

## 연소실 직접분사식 성층급기 가솔린기관의 구동안정성에 관한 연구

- 열방출율과 도시평균유효압력 변동에 미치는 연료분사압력과 부하변동의 영향 -

### A Study on Driving Stability of In-cylinder Direct Injection Stratified Charge Gasoline Engine

- Effects on HR rate and COV<sub>imep</sub> of Fuel Injection Pressure and Load Variations -

이 상 만\* · 이 근 오\*\*

Sang-Man Lee · Keun-Oh Lee

(1998년 2월 19일 접수, 1998년 8월 21일 채택)

#### ABSTRACT

In general, the stratified charge for direct injection gasoline engine should be introduced to achieve ultra-lean combustion scheme. In order to apply the concept of stratified charge into direct injection gasoline engine, a reflector was adapted on cylinder head. An installation of the reflector in front of the injector nozzle leads the mixture to be rich near spark plug.

Therefore, the mixture near the spark plug is locally rich to ignite while the lean mixture is wholly introduced into the combustion chamber. In this paper, the characteristics of combustion is analyzed with the variations of injection pressure and load in a stratified-charge direct injection single cylinder gasoline engine.

#### 1. 서 론

안정화된 연소 생성물인 CO<sub>2</sub>까지도 감소시켜야 하는 최근의 국제적인 요구는 더욱 연소효율을 향상시킨 희박연소 가솔린기관 개발의 필요

성을 증대시켜 왔다. 이에 현재까지 개발되어진 다양한 흡기부 분사방식은, 더욱 강화되는 미래의 환경규제에 대응하기에는 한계에 도달하였기 때문에 새로운 접근방법으로서 연소실 직접분사를 모색하기에 이르렀다<sup>1)</sup>.

\* 인하대학교 대학원

\*\* 서울산업대학교 안전공학과

실린더 내로 연료를 직접 분사시키면 흡기 펌핑일이 감소되고 흡기의 냉각효과가 발생하게 되므로 체적효율의 향상으로 열효율이 증대되며 또한 연료분사계에서의 분사시기 및 분사량의 제어가 용이하게 되므로 연소의 제어가 가능하게 된다<sup>2)</sup>.

교축손실이 배제되며 희박연소 구현에 의하여, 특히 저부하에서의 연비가 크게 향상되는 불꽃점화 연소실내 직접분사식 가솔린기관(GDI)은 기존 가솔린과 디젤기관의 단점을 보완하려는 개념으로부터, 현재는 진보된 기술들을 이용하여 서로의 장점을 조합시키려는 형태로 변화되었다.

균질과 성층혼합기의 2가지 방향으로 구분되는 GDI의 연구방향은, 희박연소에 근거하는 구조이므로 실화와 연소의 불안정성이 선결되어야 할 취약점이며, 따라서 현실화하기 위한 현재까지의 연구개발은 대부분 공기와 연료의 혼합기 준비과정<sup>3,4)</sup>에 집중되고 있다.

또한, 희박한 연소구조를 기반으로 하는 성층 혼합기는 점화에 점화플러그 근처의 공연비는 안정된 점화에 대응하도록 하면서 그 외의 지역에서는 화염전파에 지장을 주지 않는 범위에서 가능한 희박하도록 연료분사시기가 압축행정말까지 지연된다.

그러나 과도한 지연분사는 혼합기 형성기간의 부족으로 기관구동이 불안정하게 되며, 일반적으로 지연영역을 확장하기 위해서는 연소실내 공기유동의 증대와 이에 대응되는 연료분사 시스템의 최적화<sup>5)</sup>가 중요과정이 된다.

현재까지의 GDI기관에 관한 연구는 공해배출 성분의 저감을 주요 개발목표로 하는 약 30여년 정도의 심도있는 연구를 통하여 부실점화 방식, 연소실 직접분사 균질, 성층급기방식<sup>6)</sup> 및 전문화된 연소실유동<sup>7-9)</sup>과 고압 전자분사장치의 이용<sup>10)</sup>방식으로 발전되어 왔으며, 연소실 구조변경을 통한 고유한 연소시스템으로 구성하고 있는 다양한 연구<sup>11,12)</sup>가 진행중에 있다.

본 연구에서는 연소실내 직접분사식 확산위주 성층급기 가솔린기관 개발에 관한 단계적인 연구로서, 흡기의 성층화 개념을 도입하기 위한 분무반향기(reflector)를 연소실에 장착시키는 독

창적인 연소기구를 이용하여 모든 부하조건에서 기관구동의 안정성에 관련한 연료분사압력의 최적화 과정을 검토하였다.

## 2. 이론적 고찰

### 2.1 연소압력상승률

(rate of pressure-rise by combustion)

기관구동의 안전성 해석의 기반과정인 연소 해석을 위한 유용한 방법으로 압력상승률의 계산을 들 수 있는데, 근본적으로 압력상승률의 변화는 피스톤의 위상변화에 따른 연소실의 압력과 온도변화 및 연소진행에 기인하는 열발생에 의하여 결정되어진다. 즉, 점화시기 변화에 따라 연소초기 혼합기의 연소를 위한 분위기 조건변화 및 혼합기중의 국부적인 A/F 분포에 지배되는 열발생률 변화의 관계로부터 압력상승률이 결정되므로 모터링(motoring)에서의 온도 및 압력이 가장 높은 상사점 부근에서의 열발생률을 증가시키는 운전조건에서 높은 압력상승률이 나타나게 된다.

본 연구에서의 압력상승률은 크랭크각 1°마다 평균처리된 연소실 압력값을, 4계 분할차분(4th-order divided difference) 근사해(approximate solution)를 이용하는 Tayler 급수전개인 중앙차분공식(central difference approximation)의 입력 데이터(data)로 적용시키는 수치해석적 방법인 다음의 식(1)을 이용하여 구한다.

$$\frac{dP}{d\theta} = \frac{P(\theta-2) - 8P(\theta-1) + 8P(\theta+1) - P(\theta+2)}{12 \cdot h} \dots\dots\dots (1)$$

여기서  $h$ 는 4행정 기관이므로  $720/N$ 이며  $N$ 은 1사이클에서 획득되는(sampling) 데이터수가 된다.

### 2.2 열발생률(rate of heat release)

연소는 복잡한 유동변화와 화학반응에 의하여 진행되며 특히 내연기관에서는 단순화된 운전조건이더라도 그 현상을 규명하기 위해서는 여러가지 보조적인 자료해석이 필요하다. 비교적 단순하지만 일반화된 방법으로, 실린더내의 압력측정을 이용한 연소현상 해석을 위한 열발

생량 분석법에 관련한 연구가 여러 방면에서 오래전부터 지속되어 왔는데, 그 중에서 가장 쉽게 이해되는 열발생량 분석법으로는 실린더내의 작동유체를 단일가스로 취급하여 물성치가 균일하다는 가정으로 분석하는 방법인 단일영역 모델(one-zone model)로서, 이 모델을 이용하면 간단히 압력 데이터만으로 열발생량을 계산할 수 있다.

본 연구에서는 열발생량 분석을 위하여 연소가스는 균일하다는 가정을 도입하고, 외부로의 열전달 및 틈새를 통한 가스누설과 경계층의 영향을 무시하는 조건으로 이상기체의 상태방정식과 열역학 제1법칙의 에너지 방정식을 이용하는 단일영역 모델에 대한 검토를 통하여 열발생량을 유도하였다. 열역학 법칙으로부터 이상기체의 상태방정식과 에너지방정식은

$$pV = mRT \dots\dots\dots (2)$$

$$dQ = mdu + pdV \dots\dots\dots (3)$$

이며, 식(2)를 미분하고 T에 대하여 정리하면

$$dT = \frac{pdV + Vdp}{mR} \dots\dots\dots (4)$$

이고, 식(3)에서 단위 크랭크(crank)각에 대한 열발생율은

$$\begin{aligned} \frac{dQ}{d\theta} &= m \frac{du}{d\theta} + p \frac{dV}{d\theta} \\ &= mc_v \frac{dT}{d\theta} + p \frac{dV}{d\theta} \dots\dots\dots (5) \end{aligned}$$

이므로 식(4)를 식(5)에 대입하여

$$\begin{aligned} \frac{dQ}{d\theta} &= \left(1 + \frac{C_v}{R}\right) p \frac{dV}{d\theta} + \frac{C_v}{R} V \frac{dp}{d\theta} \\ &= A \frac{n}{n-1} p(\theta) \frac{dV}{d\theta} + A \frac{1}{n-1} V(\theta) \frac{dp}{d\theta} \dots\dots\dots (6) \end{aligned}$$

와 같이 유도된다. 이 식을 이용하여 단위 크랭크 각에서의 열발생율이 계산되며 연소시작과 종료구간에 대한 적분을 통하여 전체 열발생량을 구한다<sup>2)</sup>.

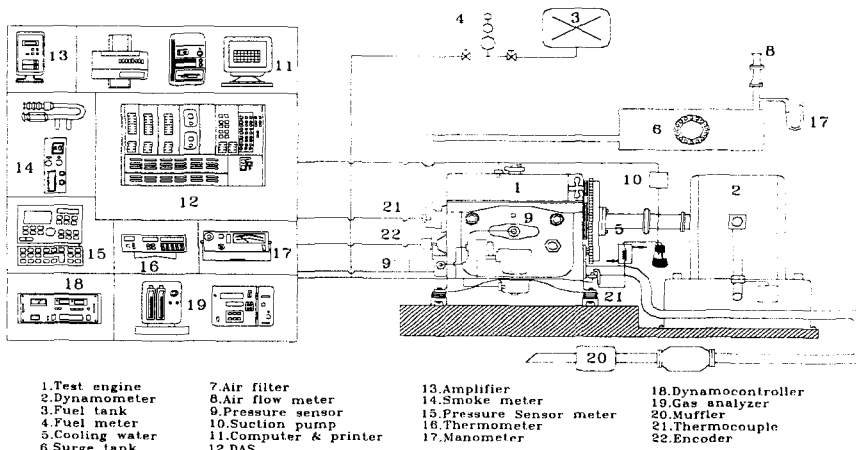


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

### 3. 실험장치 및 방법

#### 3.1 실험장치의 구성 및 특성

Fig.1은 본 연구에서 이용한 실험장치의 개략도로써 단기통 디젤기관을 직접분사식 가솔린기관에 적용시킬 수 있도록 변경하였는데, 그 내

용으로는 스파크 플러그의 장착, 연료분사계 조정 및 실린더 형상변경 등을 들 수 있으며 점화시기는 약 40°C 내에서 가변시킬 수 있도록 하였다.

Table 1에서는 본 연구에 이용한 원래의 디젤기관과 변형후의 가솔린기관 및 인젝터(injector)의 제원을 비교하여 나타내고 있으며 연료분

사 압력은 10, 12, 15 및 17 MPa로 변화시켰다.

또한, 분사시기는 압축행정 초기인 BTDC 71°로 하였으며 점화시기는 각 조건에서 최대출력이 발생하는 MBT 시기를 채용하였다.

가솔린 연료의 착화를 위한 점화장치는 캠축상에 배전기를 연결하여 기관에 고정시키고, 플라이휠일상에 설정된 표시부(marking)와 점화동조기를 이용하여 조정부에서 점화시기를 변화시키는 것이 가능하도록 하였다. 한편, 점화전극 주변에서는 점화가 가능하도록 혼합기를 국부적으로 농후하게 하고 그 이외의 지역에서는 희박한 구조가 형성되는 성층혼합기가 되도록 연료분무의 전단에 분무반향기를 장착하였으며, 흡기포트(intake port)에는 가변 스왈러(swirler)를 설치하여 유입되는 공기유동을 변화시킬 수 있도록 하였다<sup>13)</sup>.

Table 1 Specifications of engines and fuel injector

Engine		
Specification	Before	After
Engine type	4 stroke diesel	4 stroke gasoline
Combustion style	In-cylinder direct injection	
Number of cylinder	Single	
Bore×Stroke	92×95 mm	
Displacement volume	6.31×10 <sup>-4</sup> m <sup>3</sup>	
Combustion chamber type	Toroidal-bowl on the top of piston	Shallow-bowl on the top of piston
Compression ratio	19	12
Intake swirl	Fixed	Variable
Injection timing	BTDC 18°	BTDC 71°
Ignition system	None	Transistorized coil ignition system
Ignition timing	None	Variable
Cooling method	Forced water-cooled with pressurized radiator	
Fuel injector		
Number of holes	4	
Injection pressure	Fixed	Variable
Hole diameter	0.28 mm	

3.2 압력측정 및 data 처리

연소실내의 압력측정은 내연기관에서 가장 일반적으로 사용되는 압전식 압력소자(piezoelectric type pressure transducer, type 6053A 60, Kistler사)를 연소실에 장착하였다. 압전식 압력센서는 고온, 고압의 조건에서도 구조적인 변형을 일으키지 않으며 압력상승에 따른 출력의 선형성(linearity)과 안정성(stability)이 우수하며 또한 절연저항이 크기 때문에 외부로부터의 교란에 변화가 거의 없고 감도(sensitivity)가 뛰어나다. 압전식 압력트랜스듀서가 엔진에 장착될 경우에는 연소실의 온도상승으로 발생하는 열부하와 같은 열적인 영향(thermal effect)과 점화스파크에 의한 노이즈와 같은 전기적인 영향(electric effect)을 고려하여야 하므로, 본 연구에서는 압전식 압력트랜스듀서에서 발생하는 전하량이 미소한 점과 외부로부터의 영향을 최소화하기 위하여 전하량 증폭기까지의 전송거리를 최단거리로 유지하였으며, 전송매체는 절연 저항값이 상당히 높은 BNC 케이블을 사용하였다. 압전식 압력 트랜스듀서에서 발생한 신호는 전용증폭기(charge amplifier, Type 5011, Kistler사)에서 증폭되고 자료취득장치인 아날로그/디지털 변환기(A/D converter board, DT 2821-G-16-SE, Data Translation co.)를 경유하여 컴퓨터로 전송된다. 컴퓨터로 전송된 압력 및 상사점 데이터는 자료취득 소프트웨어인 글로벌랩(GLOBAL LAB data acquisition package)을 통하여 보조기억 장치로 저장되는데 글로벌랩 프로그램에서는 자료취득을 위한 채널의 설정, 주파수 설정, 샘플링 시간, 트리거링(triggering) 방식 등을 설정할 수 있으며, 본 연구에서는 압력과 상사점 데이터 취득을 위해 11개의 채널을 사용하였고 압력데이터는 데이터 샘플링 주파수(data sampling frequency)를 20 kHz로 하였으며, 샘플링 기간은 1500rpm에서는 8초, 2000rpm에서는 6초로 하여 크랭크각 1.0°의 해상도에서 각 설정조건의 약 100 cycle의 데이터를 취득하고 이를 평균하여 이용하였다. 글로벌랩으로 취득된 압력 및 상사점 데이터는 해석용 프로그램의 입력값으로 사용되며 데이터 처리 프로그램에서는 p-θ선도, p-V선도, ln p-ln V선도, 열발생량 및 연소질량을 등을 계산하도록 하였다.

#### 4. 실험결과 및 고찰

본 연구에서는 디젤기관을 가솔린 기관으로 변형시킨 기관을 이용하고 있으므로 기존의 기계적 분사장치가 연료만 가솔린으로 바뀌어 그대로 이용되며 연료분사시기, 연료분사압력, 점화시기, 기관회전수, 부하 및 흡기유동을 변화시킬 수 있도록 제작되었다. 연료분사시기는 혼합기 형성의 안정성을 위하여 71° BTDC로 고정시키고 점화시기는 MBT(maximum brake torque timing)로 조정하였으며 연료분사압력과 기관회전수 및 부하변동에 따른 연소특성을 고찰하였다.

##### 4.1 저분사압력( $P_{inj} = 10, 12\text{MPa}$ )에서의 연소특성

Fig. 2는 연료분사압력이 10MPa이고 기관속도가 1500rpm인 경우에 있어서의 부하변동에 따른 TDC 전후 150°에서의 연소실 압력과 열발생율의 변화를 보여준다. 부하증가에 따라 연료량이 증가하므로 열발생이 커지며 따라서 연소실 압력도 높아진다. 최적의 점화시간은 부하증가에 따라 TDC에 접근되는데 그 이유는 증가된 연료의 증발에 필요한 압축일이 증가하기 때문이며 따라서  $P_{max}$  발생시기도 비례적으로 늦추어졌다. 연소형태도 저부하인 경우에는 점화 후 정적연소에 가까운 1차적 연소형태인 반면, 중·고부하인 경우에는 1차연소 후에 2차적인 열발생이 존재하며 가솔린기관과 디젤기관의 과도적 형태인 M자 모양으로 나타났는데 이들 연소중간의 열발생량 감소과정은 1차연소 후에 미연의 가솔린 연료가 디젤기관의 확산연소인 경우와 같이 연소실 내의 유동에 의하여 미연소 공기와 확산혼합하기 때문에 발생되는 것으로 판단되며 저부하인 경우보다  $COV_{imep}$ (Coefficient of cycle Variation in Indicated Mean Effective Pressure) 수치가 크게 감소(60.0→30.4→5.7)되어 연료량이 증가할수록 안정적인 연소가 진행된다는 것을 알 수 있다.

Fig. 3은 Fig. 2와 비교하여 다른 조건들은 모두 동일하고 분사압력만 12MPa로 조정된 경우의 부하변동에 따른 연소실 압력과 열발생율의 변화이다. Fig. 2와 같이 부하증가에 따라 연소

실 압력은 증가되고 최적 점화시간도 TDC에 접근되며  $P_{max}$ 도 비례적으로 늦추어지고 있다.

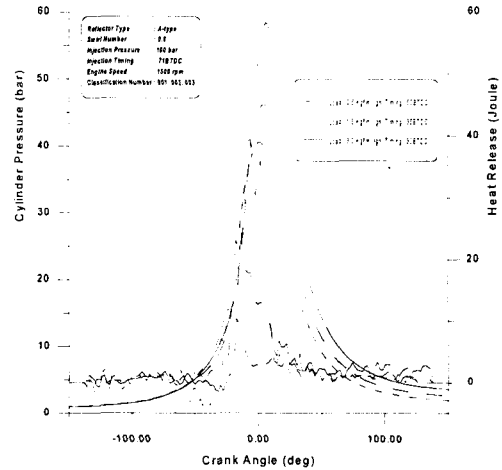


Fig. 2 The variations of cylinder pressure and heat release pattern according to load variation at 1500 rpm, 100bar injection pressure

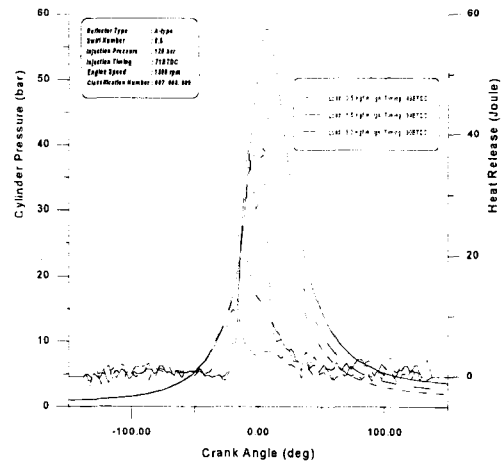


Fig. 3 The variations of cylinder pressure and heat release pattern according to load variation at 1500 rpm, 120bar injection pressure

그러나 저·중부하에서 점화후의 급격한 열발생이 Fig. 3의 경우에 비하여 약간 둔화되고, 고부하인 경우에 연소중간의 열발생량 감소과정이 보다 현저하게 나타났으며 2차적 열발생 부분이 발달되어져 1차와 2차의 연소단계를 더욱 선명

하게 구분시키고 있는데, 이는 높아진 분사압력에 기인하여 연료액적이 작아지고 그 때문에 1차연소 이후의 미연소 연료와 공기와의 확산혼합이 보다 효과적으로 진행되어 발생된 것으로 판단된다.

4.2 중분사압력( $P_{inj} = 15MPa$ )에서의 연소특성

Fig. 4는 연료분사압력이 15MPa, 기관속도가 1500 rpm인 경우에 있어서 부하변동에 따른 TDC 전후 150°에서의 연소실 압력과 열발생율의 변화이다. 부하증가에 따라 열발생이 커지며 연소실 압력이 높아지는 경향은 저분사압력인 경우와 동일하지만 저부하 조건에서는 초기연료액적의 감소때문에 물리적 지연기간이 감소하므로, 저분사압력인 경우보다 화염발달 기간은 감소하는 반면, 총 연소기간은 증가되어 화염면 생성후의 연소기간(열발생기간)이 증가되었다는 것을 나타내고 있는데, 이로부터 급격연소가 아닌 연소기간이 길어진 성층연소 형태임을 알 수 있다. 한편, 중·고부하에서는 저부하 조건과는 달리 화염발달 기간과 총 연소기간이 저분사압력인 경우와 거의 일치하여 연료량이 증가하면 연료분사압력 증가에 의한 물리적 지연기간의 감소경향보다 초기액적간의 상호작용과 reflector의 영향이 더욱 지배적이어서 액적간의 중합현상이 발생하고 있는 것 때문인 것으로 생각된다.

그러나 전술의 저 분사압력인 경우에 비하여 열발생은 모든 부하조건에서 연소기간 전반에 걸쳐 고르게 분포되었으며, 저부하에서는 연소실내 최고압력이 높아지고 고부하에서는 최고압력이 낮아져 부하간의 연소실내 압력변화가 감소하는 현상을 보였다. 한편  $COV_{imep}$  수치는 저부하인 경우보다 감소(22.7→19.1→5.0)되었다.

4.3 고분사압력( $P_{inj} = 17MPa$ )에서의 연소특성

Fig. 5는 연료분사압력이 17MPa이고 기관속도가 1500rpm인 경우에 있어서 부하변동에 따른 TDC 전후 150°에서의 연소실 압력과 열발생율의 변화이다. 저부하 조건에서는 중분사압력 경우에 비하여 화염발달 기간은 감소하였지만 총 연소기간은 변화가 없는 화염면 생성후의 연소

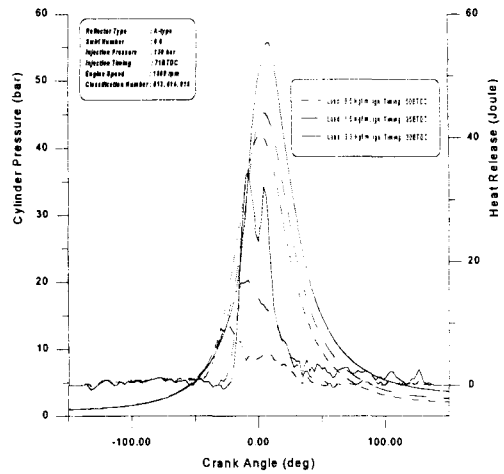


Fig. 4 The variations of cylinder pressure and heat release pattern according to load variation at 1500 rpm, 150bar injection pressure

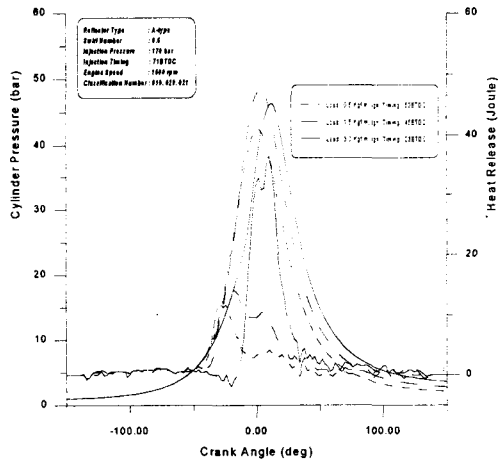


Fig. 5 The variations of cylinder pressure and heat release pattern according to load variation at 1500 rpm, 170bar injection pressure

기간(열발생기간)이 증가하는 현상이 지속되어 확산연소기간이 길어진 성층연소 형태임을 나타내고 있다. 또한 중부하 조건에서는 중분사압력 조건에 비하여 MBT 점화시기가 크게 진각되었으며 화염발달 기간은 크게 감소한 반면 총 연소기간은 크게 증가하여 확산연소부의 증가가 현저하고  $P_{max}$ 도 약간 증가하였다. 그러나 고부하 조건에서는 중분사압력의 경우보다 MBT 점

화시기가 크게 늦추어졌으며 화염발달 기간의 변화는 없는 반면, 총 연소기간은 크게 감소되었으며 확산연소부가 예혼합연소 부분보다 열발생율이 증가되어  $P_{max}$ 는 중부하인 경우보다도 오히려 감소하는 현상으로 나타났다. 기관의 안정성을 나타내는 지표인  $COV_{imep}$  수치도 저·중부하인 경우에는 중분사압력 조건보다 감소된 반면, 고부하 조건에서는 약간 증가(18.6→13.6→5.5)하였다.

## 5. 결 론

이상과 같이 단기통 디젤기관의 구조를 가솔린기관으로 변경시키고 혼합기의 성층화를 유도한 본 연구에서 얻은 연소특성 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 1) 기관속도와 부하가 동일한 경우에는 연료분사 압력이 MBT로 조정되는 점화시기에 미치는 영향이 거의 없었으며, 본 연구에서는 1500rpm의 기관속도인 경우, 저부하(0.5 kgf·m)에서는 50° BTDC, 중부하(1.5 kgf·m)에서는 35° BTDC, 고부하(3.0 kgf·m)에서는 30° BTDC 근방으로 고정되었다.
- 2) 동일 연료분사 압력조건에서, 부하가 증가할수록 연료의 증발열량이 증가하여 MBT 점화시기는 TDC로 접근되며 따라서 연소실 최대압력( $P_{max}$ ) 발생시기도 부하증대에 따라 증가되면서 늦추어졌다.
- 3) 성층효과는 분사압력이 증가할수록 현저하여 화염면 발생후 열발생기간의 증가와 2차적 확산 연소부의 발달이 현저하였으나 디젤기관보다는 급속하게 진행되었으며, 고분사압력( $P_{inj}=17MPa$ ), 고부하(3.0 kgf·m)인 경우에는 확산연소부가 과도하게 발달하여 연소실 최고압력( $P_{max}$ )이 중부하(1.5 kgf·m)인 경우보다도 오히려 감소하는 것으로 나타났다.
- 4) 기관의 안정성을 나타내는  $COV_{imep}$  값은 분사압력이 증가할수록, 부하가 증가할수록 전반적으로 감소하였으나, 본 연구에 이용된 기관에서는 연료분사압력이 15MPa인 경우가 모든 부하조건에서 가장 적합한 것으로 나타났다.

## 참 고 문 헌

- 1) J. Gaultieri & C.A. Sawyer, "Toyota, Mitsubishi DI Gas Engine Debut", Automotive Industries, p.30, Aug. 1995.
- 2) J.B. Heywood, "Internal Combustion Engine Fundamentals", McGraw Hill International Editions, pp.37~40.
- 3) J.B. Ghandhi, F.V. Bracco, "Mixture Preparation Effects on Ignition and Combustion in a Direct-Injection Spark-Ignition Engine", SAE 962013.
- 4) L.G. Dodge, "Fuel Preparation Requirements for Direct-Injected Spark-Ignition Engine", SAE 962015.
- 5) Peter L. Mtui and Philip G. Hill, "Ignition Delay and Combustion Duration with Natural Gas Fueling of Diesel Engines", SAE 961933.
- 6) T.H. Lake, S.M. Sapsford, et al, "Simulation and Development Experience of a Stratified Charge Gasoline Direct Injection Engine", SAE 962014.
- 7) S. Matsushita, T. Inoue et al, "Effects of Helical Port with Swirl Control Valve on the Combustion and Performance of SI Engine", SAE 850046.
- 8) Irving H. Shames, "Mechanics of Fluid", 2nd Edition, McGraw Hill, Appendix A.I.4 ~A.I.5.
- 9) Tomonori Urushihara, Tsutomu et al, "Effects of Swirl/Tumble Motion on In-Cylinder Mixture Formation in a Lean-Burn Engine", SAE 961994.
- 10) Fu-Quan Zhao, Joon-Ho Yoo et al, "Spray Dynamics of High Pressure Fuel Injectors for DI Gasoline Engines", SAE 961925.
- 11) T. Inoue, S. Matsushita, K. Nakahashi et al, "Toyota Lean Combustion System-the Third Generation", SAE 930873.

이상만,이근오

12) S. Matsushita, T. Inoue, K. Nakahashi et al, "Development of the Lean Combustion System", SAE 850044.

13) "Manual of Flowmeter D25", Department of Automotive Engineering, Xi'an Jiaotong Univ., China.

---