

공회전에서 스파크 점화기관 연소의 사이클 변동 해석

한성빈* · 장용훈*
(1999년 10월 23일 접수)

Analysis of the Cyclic Variability in SI Engine at Idling

Sung Bin Han and Yong Hoon Chang

Key Words : Cyclic Variability(사이클 변동), Idle(공회전), Spark Timing (점화시기), Indicated Mean Effective Pressure(지시평균유효압력), Coefficient of Variation(변동계수)

Abstract

Cyclic variability has long been recognized as limiting the range of operating conditions of spark ignition engines, in particular, under lean and highly diluted operation conditions. The cyclic combustion variations can be characterized by the pressure parameters, combustion parameters, and flame front parameters. The coefficient of variation in indicated mean effective pressure (COV_{IMEP}) defines the cyclic variability in indicated work per cycle, and it has been found that vehicle driveability problems usually result when COV_{IMEP} exceeds about 10%. For analysis of the cyclic variability in SI engines at idling, the results show that cyclic variability by the COV_{IMEP} or the coefficient of variation in maximum pressure can be explained and may be consequently reduced by the help of the optimum spark timings.

1. 서론

스파크점화기관에 있어서 연소의 안정성은 중요한 연구의 과제로서 많은 연구자들에⁽¹⁻³⁾ 의하여 연구가 되어왔다. 실제기관은 정상운전에 있어서 실린더 내의 압력이 사이클마다 변동하기 때문에 동일한 지압선도를 나타내지 못하는데, 이것을 사이클 변동이라 한다.

사이클 변동으로 야기되는 현상은 엔진이 노후 되면 공회전이 불안정하여 시동이 쉽게 꺼지기도 하고, 연료소비도 증가되며, 유해 배출가스량도 증가하게 된다. 이는 아직도 엔진의 연소실 및 유동장의 설계가 완전하지 않기 때문이다. 새 엔진일 때도 유동장의 불안정 및 흡기계통의 불균일, 분사시기와 유동장의 불일치로 공연비가 미세하지만 불균일하게 변동하고 있다. 이러한 이

유 때문에 새 엔진 일 때도 공회전의 불안정성이 발생하게 된다. 대도시 교통의 혼잡으로 인한 기관의 공회전 시간비율이 증가되는 현재 상황으로 볼 때 공회전 상태에서 기관의 안정성은 운전자에게 매우 중요하며 차량의 신뢰성에도 큰 영향을 미치고 있다. 공회전 상태에서의 사이클 변동은 잔류가스가 증대되며, 이는 유해 배출가스를 증가시키는 주요한 원인이 된다.⁽⁴⁻⁶⁾

사이클 변동의 해석은 다음의 4가지 방법⁽⁷⁾으로 크게 나눌 수 있다. 첫 번째는 압력에 관계된 변수에 의한 방법으로, 연소실 내의 최고 압력값, 연소실 내의 최고 압력값이 발생하는 크랭크 각, 최고 압력 상승률, 최고 압력 상승률이 발생하는 크랭크 각, 각 사이클의 IMEP을 조사하여 사이클 변동을 해석하는 방법이다. 두 번째 방법으로는 연소에 관계되는 변수로서, 최고 열 발생률, 연소실 내의 최고 질량연소율 또는 최고 질량연소율의 변동율, 점화지연, 연소구간, 점화가 시작되어서 일정량의 연료 질량이 타기 시작하는 순간까지의 경과 시간을 이용한 방법이다. 세 번째는 화염면에 관계된 변수를 이용하여, 주어진 시간에 대해 화염 반지름, 화염면 면적, 연소된 체적

* 회원, 인덕대학 기계계열

E-mail : sungbinhan@mail.induk.ac.kr
TEL. : (02)901-7635 FAX: (02)901-7630

을 계산하고, 주어진 위치에 대해 화염 도달시간을 얻어 사이클 변동을 식별하는 방법이다. 네 번째는 배출가스의 조성을 가지고 사이클 변동을 판단하는 방법이다. 이러한 방법 중에서 가장 간단한 방법은 첫 번째, 압력에 관계된 변수에 의한 방법을 이용하여 구하는 것이다. 압력 데이터로부터 유도되는 사이클 변동의 중요한 기준의 하나는 평균유효압력 변동계수 (COV_{IMEP} : Coefficient of variation in indicated mean effective pressure)이다. 또한 이 COV_{IMEP} 가 10%를 넘게 되면 자동차의 운전성에 악화를 초래하게 된다⁽⁷⁾.

사이클 변동의 가장 큰 원인으로서는 흡기계통의 불균일 또한 분사시기와 유동장의 불일치로 공연비가 불균일하게 변동하는 것이다. 변동계수를 줄일 수만 있다면 연료소비 저감의 효과는 물론이고, 배기가스 저감의 효과도 크리라 생각된다. Johansson 등^(8~11)은 스파크 점화기관의 연소변동을 줄이기 위해서는 안정된 화염핵을 짧은 시간에 형성하여 초기화염성장기간을 안정시키고, 단축시켜야 한다고 했다.

또한 이 등⁽¹²⁾은 전체적인 연소율이 빠른 경우에 있어서는 초기 연소 과정의 변화는 실린더 최고 압력의 변화에는 직접적인 영향을 주지만 평균유효압력의 변화에는 큰 영향을 주지 않으며, 그러나 연소율이 느린 경우 실린더 체적과 압력 사이의 위상이 달라짐에 기인하여 평균유효압력의 변화를 줄이기 위해서는 초기 연소 기간을 줄이는 방향으로 연구가 진행되어야 할 것이라고 했다.

점화시기 변화에 대한 사이클변동에 관한 연구로는 Brown 등⁽¹³⁾의 연구를 들 수 있는데, 이들은 COV_{IMEP} 를 최소화시키기 위해서는 점화시기를 MBT로 설정해야 하며, 점화시기를 진각시킴에 따라 P_{max} 와 $(dp/d\theta)_{max}$ 에 따른 사이클 변동은 감소한다고 밝혔다. P_{max} 의 변동계수는 공회전 상태에서 안정된 점화시기를 결정하는데 영향을 미치지 않지만, 때로는 P_{max} 의 변동계수의 판단만으로는 잘못된 결과를 초래할 수도 있기 때문에 사이클 변동에 대한 해석으로는 COV_{IMEP} 를 이용하는 것이 바람직 하다고 했다.

그러므로 본 연구에서는 공회전 상태의 스파크 점화기관이 점화시기 변화에 대해 사이클 변동에 어떠한 영향을 미치는지 해석하고자 한다.

2. 사이클 변동 해석 프로그램

실린더 내의 압력은 자동차 기관 연소해석에서 중요한 계측 도구이며, 이를 통하여 연소 과정을 연구할 수 있다. 본 연구에서는 측정된 압력값을 이용하여 질량연소율을 결정하는 1-영역(one-zone) 모델^(14,15)을 이용한다. 연소가 진행되는 동안 반응물의 화학에너지는 생성 에너지로 전환되면서 연소실 내의 압력은 증가하게 된다. 더욱이 압력에 영향을 미치는 인자는 연소, 실린더 연소실 체적의 변화, 벽면으로의 열전달, 연소실과 틈새(crevice) 사이의 질량전달 등을 생각할 수 있다. 열역학 제1법칙과 열전달, 틈새모델, 잔류가스율, 비열비 등의 부모모델(sub-model)을 이용하여 1-영역 연소율 해석을 위한 평가는 다음과 같다.

2.1 에너지에 근거한 연소율 모델

에너지에 근거한 연소율 관계를 유도하기 위해서 Fig. 1과 같이 열역학 계를 개방계로 생각하여 실린더 벽면, 피스톤 윗부분, 실린더 헤드 등에 경계를 나눈다.

열역학 제1법칙은

$$\delta Q_{ch} = dU_s + \delta W + \sum h_i dm_i + \delta Q_{ht} \quad (1)$$

여기서

δQ_{ch} : 연소에 의해 발생하는 화학에너지

dU_s : 시스템의 에너지 변화

δW : 피스톤에 한 일

$\sum h_i dm_i$: 경계를 통과하는 엔탈피량

δQ_{ht} : 연소실 벽에 대한 열전달

식 (1)에서 연소실에서 작동하는 유체를 이상기체로 가정하면, $dU_s = m c_v dT$, $\delta W = p dV$,

$\delta Q_{ht} = A h_c (T - T_w)$ 로 사용할 수 있다.

또한 연소율 해석에서 사용하는 열전달모델은 기관 열전달계수(h_c)는 Woschni⁽¹⁶⁾의 식을 이용한다.

$$h_c = 3.26 c_1 B^{m-1} p^m T^{0.75-1.62m} w^m \quad (2)$$

여기서

m : 레이놀드수

B : 피스톤의 직경

p : 실린더 압력

T : 평균 가스 온도

c_1 : 보정계수

w : 피스톤 운동, 스윙, 연소에 의한 속도

$$w = 2.28(\overline{s_p} + u_{swirl}) + 3.24 \times 10^{-3} c_2$$

$$T_{ivc} \left(\frac{V_d}{V_{ivc}} \right) \left(\frac{P_f - p_m}{p_{ivc}} \right) \quad (3)$$

여기서

$\overline{s_p}$: 평균 피스톤 속도

u_{swirl} : 스윙속도

V_d : 배기량

c_2 : 보정계수

p_f : 점화 압력

p_m : 모터링 압력

이며, 하첨자 ivc는 흡입밸브를 닫는 것을 의미

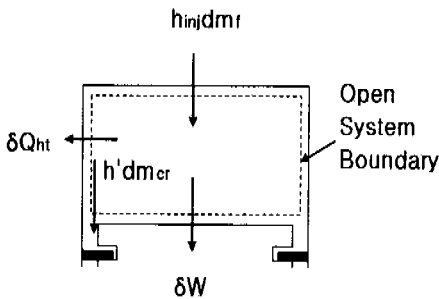


Fig. 1 Thermodynamic system of combustion chamber

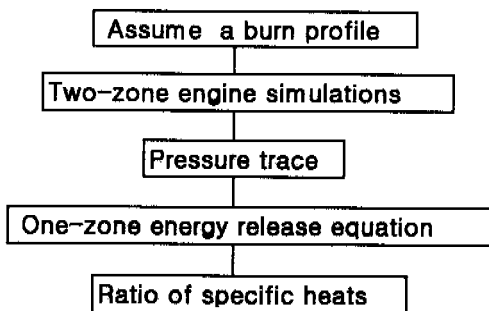


Fig. 2 Procedure used to estimate the ratio of specific heats

한다. 스윙속도 u_{swirl} 는 스윙비 R_{swirl} 와 기관회전수 N 등으로 구성된 다음과 같은 식으로부터 구할 수 있다.

$$u_{swirl} = \pi N B R_{swirl} \quad (4)$$

2.2 틈새(crevice) 모델

또한 엔진 내의 톱링(top ring)위의 피스톤과 실린더 사이, 점화플러그 근처, 그리고 실린더 블록과 헤드 가스켓 등에는 틈새가 존재한다.⁽¹⁷⁾ 실린더 내부의 압력이 증가하거나 감소함에 따라 실린더 내의 가스는 틈새를 통해 유입 또는 유출하게 된다. 가장 간단하게 틈새효과에 대하여 모델링하는 방법은 모든 틈새들을 하나의 체적으로 단순화 시켜서 생각해 보는 것이다. 틈새 내에 있는 가스는 연소실 체적에 대해서 동일한 압력을 나타내지만, 온도는 달라진다. 틈새체적 V_{cr} 은 좁고 벽면은 차기 때문에 틈새가스는 벽면 온도 T_w 에 가깝다. 틈새질량 m_{cr} 은 이상기체 상태방정식으로부터 다음과 같이 정리할 수 있다.

$m_{cr} = \frac{P V_{cr}}{R T_w}$ 체적과 온도는 상수로 가정할 수 있으므로 식 (5)와 같이 나타낼 수 있다.

$$d m_{cr} = \frac{V_{cr}}{R T_w} dp \quad (5)$$

식 (5)에서 실린더 압력이 증가하면 ($dp > 0$), 질량은 틈새로 유입되고, 압력이 강하하면 ($dp < 0$), m_{cr} 은 연소실로 돌아오게 된다.

2.3 비열비 결정

Fig. 2는 비열비 γ 를 결정하는 흐름도를 나타낸 것이다. 미리 결정된 질량연소율값을 Heywood 등에 의해 개발한 2-영역(two-zone) 기관 사이클 시뮬레이션 프로그램에 데이터를 입력하고, 질량연소율 x_b 은 Wiebe 식으로부터 구한다.

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

여기서 θ_o 는 연소시작, $\Delta\theta_b$ 는 전체 연소구간, a 와 m 은 상수로서 각각 5와 2이다.

시뮬레이션 프로그램으로부터 시간에 대한 압력값을 얻을 수 있는데, 식 (1)을 정리하여 식 (6)을 얻게된다.

Table 1 Specification of engine used

Model	Nissan SR20DE
Engine Type	4-cylinder, 4 valve/cylinder, dual overhead cam
Displacement/cylinder	499.6 cm ³
Bore× Stroke	8.6 × 8.6 cm
Number of Cylinder	4
Compression Ratio	9.5
Intake Valve	Open 13° BTDC Close 55° ABDC
Exhaust Valve	Open 57° BTDC Close 3° ATDC
Valve overlap	16°

$$\gamma = \frac{\delta Q_{ch}/d\theta + V dp/d\theta}{\delta Q_{ch}/d\theta - p dV/d\theta} \quad (6)$$

비열비는 압축과 팽창구간에서 실린더 내 온도에 따라 다음과 같이 나타낼 수 있고,

$$\gamma(T) = a + bT \quad (7)$$

연소구간에서는 상수 값을 갖는다.⁽¹⁸⁾

3. 실험장치 및 실험방법

Table 1은 본 연구에 사용한 전자제어연료분사식 스파크점화기관의 제원이다. SR20DE기관은 지붕형(pentroof)헤드를 가진 기관으로 동력계에 직결되어 있다. 엔진을 제어하는 방법으로 기존의 ECU대신에, 엔진 ECU 기능을 하면서 연료분사 시스템과 점화 시스템을 자유로이 제어가 가능한 엔진제어시스템 (IC 5460)을 사용하였다. 공기-연료비의 측정은 배기관에 4개의 광역 산소센서(NGK, TL-7111-W1)를 삽입하여 각 실린더별로 순간 공기-연료비를 측정할 수 있도록 하였다. 연소실내의 연소압력은 압력센서 (Kistler 6051B)를 4번 실린더에 삽입하여 250사이클씩 측정하여, 증폭기(Kistler 5004)에서 증폭시켜 AD변환기(Data Translation DT2828)를 거쳐 실시간으로 데이터를 기록하였다. 흡기관 압력은 절대압 센서(Kistler 4045A2)를 4번 흡기관에 삽입하여 250사이클씩 측정하였다. 그 외에 배기가스 농도 및 연료 소비량, 배기가스 온도 등을 측정하였다.

실험변수로는 공회전 상태에서 당량비 1.0에

Table 2 The idle operating condition

Engine speed	800 RPM
Inlet manifold pressure	0.287 bar
Inlet air temperature	299K
Air/fuel equivalence ratio	1.0
Spark timing	5°, 10°, 15°, 20°, 25°, 30° and 35° BTDC

대하여 점화시기를 단계적으로 변화시켜 사이클 변동에 대한 기관 안정성을 해석하였다. 실험조건에서 기관회전수는 800rpm으로 조정하였다. 이때 기존 기관에 부착되어 있는 공회전 자동 조정 장치는 분리하여 작동되지 않도록 하였다. 엔진 냉각수 온도는 기관을 충분히 예비 운전하여 80℃로 일정하게 조정하였다. 점화시기는 5, 10°, 15°, 20°, 25°, 30° 그리고 35° BTDC로 변화시켜 실험을 수행하였다. Table 2는 공회전 상태에서의 대략적인 운전조건을 나타낸다.

4. 실험결과 및 고찰

Fig. 3은 점화시기를 5°, 10°, 15°, 20°, 25°, 30° 그리고 35° BTDC로 변화시킨 경우에 대한 IMEP의 경향을 나타내는 실험결과이며, 실선으로 표시한 것은 각각의 점화시기에 대한 추세를 6차항으로 나타낸 것이다. 250 사이클 변화에 대해서 점화시기 5° BTDC에서 크랭크 각 51° 와 104° 사이클 수에서 실화 사이클(misfired cycles; 그림에서 "M"으로 표시)이 발견되었고, 점화시기 35° BTDC에서 4개의 사이클 수에서 비정상 사이클(abnormal cycles; 그림에서 "A"로 표시)이 발견되었다. 또한 점화시기 35° BTDC에서 3개의 사이클 수에서 부분연소(partial burn; 그림에서 "P"로 표시)가 출현되었다. 점화시기를 진각 시킴에 따라 대체로 IMEP가 증가하는 추세를 보여주고 있고, 점화시기가 25°, 30°, 35° BTDC에서는 IMEP의 증가의 변화폭은 줄어들며, 특히 35° BTDC에서는 30° BTDC에서 보다 약간 떨어지는 경향을 보이고 있다.

Fig. 4는 사이클 수의 변화에 대한 질량연소 0~2%에 대한 크랭크 각을 점화시기 변화에 대해 나타낸 선도이다. 스파크 점화기관에서 초기

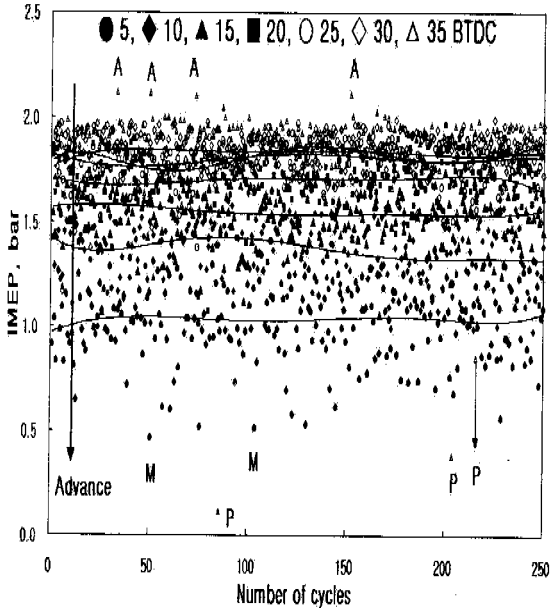


Fig. 3 IMEP vs. number of cycles for spark timing 5°, 10°, 15°, 20°, 25°, 30° and 35° BTDC

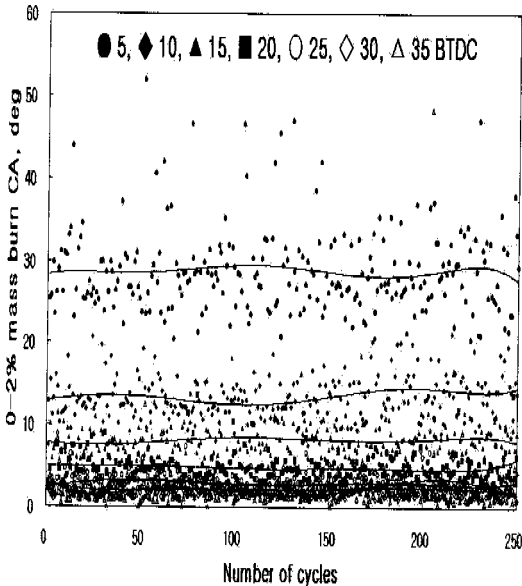


Fig. 4 0~2% mass burn crank angle vs. number of cycles for spark timing 5°, 10°, 15°, 20°, 25°, 30° and 35° BTDC

화염핵의 거동은 전체 기관의 안정적인 연소 성능에 중요한 역할을 한다. 일반적으로 전체 질량 연소의 0~2%를 초기화염기간(initial flame duration)라고 하는데, 초기화염기간의 중요성은 단지 전체 질량의 0~2%의 질량을 태우는 정도의 역할이 아니라 그 영향력은 안정된 연소과정으로 발전할지, 불안정 연소과정으로 발전하여 공회전 안정성에 나쁜 영향을 미칠지 결정할 수 있는 중요한 변수가 될 수 있다. Fig. 4에서 대체로 점화시기가 진각됨에 따라 질량연소의 0~2%에 해당하는 크랭크 각이 작은 값을 나타내고 있으며, 이는 점화시기를 진각시킴으로 초기화염기간이 단축됨을 알 수 있고, 특히 점화시기가 20°~35° BTDC에서 질량연소의 0~2%에 이르는 기간이 짧으므로, 이것이 전체 연소에 영향을 미칠 것으로 생각된다.

질량연소의 0~2%의 영향이 전체 연소에 얼마의 영향을 미치는지를 알아 보기 위해서 질량연소 0~10%, 0~50%, 0~90%, 10~90%에 대해 나타난 실험결과가 Fig. 5~Fig. 8이다. Fig. 5~Fig. 8을 통해서 전체적으로 화염 발달 기간이 짧아짐에 따라 주 연소기간이 감소하는 경향을 보이고 있다. 또한 스파크 점화기관의 연소변동은 초기 연소기간의 변동에 의하여 영향을 받는 것을 알 수 있었고, 초기연소기간에서의 연소양상을 결정짓는 중요한 단계는 초기연소기간을 단축시켜 연소기간을 줄이는 것이 바람직할 것으로 판단된다. Fig. 9는 Fig. 5~Fig. 8을 이용하여 질량연소 0~10%, 0~50%, 0~90%, 10~90%에 대해 점화시기 변화에 대하여 평균 연소구간을 크랭크 각으로 나타냈다.

Fig. 10은 IMEP의 변동계수(Coefficient of variation, COV_{IMEP})를 점화시기에 대해 나타냈다. 여기서 사이클 변동의 크기를 나타내는 COV_{IMEP} 는 IMEP의 표준편차를 다수 측정된 IMEP의 평균값으로 나누어 백분율로 나타낸 것이다. COV_{IMEP} 는 점화시기 5°~35° BTDC 중에서 점화시기 25° BTDC에서 5.4%로 가장 적어 가장 안정된 연소를 하는 것을 알 수 있고, 5° BTDC에서 COV_{IMEP} 17.7%, 10° BTDC에서 COV_{IMEP} 10.84%, 35° BTDC에서는 COV_{IMEP} 17.7%로 연소변동이 심한 것을 알 수 있다. 이 COV_{IMEP} 가 10%를 넘게 되면 자동차의 운전성 악화를 초래하게 되므로 점화시기 5°, 10°, 35° BTDC는 공

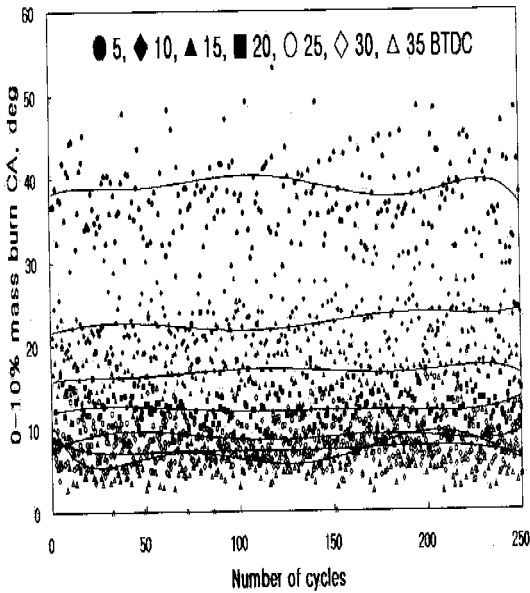


Fig. 5 0~10% mass burn crank angle vs. number of cycles for spark timing 5°, 10°, 15°, 20°, 25°, 30° and 35° BTDC

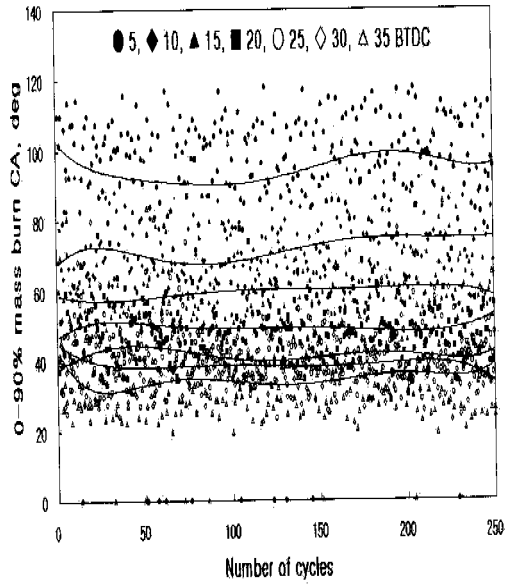


Fig. 7 0~90% mass burn crank angle vs. number of cycles for spark timing 5°, 10°, 15°, 20°, 25°, 30° and 35° BTDC.

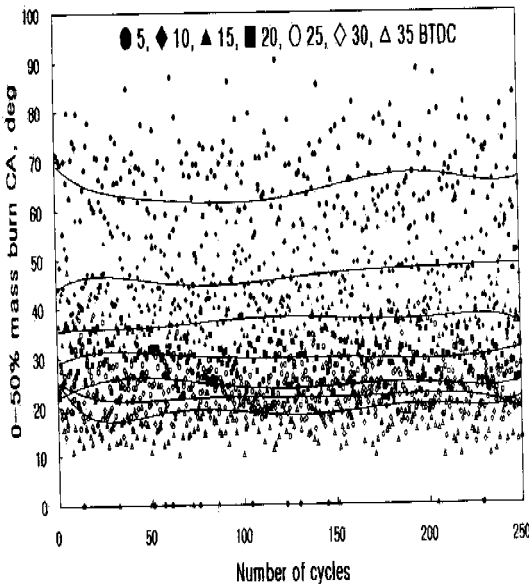


Fig. 6 0~50% mass burn crank angle vs. number of cycles for spark timing 5, 10, 15, 20, 25, 30 and 35° BTDC

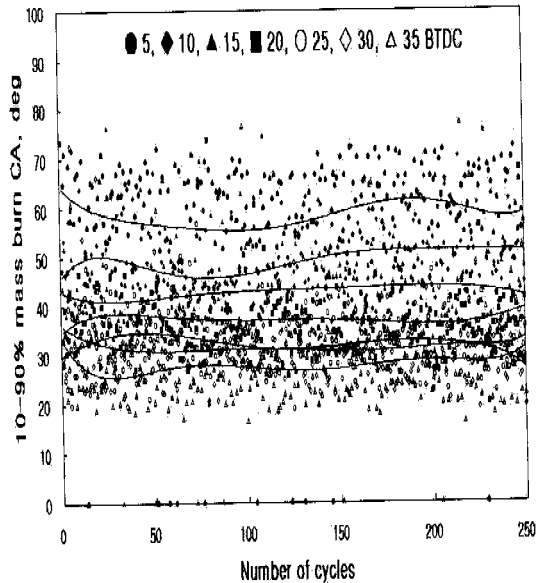


Fig. 8 10~90% mass burn crank angle vs. number of cycles for spark timing 5°, 10°, 15°, 20°, 25°, 30° and 35° BTDC

회전 운전조건으로는 채택될 수 없다.

Fig. 11은 점화시기 5° ~35° BTDC 변화에 대한 IMEP의 평균값을 나타낸 실험 결과이다. 점화시기를 진각시킴에 따라 대체로 IMEP의 평균값은 증가하고, 점화시기 30° BTDC에서 1.84bar로 최대값을 나타내고, 25° BTDC에서 1.80bar, 35° BTDC에서 1.81bar로서, 점화시기 25° ~35° BTDC에서 1.8bar 근처의 큰 값을 나타내고 있다. 하지만, Fig. 9에서 COV_{IMEP}가 10%이상인 5°, 10°, 35° BTDC인 운전성 악화를 초래하는 점화시기를 채택하지 않는다면 가장 타당한 점화시기는 25° ~30° BTDC가 적당한 공회전 점화시기를 알 수 있다.

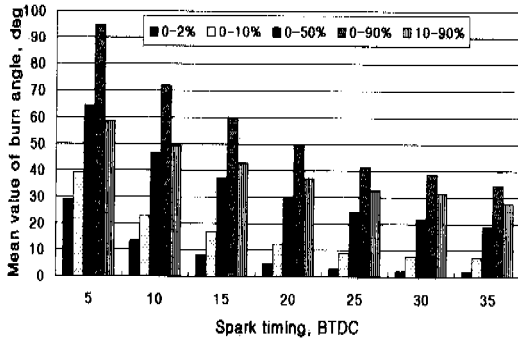


Fig. 9 Mean value of burn angle vs. number of cycles for spark timing 5°, 10°, 15°, 20°, 25°, 30° and 35° BTDC

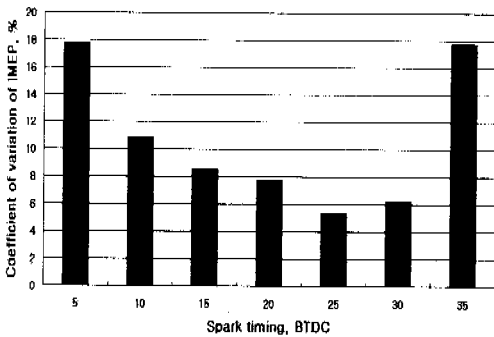


Fig. 10 Coefficient of variation of IMEP vs. number of cycles for spark timing 5°, 10°, 15°, 20°, 25°, 30° and 35° BTDC

사이클 변동 해석의 하나의 수단으로 연소실 내의 최고 압력값에 대한 해석을 생각해 볼 수 있다. Fig. 12는 사이클 수에 대한 최고 압력값을 점화시기에 대해 나타낸 결과이고, Fig. 13은 최고 압력값의 변동계수를 나타낸 실험 결과이다. Fig. 12와 Fig. 13의 결과는 Fig. 10의 COV_{IMEP}와는 경향이 일치하지 않는 결과를 보여주고 있다.

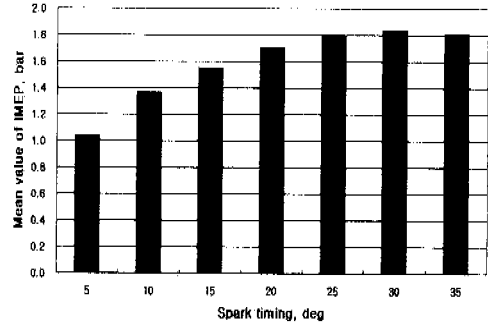


Fig. 11 Mean value of IMEP vs. number of cycles for spark timing 5°, 10°, 15°, 20°, 25°, 30° and 35° BTDC

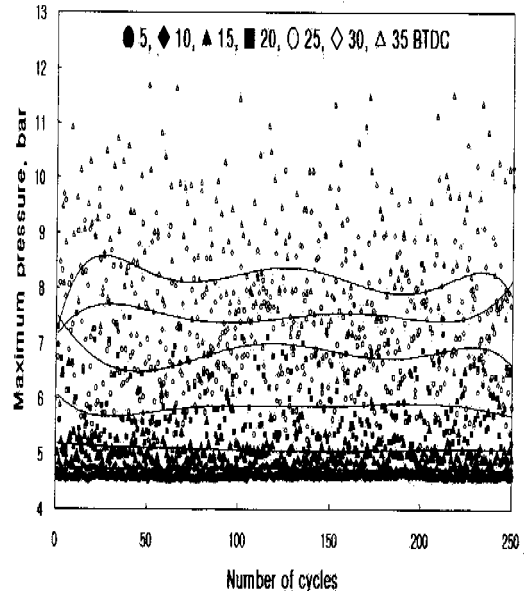


Fig. 12 Maximum pressure vs. number of cycles for spark timing 5°, 10°, 15°, 20°, 25°, 30° and 35° BTDC

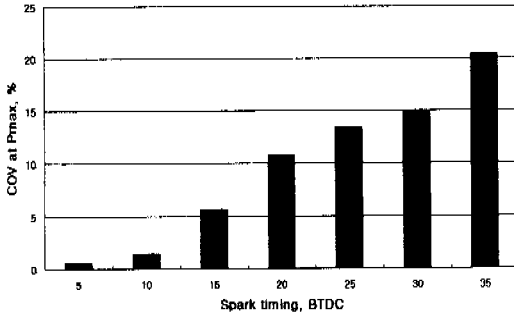


Fig. 13 COV at maximum pressure vs. number of cycles for spark timing 5°, 10°, 15°, 20°, 25°, 30° and 35° BTDC

Fig. 12와 Fig. 13의 결과로부터 점화시기를 지나치게 지연(retard)시키면 팽창행정 끝 부근까지 불완전연소로 될 것이며, 이것은 동력의 감소와 배기온도 증가의 원인이 될 것이다. 또한 점화시기를 과도하게 진각(advance)시키면 압축행정 끝 이전에 압력이 급상승하여 실린더 최고 압력의 변화에 직접적인 영향을 준다.

통상적으로 IMEP의 변화는 기관의 안정성에 직접 관련을 하고, 실린더 최고 압력은 기관 설계시 응력해석 등에서 고려될 인자로 사용된다.⁽¹⁹⁾

5. 결론

공회전에서 스파크 점화기관 연소의 사이클 변동 해석을 점화시기 변화에서 수행하여 얻은 결론은 다음과 같다.

사이클 변동 해석을 위해서 실험기관의 압력값을 이용하여 질량연소율을 결정하는 모델 프로그램을 이용했고, 이 사이클 변동해석 프로그램을 통해서 연소구간의 변동, 열발생율의 변동, 질량연소율의 변동, 최고압력 변동, 평균유효압력 변동계수 등을 구할 수 있었다.

특정 기관이지만, 실험대상으로 사용된 스파크 점화기관의 공회전에서의 안정성을 판단할 수 있었는데, 점화시기는 25° ~ 30° BTDC가 최적임을 알 수 있었다.

후 기

본 연구는 인덕대학에서 연구비 일부를 지원받아 수행하였으며 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Sztenderowicz, M. L. and Heywood, J. B., 1990, "Cycle-to-Cycle IMEP Fluctuations in a Stoichiometrically-Fueled S.I. Engine at Low Speed and Load," *SAE Paper 902143*.
- (2) Ozdor, N., Dulger, M. and Sher, E., 1994, "Cyclic Variability in Spark Ignition Engines A Literature Survey," *SAE Paper 940987*.
- (3) Shen, H., Hinze, P. C. and Heywood, J. B., 1994, "A Model for Flame Initiation and Early Development in SI Engine and its Application to Cycle-to-Cycle Variations," *SAE Paper 942049*.
- (4) Hoard, J. and Rehagen, L., 1997, "Relating Subjective Idle Quality to Engine Combustion," *SAE Paper 970035*.
- (5) Han, S. B., and Chung, Y. J., 1998, "A Study on the Effect of Operating Conditions for the Stability at Idle," *KSME International Journal*, Vol.12, No.4, pp. 694 ~ 700.
- (6) Randolph, A. L., 1994, "Cylinder - Pressure - Based Combustion Analysis in Race Engine," *SAE Paper 942487*.
- (7) Heywood, J. B., 1988, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill International Editions.
- (8) Hinze, P. C., 1993, "A Study of Fuel Effects on Early Flame Development in a Spark Ignition Engine," MIT Thesis.
- (9) Meyer, R., Kubesh, J. T. and Shahed, S. M., 1993, "Simultaneous Application of Optic Spark Plug Probe and Head Gasket Ionization Probe to a Production Engine," *SAE Paper 930464*.
- (10) Kerstein, A. R. and Witze, P. O., 1990, "Flame-Kernel Model for Analysis of Fiber-Optic Instrumented Spark Plug Data," *SAE Paper 900022*.
- (11) Shen, H., Hinze, P. C. and Heywood, J. B., 1996, "A Study of Cycle-to-Cycle Variations in SI Engines Using a Modified Quasi -

- Dimensional Model," *SAE Paper* 961187.
- (12) 이종화, 김용서, 1993, "전기점화기관에서 연소의 사이클 변화추정 및 해석" 한국자동차 공학회지, Vol.14, No.3, pp. 90~101.
- (13) Brown, A. G., Stone, C. R. and Beckwith P., 1996, "Cycle-by-Cycle Variation in Spark Ignition Engine Combustion - Part I: Flame Speed and Combustion Measurements and a Simplified Turbulent Combustion Model," *SAE Paper* 960612.
- (14) Cheung, H. M., 1993, "A Practical Burn Rate Analysis for Use in Engine Development and Design," MIT Thesis.
- (15) Cheung, H. M. and Heywood, J. B., 1993, "Evaluation of a One-Zone Burn-Rate Analysis Procedure Using Production SI Engine Pressure Data," *SAE paper* 932749.
- (16) Woschni, G., 1967, "Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine," *SAE Paper* 670931.
- (17) Kaplan, J. A. 1990, "Modeling the Spark Ignition Engine Warm-up Process to Predict Component Temperature," MIT Thesis.
- (18) Poulos, S. G. and Heywood, J. B., 1983, "The Effect of Chamber Geometry on Spark-Ignition Engine," *SAE Paper* 830587.
- (19) Brunt, M. F. J., 1996, "Evaluation of IMEP Routines and Analysis Errors," *SAE Paper* 960609.