

〈논문〉 SAE NO. 2000-03-0092

# Optimal Threshold 법을 이용한 가솔린 기관의 실린더 내 화염 가시화 및 화염 전파 특성에 관한 연구

## In-cylinder Flame Visualization and Flame Propagation Characteristics of SI Engine by using Optimal Threshold Method

김진수\*, 전문수\*, 윤정의\*  
Jin-soo Kim, Mun-soo Chon, Jeong-eui Yun

### ABSTRACT

It is well known that combustion stability under idle and part-load conditions directly affect fuel economy and exhaust emission. In practice, there have been a lot of studies so that a significant improvement in combustion stability has been achieved in this research field. However, applying published results to the development process of mass production engine, there are still many problems which are solved previously. In this study, initial flame behavior and flame propagation characteristics were investigated statistically in order to optimize combustion chamber shapes in the development stage of mass production S.I. engine. To the purpose, the authors applied the flame image capturing system to single cylinder optical engine. The captured flame images were effectively analyzed by using the image processing program which was developed by the authors and adopted new threshold algorithm instead of conventional histogram analysis. In addition, the cylinder pressure was also measured simultaneously to compare evaluated flame results with cylinder pressure data in terms of the combustion characteristics, combustion stability, and cycle-to-cycle combustion variability.

주요기술용어 : Combustion Stability(연소 안정성), Flame Propagation(화염 전파), Single Cylinder Optical Engine(단기통 가시화 엔진)

### 1. 서론

가솔린 엔진에 대한 출력, 연비 및 배기 성능에 대한 사회적인 요구는 끊임없이 증가되고 있으며, 이에 따라 관련 법규 및 각종 규

제가 한층 강화되고 있다. 따라서 이와 같은 요구 사항을 만족시키는 엔진을 설계하기 위해서는 엔진 내부에서 일어나는 혼합기 형성 과정, 실린더 내 유동 특성 및 화염 전파 과정 등과 같은 여러 복잡한 물리 현상들에 대한 해석을 바탕으로 흡기 포트 및 연소실의 기하학적 형상 같은 엔진 성능에 중요한 영향

\* 회원, 대우자동차(주) 기술연구소

을 미치는 각종 인자들의 최적화가 이루어져야 한다.

이러한 관점에서 가시화를 통한 실린더 내 화염 전파 특성 해석은 실린더 내 압력 데이터를 이용한 질량 연소율 개념의 연소 해석과는 달리 실제 화염의 생성 및 전파 과정, 화염면의 형상, 노킹 발생 위치 등과 같이 보다 구체적으로 연소 특성을 파악할 수 있는 장점을 갖고 있기 때문에 광범위하게 이용되고 있다.<sup>1~6</sup> 또한 최근에는 광계측 기술 및 이미지 처리 기술이 발달하여 초기 화염 핵의 생성 과정 및 사이클 변동 성분의 분포를 정량적으로 해석하여 연소 안정화를 도모하고 화염 전파 과정을 최적화하여 연소 효율을 증대시키려는 시도가 여러 연구자들에 의하여 이루어지고 있으나 이에 대한 검토가 충분히 이루어지지 못하여 엔진 설계에 직접 적용하지는 못하고 있는 실정이다.<sup>7~9</sup>

따라서 본 연구에서는 엔진 실린더 내의 화염을 가시화하고 이를 효과적으로 처리하기 위하여 Optimal Threshold 법을 이용한 프로그램을 개발하여 무부하 및 부분 부하 조건에 적용함으로써 실린더 내 화염 전파 특성, 초기 화염의 생성 과정 및 사이클 변동에 따른 화염의 분포 확률 등을 정량화 데이터 등을 흡기 포트 및 연소실 형상 설계시 안정된 연소를 도모하고 화염 전파 과정을 최적화 시키는 자료로 활용하고자 한다.

## 2. 실험 장치 및 방법

### 2.1 실험 장치

Fig. 1은 실린더 내 화염 가시화를 통한 가솔린 기관의 연소 유동 특성을 해석하기 위한 실험 장치를 나타낸다. 단기통 가시화 엔진은 연소실 내부의 화염을 가시화하기 위하여 하

부의 실린더 블록으로부터 208mm 신장된 피스톤을 하부의 기본 피스톤과 직렬 연결하였으며, 높이가 228mm인 상부 실린더 블록과 상부 실린더 라이너를 설치하였다. 또한 신장 피스톤 상단에는 연소실 단면의 약 52%에 해당하는 직경이 55mm이고 두께가 36mm인 가시화 창을 설치하였으며, 연소실 내의 기밀을 유지하고 상부 실린더 라이너와 신장 피스톤과의 직접적인 마찰을 피하도록 하기 위하여 룰론(Rulon)링을 제작하여 삽입하였다. 제작된 가시화 엔진은 동력계(DC 50kW, Ricardo)와 연결하여 회전 속도를 제어하였으며, 동력계, 흡기관 및 배기관에 각각 장착된 크랭크 각 센서(3,600ppr, AVL), 디지털 유량계( $3.33 \times 10^3 \text{m}^3/\text{s}$ , Cussons) 및 광역 산소 센서(MEXA-110 $\lambda$ , Horiba)를 사용하여 점화 시기, 연료 분사 시기 및 연소실 내의 공연비를 제어하였다. Table 1에는 실험에 사용된 엔진의 주요 제원을 나타내었다.

연소실 내의 화염은 화염의 자발광 신호를 768pixel(H)  $\times$  494pixel(V)의 공간 분해능을 갖는 ICCD 카메라(4Quick05A, Stanford Computer Optics)로 증폭하여 취득하였으며, 640pixel(H)  $\times$  480pixel(V)의 해상도를 갖는 프레임 그래버(DT3152, DT-Translation)를 사용하여 이미지

Table 1 Specifications of test engine

Engine	Single cylinder block + SOHC Head	
Displacement	374.6cc	
Bore $\times$ Stroke	76.5mm $\times$ 81.5mm	
Compression ratio	9.5	
Valve timing	IVO	18° BTDC
	IVC	54° ABDC
	EVO	60° BBDC
	EVC	13° ATDC

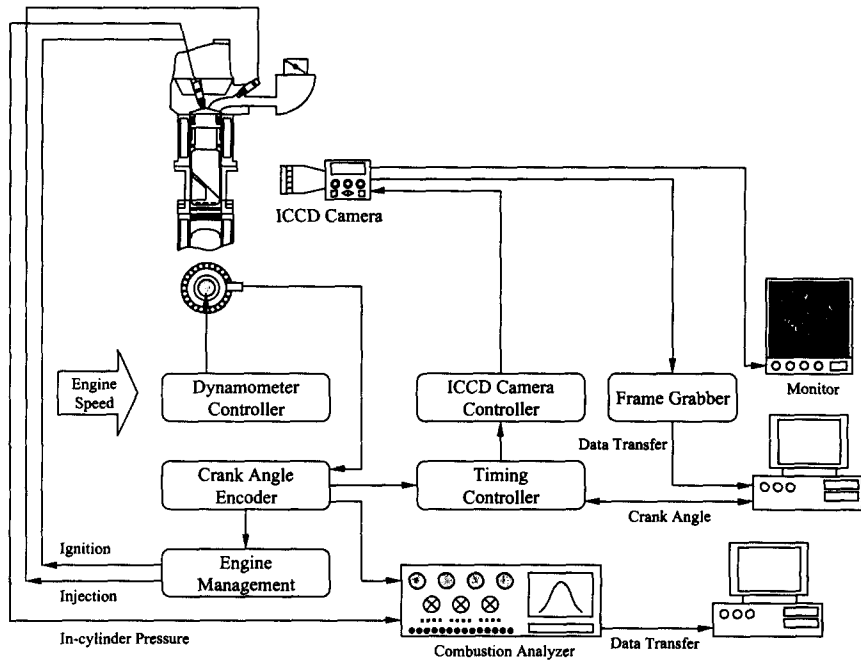


Fig. 1 Schematic diagram for flame visualization

취득 장치에 저장할 수 있도록 하였다. 또한 검출된 크랭크 각 신호를 타이밍 컨트롤러로 입력하여 ICCD 카메라와 동기 시킨 후 컴퓨터를 이용하여 미리 설정된 위치에서 정치 화상을 취득할 수 있도록 구성하였다.

한편 크랭크 각 변위에 대한 연소실 내 압력 변화를 측정하고 도시 평균 유효 압력 및 질량 연소율 등을 계산한 후, 이를 화염 가시화를 통한 연소 해석 결과와 비교하기 위하여 압전형 압력 센서(6117A17, Kistler)를 설치하였다.

## 2.2 실험 조건

일반적으로 부분 부하 조건에서 엔진의 연소 상태는 전부하 조건에 비해 상대적으로 불안정하기 때문에 이 운전 구간에서 연소 안정성 향상 및 화염 전파 과정의 최적화시키는

것은 흡기 포트 및 연소실 형상을 설계할 때 가장 중요하게 고려해야 할 설계 인자 중의 하나로 다루고 있다.

따라서 본 연구에서는 엔진의 연소 상태가 상대적으로 불안정한 엔진 회전 영역인 850rpm 및 1,500rpm에서 도시 평균 유효 압력(IMEP)을 각각 150kPa, 430kPa으로 설정하여 실험을 수행하였다. 또한 연소실 내의 혼합기는 이론 공연비로 일정하게 유지시켰으며, 점화 시기의 변화에 따른 연소실 내의 화염 전파 특성을 해석하기 위하여 점화 시기를 최적 점화 시기(MBT)에서  $\pm 3^\circ$  CA로 변화시켰으며, 연소실 내의 화염은 점화 후  $10^\circ$  CA에서  $5^\circ$  CA 간격으로  $25^\circ$  CA 구간에서 측정하였다.

최적 점화 시기(MBT)는 시험 엔진의 혼합기는 이론 공연비로 고정시키고, 엔진의 회전

속도 및 도시 평균 유효 압력은 각각 850rpm, 150kPa 및 1,500rpm, 430kPa로 설정한 후, 점화 시기를 변화시키면서 엔진의 최대 토크를 측정하여 결정하였다. 이와 같은 실험 조건을 Table 2에 나타내었으며, 연소실 내의 화염 가시화 영역과 흡기 밸브, 배기 밸브 및 점화 플러그 위치를 Fig. 2에 나타내었다.

### 2.3 이미지 처리

가시화된 화염의 원시 화상으로부터 실제 화염과 배경을 구분하고 화염면, 화염 면적 및 도심 등과 같은 정량화된 데이터를 산출하기 위하여 Kittler 등<sup>10)</sup>이 제안한 Optimal Threshold 법을 적용하였다.

이 방법은 그레이 레벨(gray level) 값의 도수 분포 해석(histogram analysis) 없이 비교적 간단한 통계 값을 이용하여 계산하기 때문에 계산

시간이 짧으면서 매우 정확하다는 장점을 갖고 있는 방법으로 그 원리는 다음과 같다.

1개의 선으로 이루어진 화상에 실물(O, object)과 배경(B, background)의 경계면에 그레이 레벨 값이 Fig. 3(a)에 나타낸 바와 같이 분포할 때 미분 연산자를 적용하면 Fig. 3(b)에 나타낸 바와 같이 화상은 기울기의 크기로 나타나며, 이 값의 합은 식(1)로 주어진다.

$$\sum_{j=0}^{k+1} e_j = \sum_{j=1}^k e_j - \sum_{j=1}^k e_j + 2(O - B) = 2E \quad (1)$$

여기서 E는 명암차(contrast, O-B)로 식(1)의 결과는 명암차의 2배로 나타난다. 한편 Fig. 3(b)로 나타난 화상에서 각각 대응하는 화소(pixel)의 그레이 레벨 값을 곱하면, 그 결과는 Fig. 4와 같이 나타나며 그 합은 식(2)로 표현된다.

$$\sum_{j=0}^{k+1} h_j = O^2 - B^2 = (O + B)E \quad (2)$$

Table 2 Experimental test conditions

Engine speed	Ignition timing	Image acquisition
850rpm (P <sub>IMEP</sub> = 150kPa)	25° BTDC	15° BTDC
	22° BTDC	~
	19° BTDC	10° ATDC
1,500rpm (P <sub>IMEP</sub> = 430kPa)	37° BTDC	25° BTDC
	34° BTDC	~
	31° BTDC	TDC

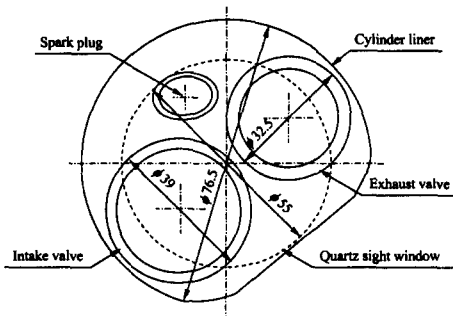
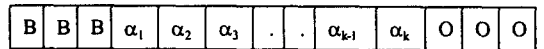
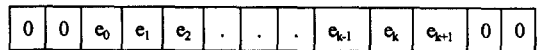


Fig. 2 Configuration of combustion chamber



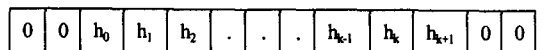
(a)



(b)

$$e_0 = \alpha_1 - B, e_1 = \alpha_2 - B, e_2 = \alpha_3 - \alpha_1, \dots, e_{k-1} = \alpha_k - \alpha_{k-2}, e_k = O - \alpha_{k-1}, e_{k+1} = O - \alpha_k$$

Fig. 3 Gray level values along a scan line and output of the x-derivatives mask



$$h_0 = B(\alpha_1 - B), h_1 = \alpha_1(\alpha_2 - B), h_2 = \alpha_2(\alpha_3 - \alpha_1), \dots, h_{k-1} = \alpha_{k-1}(\alpha_k - \alpha_{k-2}), h_k = \alpha_k(O - \alpha_{k-1}), h_{k+1} = O(O - \alpha_k)$$

Fig. 4 The product of the gray level and x-derivatives

위 두 식을 2차원 그레이 레벨 분포로 일반화하여 식(3)으로 정리하면 실물과 배경을 나타내는 그레이 레벨 값의 중간 값을 결정할 수 있으며, 이 값을 이용하면 실물과 배경을 정확하게 구분할 수 있게 된다.

$$T = \frac{\sum_{i=1}^M \sum_{j=1}^N h_{ij}}{\sum_{i=1}^M \sum_{j=1}^N e_{ij}} = \frac{O+B}{2} \quad (3)$$

여기서  $M, N$ 은 각각  $x$ 와  $y$ 방향의 화소 수를 가리킨다. 본 연구에서는 식(3)을 이용하여 가시화된 화염을 배경과 분리하여 화염면, 화염면적 및 도심 등을 계산하였으며, 이 식을 이용한 이미지 처리 예를 Fig. 5에 나타내었다.

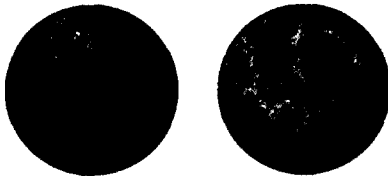


Fig. 5 Example images for obtaining flame boundary and centroid using eq.(3)

### 3. 결과 및 고찰

#### 3.1 연소실 내 화염 가시화

Fig. 6은 연소실 내의 도시 평균 유효 압력이 150kPa으로 유지하면서 엔진을 850rpm으로 운전하였을 경우 임의의 사이클에서 BTDC 5° CA의 화염을 가시화하여 나타낸 것이다. 이 때 점화 시기는 MBT 조건인 BTDC 22° CA이다. 이 선도에서 알 수 있듯이 동일한 크랭크 각도에서 개별 화염은 사이클 변동을 수반하고 있다. 이러한 현상은 각 사이클

마다 연소실 내의 흡입 유동 조건 및 혼합기 형성 과정이 일정하지 않기 때문에 사이클마다 화염 핵이 일정하지 않게 형성되고 따라서 화염 전파 과정도 매 사이클마다 다르게 나타나기 때문이다.<sup>7)</sup>

이와 같이 연소실 내의 화염 전파 과정은 사이클 변동을 수반하기 때문에 Fig. 7에 나타낸 바와 같이 연소실 내의 압력 변화도 사이클 변동을 수반하게 된다. 따라서 본 연구에서는 Fig. 8에 나타낸 바와 같이 동일한 크랭크 각도에서 50개의 이미지를 취득하고, 이를 평균하여 화염 전파 과정을 나타내었다. 이 선도를 살펴보면 연소실 내의 화염은 점화 플러그 위치에서 실린더 중심을 지나는 대각선 방향쪽 보다는 배기 밸브쪽으로 더 빠르게 전파하는 것으로 나타나고 있다. 이는 Fig. 2에 나타낸 연소실의 기하학 형상에서 알 수 있듯이 연소실 내의 혼합기는 시계 방향의 스월 유동으로 유입되고, 이 스월 유동은 압축 말기인 점화 시기 까지 지속되어 화염 전파에 영향을 미치기 때문인 것으로 판단된다.

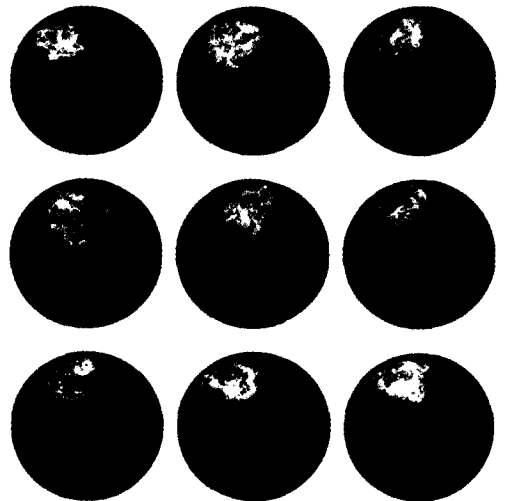


Fig. 6 Flame variation at BTDC 5°CA (850rpm, IMEP = 150kPa, S/T = MBT)

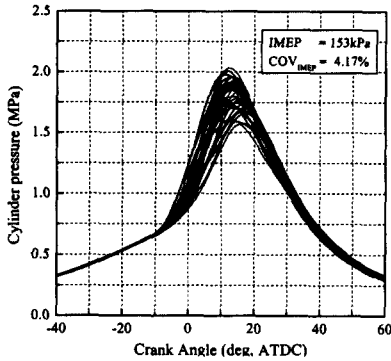


Fig. 7 Cyclic variation of cylinder pressure (850rpm, IMEP = 150kPa, S/T = MBT)

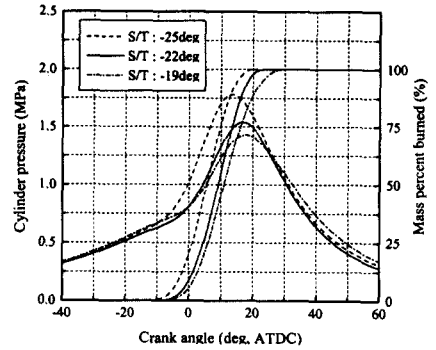


Fig. 9 Cycle averaged cylinder pressure and mass burnt percent with different ignition timing at 850rpm

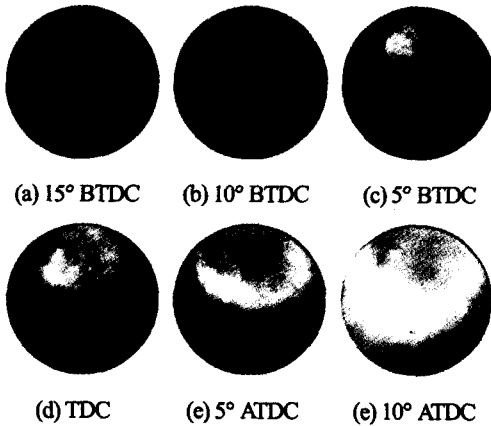


Fig. 8 Cycle averaged flame propagation (850rpm, IMEP = 150kPa, MBT)

한편 점화 시기 변화에 따른 연소실 내의 화염 전파 특성을 알아보기 위하여 점화 시기를 MBT 조건인 BTDC 22° CA 에서  $\pm 3^\circ$  CA 로 변화 시켰으며, 이 때의 실린더 내 평균 압력, 평균 질량 연소율의 변화 및 화염 전파 과정을 Fig. 9 와 Fig. 10 에 각각 나타내었다.

이 선도를 살펴보면 점화 시기가 빠를수록 연소실 내의 화염이 빠르게 전파되고 있으며, 이에 따라 연소실 최고 압력이 상승하고 있는 것으로 나타났다. 또한 Fig. 10 에 나타나 있듯이 본 실험 조건에서는 점화 플러그 위치에서

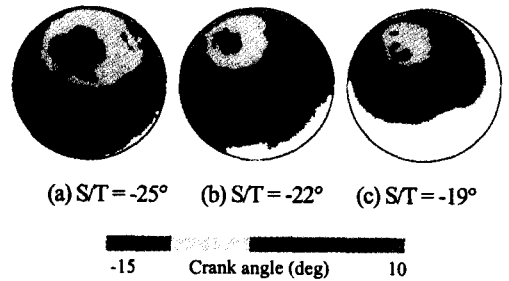


Fig. 10 Cycle averaged flame propagation process with different ignition timing at 850rpm

실린더 중심을 지나는 대각선 방향으로의 화염 전파가 점화 시기에 무관하게 느리게 이루어지고 있는 것으로 나타났으며, 점화 시기가 MBT 조건 보다  $3^\circ$ CA 느린 BTDC  $19^\circ$ CA 인 경우에는 이러한 경향이 더욱 현격하게 나타나고 있다. 이러한 경향이 나타나는 이유는 본 실험에서 사용한 엔진이 흡입 1 밸브 엔진으로 연소실 내에 시계 방향의 스웰 유동이 형성되기 때문인 것으로 판단된다.

Fig. 11 은 연소실 내의 도시 평균 유효 압력이 430kPa, 엔진 회전 속도가 1,500rpm, 점화 시기가 MBT 조건인 BTDC  $34^\circ$  CA 일 경우의 화염 전파 과정을 평균 처리하여 나타낸 것이다. 또한 Fig. 12 는 점화 시기를 MBT 조건인

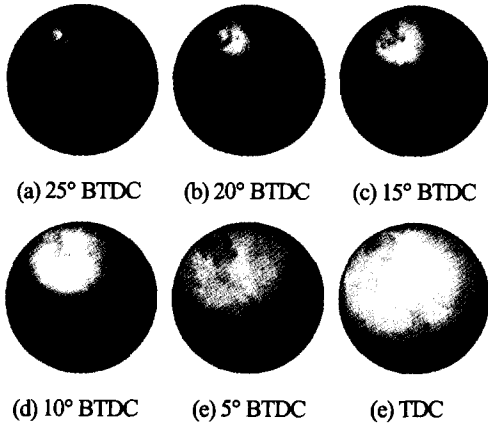


Fig. 11 Cycle averaged flame propagation (1,500rpm, IMEP = 430kPa, MBT)

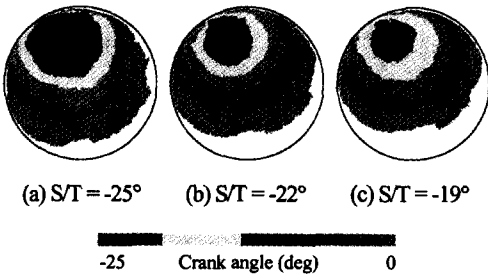


Fig. 12 Cycle averaged flame propagation process with different ignition timing at 1,500rpm

BTDC 34° CA 에서 ±3° CA 로 변화 시켰을 경우의 평균 처리한 화염의 전파 과정을 나타낸 것이다. 850rpm, 150kPa 의 경우와는 달리 연소실 내의 화염이 점화 플러그 위치에서 실린더 중심을 지나는 대각선 방향과 배기 밸브 및 흡기 밸브 방향으로 비교적 고르게 전파하는 것으로 나타나고 있다.

이는 엔진을 1,500rpm, 430kPa 로 운전하였을 경우의 실린더 내 화염 전파 과정이 850rpm, 150kPa 일 경우에 비하여 연소실 내부에서 형성되는 스웰 유동의 영향을 상대적으로 적게 받고 있음을 의미하며, 엔진의 회전 속도 증가로 인한 연소실 내부로의 혼합기 흡

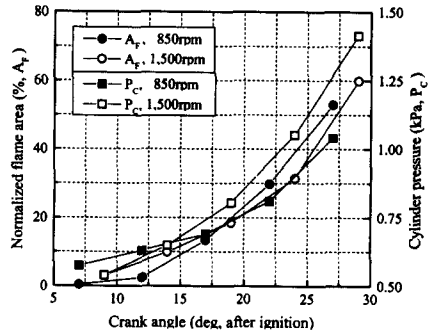


Fig. 13 Comparison of flame area with cylinder pressure

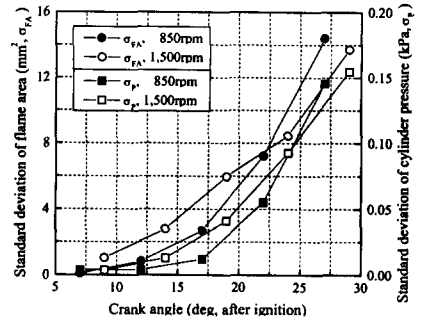


Fig. 14 Comparison of standard deviation between flame area and cylinder pressure

입 속도의 증가는 난류 강도의 증가와 더불어 연소실 내부의 강제 대류 및 혼합기 형성 과정을 촉진 시켜 혼합기의 연소 속도를 증가시키는 작용을 하기 때문인 것으로 판단된다.

### 3.2 화염 가시화 및 압력 데이터의 상관관계

Fig. 13 은 화염의 평균 면적과 실린더 내의 평균 압력과의 비교한 선도이며, Fig. 14 는 연소실 화염 면적과 실린더 압력에 대한 표준편차를 비교한 것이다. 이 때 화염 면적은 가시화된 화염 면적을 광학 창면적으로 나누어 값이며, 실린더 압력은 화염을 취득한 크랭크 각도에서의 압력이다. 엔진 회전 속도의 증가에 따라 화염 전파 속도는 증가하고 있으며, 실린더 압력 및 화염 면적의 증가 경향이 서

로 일치하고 있는 것으로 나타났다. 한편 이 선도에서 알 수 있듯이 엔진 회전 속도 및 도시 평균 유효 압력이 커짐에 따라 연소실 화염 면적과 실린더 압력에 대한 표준 편차는 작아지는 것으로 나타나 연소 속도의 증가는 엔진의 사이클 변동을 감소시키고 안정된 연소를 도모하고 있음을 다시 한번 확인할 수 있었다.

### 3.2 초기 화염의 생성 위치

초기 화염 핵의 운동 방향은 화염 핵과 점화 플러그 및 연소실 벽면과의 상호 작용을 결정하기 때문에 연소실 뿐만 아니라 화염 전파시 화염 면적에 영향을 미치는 주요 인자이다.<sup>7)</sup> 또한 화염 핵이 갖는 높은 강제 대류는 난류 강도와 더불어 화염의 스트레칭을 증진시켜 화염 면적을 증가시키는 작용을 하지만, 점화 플러그 근처에서 형성되는 유동의 세기가 너무 강하면 실화를 유발할 수 있기 때문에 점화 시기에는 적절하게 유동장을 제어하는 최적화 기술이 필요하다. 따라서 본 연구에서는 초기 연소 구간에서 생성되는 화염의 도심 분포 및 화염 분포 확률을 구하여 초기 화염 핵의 대류 및 운동 방향을 구하였다.

Fig. 15, Fig. 16 및 Fig. 17은 각각 엔진이 850rpm, 1,500rpm으로 운전될 때 초기 연소 구간인 점화 후 17° CA 및 19° CA 까지 초기 화염의 도심 분포 및 화염 분포 확률을 나타낸 선도이다. 이 때 도시 평균 유효 압력은 각각 150kPa, 430kPa이며, 점화 시기는 MBT 조건인 BTDC 22° CA, BTDC 34° CA 이다.

두 선도에 나타난 바와 같이 초기 화염의 생성 위치는 점화 플러그를 지나는 스윙 유동으로 인하여 유동 방향으로 치우쳐있는 것으로 나타나 초기 화염의 생성 위치는 유동장에

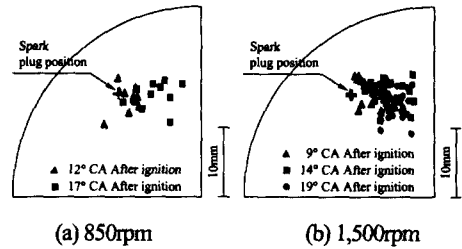


Fig. 15 Distributions of initial flame centroid with different engine speed under MBT conditions

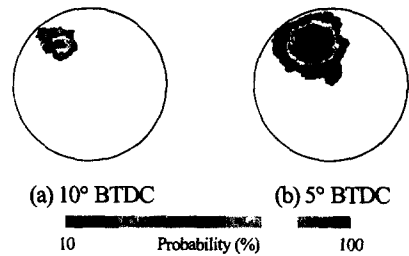


Fig. 16 Flame probability distributions (850rpm, IMEP = 150kPa, MBT)

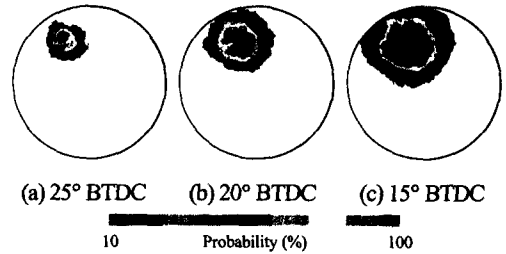


Fig. 17 Flame probability distributions (1,500rpm, IMEP = 430kPa, MBT)

큰 영향을 받고 있는 것으로 나타났으며, Fig. 16 및 Fig. 17에 나타난 화염 분포 확률에서도 확인할 수 있듯이 초기 화염의 대류는 주로 유동 방향으로 이루어지고 있으며, 전파되는 화염의 중심도 유동 방향을 따라 이동하고 있음을 알 수 있다.

### 4. 결론

엔진 실린더 내 화염 전파 과정을 해석하기 위해 단기통 가시화 엔진 및 화염 처리 프로



그램을 개발하고 무부하 및 부분 부하 조건에 적용하여 실린더 내 화염 전파 특성, 초기 화염의 생성 과정 및 사이클 변동에 따른 화염의 분포 확률 등을 해석한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 엔진 연소실 내 화염 가시화 결과물을 효과적으로 가시화 하였으며, Optimal Threshold 법을 적용한 프로그램을 통하여 화염 전파 특성, 초기 화염의 생성 위치 및 화염 분포 확률 등의 데이터를 정량화 하였다.
- 2) 실린더 내 연소 압력과 화염 면적은 서로 밀접한 관계를 갖고 있으며, 연소 속도의 증가는 연소 압력 및 화염 면적의 사이클 변동을 감소시키고 안정된 연소를 도모하고 있음을 확인하였다.
- 3) 초기 화염의 생성 위치 및 대류 현상은 점화 플러그를 지나는 실린더 내 유동장에 큰 영향을 받고 있는 것으로 나타났으며, 전파되는 화염의 중심도 유동 방향을 따라 이동하고 있음을 알 수 있다.
- 4) 화염 가시화를 통한 가솔린 기관의 연소 특성 해석은 흡기 포트 및 연소실 형상 설계시 안정된 연소를 도모하고 화염 전파 과정을 최적화 시키는 좋은 도구로 활용될 수 있다.

### 참 고 문 헌

- 1) H. Philipp, G. K. Fraidl, P. Kapus, and E. Winklhofer, "Flame Visualisation in Standard SI-Engines - Results of a Tomographic Combustion Analysis", SAE Paper No. 970870, 1997.
- 2) Deok-kyu Park, Han-sang Kim, and Woo-tae Kim, "A Study of Flame Propagation for

Different Combustion Chamber Configurations in a SI Engine", SAE Paper No. 970876, 1997.

- 3) Akihisa Nakamura, Kiyoshi Ishii, and Takashi Sasaki, "Application of Image Converter Camera to Measure Flame Propagation in SI Engine", SAE Paper No. 890322, 1989.
- 4) U. Spicher, and H. Bäcker, "Correlation of Flame Propagation and In-cylinder Pressure in a Spark Ignited Engine", SAE Paper No. 902126, 1990.
- 5) S. Kumar, M. Ahary, S. M. Lambe, and H. C. Watson, "Flame Propagation in a High Speed Variable Swirl Spark Ignition Engine", ImechE/C61/88, 1988
- 6) Yuji Ikeda, Atsushi Kinugasa, Satoaki Ichi, and Tsuyoshi Nakajima, "Flame Propagation Characteristics Measurement by Planer OH Images and Time Series Local OH", Proceedings of the 15th ICE Engine Symposium, pp.57~62, 1999.
- 7) K. Holmström, and Ingemar Denbratt, "Cyclic Variation in a SI Engine Due to the Random Motion of the Flame Kernel", SAE Paper No. 961152, 1996.
- 8) Hiroshi Nakai, Satoaki Ichi, Yuji Ikeda, and Tsuyoshi Nakajima, "Flame Propagation Variation due to Insufficient HC Concentration", SAE Paper No. 982565, 1998.
- 9) Stephen C. Bates, "Flame Imaging Studies of Cycle-by-cycle Combustion Variation in a SI Four-stroke Engine", SAE Paper No. 892086, 1989.
- 10) J. . Kittler, and J. Illingworth, "Threshold Selection Based on a Simple Image Staistic", Computer Vision, Graphics and Image Processing 30, pp.125~147, 1985.