

# 점화플러그 삽입 위치에 따른 SI 엔진의 연소특성에 관한 연구

김 대 열\* · 한 영 출\*

(2004년 2월 9일 접수, 2004년 8월 12일 심사완료)

## Investigation on Combustion Characteristics According to Spark Plug Protrusion in SI Engine

Dae-Yeol Kim and Young-Chool Han

**Key Words:** Turbulence Intensity(난류강도), IMEP(도시평균유효압력), COV(변동계수), Combustion (연소), Mass Burned Fraction(질량연소율), Spark Plug Location(점화플러그위치)

### Abstract

The variation of spark plug location have one of the effects on combustion characteristics. Several parameters of the effect on combustion characteristics are shape of combustion chamber, the spark plug position, turbulence flow and so on. This paper presents an experimental study according to variation of spark plug protrusion and PDA valve which have effects on characteristics of combustion and emission in single cylinder gasoline engine. Also, this paper emphasized that combustion stabilization was making by way of the reinforcement of the turbulent flow with the PDA valve. A feasibility and necessity of combustion pressure based cylinder spark timing control according to spark plug protrusion has been examined. So, this was obtained  $COV_{imep}$  and the mass fraction burned(MFB) and the specific fuel consumption(sfc). Using the results of the test, the effects of the variable spark plug location and PDA valve can be improved fuel consumption and be available for the combustion stability.

### 1. 서 론

차량에 있어서 저배기, 저연비를 위한 연소개선은 오래 전부터 중요한 연구의 과제로서 많이 해 오고 있다. 현재 사용되고 있는 SI 엔진에서 유해 배기가스 저감 및 연비 향상을 동시에 만족시키기 위한 한 방법으로 희박연소가 도입되었다.

그러나 희박연소는 연소기간이 증가하여 사이클의 변동이 일어나 연소초기에 착화성에 신뢰를

갖지 못한다. 일반적으로 사이클 변동의 원인으로는 사이클마다의 공연비의 조성이 균일 하지 못한 점, 스파크 플러그 주변의 공연비 분포 변화 및 유동 변화에 의한 초기화염이 불안정과 점화지연 등을 지적할 수 있다.<sup>(1)</sup>

이러한 문제를 해결하기위한 많은 방법들이 연구되고 있다<sup>(2~4)</sup> 전체적인 사이클 변동을 줄일 수 있는 텀블이나 강한 스월이 유리하며, 스파크 플러그의 간극 근처의 난류 규모는 점화시기에서 마이크로 스케일이 유리하다.<sup>(5)</sup> Mattavi<sup>(6)</sup>는 연소를 개선시킬 수 있는 설계인자로서 점화플러그 위치, 흡입유동속도, 스월, 스퀴시의 4가지의 인자를 제시하고 있다. 이 중에서 연소실 형상과 점화플러그의 위치는 화염 면적과 화염 전파 거리에 영향을 미치므로 이를 적절히 설계하면 연소개선이 가능하다고 하였다. Souich Matsushita

† 책임저자, 회원, 국민대학교 대학원 자동차공학

E-mail : youl0@hanmail.net

TEL : (02)910-5033 FAX : (02)910-4718

\* 회원, 국민대학교 기계·자동차공학부

와 Kiyoshi Nakanishi<sup>(7)</sup> 등은 SCV(swirl control valve) 부착과 포트형상을 비교분석하였다. 포트형상 변경과 SCV를 둘 다 적용함으로써 스월이 Straight Port보다 훨씬 더 강화됨을 증명하였다.

본 논문에서는 실험용 가솔린 연소실 형상을 실제 차량에 적용하기위한 기초 연구로서 SI 단기통기관에서 흡입포트에 PDA(port deactivation) Valve를 장착하여 스월(swirl) 및 텀블(tumble) 등의 유동을 생성시켜 실린더 내의 유동장 강화에 주안을 두었으며, 점화플러그의 삽입 위치의 변경으로 사이클 변동을 최소화하여 부분부하 운전조건에서 가솔린 기관의 연소특성을 비교분석하고자 한다. 따라서 연소상태를 연소실 중앙에 설치된 압력센서와 크랭크축에 설치된 엔코더를 이용하여 각각의 연소실 내의 최고 압력, COV, 질량 연소율, 연료소비율 등을 파악하였으며, 이결과를 토대로 연소실의 연소안정성과 연비개선을 규명하는데 기초 자료를 제공하고자 한다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

#### 2.1.1 엔진 및 동력계

본 연구에 사용된 실험장치의 개략도는 Fig. 1에 나타나 있다. 실험장치는 SI엔진. 엔진전기동력계 및 동력계 컨트롤러, 연소분석기, 실린더 압력 센서, Encoder, A/F meter, 배기가스분석기, 각종센서 및 제어시스템으로 구성되어 있다. 본 연구에서 사용한 엔진제원은 중 방향의 선회류인 텀블 유동을 형성하여 큰 스케일의 유동이 압축

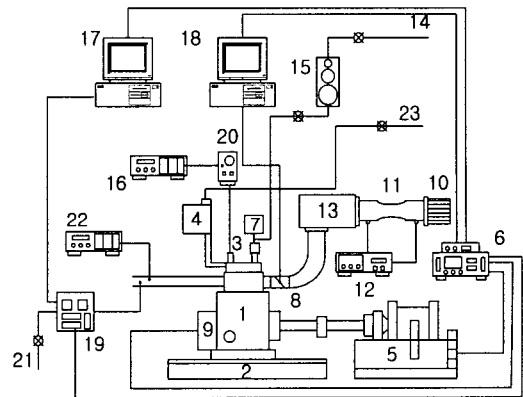
과정을 거쳐 상사점 부근에서 점화성에 직접적인 영향을 주는 작은 스케일의 강한 난류를 발생시켜 연료와 공기 혼합기의 안정된 연소를 실현할 수 있는 4valve, 4stroke, 제원 배기량 287cc와 압축비 9.3:1을 가지는 SI 단기통 가솔린 엔진이고, 주요제원은 Table 1과 같다.

#### 2.1.2 연소실

Fig. 2는 실험에 사용한 엔진의 연소실 형상<sup>(8)</sup>의 개략도이다. 연소실은 펜트 루프형으로서 점화플러그는 중앙에 위치하고 있으며 전극으로부터 연소실 밑단까지의 화염전과거리는 7.4mm로 설정하였다. 측면도에 명시된 바와 같이 연소실은 화염의 전과가 용이한 타입으로 하였고 체적은 압축비 9.30:1을 유지하도록 설계되었다.

Table 1 Specification of the engine

Items		Specifications	
Type		4 Valve, 4 Stroke (PFI type)	
Chamber		Pent roof type	
Cooling method		Water cooling	
Number of cylinder		1	
Bore×stroke		68.5mm×78mm	
Compression ratio		9.30: 1	
Valve timing	Intake	Open	BTDC 8°
		Close	ABDC 44°
	Exhaust	Open	BBDC 44°
		Close	ATDC 8°



- 1. Test engine
- 2. Test Bed
- 3. Pressure Transduce
- 4. Engine Cooler
- 5. Electric Dynamometer
- 6. Dynamometer controller
- 7. Injection
- 8. TPS
- 9. Rotary Encoder
- 10. Inlet Air Filter
- 11. Air Flow meter
- 12. Digital Manometer
- 13. Surge Tank
- 14. Fuel Supply line
- 15. Fuel Consumption meter
- 16. Combustion Analyzer
- 17. Emission Analyzer PC
- 18. Dynamometer Control PC
- 19. Emission Analyzer
- 20. Charge Amp
- 21. Gas Supply Line
- 22. A/F Meter
- 23. Water Supply Line

Fig. 1 Schematic diagram of experimental system

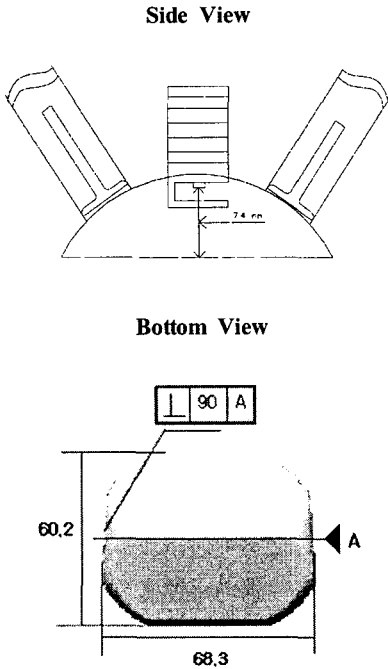


Fig. 2 Schematic of combustion chamber

2.1.3 스윙조절밸브(Port Deactivation Valve)

실린더 내의 유동장을 제어하는 방법으로는 헬리컬 포트(helical port), 슈라우드밸브(shroud valve), PDA(Port deactivation), 피스톤 형상의 변화, 위상차 밸브 등 여러 가지 방법이 검토 연구되고 있다. 따라서 본 실험에서 PDA 밸브<sup>(9)</sup>는 두께 0.6t의 알루미늄 판을 이용하여 제작하였으며, 형상은 Fig. 3과 같다. 정상유동 실험을 통하여 스윙비 및 텀블비를 측정 한 후, 이를 실험의 변수로 사용하였으며, 정상유동의 실험결과를 Table 2에 나타내고 있다. 실험결과에 따라 유량계수의 손실을 최소한으로 하는 조건하에서 스윙 강도를 최대로 강화시키려는데 초점을 맞춘 형상으로 PDA밸브는 스윙류의 생성이 용이한 스윙조절밸브(swirl control valve)을 선정하여 사용하였다.

또한 텀블강화형 밸브는 유동강화효과가 없는 것으로 판단된다. 개구율은 흡입 공기가 유입되는 부분으로서 전체 포트 면적의 몇 %의 면적을 말한다.

본 연구에 사용된 PDA 밸브는 개구율이 거의

Table 2 Results of tumble & swirl ratio on port flow rig test

PDA Valve	Tumble ratio	Swirl ratio
Swirl control valve	0.944	1.688
Tumble control valve	0.600	0.012

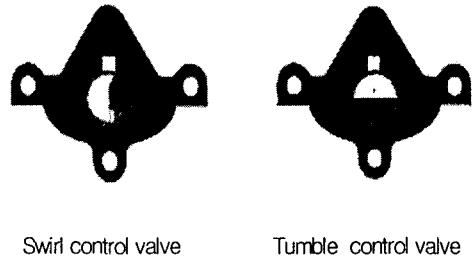


Fig. 3 Schematics of PDA valve(swirl control valve and tumble control valve)

50%이다.

2.2 실험방법

실험은 부분부하조건에 따라 SI 단기통 흡기포트 앞에 PDA밸브를 장착하여 점화플러그의 삽입 위치 변경으로 점화시기를 변화시키면서 압력 변화에 따른 연소과정 및 질량연소분율, 연료소비율의 특성을 비교분석하였다. 본 연구에서는 부분부하상태에서 동력계로 엔진회전수 3단계로 설정한 후 정속모드 상태에서 실시하여 부하의 변동을 관찰하였다.

실린더 내의 압력측정은 부분부하 조건으로 엔진회전수 1500rpm, 2000rpm, 2400rpm, 도시평균유효압력은 3.2bar, 3.9bar로 설정하고, 분사시기는 압축행정 말, 공기연료비는 이론공기연료비, 점화시기는 BTDC 13°에서 33°까지 4°간격으로 변화시키면서 측정하였고 최적점화시기를 구하기 위해 실험을 하였다. 최적의 점화시기인 MBT(Minimum spark advance for best torque)에서 분사량을 변화시키면서 300개의 사이클을 연속으로 측정하여 취득한 압력데이터를 연소해석 장치에 기록하였고, 기록된 데이터를 가지고 도시평균유효압력, 실린더내의 최고압력 및 COV<sub>imep</sub>(Coefficient of Variation)등을 산출하였다.

### 3. 실험 관련 해석 방법

#### 3.1 압력상승률 및 질량연소분율

연소해석기로부터 크랭크 각 1°의 간격으로 스파크 플러그형 압력센서를 이용하여 부분부하조건으로 MBT에서 압력을 측정하고 이것을 이용하여 압력상승률, 질량연소율 등을 계산하였다. 실린더내의 압력은 실린더의 체적변화 그리고 연소에 의한 압력증가에 의하여 변하게 된다. 따라서 전체 실린더 압력에서 피스톤의 압력, 체적변화에 의한 실린더의 압력(모니터링 압력)을 빼면 연소에 의한 실린더 압력의 상승분을 계산할 수 있다. 이렇게 계산된 연소에 의한 실린더 압력 상승분으로부터 질량 연소율을 구하게 된다.

따라서 임의의 크랭크 각 간격  $\Delta\theta$ 에서 실제 압력 변화  $\Delta p$ 는 연소에 의한 압력변화  $\Delta p_c$ 와 체적변화에 의한 압력 변화  $\Delta p_v$ 로 구성된다고 가정하여 구하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\Delta p = \Delta p_c + \Delta p_v \quad (1)$$

$$p_i V_i^n = p_j V_j^n \quad (2)$$

$$\Delta p_v = p_j - p_i = p_i \left[ \left( \frac{V_i}{V_j} \right)^n - 1 \right] \quad (3)$$

$$\frac{m_{b(i)}}{m_{b(total)}} = \frac{\sum_0^i \Delta p_c}{\sum_0^N \Delta p_c} \quad (4)$$

여기서  $\Delta p$ 는 연소실내의 압력상승증분율,  $\Delta p_c$ 는 연소에 의한 압력변화이며  $\Delta p_v$ 는 체적변화에 의한 압력변화이다. 또한 N은 전체 크랭크 각 구간의 수이다.<sup>(10)</sup> 체적변화에 의한 압력변화는 열역학 제2법칙의 폴리트로픽 과정으로 가정한다면 식 (1)에서 연소에 의한 압력상승증분을 구할 수 있다. 또한 연소상승증분이 발생할 때를 연소의 종료시점으로 가정하면 식 (4)에 의해 연소 질량분율을 구할 수 있다.

#### 3.2 변동계수(coefficient of variation, COV)

측정된 실린더 압력으로부터 구할 수 있는 사이클 변화에 관련된 가장 중요한 인자중의 하나가 도시평균유효압력의 변동계수(coefficient of variation in indicated mean effective pressure, COV)이다.

이것은 도시평균유효압력의 표준편차를 평균유효압력으로 나눈 것으로 통상 백분율(%)로 나타낸다.

$$COV_{imep} = \frac{\sigma_{imep}}{IMEP} \times 100 \quad (5)$$

이 때 N개의 변화량  $x_i$ 값이 있고 그 표본의 평균 IMEP 및 표준편차  $\sigma_{imep}$ 는 다음과 같이 표시한다.

$$IMEP = \frac{\sum_{i=1}^N x_i}{N} \quad (6)$$

$$\sigma_{imep} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (x_i - IMEP)^2}{N}} \quad (7)$$

또한, COV는 사이클 당 도시일에서 사이클 변동성을 정의되고, 통상적으로  $COV_{imep}$ 가 약 10%를 초과할 때 차량의 운전성에 문제가 있는 것으로 본다.

### 4. 실험 결과 및 고찰

연소실 내의 연소는 공연비 및 점화시기 그리고 분사시기에 따라 그 특성이 달라진다. 최적의 점화시기인 MBT(Minimum spark advance for best torque)에서 분사량을 변화시키면서 300개의 사이클을 연속으로 측정하여 취득한 압력데이터를 연소해석 장치에 기록하였고, 기록된 데이터를 가지고 평균유효압력, 연소실내의 최고압력 및  $COV_{imep}$  등을 이용하여 비교 분석하였다. 본 연구에서는 연료공기혼합비를 이론 공연비(14.6:1)로 고정된 상태에서 실험을 수행하였으며 엔진의 연소특성을 파악하기 위하여 부분부하 조건 즉

엔진회전수 1500rpm IMEP 3.9bar, 2000rpm IMEP 3.2 bar, 그리고 2400rpm IMEP 3.9bar에서 압력을 취득하였다. 압력의 발전에 따른 그의 연소에 대한 관계를 살펴봄으로써 사이클에서 연소의 과정을 살펴볼 수가 있었다.

Fig. 4, Fig. 5, Fig. 6은 점화플러그의 위치변동에 따른 실험으로서 각 부분부하조건별로 점화시기 BTDC 21, 25, 29, 33 의 연소최고압력, 질량연소분율을 나타내고 있다. 여기서 (a)는 점화시기 BTDC 21°, 25° 에서의 연소최고압력, (b)는 연소구간 0-10%의 질량연소분율, (c)는 연소구간 10-90%의 질량연소분율을 표시하고 있다.

Fig. 4는 흡기포트에 PDA를 장착하여 점화플러그의 위치변동 즉, Fig. 2에 명시된 기존의 화염전파거리가 7.4mm와 그 점화플러그 위치에서 연소실 내부로 더 삽입시킨 0.2mm down(7.2mm) 및 1.5mm down(5.9mm)에 따른 점화시기 BTDC 21, 25에서 연소최고압력, 질량연소기간을 비교분석한 것이다. (a)는 모든 점화플러그 위치에서 BTDC 25°가 BTDC 21°보다 최고압력이 높은 것으로 나타내고 있다. 이는 점화시기에 따라 연소상태가 달라짐을 알 수가 있다. 정량적으로 살펴보면 점화시기 BTDC 21°일 때보다 BTDC 25°에서는 점화플러그 위치가 7.4mm일 때 2.002bar 증가, 7.2mm일 때는 1.986bar 증가, 5.9mm일 때는 2.188bar 증가됨을 알 수가 있다. 이는 난류화염전파에 의한 압력증가분이 피스톤에 의한 압력증가분과 함께 나타내는 경향으로 판단된다. (b)는 BTDC 25°가 BTDC 21°보다 화염발달기간이 높은 것으로 나타났다. 이는 점화진각이 될수록 연소실 내압과 난류강도가 작기 때문에 화염발달기간이 커지는 것으로 볼 수가 있다. (c)는 10 - 90%의 급속연소기간을 나타낸 것으로서 기존의 점화플러그 위치 7.4mm보다 7.2mm, 5.9mm일 때가 주 연소기간(급속연소기간)이 더 짧은 것으로 나타났다. 이는 점화가 진각이 될수록 화염전파속도가 빨라 최고압력이 상승되어 연소가 촉진되어 생기는 현상으로 판단된다. (b), (c)에서 나타난 바와 같이 5.9mm, 7.2mm, 7.4mm 순으로 전체 연소기간이 짧은 것으로 나타났다. 이는 점화플러그 위치가 연소실 밑단으로 내려갈수록 화염전파거리가 짧아져서 생긴 현상으로 최고압력의 증가로 인하여 화염전파속도가 빨라 연소 성능이 향상되어 나타난 것으로 볼 수가 있다.

Fig. 5는 2000rpm, 3.2bar일 때 점화시기 BTDC 25°, 29°, 33°로 변화시키면서 연소상태를 나타낸 결과이다. (a)는 1500rpm일 때와 마찬가지로 점화진각이 될수록 연소최대압력이 나타내고 있다. 이는 점화진각이 될 수록 연소가 촉진되어 생기는 현상으로 볼 수 있다. 아울러 5.9mm, 7.2mm, 7.4mm 순으로 최대압력이 큰 것으로 나타났다. 이는 화염전파거리가 짧아져서 화염핵 성장이 빨리 발달되어 화염 전파하여 상대적으로 연소가 촉진되어 나타난 것으로 판단된다. (b)는 0 - 10%의 화염발달기간의 결과를 나타낸 것으로서 점화가 진각이 될수록 화염발달기간이 커지는 것으로

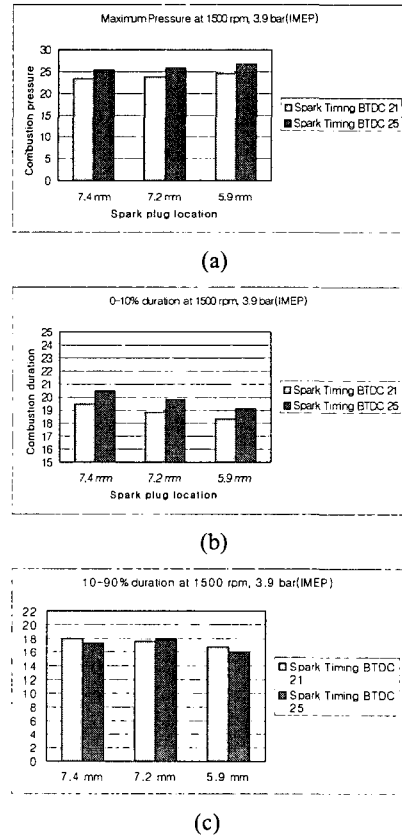


Fig. 4 Spark plug location on the variation of spark timing, (a) measured cylinder pressure (b), (c) mass fraction burned, at a part load engine conditions(1500 rev/min and IMEP 3.9bar)

나타났다. 이는 점화지연이 길어져 그만큼 연소 시간이 길어지는 현상으로 판단된다.

(c)는 급속연소기간의 실험결과를 보여준 것으로서 부분 부하조건인 1500rpm, 3.9bar일 때와 마찬가지로 5.9mm, 7.5mm, 7.4mm 순으로 주 연소기간이 더 짧은 것으로 나타났다. 이는 화염전파가 빠른 속도로 이루어져 연소기간이 짧아짐을 보여준 것이다.

(b), (c)에서 보여 준 바와 같이 5.9mm, 7.2mm, 7.4mm 순으로 전체연소기간이 짧은 것으로 나타났다. 이는 점화진각이 될 수록 연소최고압력의 증가로 인해 화염전파속도가 빨라 연소가 잘 이루어짐을 알 수가 있다. 하지만 점화시기 BTDC

25°에서는 1500rpm일 때보다 전체 연소기간이 6-6.5(deg)정도 길어진 것으로 나타났다. 이는 속도의 증가에 따라 혼합기의 양의 증가로 인해 연소시간이 길어져서 연소기간이 길어진 것으로 판단된다. 따라서 모든 점화플러그 위치에서 부분부하조건인 2000rpm, IMEP 3.2bar일 때는 점화시기 BTDC 33°가 가장 좋은 것으로 나타났다.

Fig. 6은 엔진회전수 2400rpm, IMEP 3.9bar일 때 위와 동일한 조건에서 실험한 결과를 나타낸 것이다. (a)는 1500rpm, 2000rpm일 때와 마찬가지로 점화진각이 될 수록 실린더 내 연소최대 압력이 증가됨을 알 수 있다. 또한 속도가 증가할 수록 연소최대압력이 증가되는 것으로 나타났다.

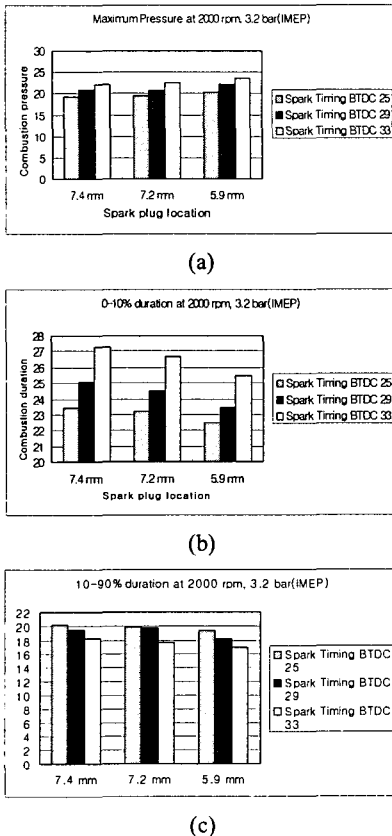


Fig. 5 Spark plug location on the variation of spark timing, (a) measured cylinder pressure, (b), (c) mass fraction burned, at a part load engine conditions(2000 rev/min and IMEP 3.2bar)

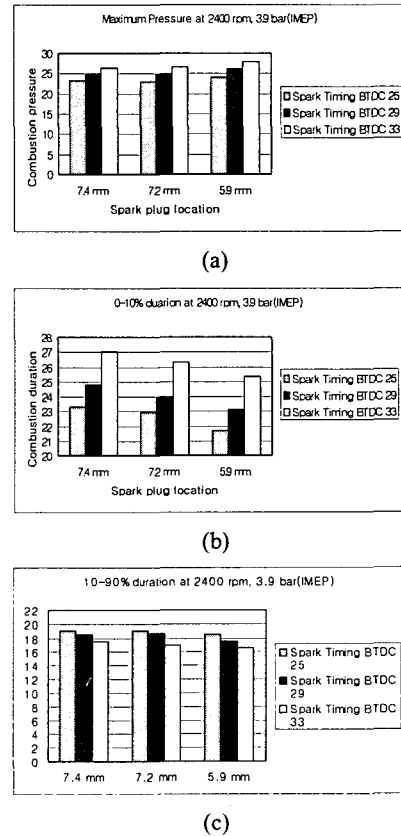


Fig. 6 Spark plug location on the variation of spark timing, (a) measured cylinder pressure, (b), (c) mass fraction burned, at a part load engine conditions(2400 rev/min and IMEP 3.2bar)

(b)는 1500rpm, 2000rpm일 때와 마찬가지로 점화진각이 될 수록 초기 점화지연이 길어져 화염 발달기간이 길어지는 결과를 나타내고 있다.

(c)는 점화가 진각이 될수록 5.9mm, 7.2mm, 7.4mm 순으로 주 연소기간이 짧아 화염이 빠른 속도로 전파됨을 알 수가 있다.

(b), (c)의 결과에서 1500rpm, 2000rpm일 때와 마찬가지로 5.9mm, 7.2mm, 7.4mm 순으로 연소기간이 짧은 것으로 나타났다. 이는 앞서 설명한 것처럼 연소실 내부의 점화플러그가 더내려갈수록 상대적으로 화염도달거리가 짧아 그만큼 화염이 빠른 속도로 전파되어 연소가 잘 이루어짐을 알 수 있다. 또한 회전수 2000rpm일 때보다 전체 연소기간이 0.9 - 2.15%(deg) 감소한 것으로 나타났다. 이는 속도가 증가할수록 스윙 유동강화로 난류가 생성되어 연소에 도움을 준 것으로 판단된다.

Fig. 7, Fig. 8, Fig. 9는 점화시기 변화에 따른  $COV_{imep}$  값을 각 부분부하조건인 1500rpm, 2000rpm, 2400rpm일 때 실험결과를 나타낸 것이다. Fig. 7은 1500rpm, IMEP 3.9bar일 때의 결과로서 점화플러그 위치 7.4mm, 7.2mm, 5.9mm 모두 MBT 21°에서 가장 좋은 연소 안정성을 보여주고 있다. 그 중 7.4mm일 때가 평균  $COV_{imep}$  값이 0.80으로서 가장 작은 값으로 안정된 연소가 이루어지고 있음을 보여주고 있다. 또한, 모든 점화플러그 위치에서  $COV_{imep}$  값이 1에 못 미치므로 연소의 안정성을 보여주고 있어 사이클 변동이 적은 것을 알 수 있다.

Fig. 8은 2000rpm, IMEP 3.2bar일 때 점화시기를 변화시켜가며 측정한  $COV_{imep}$  값을 나타낸다. 1500rpm 일 때와 마찬가지로 안정된 연소가 이루어지고 있음을 보여주는데 7.4mm(0.79), 7.2mm(1.024), 5.9mm(1.18) 순으로  $COV_{imep}$  값이 적은 순으로 나타났다. 이는 점화플러그의 삽입 위치에 의한 화염전파거리의 단축보다는 연소실 내의 혼합기 유동이 더 영향을 미치는 것으로 생각된다. MBT는 1500rpm(IMEP 3.9bar)비해 8° 정도 진각 됨을 알 수 있다. Fig. 9는 2400rpm, IMEP 3.9bar 부분부하조건에서 실험한 결과로서 2000rpm일 때와 비교해서  $COV_{imep}$  값이 그다지 차이가 없음을 보여준다. 점화플러그 위치 7.4mm, 7.2mm, 5.9mm 순으로  $COV_{imep}$  값이 적게 나타났

다. 따라서 7.4mm 점화플러그 위치일 때가 점화시기 25°에서 MBT를 나타냈고 다른 두 위치일 때의 MBT 29°보다 안정된 연소를 나타냈다.

Fig. 10, Fig. 11, Fig. 12는 흡기포트 앞에 PDA를 장착하여 점화시기를 BTDC 13°에서 33°까지 4° 간격으로 변화시켰을 때 연료소비율의 변화를 나타낸 것이다.

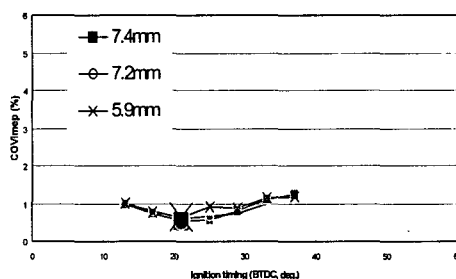


Fig. 7 Ignition timing &  $COV_{imep}$  at (1500 rev/min and IMEP 3.9bar)

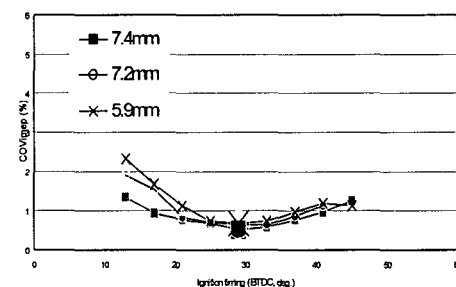


Fig. 8 Ignition timing &  $COV_{imep}$  at (2000 rev/min and IMEP 3.2bar)

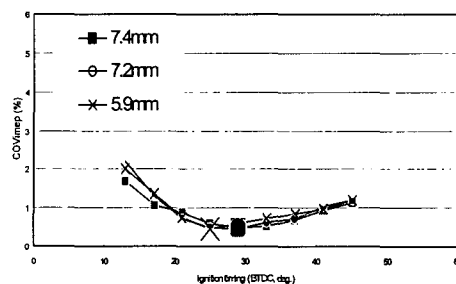


Fig. 9 Ignition timing &  $COV_{imep}$  at (2400 rev/min and IMEP 3.9bar)

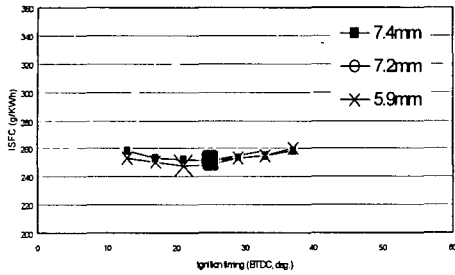


Fig. 10 Ignition timing & indicated specific fuel consumption at(1500rev/min and IMEP 3.9bar)

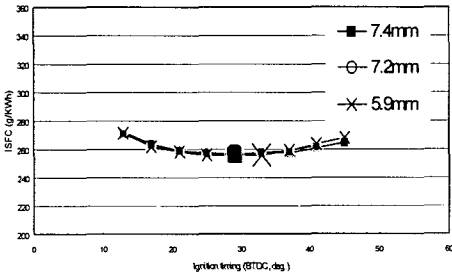


Fig. 11 Ignition timing & indicated specific fuel consumption at(2000rev/min and IMEP 3.2bar)

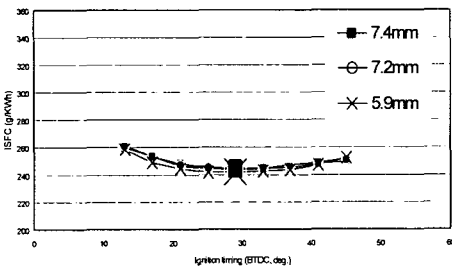


Fig. 12 Ignition timing & indicated specific fuel consumption at(2400rev/min and IMEP 3.9bar)

Fig. 10은 엔진회전수 1500rpm, IMEP 3.9bar일 때 점화플러그 위치 5.9mm, 7.2 mm, 7.4mm 순으로 연료소비율이 좋은 것으로 나타났다. 따라서 점화플러그 위치 5.9mm일 때 MBT 21°에서 다른 두 개의 점화플러그 위치의 MBT 25° 보다 연비

가 좋은 것으로 나타났다.

Fig. 11은 엔진회전수 2000 rpm, IMEP 3.2bar 일 때 점화플러그 위치변동에 따른 실험한 결과이다. 회전수 1500rpm일 때보다 5.218-6.527(g/kwh) 값 정도 증가했다. 이는 연소실 내의 최고압력이 떨어져서 상대적으로 화염전파속도가 낮아 연소기간의 증가함에 따라 생기는 현상으로 판단된다. 또한 점화플러그 위치 5.9mm일 때 점화시기 33°에서 가장 연비가 좋은 것을 보여준다. 또한 다른 2개의 점화플러그 위치의 MBT 29°보다 진각되어 있음을 알 수 있다. Fig. 12는 엔진회전수 2400rpm, IMEP 3.9bar일 때 점화시기를 변화시키면서 연료소비율의 변화를 보여 준 것이다. 3개의 점화플러그 위치 모두 MBT 29°에서 연료소비율이 좋은 것으로 나타났다. 그 중 점화플러그 위치 5.9mm일 때가 가장 연비가 좋은 것으로 보여주고 있다. 이는 화염전파거리가 짧은 연소실 일수록 화염전파속도가 빨라져서 연소기간이 짧게 되어 생긴 결과로 판단된다.

### 5. 결론

본 연구는 흡기포트 앞에 PDA 밸브를 장착하여 점화플러그의 위치 이동을 통해서 엔진의 연소특성 및 배기가스 특성을 실험적 연구를 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 모든 운전상태에서 있어서 실험적으로 설정할 수 있는 최적 점화시기를 선정하였고, 점화시기 변화에 따라 화염도달거리가 짧을수록 연비가 좋은 것을 나타냈다. 이는 강한 난류유동을 갖는 PDA valve가 속도증가에 의한 난류증가로 연소속도가 빨라져서 연소를 촉진시킨 결과로 판단된다.

(2) 점화플러그 위치 변경 시험을 한 결과, 기관회전속도와 더불어 점화가 진각이 될수록 초기 점화지연이 길어지는 경향을 알 수 있고 또한 최고압력의 증가로 인해 화염전파속도가 빨라져 연소가 잘 이루어짐을 확인할 수 있다. 화염도달거리가 짧을수록 기관회전수의 증가와 더불어 화염전파속도가 선형적으로 증가되어 연소가 더 안정됨을 알 수가 있다

(3) 연소의 안정성에 영향을 주고 있는 COV값을 정량적으로 분석하면 1500 rpm일 때 0.80~0.94%, 2000rpm일 때 0.79~1.18%, 2400rpm일 때



0.85~0.95% 나타내고 있다. 또한 그 중 7.4mm 일 때가 평균  $COV_{imep}$  값이 0.80%으로서 가장 작은 값으로 안정된 연소가 이루고 있음을 보여주고 있다. 또한 모든 점화플러그 위치에서  $COV_{imep}$  값이 거의 1%에 못 미치고 있어 연소의 안정성을 나타냈다.

따라서 점화시기 변화에 따른 연소실 최고압력 변화, 연소안정성 및 연료소비율 향상시키기 위해서는 연소 안정화에 대한 유동강화에 의한 연소성능개선, 화염면의 도달거리가 최소화시키려는 점화플러그의 최적위치설계 등의 연소실 형상 설계 방법, 연소실 내 혼합기의 유동속도와 압축 말기에 난류 강도를 증대시켜 화염전파속도를 증가시키는 흡기 포트 최적 설계방법 등을 통해 개선시킬 수 있는 방향으로 설계할 필요가 있다고 본다.

### 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*, No. 902143, pp. 1851~1868.
- (2) Ishii, K., Aoki, O., Ujiie, Y. and Kono, M., 1992, "Investigation of Ignition by Composite Sparks Under High Turbulence Intensity Condition," *Twenty fourth Symposium (International) On Combustion/The Combustion Institute*, pp. 1793~1798.
- (3) Lee, S. J., Lee, J. T. and Lee, S. Y., 1996, "A Study on the Influence of Turbulence Characteristics on Burning Speed in Swirl Flow Field," *Transactions of the KSME B*, Vol. 20, No. 1, pp. 244~254.
- (4) Herweg, R., Begleris, P., Zettlitz, A. and Ziegler, G. F. W., 1988, "Flow Field Effects on Flame Kernel Formation in a Spark Ignition Engine," *SAE 881639*, pp. 826~846.
- (5) Johansson, B., 1993, "Influence of Velocity Near the Spark Plug on Early Flame Development," *SAE Paper*, No. 960481, pp. 233~240.
- (6) James, N. Mattavi., 1980, "The Attributes of Fast Burning Rates in Engine," *SAE paper*, No. 800921, pp. 726~746.
- (7) Souich, M., Tokuta, I., Kiyoshi, T. O. and Kiyoshi, I., 1985, "Effects of Helical Port with Swirl Control Valve on the Combustion and Performance of S. I. Engine," *SAE Paper*, No. 850046, pp. 856~868.
- (8) Kim, D. Y., Han, Y. C., Jook, S. Y. and Park, P. W., 2004, "A Study on Combustion and Characteristics of Exhaust Gas Properties for Combustion Chamber," *Transactions of KSAE B*, Vol. 12, No. 1, pp. 66~73.
- (9) Kim, D. Y., Han, Y. C., Baik, D. S., Kim, M. S., Park, P. W., Jook, S. H. and Chon, M. S., 2003, "A Study on Characteristics of Emission Performance by PDA Valve in Single Spark Ignition Engine," *Proceedings of the KSAE FALL* pp. 101~107.
- (10) Rassweiler, G. M. and Withrow, L., 1938, "Motion Pictures of Flames Correlated with Pressure Cards," *SAE Trans*, Vol. 42, Paper No. 5, pp. 546~562.