

점화플러그 삽입위치와 PDA 밸브를 이용한 가솔린엔진의 배출가스에 대한 실험적 연구

김대열*, 한영출⁺, 김양술⁺⁺

(논문접수일 2005. 3. 16, 심사완료일 2005. 5. 25)

An Experimental Study on Exhaust Emission in a Gasoline Engine Using PDA and Spark Plug Location

Dae-Yeol Kim*, Dae-Yeol Kim⁺, Yang-Sul Kim⁺⁺

Abstract

The purpose of this study is to investigate variation of spark plug protrusion and PDA valve on the exhaust emission in a gasoline engine. Swirl is one of the important parameters that affects the characteristics of combustion. PDA valve has been developed to satisfy requirements of sufficient swirl generation for improving the combustion and reducing of emission level. Also, especially, the variation of spark plug protrusion have an important effect to the early flame propagative process. This is largely due to the high flame speed by short of flame propagation distance. So, this is forced that injection timing, spark timing and intake air motion govern the stable combustion. As a result, using two combustion chamber, without charge of engine specification and the variable spark plug location and PDA valve could be reduced exhaust gas at a part load engine conditions(1500rpm imep 3.9bar, 2000rpm imep 3.2bar, 2400rpm imep 3.9bar).

Key Words : PDA Valve(port deactivation valve, 스월조절밸브), Spark Plug Location(점화플러그위치), Flame Propagation Distance(화염전파거리), Emission(배출가스), Combustion(연소)

1. 서 론

현재 전세계적으로 자동차 배기가스에 대한 규제가 더욱 강화되어 가고 있는 추세이다. 따라서 연소특성을 향상시키

기 위해서 1950년대부터 현재까지 연소의 사이클 변화를 기 관효율 및 배기가스 측정기술과 관련시키는 연구가 많다. 가솔린 엔진의 경우 흡입공기에 연료가 혼합되어 실린더에 유입되고 연소도 연소실 내 한점인 스파크 플러그에서 시작

* 국민대 자동차공학전문대학원 (you10@hanmail.net)
주소 : 136-702 서울시 성북구 정릉동 861-1

+ 국민대 기계·자동차공학부

++ 홍익대 기계정보공학과

되어 주변으로 전파해 나가기 때문에 압축착화 엔진에 비해 사이클 변동이 심하다. 사이클 변동의 원인으로는 사이클마다의 공연비의 조성이 균일하지 못한 점, 스파크 플러그 주변의 공연비 분포 변화 및 유동 변화에 의한 초기화염이 불안정과 점화지연 등을 지적할 수 있다⁽¹⁾.

따라서 연소의 안정화에 대한 방법은 많은 연구자에 의해 다음과 같이 밝혀졌다^(2~4). Mattavi⁽⁵⁾는 연소를 개선시킬 수 있는 설계인자로서 점화플러그 위치, 흡입유동속도, 스웰, 스쿼시의 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, Tokuta Inoue⁽⁶⁾ 등은 높은 스웰을 얻기 위해 SCV 밸브를 Helical Port에 부착하고 연료분사시기와의 관계에 따른 연료분사의 영향을 연구하였으며 또한 배기배출물의 상관관계도 조사하였다.

본 연구의 실험은 단기통의 흡기포트 입구에서 고정된 PDA 밸브를 달아 중·저속 범위(1500~2400rpm)내에서 실험하였다. 따라서 실용성을 고려한 DOHC 엔진의 연소의 안정화를 개선하기 위하여 스웰조절밸브를 가솔린 단기통 엔진에 장착하여 스웰 및 텀프 등의 공기유동을 생성시켜 실린더 내 유동장 강화에 주안을 두었으며, 점화플러그 삽입 위치의 변경으로 사이클 변동을 최소화하여 부분부하 운전조건에 맞는 가솔린 엔진의 배출가스특성을 알아보았다.

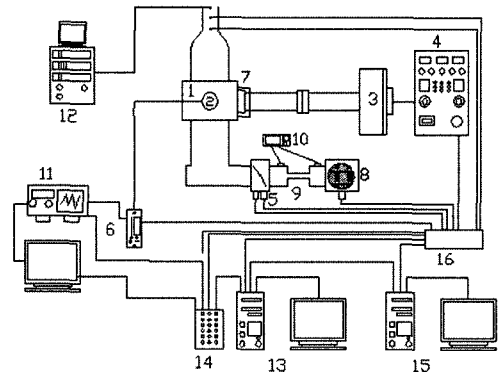
2. 실험

2.1 실험장치

Fig. 1은 본 연구에 사용된 실험장치의 개략도를 나타낸 것이다. 실험장치는 SI 단기통엔진. 전기동력계 및 동력계 컨트롤러, 연소분석기, 실린더 압력 센서, 엔코더(encoder), 공연비 측정기, 배기가스분석기, 각종센서 및 제어시스템으로 구성되어 있다. 엔진의 제원은 배기량 287cc와 압축비 9.30:1을 가지는 단기통 SI 가솔린 엔진이고 주요제원은 Table 1과 같으며, 동력계의 주요 제원은 Table 2와 같다. 연소실 압력을 측정하기 위하여 점화플러그와 함께 압전형 압력센서(Kistler, 605 2A1)를 설치하였으며, 흡입공기유량을 제어하고 맥동을 방지하기 위하여 흡기매니폴드 입구에 유량측정기(laminar flow meter)를 장착하였다. 또한 연소실 내의 공연비 측정을 위해 광역산소센서를 설치하였다. Table 3은 본 연구에 사용된 배기가스 장치의 사양을 나타낸다.

Table 1 Specification of the engine

Items		Specifications	
Type		4 valve stroke (PFI type)	
Chamber		Pent roof type	
Cooling method		Water cooling	
Number of cylinder		1	
Bore×stroke		68.5mm×78mm	
Displacement		287cc	
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. Pressure Transduce
3. DC Electric Dynamometer (eddy current type)
4. Dynamometer Controller
5. TPS
6. Charge Amplifier
7. Rotary Encoder
8. Air Cleaner
9. Air Flow Meter
10. Digital Manometer
11. Combustion Analyzer
12. Emission Analyzer
13. Dynamometer Control PC
14. Signal Process Unit
15. Ignition Timing Control PC
16. Interface & A/D Board

Fig. 1 Schematic diagram of experimental system

Table 2 Specification of dynamometer

Items	Specifications
Maker(Model)	McClure(M75R)
Speed control range	1,200~8,000rpm
Maximum braking power	50.32HP(37kW)
Maximum braking torque	80Nm

Table 3 Specification of emission analyzer

Specifications	
Maker(Model)	Horiba(MEXA-7500EGR)
Analyzed gases and measuring ranges	
Oxygen	1-25vol%
CO	0.5-12vol%
CO ₂	0.5-20vol%
NO/NO _x	10-1000ppm
HC	10-2,000ppm
Accuracy	
O ₂	±2.0% reading or 0.1% O ₂
CO, NO, NO _x	±2.0% reading or 2ppm
CH _x	±2.0% reading

2.2 연소실

본 연구에 사용된 연소실은 모두 2가지이고 Fig. 2는 실험에 사용한 엔진의 연소실 형상⁽⁷⁾의 개략도이다. 연소실은 모두 같은 흡기포트의 형상을 가지고 있으며, 펜트 루프형으로서 점화플러그는 중앙에 위치하고 있으며 전극으로부터 연소실 밑단까지의 거리는 7.4mm로 설정하였고, 피스톤 크라운까지의 거리는 8.35mm이다. 또한 그림 Side View에 명시된 바와 같이 연소실은 화염의 전파가 용이한 타입으로 하였고 체적은 압축비 9.30:1을 유지하기위해서 설계되었다. A 연소실은 기본 연소실로서 바깥 라운드 반경을 10mm로 하였고, B연소실은 바깥 라운드 부분을 직각에 가깝게 하였다.

피스톤 헤드형상은 밸브가 닿지 않도록 홈이 파져 있는 평편형이다.

2.3 스월조절밸브(port deactivation valve, PDA)

실린더 내의 유동장을 제어하는 방법으로는 헬리컬 포트(helical port), 슈라우드 밸브(shroud valve), PDA (port deactivation valve), 피스톤 형상의 변화, 위상차 밸브 등 여러 가지 방법이 있다. 본 실험에서는 PDA⁽⁸⁾ 밸브는 두께

0.6mm의 알루미늄 판을 이용하여 제작하였으며, 형상은 Fig. 3과 같다 이는 유량계수의 저하를 최소화하는 기존의 텀블 강도를 최소화 또는 강화하는 조건하에서 스월 강도를 최대로 강화시키려는데 초점을 맞춘 형상으로 PDA는 스월류의 생성이 용이한 스월 강화형(swirl type, PDA)을 선정하여 사용하였다. 개구율은 흡입 공기가 유입되는 부분으로서 전체 포트 면적의 몇 %의 면적을 말한다. 본 실험에 사용된 PDA는 개구율이 50%이다.

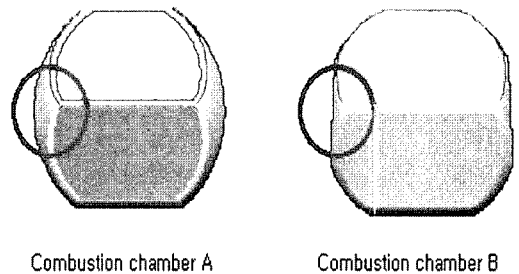
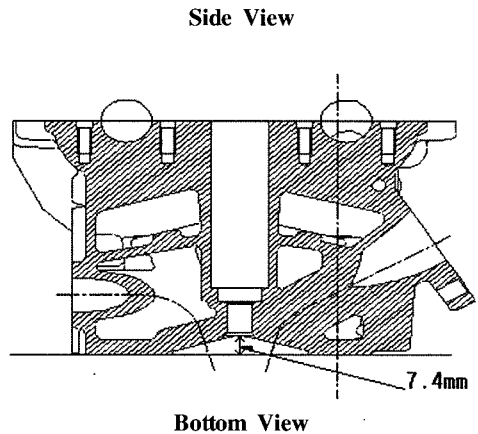


Fig. 2 Schematics of combustion chamber

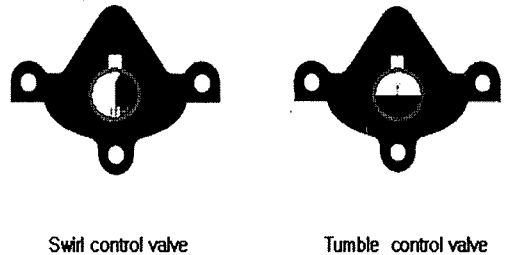


Fig. 3 Schematics of PDA valve(swirl control valve) and tumble control valve

2.4 스윙 측정

Fig. 4는 본 연구에 사용된 실험장치를 보여주고 있고 Fig. 5는 실험장치의 전체적인 개략도를 나타낸다. 정상유동실험 장치는 크게 나누어 엔진의 흡배기계통, 즉 스로틀바디(throttle body), 흡·배기 매니폴드(intake/exhaust manifold), 흡·배기 포트(intake/exhaust port)등의 유량특성 및 스윙, 텀블의 유동특성을 측정할 수 있다.

정상유동시험장치는 공기의 유동을 발생시키기 위한 블로워형 공기 압축기(blow type Air compressor), 공기의 유량을 측정하기 위한 층류 유량 측정기(laminar flow meter)와 공기유량컴퓨터(mass flow computer), A 및 B 연소실에 PDA를 장착하지 않았을 때와 PDA를 장착했을 때 균일한 속도분포를 갖는 공기를 일정한 압력으로 흡입하기 위한 서지탱크(surge tank), 스윙 강도를 측정하기 위한 충격식 토크 측정기(impulse torque meter) 그리고 컴퓨터와 A/D 변환기로 구성된 데이터 처리장치(data bucket)로 구성되어 있다. 정상유동실험에서 측정할 수 있는 스윙과 텀블은 실린더 내의 거시적인 유동을 종합적으로 합친 값으로 계산되어

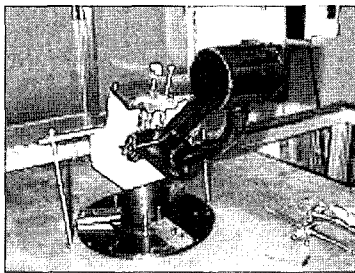


Fig. 4 View of the swirl flow test system

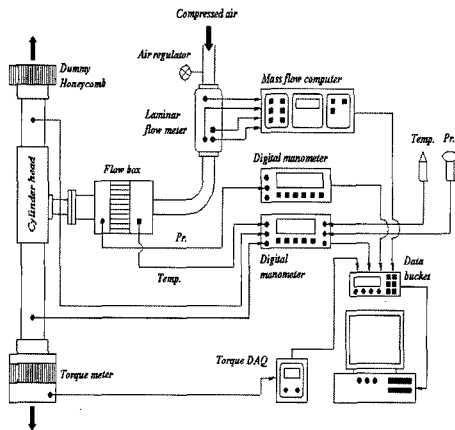


Fig. 5 Schematic diagram of swirl flow test rig

진다. 따라서 정상유동실험에 사용될 흡기행정 말기의 스윙 및 텀블을 측정하는 방법에는 여러 가지 방식이 사용되고 있으나, 본 연구에서는 허니컴과 로드셀을 이용하여 토크를 구하는 스윙 임펄스식과 일정차압방식을 이용하였다.

Fig. 5는 포트의 흡기유동에 의한 스윙 강도를 측정하기 위한 구성도로서 스윙 측정 시 먼저 대기압과 와류 측정기 사이의 압력차가 일정하게 유지되도록 하고 흡기 밸브의 간극(valve lift)을 변화시켜 가면서 각각의 경우에 유량과 토크 및 온도, 압력 등을 측정한다. 밸브 간극의 조절은 피치 1mm의 볼트나사를 이용하며 한바퀴씩 돌려가면서 1mm~8mm(최대 밸브 간극 7.4mm인 경우)까지 측정하였다. 각각의 밸브 간극에서 공기의 공급은 공기압축기의 회전수를 조정하여 대기와 서지탱크(surge tank; 9ℓ) 내부의 ΔP가 8KPa이 되도록 하였다. 이는 실제 엔진에서 발생하는 공기유동이 난류이고 이론적 고찰에서 정의한 무차원수가 공기유동이 난류일 때 압력변화에 대한 영향이 상대적으로 적기 때문에 공기유동이 완전한 난류를 형성할 수 있도록 하기 위해서다. 그 이유는 엔진은 여러 다른 형태로 되어있기 때문에 서로의 엔진에서 유동의 효과를 비교 판단하기 위해서는 무차원 된 값이 필요하기 때문이다. 본 실험에서는 흡입 공기유량의 측정을 위하여 층류유량계를 이용하였으며 기관의 운전조건에 해당하는 차압을 설정하여 공기를 흡입하였을 때 생겨나는 오리피스 전후 차압(ΔP₂)을 측정하여 구한다. 따라서 오리피스를 통과하는 유량은 Bernoulli 방정식과 연속방정식(continuity equation)에 의해 다음과 같이 유도된다.

$$p_1 + \rho \frac{V_1^2}{2} = p_2 + \rho \frac{V_2^2}{2} \tag{2-1}$$

연속방정식에 의해 Q=V1A1 = V2A2 이므로 이를 식 (2-1)에 대입하면 V2는 다음과 같다.

$$V_2 = \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho(1 - (A_2/A_1)^2)}} \tag{2-2}$$

엔진 포트 유동시험에서 측정 부분인 밸브 부분의 오리피스의 경우는 A1 ≫ A2 이므로 결국 이상속도는 다음과 같은 식 (2-3)으로 정의된다.

$$V_0 = \sqrt{2(\Delta p)/\rho} \tag{2-3}$$

따라서 실제 유량의 측정시에는 노즐 흐름에서 유동손실을 고려하기 위해서 유동계수 α를 구하며, 이에 대한 유동량 계산식은 다음과 같다.

$$Q = \epsilon \cdot \alpha \cdot A_0 \sqrt{2g \cdot \gamma_2 \cdot \Delta P_2} \quad (2-4)$$

여기서, α : 보정계수

$$\gamma_2 = 1.293 \times \frac{273}{273 + t_2} \times \frac{P_2}{760}$$

γ_2 : 실험조건에서의 공기의 비중량(kg/m³)

$$P_2 = P_1 - \frac{\Delta P_2}{13.6} \text{ (mmHg)}$$

ΔP_2 : 오리피스 전후 차압

$$\epsilon = 1 - 0.54 \times \frac{\Delta P_2}{13.6} \times \frac{1}{P_2}$$

ϵ : 압축성 유체에 대한 비압축성 계수

$$A_0 = \pi \times \frac{d^2}{4}$$

d : 오리피스 직경(m)

$$Q_{th} = S \times \left(\frac{\pi}{4} a^2 \right) \sqrt{2g \cdot \gamma_1 \cdot \Delta P_1} \quad (2-5)$$

여기서, $S = 1 - 0.54 \times \frac{\Delta P_2}{13.6} \times \frac{1}{P_2}$

a : 흡기밸브직경(m)

$$P_2 = P_1 - \frac{\Delta P_1}{13.6} \text{ (mmHg)}$$

ΔP_1 : 실린더 내의 압력과 대기압의 차압

$$\gamma_1 = 1.293 \times \frac{273}{273 + t_2} \times \frac{P_1}{760}$$

γ_1 : 대기의 비중량(kg/m³)

그래서 이러한 흡입유량을 표시하기 위하여 유량계수는 식 (2-4)과 식 (2-5)에 의해 구한다.

$$C_f = \frac{Q}{Q_{th} \times n} \quad (2-6)$$

여기서, Q : 실제 유입 공기 유량(kg/s)

Q_{th} : 이론 유입 공기 유량(kg/s)

n : 흡기 밸브 개수

또한 각 운동량 산출 방법은 캠 형상을 고려한 흡입 행정에 대한 스월비 산출 방식을 사용하였으며, 운동량 측정기로부터 비틀림 토크와 흡입공기유량을 이용하여 스월 및 텀블비를 산출하였다.

따라서 정상유동실험을 통하여 스월비 및 텀블비를 측정 한 다음, 이를 실험의 변수로 채택하였고 Table 4에 실험결

Table 4 Results of tumble & swirl ratio on port flow rig test

Combustion chamber	Tumble Ratio	Swirl Ratio	Cf
A	0.668	0.012	0.409
A+PDA	0.958	1.688	0.224
B	0.619	0.012	0.407
B+PDA	0.944	1.623	0.223

과를 나타내고 있으며 스월조절밸브가 상대적으로 높은 스월비를 갖는다. 또한 이 데이터를 통하여 배기특성에 적용한다.

3. 결과 및 고찰

베이스 엔진의 점화플러그의 전극에서 밀단까지의 거리가 7.4mm를 가진 A, B 연소실에 PDA를 장착하여 실험한 결과, Fig. 6~Fig. 17에 나타난 바와 같이 연비향상은 가져왔으나 배출가스측면에서는 오히려 증가하였다. 따라서 점화플러그의 삽입위치변경 실험으로 연소의 안정화로 통해 배기가스의 특성을 얻고자 한다. 본 연구에서는 두개의 A와 B 연소실에 PDA를 장착한 상태에서 특히 연소실 내의 점화플러그의 위치 변동 실험은 연소의 안정성을 높이는 부분에 초점을 두고 연구되었고, 화염속도와 난류강도에 대한 해석이 선행되어야 한다고 본다.

Fig. 6~Fig. 8은 A 및 B 연소실에 PDA를 장착하여 점화시기를 BTDC 13°에서 33°까지 4°간격으로 변화시켰을 때 연료소비율의 변화를 나타낸 것이다.

Fig. 6은 기관회전수 1500rpm, IMEP 3.9bar 일 때 5.9mm, 7.2mm 및 7.4mm 순으로 연료소비율이 좋은 것으로 나타났고, 또한 A 연소실이 B 연소실보다 연료소비율이 좋은 경향을 보이고 있다. 점화시기 BTDC 21°에서 가장 연비가 좋은 것을 보인다.

Fig. 7은 기관회전수 2000rpm, IMEP 3.2bar 일 때 점화플러그 위치변동에 따른 실험한 결과이다. 회전수 1500rpm 일 때보다 A 연소실은 3.49 - 10.65(g/kWh)값 정도, B 연소실은 5.218 - 6.527(g/kWh)값 정도 증가한다. 이는 2000rpm 일 때가 1500rpm, 2400rpm 일 때보다 평균유효압력이 3.2bar로 낮게 설정하였기 때문이다. 따라서 연소실 내의 최고압력이 A연소실과 B연소실 모두 각각 1500rpm 일 때 보다 2000rpm일 때가 4.591bar와 3.993bar로 떨어져서 상대적으로 화염전파속도가 낮아 연소기간이 7.65% 와 4% 증가함으로서 생기는 현상으로 판단된다. 또한 A 연소실과 B 연소실은 거의 연료소비율이 유사한 것으로 나타난다.

Fig. 8은 기관회전수 2400rpm, IMEP 3.9bar 일 때 점화

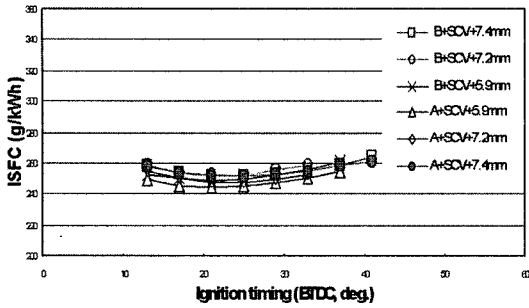


Fig. 6 Ignition timing & Indicated specific fuel consumption at 1500rpm and IMEP 3.9bar

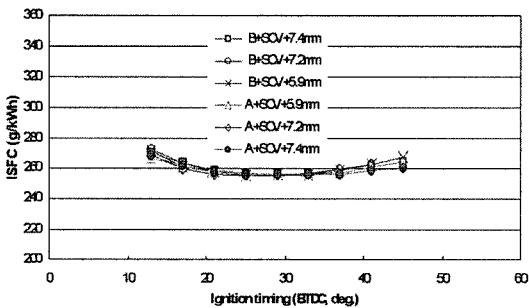


Fig. 7 Ignition timing & Indicated specific fuel consumption at 2000rpm and IMEP 3.2bar

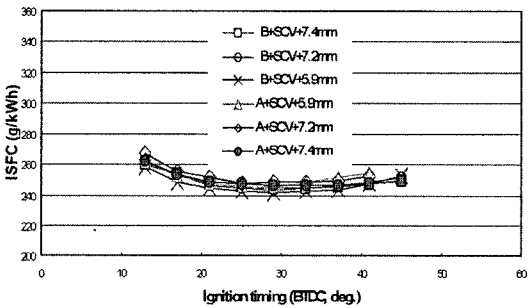


Fig. 8 Ignition timing & Indicated specific fuel consumption at 2400rpm and IMEP 3.9bar

시기를 변화시키면서 연료소비율의 변화를 보여 준 것이다. 여기서 점화플러그 위치가 5.9mm, 7.2mm 및 7.4mm 순으로 연료소비율이 좋은 것으로 나타난다. 이는 화염전파거리가 짧은 연소실일수록 화염전파속도가 빨라져서 연소기간이 짧게 되어 생긴 결과로 생각한다.

Fig. 9~17은 PDA를 장착한 A와 B 연소실에서 점화플

러그의 위치변동, 즉, Fig. 2에 도시화된 기존의 연소실 밑단까지의 거리가 7.4mm와 그 점화플러그 위치에서 연소실 내부로 더 삽입시킨 0.2mm down(7.2mm) 및 1.5mm down(5.9mm)하여 각각의 부분부하 조건에서 공연비를 14.6:1로 유지하고 점화시기를 4°씩 변화시켜가며 측정된 배기가스의 결과를 나타낸다.

Fig. 9는 기관회전수 1500rpm, IMEP 3.9bar 일 때 점화시기의 변화에 따른 HC농도를 측정한 결과이다. 5.9mm, 7.2mm 및 7.4mm 순으로 HC의 배출량이 적게 배출되었다. 이는 화염 전파거리의 단축으로 인해 연소의 활성화로 생기는 현상으로 생각한다. 또한 A 연소실이 B 연소실보다 HC의 배출량이 적게 배출되었다. 이는 A 연소실이 B 연소실보다 사이클 변동이 적어 생기는 현상으로 생각한다.

Fig. 10은 기관회전수 2000rpm, IMEP 3.2bar의 조건에서 점화시기 변화에 따른 HC의 변화를 보여준다. Fig. 7의 경우와 마찬가지로 점화시기의 변화에는 거의 일정한 값을 보여주고 있다. 하지만 1500rpm 일 때보다 HC의 배출물이 A 연소실은 0.78 - 0.97(g/kWh), B 연소실은 0.971 - 1.101(g/kWh) 감소의 결과를 나타냈다. 이는 속도 증가로 더불어 스윙 유동강화로 인해 크게 작용한 것으로 볼 수 있다.

Fig. 11은 회전수 2400rpm, IMEP 3.2bar의 조건에서 점화시기를 변화시켜가며 HC의 농도를 측정한 결과이다. 점화플러그의 전극에서 연소실 밑단까지의 거리가 5.9mm, 7.2mm 및 7.4mm 위치일 때의 순으로 HC 배출량이 적게 배출되었다. 이는 점화플러그에 의한 화염전파거리의 단축으로 MBT까지 연소최대압력의 증가로 인해 연소의 활성화로 생긴 현상으로 판단된다. 1500rpm 일 때보다 HC의 농도가 A 연소실은 1.26 - 1.80(g/kWh), B 연소실은 1.458 - 1.631(g/kWh)를 감소되었고 2000rpm일 때보다 A 연소실은 0.48 - 0.83(g/kWh), B 연소실은 0.261 - 0.635(g/kWh)의 감소를 나타낸다. Fig. 12는 2개의 A와 B 연소실에서 부분부하조건인 1500rpm, IMEP 3.9bar 일 때의 점화진각에 따른 NOx 변화량을 측정한 결과이다. 각각의 점화플러그 위치에서 측정된 결과는 점화가 진각이 될수록 NOx의 농도가 증가함을 나타낸다.

이는 실린더 최고압력이 높아질수록 연소가스온도의 상승으로 인한 경우로 볼 수 있다. A 연소실이 B 연소실보다 NOx 배출량이 적었다. 이는 연소기간의 길이가 A 연소실이 B 연소실보다 짧아 연소온도가 낮아져서 NOx의 생성율이 더 낮은 것으로 생각한다.

Fig. 13은 회전수 2000rpm, IMEP 3.2bar로 하였을 때 1500rpm, IMEP 3.9bar 일 때의 실험결과처럼 점화진각이

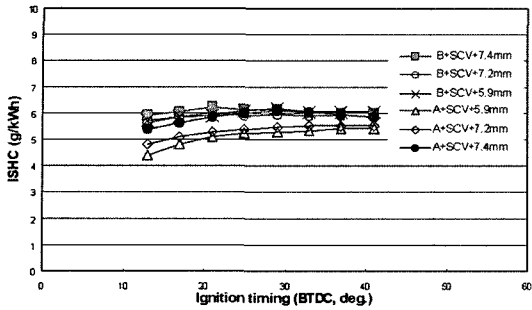


Fig. 9 Ignition timing & Indicated specific HC at 1500rpm and IMEP 3.9bar

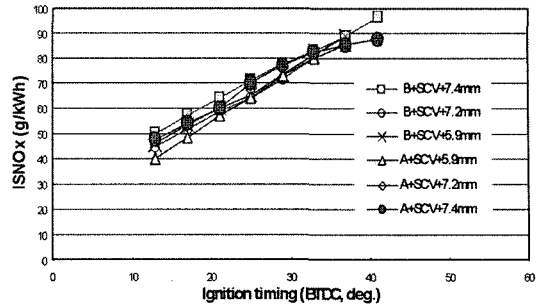


Fig. 12 Ignition timing & Indicated specific NOx at 1500rpm and IMEP 3.9bar

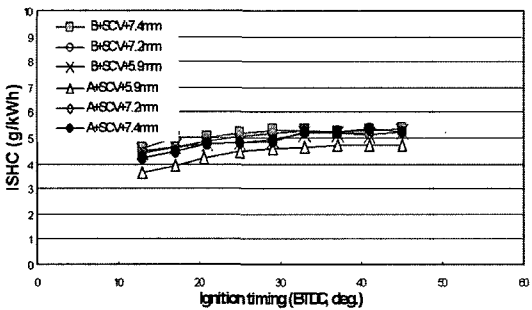


Fig. 10 Ignition timing & Indicated specific HC at 2000rpm and IMEP 3.2bar

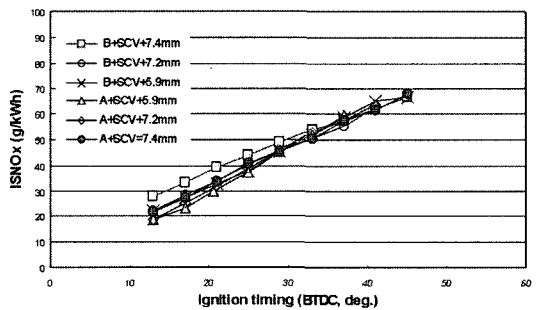


Fig. 13 Ignition timing & Indicated specific NOx at 2000rpm and IMEP 3.2bar

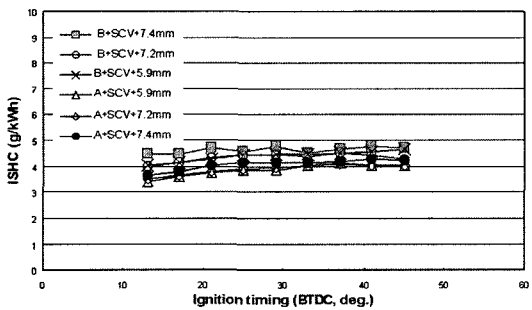


Fig. 11 Ignition timing & Indicated specific HC at 2400rpm and IMEP 3.9bar

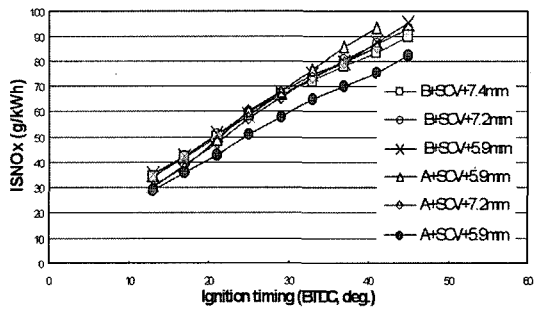


Fig. 14 Ignition timing & Indicated specific NOx at 2400rpm and IMEP 3.9bar

될수록 NOx의 배출량이 증가됨을 알 수가 있다. 하지만 1500rpm 일 때보다 NOx의 배출량이 A 연소실은 16.89 - 25.94(g/kWh), B 연소실은 22.21 - 27.44(g/kWh)를 감소하였다. 이는 연소최고압력이 1500rpm 일 때보다 낮아져서 연소가스 온도가 높지 않은 관계로 NOx의 생성율이 적었다.

Fig. 14는 기관회전수 2400rpm, IMEP 3.9bar에서 NOx

의 배출량을 측정하는 결과이다. 점화가 진각이 될수록 NOx의 농도가 증가됨을 나타내고 있고, 7.4mm, 7.2mm, 5.9mm의 점화플러그 위치순으로 NOx 배출량이 적게 배출되었다.

이는 연소최고압력이 설정한 점화플러그 위치가 7.4mm, 7.2mm, 5.9mm 순으로 적게 나와 연소실내의 연소가스온도가 낮아져서 생기는 결과로 판단된다. 또한 A 연소실이 B

연소실보다 NOx 배출량이 적게 배출되었다. 이는 위 설명과 마찬가지로 연소최고압력이 A 연소실이 B 연소실보다 적어 이로 인해 연소가스온도가 낮아져서 생긴 결과로 판단된다.

Fig. 15는 부분부하 조건 1500rpm, IMEP 3.9bar에서 점화플러그의 위치변동에 따라 각각의 CO의 변화량을 분석한 것이다. 점화플러그 위치가 7.4mm일 때 A 연소실은 52.524(g/kWh), B 연소실은 48.702(g/kWh)의 배출량이 나왔고 7.2mm일 때는 A 연소실은 52.495(g/kWh), B 연소실은 49.322(g/kWh)를 배출하였고 7.4mm일 때는 A 연소실은 77.648(g/kWh), B 연소실은 49.386(g/kWh)의 CO의 배출량을 나타냈다. B 연소실은 점화위치변동에 상관없이 거의 비슷하게 CO가 배출된 것을 알 수 있다. 이는 이론 공연비 (14.6:1)의 조건에서 실험한 결과로 판단된다.

또한 두 연소실 중 A 연소실은 B 연소실보다 CO의 배출량이 조금 더 배출되었다. 그리고 A 연소실에서 점화플러그 위치가 7.4mm일 때가 CO의 배출량의 변화가 심했다. 이는 불안정한 연소로 인하여 생긴 결과로 생각한다.

Fig. 16은 부분부하 조건인 2000rpm, IMEP 3.2bar 일 때 CO의 농도를 분석한 경우인데 1500 rpm 일 때보다 CO의

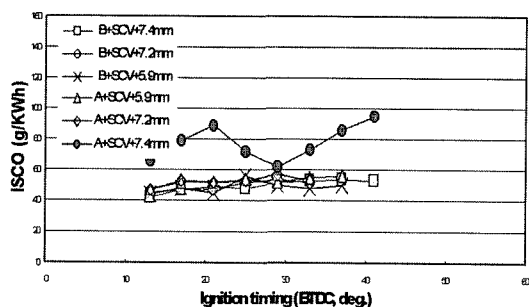


Fig. 15 Ignition timing & Indicated specific CO at 1500rpm and IMEP 3.9bar

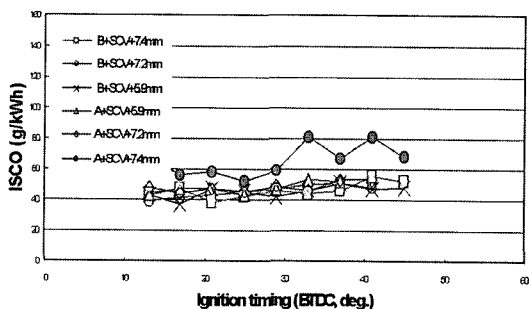


Fig. 16 Ignition timing & Indicated specific CO at 2000rpm and IMEP 3.2bar

배출량이 A 연소실은 4.36 - 12.54(g/kWh), B 연소실은 4.208 - 5.399(g/kWh)를 감소하였다. 이는 회전수가 증가할수록 공기의 유량이 많이 흡입되어 연소의 안정화로 생긴 결과로 생각한다.

Fig. 17은 기관회전수 2400rpm, IMEP 3.9bar일 때 점화시기의 변화에 따른 CO의 배출량의 결과이다. 2000rpm일 때보다 A 연소실은 7.66 - 15.17(g/kWh), B 연소실은 4.671 - 6.792(g/kWh)의 CO 배출량이 증가를 나타내고 있다.

이는 속도의 증대에 따른 연소실 내의 연료 및 공기 그리고 잔류가스의 혼합이 균일하지 못해 불안정한 연소로 인하여 생긴 결과로 생각한다.

전체적으로 CO의 배출량을 보면 공연비 또는 당량비에 의해 결정되므로 본 연구에서는 연료량을 제어하여 이론 공연비의 조건에서 실험한 관계로 CO의 배출량이 적게 배출되었다. 또한 A 연소실이 B 연소실보다 CO의 배출량의 변화가 심했다. 이는 연소실 형상 변화로 인해 연소가 불안정하여 생긴 결과로 생각한다.

4. 결론

본 연구는 가솔린 엔진의 흡기포트 앞에 PDA를 장착하여 점화플러그의 위치 이동을 통해서 연료소비율 및 유해 배기물을 측정하여 다음과 같은 결과를 도출할 수 있었다.

- (1) PDA로 인하여 난류강도가 증가시킴으로써 연소를 촉진시킨 결과로 인해 화염전파거리가 짧을수록 연비가 0.7~1.5% 향상되는 것을 알 수 있었다.
- (2) 화염전파거리가 짧을수록 기관의 회전수의 증가와 더불어 연소의 활성화로 인해 HC의 배출량 10%, NOx의 배출량 15%, CO의 배출량 30%의 저감효과가 향상됨을

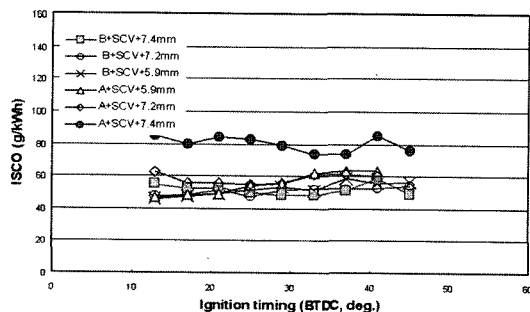


Fig. 17 Ignition timing & Indicated specific CO at 2400rpm and IMEP 3.9bar

알 수 있었다.

- (3) 연소의 안정화면과 연비면에서 스웰 강화를 위하여 연소실 내의 바깥라운드 반경을 10mm로 한 경우가 바깥라운드 부분을 직각으로 한 연소실보다 배기가스 특성에서 성능이 좋은 것으로 나타났다.
- (4) 양산 적용 개발을 위하여, PDA 밸브를 전자제어적용을 통한 최적의 연소실로 설계할 필요가 있다고 본다.

참 고 문 헌

- (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 forth 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," *Transaction of KSME*, 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 paper*, No. 881639, pp. 826~846.
- (5) James N. Mattavi, 1980, "The Attributes of Fast Burning Rates in Engine," *SAE paper*, No. 800921. pp. 726~746.
- (6) Matsushita, S., Inoue, T., Nakanishi, K., Kato, K., and Kobayashi, N., 1985, "Development of the Toyota Lean Combustion System," *SAE paper*, No. 850044.
- (7) 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*, Vol. 12, No. 1, pp. 66~73.
- (8) Kim, D. Y., and Han, Y. C., 2004, "An Experimental Study of the Effect of PDA Valve on the Combustion Characteristics of the Spark Ignition Engine," *Transaction of KSMTE*, Vol. 13, No. 3, pp. 104~112.