다.  $3000\text{ rpm}$ , Half-load에서의 모델결과를 Table 2에 표시하였다. 싸이클에 대한 결과로써 실린더 가스질량, 흡입공기량, 잔류가스율, PMEP, 체적효율, 유효압축비, 열손실, 온도상승, 블로우다운 손실이 나와 있다. 여기서 온도상승 및 유효압축비는 압축 후의 연소 조건을 결정하는데 중요한 자료라고 생각된다.

2) 실험결과중 흡·배기과정에서의 연소실 압력 변동은 흡·배기관 압력의 동적 특성 때문으로 생각된다. 이에 대한 다소간의 오차를 감수한다면 본 프로그램은 C.I engine에 대해서 연료 분사에 따른 경계조건과 흡입공기의 조성을 수정해 줌으로써 쉽게 적용할 수 있을 뿐 아니라 2행정기관 및 밸브 개폐기구를 가진 피스톤운동 기구에 대해서도 소기특성 및 밸브유량계수, 열전달 특성을 결정해 줌으로써 적용 가능하다고 생각한다.

## 8. 결 론

1) 흡기관과 배기관의 압력이 일정한 엔진-실린더 모델에 대해 매 순간 순간을 준평형 과정(Quasi-equilibrium process)으로 고려한 모델 계산은 각 운전조건에 대해 큰 오차없이 적용될 수 있음이 실험을 통해 확인되었다.

Table 2. Engine Simulation Results ( 3000 rpm, Half load)

Simulation Input Data 3000. (RPM )				
stroke	-----	0.0762	(m)	
Bore	-----	0.0770	(m)	
Expansion Ratio	-----	8.6		
sigma (stroke/crank-radius)	-----	3.579		
Exhaust Val face area	-----	9.62 x 10 <sup>-4</sup>	(m <sup>2</sup> )	
Intake max open area	-----	6.93 x 10 <sup>-4</sup>	(m <sup>2</sup> )	
Exhaust max open area	-----	5.16 x 10 <sup>-4</sup>	(m <sup>2</sup> )	
Ex Val flow coef. const	-----	.68	2.02	-3.59 1.60
In val flow coef. const	-----	.69	1.45	-2.10 .80
R P M	-----	3000.0	(rpm)	
Intake pressure	-----	0.637	(atm)	
Intake Temperature	-----	281	(K)	
Exhaust pressure	-----	1.05	(atm)	
Cylinder head Temp.	-----	422	(K)	
Cylinder wall Temp.	-----	441	(K)	
Exhaust Val Temp.	-----	873	(K)	
Piston Crown Temp.	-----	476	(K)	
A/F Ratio	-----	15.3		
Starting angle	-----	-245.0	(degree)	
Initial Gas Temp	-----	1111	(K)	
Initial Gas Press	-----	3.56	(atm)	
Delta theta	-----	5.0	(degree)	
Scavenge char	-----	.0		
Exhaust freshness	-----	.00		
Blow-by factor	-----	1.01		
Engine Simulation Results 3000. (RPM )				
Cylinder Mass	-----	2.66 x 10 <sup>-4</sup>	(Kgm/cyl)	
Inlet Fresh Air Mixture	-----	2.38 x 10 <sup>-4</sup>	(Kgm/cycle-cyl)	
Residual Gas Fraction	-----	10.6%		
Pumping Loss	-----	-0.486	(atm)	
Volumetric Efficiency	-----	79.6	(%)	
Effective Compression Ratio	-----	8.70		
Heat Loss during Open cycle	-----	-2.87	(Kcal/sec)	
Temperature Rising of Fresh Air	-----	74.0	(K)	
Blowdown Loss	-----	0.065	(atm)	

2) 시뮬레이션 결과로부터 흡기과정 동안의 열전달계수는 엔진속도의 부하에 따라 140-685(kcal/m<sup>2</sup>-hr-K)으로 매우 크며 체적효율에 가장 큰 영향을 주는 인자는 연소실로부터 신기로의 열전달임이 판명되었다.

3) 시뮬레이션 결과로부터 유량계수 변화(10%감소)에 따른 흡입공기량의 변화는 예

상했던 바와는 달리 미소(1%미만)하였다.

4) 모델결과의 유효성을 확인하기 위해 밸브 개폐시기를 크랭크 축 각도 ±20° 변화시킨 경우에 대해 실험 비교하였으며 이로써 이 모델이 상당히 달라진 cam 각도에 대한 경우에 대해서도 유효한 data를 나타내 줌을 알 수 있었다.

## 후 기

본 연구는 1984년 - 1986년도 한국과학재단의 연구비 지원으로 수행된 것으로서 이에 깊이 감사드립니다.

## REFERENCES

- 1) R.S. Benson "Recent Advances in Internal Combustion Engine" SAE 740695 pp. 2570-2571.
- 2) D.R. Lancaster "Measurement and Analysis of Engine Pressure Data" SAE 750026 p. 159.
- 3) G. Woschni "A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coeff. in the I.C. Engine" SAE 670931 pp. 3069-3074.
- 4) L.W. Evers "Spark Plug Pressure Transducers for Measuring Indicated Work" "SAE 780148 pp. 2-7.