

PDA 밸브가 SI 엔진의 연소특성에 미치는 영향에 대한 실험적 연구

김대열⁺, 한영출^{*}

(논문접수일 2003. 10. 27, 심사완료일 2004. 2. 18)

An Experimental Study of the Effect of PDA valve on the Combustion Characteristics of the Spark Ignition Engine

Dae-Yeol Kim⁺, Young-Chool Han^{*}

Abstract

The Swirl is one of the important parameters that effects the characteristics of combustion. PDA valve has been developed to satisfy two requirements of achieving sufficient swirl generation for improving the combustion and still maintaining high volumetric efficiency. This paper presents the experimental results of the effect of PDA valve on characteristics of combustion in single cylinder spark ignition engine. As a result, the combustion stability can be greatly improved by PDA valve. The data from present study are available for design of engine as the basic data.

Key Words : SI engine(Spark Ignition Engine, 스파크 점화기관), PDA(port deactivation, 스월조절밸브), COV(coefficient of variation, 변동계수)

1. 서론

전 세계적으로 환경오염과 에너지 자원의 고갈이 중요한 사회문제로 크게 대두됨에 따라서 차량의 유해배출물질 저감⁽¹⁾과 연비 개선에 대한 관심이 높아지고 있다. 이러한 환경문제의 해결방안으로 전 세계적으로 초 저 배출차량(ULEV)와 CO₂배출을 저감하기위한 기업 평균연비(CAFE) 규제 등의 배출가스규제가 제안되고 있다. 국내 자동차 배

출가스 규제도 저배출차량(LEV)에서 ULEV, 극 초 저배출차량(SULEV), 무공해차량(ZEV) 등으로 전 세계적 추세에 맞추어 단계적으로 강화되고 있는 실정이다. 따라서 유해배기가스 저감 및 연비 향상을 동시에 만족시키기 위한 연구의 일환으로 각 자동차 제조업체는 연료를 밸브 직전의 매니폴드 내에 분사하거나 희박 연소엔진의 개발과 관련한 많은 연구가 이루어지고 있다. 그러나 희박 연소는 연소기간이 증가하여 사이클의 변동이 커지고 연소초기에

* 국민대 기계·자동차공학부(hanyc@kookmin.ac.kr)

주소: 136-702 서울시 성북구 정릉동 861-1

+ 국민대학교 자동차공학전문대학원

착화성의 문제를 가지고 있다. 이러한 문제를 해결하기 위한 많은 방법들이 연구되고 있다^(2~4). SI엔진의 연소과정에 대한 연구에서 가장 핵심적인 것 중의 하나는 어떤 인자들이 연소실 내에서 질량 연소율이나 화염속도에 어느 정도의 영향을 미치는지를 파악하는 것이다⁽⁵⁾. 주어진 연소실에서 공기와 연료의 혼합과 연소에 가장 큰 영향을 미치는 것은 난류와 스웰 유동과 같은 실린더 내의 유동이다. 이것을 지배하는 가장 큰 인자는 연소실 형상과 흡입 시의 스웰 유동이다⁽⁶⁾. 스웰은 주로 실린더 축에 대해 회전하는 선회류로 정의된다. 스웰을 생성시키는 방법에는 흡기관의 형상과 밸브 형상에 의한 방법 그리고 PDA(Port deactivation) 밸브에 의한 방법 등이 있다. PDA 밸브는 중·고속영역 뿐 아니라 저속, 전 부하영역에서도 열리게 되나 흡기의 흐름이 저해되어 스웰의 형성과 흡기효율향상은 서로 양립하기 어려운 단점이 있다. 본 연구에서는 단기통의 흡기포트입구에서 고정된 PDA 밸브를 달아 중·저속 범위(1500~2500rpm) 내에서 연소에 미치는 영향을 살펴보고자 한다. 본 실험을 포함하여 엔진 연소실험을 수행하는 여러 연구를 통해서 적절한 스웰 조절 밸브인 PDA 밸브를 단기통 엔진에 적용함으로써 흡입공기유동을 강화시켜 부분부하 운전조건에 맞는 가솔린 기관의 연소특성을 비교분석하고자 한다⁽⁷⁾. 본 연구는 SI 단기통엔진에 PDA 밸브를 장착하여 스웰 및 텀블 등의 유동을 생성시켜 실린더 내의 유동장 강화에 주안을 두었다. 연소실 상부에 장착된 압력센서와 크랭크축에 설치된 엔코더를 이용하여 각각의 연소실 내의 최고 압력, COV_{imep}, 질량연소율 등을 통해 연소상태를 파악하였으며, 이결과를 토대로 PDA 밸브가 연소의 특성에 미치는 영향을 규명하고자 한다.

2. 실험 관련이론

2.1 압력상승률 및 질량연소분율

연소해석기로부터 크랭크 각 1°의 간격으로 스파크 플러그 그형 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 압력이 상승분으로부터 질량 연소율⁽⁸⁾을 구하게 된다.

따라서 임의의 크랭크 각 간격 $\Delta\theta$ 에서 실제 압력 변화 Δp 는 연소에 의한 압력 상승과 체적 변화 Δp_c 로 인한 압력 변화 Δp_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 Δp 는 연소실내의 압력상승증분율, Δp_c 는 연소에 의한 압력변화이며 Δp_v 는 체적변화에 의한 압력변화이다. 또한 N은 전체 크랭크 각 구간의 수이다⁽⁹⁾. 체적변화에 의한 압력변화는 열역학 제2법칙의 폴리트로픽 과정으로 가정한다면 식 (1)에서 연소에 의한 압력상승증분율을 구할 수 있다. 또한 연소상승증분이 발생할 때를 연소의 종료시점으로 가정하면 식 (4)에 의해 연소질량분율을 구할 수 있다.

2.2 변동계수

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 σ_{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 차량

의 운전성에 문제가 있는 것으로 본다.

3. 실험

3.1 실험장치

Fig. 1은 본 연구에 사용된 실험장치의 개략도이다. 실험 장치는 SI엔진. 엔진전기동력계 및 동력계 컨트롤러, 연소 분석기, 실린더 압력 센서, 엔코더(Encoder), 공연비 측정기, 배기가스분석기, 각종센서 및 제어시스템으로 구성되어 있다.

본 연구에 사용된 엔진의 제원은 배기량 287cc와 압축비 9.3:1을 가지는 단기통 SI 가솔린 엔진이고, 주요 제원은 Table 1과 같다. 엔진으로부터 발생하는 토크와 회전수를 제어하고 계측하기 위한 동력계는 크랭크축에 직렬로 연결

되어 있으며 동력계 컨트롤러로 원하는 회전수와 부하를 부여할 수 있다. 본 연구에 사용되어진 동력계는 와전류(eddy current)방식의 동력계이다. 동력계의 제어장치는 정속 운전 제어, 정 토크제어, 급가속 운전 제어가 가능하고 과속, 과열시 안전장치가 작동하며, 냉각방식은 수냉식이다.

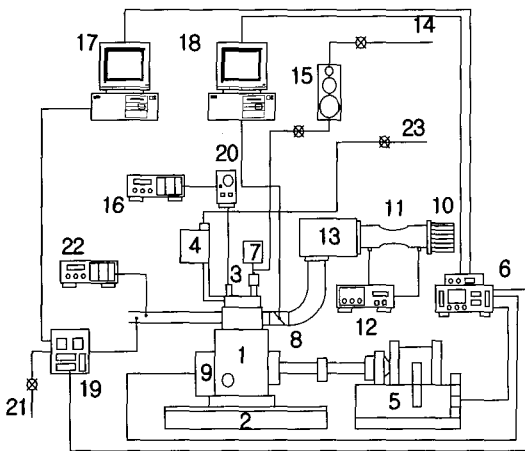
그리고 부하측정방식은 로드셀 방식으로 되어있다. 연구용 단기통 엔진에 동력계를 연결하여 엔진성능실험을 하였으며, 입·출구 냉각수온도, 스톨포지션센서 및 각종 센서들을 부착하여 엔진 각 부의 상태를 파악하였다. 또한 이러한 센서들로부터 정보를 수집하고 분사시기, 점화시기와 분사량을 조절해 줄 수 있는 동력계 컨트롤러로 엔진을 제어하였고, 취득한 데이터는 동력계 컨트롤러 PC에 저장하였다.

3.2 연소실

본 연구에 사용된 연소실 형상은 모두 2가지이고 모두 펜트 루프형 연소실(pent roof type)이며, 그 개략도는 Fig. 2와 같다. 두 연소실은 모두 같은 흡기포트의 형상을 가지고 있으며 점화플러그는 연소실 중앙에 위치하고 있다. 그림에 표시된 바와 같이 A 연소실은 기본 연소실로서 바깥 라운드 반경을 10mm로 하였고, B 연소실은 바깥 라운드 부분을 직각에 가깝게 하였다. 이는 최적의 연소실을 찾기 위하여 서로 다른 형상의 연소실을 제작한 것이다.

3.3 스왈브밸브(port deactivation valve, PDA)

실린더 내의 유동장을 제어하는 방법으로는 헬리컬 포트



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

Fig. 1 Schematic diagram of experimental system

Table 1 Specification of the engine

Items		Specifications	
Type		4 Valve Stroke (PFI type)	
Chamber type		pent roof type	
Cooling method		Water cooling	
Number of cylinder		1	
Bore×stroke		68.5mm × 78mm	
Displacement		287 cc	
Compression ratio		9.30 : 1	
Valve timing	Intake	Open	BTDC 8°
		Close	ABDC 44°
	Exhaust	Open	BBDC 44°
		Close	ATDC 8°

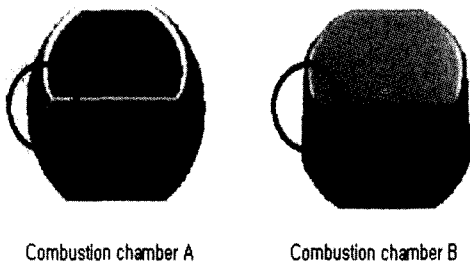


Fig. 2 Schematics of combustion chamber

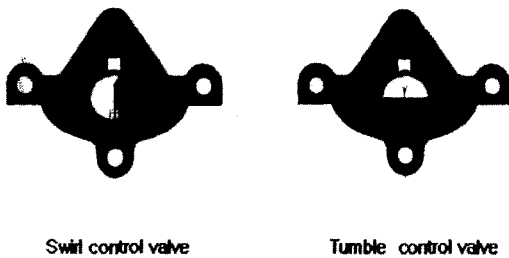


Fig. 3 Schematics of PDA valve (swirl control valve) and Tumble control valve

(helical port), 슈라우드 밸브(shroud valve), PDA(Port deactivation valve), 피스톤 형상의 변화, 위상차 밸브 등 여러 가지 방법이 있다. 본 실험에서는 PDA⁽¹⁰⁾ 밸브는 두께 0.6t의 알루미늄 판을 이용하여 제작하였으며, 형상은 Fig. 3과 같다 이는 유량계수의 손실을 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.

3.4 스월 측정

Fig. 4는 본 연구를 위해 사용된 실험장치의 전체적인 개략도이다. 정상유동실험장치는 크게 나누어 엔진의 흡배기 계통, 즉 스로틀바디(throttle body), 흡·배기 매니폴드(intake/exhaust manifold), 흡·배기 포트(intake/exhaust port) 등의 유량특성 및 스월, 텀블의 유동특성을 측정할 수 있다. 정상유동시험장치는 공기의 유동을 발생시키기 위한

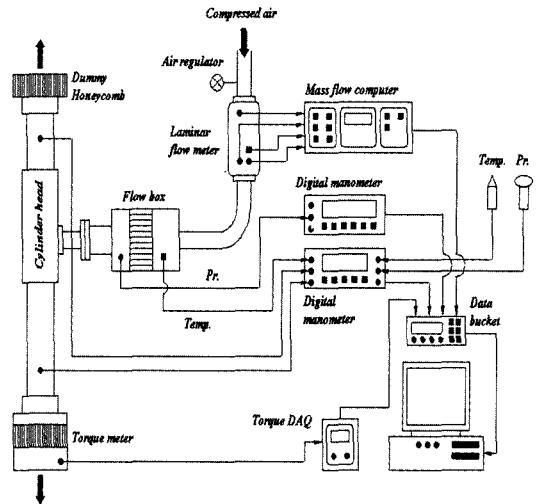


Fig. 4 Schematic diagram of swirl flow test rig

블로워 형 공기 압축기(blow type Air compressor), 공기의 유량을 측정하기 위한 층류 유량 측정기(laminar flow meter)와 공기유량컴퓨터(mass flow computer), 균일한 속 A 및 B 연소실에 PDA를 장착하지 않았을 때와 A, B 두 연소실에 PDA를 장착했을 때 도분포를 갖는 공기를 일정한 압력으로 흡입하기 위한 서지탱크(surge tank), 스월 강도를 측정하기 위한 충격식 토크 측정기(impulse torque meter) 그리고 컴퓨터와 A/D 변환기로 구성된 데이터 처리 장치(Data Bucket)로 구성되어 있다. 정상유동실험에서 측정할 수 있는 스월과 텀블은 실린더 내의 거시적인 유동을 종합적으로 합친 값으로 계산되어진다. 따라서 정상유동실험에 사용될 흡기행정 말기의 스월 및 텀블을 측정하는 방법에는 여러 가지 방식이 사용되고 있으나, 본 연구에서는 허니컴과 로드셀을 이용하여 토크를 구하는 스월 임펄스식과 일정차압방식을 이용하였다. Fig. 4는 포트의 흡기유동에 의한 스월 강도를 측정하기 위한 구성도로서 스월 측정시 먼저 대기압과 와류 측정기 사이의 압력차가 일정하게 유지되도록 하고 흡기 밸브의 간극(valve lift)을 변화시켜가면서 각각의 경우에 유량과 토크 및 온도, 압력 등을 측정한다. 밸브 간극의 조절은 피치 1mm의 볼트나사를 이용하여 한바퀴씩 돌려가면서 1mm~8mm(최대 밸브 간극 7.4mm인 경우)까지 측정하였다. 각각의 밸브 간극에서 공기의 공급은 공기압축기의 회전수를 조정하여 대기와 서지탱크(surge tank) 내부의 ΔP 가 8000pa이 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 필하기 때문이다. 본 실험에서는 흡입 공기유량의 측정을 위하여 층류유량계를 이용하였으며 기관의 운전조건에 해당하는 차압을 설정하여 공기를 흡입하였을 때 생겨나는 오리피스 전후 차압(ΔP_2)을 측정함으로써 다음과 같은 식 (8)을 이용하여 흡입 공기 유량(Q)과 유량계수(C_f)를 산출하였다(단, 보정된 보정계수를 처리하였다).

$$Q = \epsilon \cdot a \cdot F_o \sqrt{2g \cdot \gamma_2 \cdot \Delta P_2} \quad (8)$$

여기서, a : 보정계수

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

γ_2 : 대기의 비중량(kg/m³)

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

ΔP_2 : 오리피스 전후 차압

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

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

d : 오리피스 직경(m)

$$Q_{th} = S \times \left(\frac{\pi}{4} a^2 \right) \sqrt{2g \cdot \gamma_1 \cdot \Delta P} \quad (9)$$

$$\text{여기서, } S = 1 - 0.54 \times \frac{\Delta P}{13.6} \times \frac{1}{P_1},$$

a : 흡기밸브직경(m)

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

ΔP : 실린더 내의 압력과 대기압의 차압

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

γ : 대기의 비중량(kg/m³)

$$C_f = \frac{Q}{Q_{th} \times n} \quad (10)$$

Table 2 Results of tumble & swirl ratio on Port Flow Rig test

Combustion chamber	Tumble Ratio	Swirl Ratio
A	0.668	0.012
A+PDA	0.958	1.688
B	0.619	0.012
B+PDA	0.944	1.623

여기서, Q : 실제 유입 공기 유량

Q_{th} : 이론 유입 공기 유량

n : 흡기 밸브 개수

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

따라서 정상유동실험을 통하여 스월비 및 텀블비를 측정 한 다음, 이를 실험의 변수로 채택하였고 Table 2에 실험결과를 나타내고 있으며 스월조절밸브가 상대적으로 높은 스월비를 갖는다. 또한 이 데이터를 통하여 연소특성에 적용한다.

3.4 실험 방법

실험은 운전조건에 따라 SI 단기통 기관에 연소실 형상이 서로 다른 실린더헤드를 교환 장착하여 점화시기의 변화에 따라 연소실 압력을 관찰하였고 또한 PDA를 장착하여 각 연소실내의 연소상태를 비교분석하였다. 기관으로 흡입되는 공기의 유동을 안정화시키기 위해 공기저지탱크를 공기 흡입구와 스로틀 바디사이에 설치하였다. 스월이 연소에 미치는 영향을 조사하기 위하여 흡기다기관 입구에 PDA를 설치하여 연소상태를 실험하였다. 실린더 내의 압력측정은 부분부하 조건으로 엔진회전수 1500, 2000, 2400rpm, 도시평균유효압력은 3.2bar, 3.9bar로 설정하여 분사시기는 압축행정 말, 공연비(14.6:1)는 고정시키고 최적 MBT(minimum spark advance for best torque)에서 측정하였다. 연소해석기로부터 크랭크 각 1°의 분해능으로 스파크 플러그형 압력 센서를 이용하여 부분부하조건에 MBT에서 압력을 측정하여 이를 300사이클 분의 압력을 취득하여 PC에 저장하여 압력 사이클 변동과 300사이클 분의 도시평균압력, 실린더

최고압력, 또한 이들의 변화계수(Coefficient of Variation) 등을 산출하였다.

4. 결과 및 고찰

Fig. 5~Fig. 11은 A 및 B 연소실에 PDA를 장착하지 않았을 때와 그 두 연소실에 PDA를 장착했을 때와 서로 비교하여 연소압력, 질량연소분율, COV를 나타낸 것이다. 여기서 A와 B는 각각 A연소실과 B연소실에 PDA를 장착하지 않는 경우를 나타낸다. A연소실은 기본 연소실이고, B연소실은 A연소실을 Fig. 2에서 보는 것과 같다. A+PDA와 B+PDA는 A연소실과 B연소실 각각에 PDA를 장착한 경우를 나타낸다. Fig. 5는 1500rpm, IMEP 3.9bar 일 때의 압력선도로서 A, A+PDA, B+PDA, B 연소실 순으로 최대 압력값이 나타내고 있다. 이 압력선도로부터 앞서 언급한 순서대로 점화진각이 되었음을 알 수 있다. 따라서 점화진각의 증가에 의해 최고압력이 증가하고 있음을 알 수 있다. 이것을 정량적으로 살펴보면 흡기포트 입구에 PDA를 장착하지 않는 연소실 A, B 중 A연소실이 B연소실보다 최대압력이 2.263bar 정도, PDA를 장착한 경우는 A+PDA가 B+PDA보다 2bar 정도 높은 것으로 나타났다.

Fig. 6은 엔진회전수 2000rpm, IMEP 3.2bar일 때의 부분부하조건에서 압력 선도를 나타낸 것이다. PDA를 장착한 경우가 PDA를 장착하지 않는 경우보다 최대압력이 높은 것으로 나타났다. 이는 회전속도가 증가함으로써 실린더 내의 유동 특히 스웰 유동의 강화로써 압축행정 말까지 지속적으로 난류가 생성되어 연소에 도움을 주었기 때문이라고 판단된다. 또한 Fig. 5의 1500rpm 일 때의 최고압력과

대비하여 3.94~4.6bar 정도 적은 것으로 나타났다. 이는 점화가 더 진각이 되어 연소실 온도 및 최고압력이 높아져서 열손실이 증가하기 때문이다.

Fig. 7은 2개의 연소실에서 부분 부하조건인 엔진회전수 2400rpm, IMEP 3.9bar일 때 취득한 압력선도이다. PDA 장착하지 않는 경우가 PDA 장착한 경우보다 오히려 최대 압력이 증가한 것으로 나타났다. 이는 점화진각이 되어 회전속도의 증가와 더불어 스웰 유동의 강화로 연소속도가 빨라진 반면에, 마찰손실의 증대로 생기는 현상으로 판단된다.

또한 2000rpm, 2400rpm일 때는 오히려 B연소실이 A연소실보다 최대압력이 높은 곳으로 보아 연소실 형상의 차이로 생긴 현상으로 사료된다. A, B 연소실 모두 기관 회전수가 증가할수록 점화시기가 진각됨을 나타냈다. 이는 기관 회전속도 증대와 더불어 점화진각이 되며 점화지연이 길어지는 경향을 확인할 수 있다.

Fig. 8은 Fig. 5~Fig. 7에서 취득한 압력 선도를 이용하여 PDA를 장착한 경우와 PDA를 장착하지 않았을 때의 연

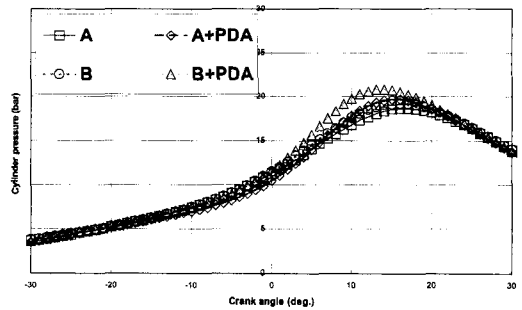


Fig. 6 Combustion pressure versus crank angle for two type combustion chamber(2000rpm, IMEP 3.2bar)

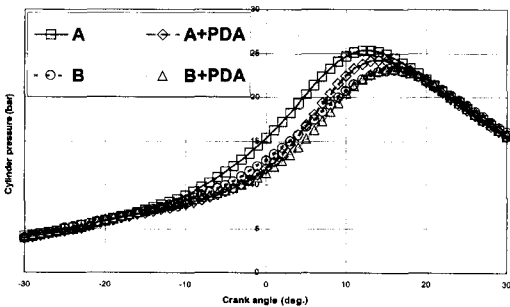


Fig. 5 Combustion pressure versus crank angle for two type combustion chamber(1500rpm, IMEP 3.9bar)

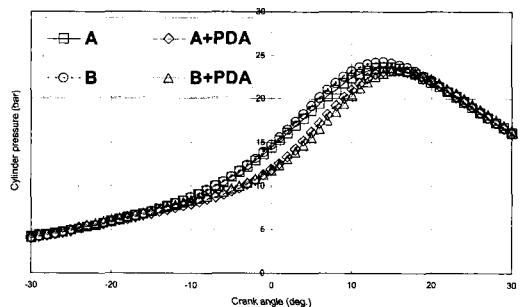


Fig. 7 Combustion pressure versus crank angle for two type combustion chamber(2400rpm, IMEP 3.9bar)

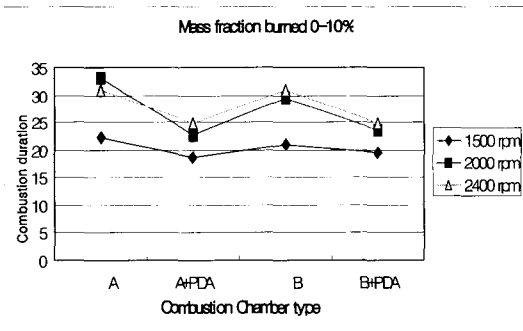
소실내의 엔진회전수에 따른 연소상태를 나타낸 것이다. a) 에서 질량연소율 0~10%의 범위에서 A, B, B+PDA, A+PDA 연소실 순으로 연소기간이 길게 나타났다. PDA를 장착했을 때가 장착하지 않았을 때 보다 더 짧게 나타났다. 이는 강한 난류 유동을 갖는 PDA를 장착한 경우가 PDA를 장착하지 않는 경우보다 스윙 유동의 강화로 연소를 도움을 준 것으로 판단되며 또한 덜 진각이 되어 연소기간이 짧기 때문에 나타난 것으로 판단된다.

Fig. 8에서 보듯이 회전속도가 증가할수록 크랭크 각도로 표시된 연소기간이 증가한 것으로 나타났다. 이는 점화시기가 속도 증가와 더불어 진각이 되어 연소기간이 길어지는 것을 확인할 수 있다. (b), (C), (d)에서 질량연소율 10~90%의 범위에서 연소기간은 질량연소율 0~10%의 범위와 마찬가지로 PDA를 장착했을 때가 PDA를 장착하지 않았을 때보다 짧은 것을 나타냈다. 또한 회전속도의 증가와 더불어 연소실 안의 가스속도도 증가하고 있음을 추론할 수 있다.

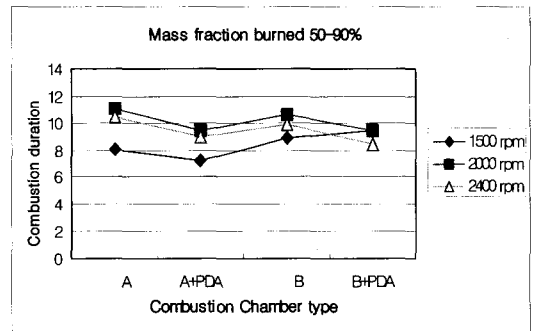
그리고 2000rpm일 때가 1500rpm, 2400rpm일 때보다 연소기간이 큰 것으로 나타났다. 이는 연소실 최고압력이 가장 낮아 연소기간이 증대한 것으로 판단된다.

또한 B 연소실이 A 연소실보다 연소기간이 짧아 화염이 빠른 속도로 전파됨을 알 수가 있다. 회전수가 빨라질수록 B 연소실은 연소가 더 안정됨을 보여주고 있으나, PDA 밸브 적용할 때는 연소실 형상과는 상관없이 그다지 차이가 나지 않는 것을 나타내고 있다.

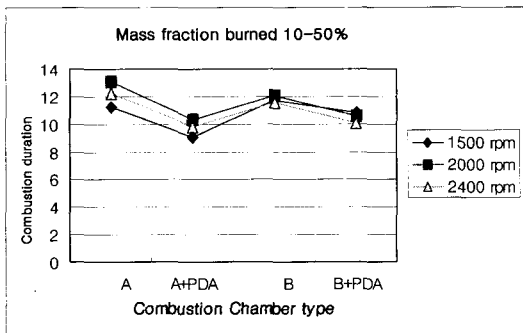
Fig. 9~Fig. 11은 연소 안정성을 나타내는 척도 중의 하나인 COV_{imep} 값을 점화시기에 대하여 그래프로 나타낸 것이며, 부분 부하조건에서 1500rpm(IMEP 3.9bar), 2000rpm(IMEP 3.2bar), 2400rpm(IMEP 3.9bar)에서 얻은 결과이다. Fig. 9는 1500rpm, IMEP 3.9bar 일 때의 결과로서 PDA가 장착한 연소실(B+PDA, A +PDA)이 PDA를 장착하지 않는 연소실(A, B)보다 전체 측정영역에서 작은 COV_{imep} 값을 가지고 있음을 보여주고 있다. 이것은 연소실에 PDA를 장착하는 것이 연소안정성 향상에 효과가 있



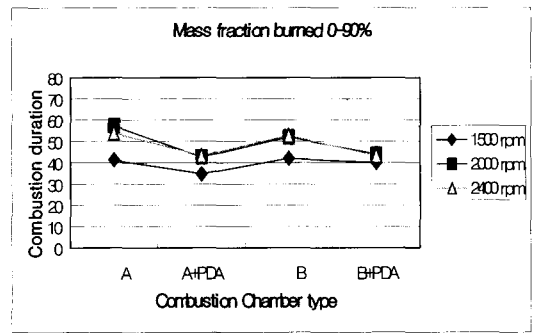
(a)



(c)



(b)



(d)

Fig. 8 Duration of burn versus mass burned fraction on the variation of the velocity

음을 나타내는 것이다. 또한 PDA를 장착한 B+PDA, A+PDA 연소실은 COV_{imep} 값이 거의 비슷한 경향을 보이고 있다. 즉 B+PDA, A+PDA, B, A 순으로 연소안정성을 나타냈다. Fig. 10은 엔진회전수 2000rpm, IMEP 3.2bar일 때 점화시기를 변화시켜가며 측정한 COV_{imep} 값을 나타낸

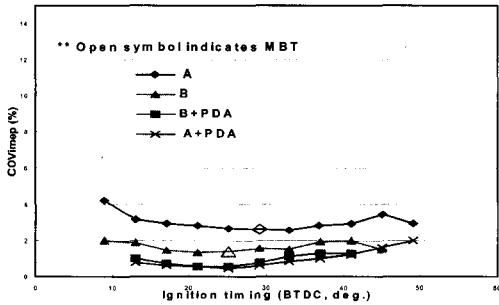


Fig. 9 Ignition timing and COV_{imep} at 1500rpm IMEP 3.9bar

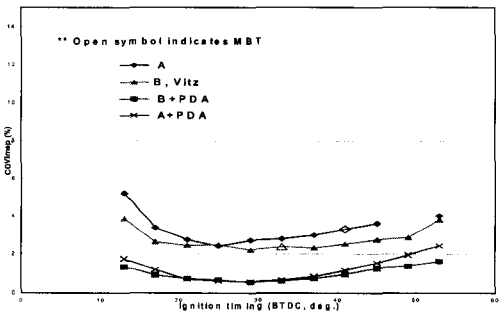


Fig. 10 Ignition timing and COV_{imep} at 2000rpm IMEP 3.2bar

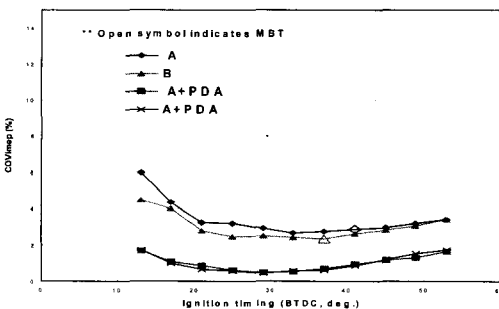


Fig. 11 Ignition timing and COV_{imep} at 2400rpm IMEP 3.9bar

다. Fig. 8의 경우와 마찬가지로 PDA를 장착했을 때 PDA를 장착하지 않았을 때보다 COV_{imep} 값이 적은 것으로 나타나 연소가 더 안정됨을 알 수가 있다. Fig. 11은 엔진회전수 2400rpm, IMEP 3.9bar인 부분부하조건일 때도 PDA를 장착한 경우가 장착하지 않은 경우보다 연소가 안정되어 있음을 보여주고 있다. 또한 A, B 연소실에서 B 연소실이 A연소실 보다 안정된 연소가 이루어지고 있음을 나타내고 있다.

5. 결론

본 연구는 PDA 밸브를 장착한 단기통 SI기관의 연소 성능을 살펴보았으며, 그 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 텀블 유동이 지배적인 DOHC연소실에 PDA를 장착함으로써 스윙 유동을 조합하여 난류강도를 증가시킴으로써 최대압력이 높은 것으로 나타났다.
- (2) PDA를 장착한 경우, 연소기간이 짧아 화염이 빠른 속도로 전파됨을 알 수가 있다.
- (3) PDA를 장착한 연소실이 장착하지 않는 연소실에 비하여 연소가 더 안정되어 PDA가 연소안정화에 크게 기여하고 있었다.

후기

본 연구는 2003년도 두뇌한국 21 사업 학술연구비 지원에 의하여 연구된 결과로 이에 관계자 여러분께 감사의 말씀을 드립니다.

참고 문헌

- (1) Han, Y. C., and Kim, D. J., 1998, *A New Edition of Internal Combustion Engine*, Munundang Press, pp. 179~203.
- (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) Arcoumanis, C., and Bae, C. S., 1992, "Correlation between Spark Ignition Characteristics and Flame

- Development in a Constant Volume Combustion Chamber," *SAE 920413*, pp. 556~570.
- (4) Herweg, R., Begleris, P., Zettlitz, A., and Ziegler, G. F. W., 1988, "Flow Field Effects on Flame Kernel For -mation in a Spark Ignition Engine," *SAE 881639*, pp. 826 ~846.
- (5) David, R L., 1976, "Effect of Turbulence on Spark Ignition Engine Combustion," *SAE 760160*.
- (6) Todd, F. D., and Donald, T. F., 1987, "Swirl, Squish and Turbulence in Stratified-Charge Engine: Laser-Velocimetry Measurements and Implication for Combustion," *SAE 870371*, pp. 1~20.
- (7) Matsushita, S., Inoue, T., Nakanishi, K., Okumura, T., and Isogai, K., 1985, "Effets of Helical Port with Swirl Control Valve on the Combustion and Performance of S. I. engine," *SAE 850046*, pp. 201 ~ 207.
- (8) Rassweiler, G. M., and Withrow, L., 1938, "Motion Pictures of Flames Correlated with Pressure Cards," *SAE Trans.*, Vol. 42, Paper No. 5.
- (9) Heywood, J. B., 1988, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, pp. 371~427.
- (10) Kim, D. Y., Han, Y. C., Cho, J. M., Kim, Y. S., Joo, S. H., and Park, P. W., 2003, "A Study on the Charac-teristics of Combustion in a Combustion Chamber by Port deactivation valve," *Proceedings of the KSMTE FALL Conference*, pp. 101~107.
- (11) Han, Y. C., Kim, D. Y., and Baik, D. S., 2003, "An Experimental Study on Diesel Engine of Exhaust Emission Characteristics by Interface Unit," *Transaction of the Korean Society of Machine Tool Engineers*, Vol. 12, No. 6, pp. 104~111.