

연소실 직접분사식 성층급기 가솔린기관 개발에 관한 연구 — 연료분사압력과 부하변동에 따른 연소특성 해석 —

이상만* · 정영식** · 채재우*

(1997년 3월 26일 접수)

A Study on Stratified Charge GDI Engine Development

— Combustion Analysis according to the Variations of Injection Pressure and Load —

Sang Man Lee, Young Sik Jeong, Jae Ou Chae

Key Words : Direct Injection Gasoline Engine(직접분사식 가솔린기관), Stratified Charge(층상 급기), MBT(최적점화시기), COVimep(도시평균유효압력 변동계수)

Abstract

In general, DI gasoline engine has the advantages of higher power output, higher thermal efficiency, higher EGR tolerance and lower emissions due to the operation characteristics of increased volumetric efficiency, compression ratio and ultra-lean combustion scheme. In order to apply the concept of stratified charge into direct injection gasoline engine, some kinds of methodologies have been adapted in various papers. In this study, a reflector was adapted around the injector nozzle to apply the concept of stratified charge combustion which leads the air-fuel 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. The characteristics of combustion is analyzed with the variations of fuel injection pressure and load in a stratified-charge direct injection single cylinder gasoline engine. The obtained results are summarized as follows ;

1. The MBT spark timing approached to TDC with the increase of load on account of the increase of evaporation energy, but has little relation with fuel injection pressure.
2. The stratification effects are apparent with the increase of injection pressure. It is considered by the development of secondary diffusive combustion and the increase of heat release of same region, but proceed rapidly than diesel engine. Especially, in the case of high pressure injection (170bar) and high load(3.0kgf m), the diffusive combustion parts are developed excessively and results in the decrease of peak pressure than in the case of middle load.
3. The index of engine stability, COVimep value, is drastically decreased with the increase of load.
4. To get better performance of DI gasoline engine development, staged optimization must be needed such as injection pressure, reflector, intake swirl, injection timing, chamber shape, ignition system and so on. In this study, the 150bar injection pressure is appeared as the optimum.

* 회원, 인하대학교 기계공학과

** 회원, 서울대학교 터보동력기계연구센터

기 호 설 명

A/F	: 공연비 [wt. /wt.]
$BTDC$: 상사점전 [degree]
C_v	: 정적비열 [kcal/kg · K]
COV_{imep}	: 도시평균유효압력의 변동계수
$dP/d\theta$: 연소에 의한 압력상승률
GDI	: 연소실 직접분사식 가솔린
$IMEP$: 도시평균유효압력 [MPa]
MBT	: 최적 점화시기
n	: 폴리트로픽 지수
P	: 압력
P_{max}	: 연소실최대 압력 [MPa]
R	: 가스정수
T	: 온도
V	: 연소실 체적 [m^3]
θ	: 크랭크 각 [degree]

1. 서 론

점차적으로 강화되어 가는 배기가스 규제는 에너지 절약 및 환경보호 차원에서 연료소비율 저하 및 배기가스 저감을 요구하고 있다. 기관의 열효율 향상 및 배기가스 저감은 희박연소를 통하여 달성될 수 있다는 것은 이미 널리 알려진 사실이며 이에 따라 최근에 희박연소에 잠재성이 큰 직접분사식 가솔린기관에 대한 관심이 고조되고 있는 실정이다.⁽¹⁾ 교축손실(throttling loss)이 배제되는 불꽃점화(Spark Ignition) 연소실(In-cylinder) 직접분사(Direct injection) 가솔린기관(이후 GDI라고 함)은 가솔린(SI)과 디젤(CI)기관을 조합시킨 복합내연기관으로 두가지 종류의 우수한 장점들을 모두 이용할 수 있기 때문에 차세대 승용자동차 적용에 있어서 이목이 집중되고 있다. 실린더 내로 연료를 직접 분사할 경우, 흡기 펌핑일의 감소와 흡기의 냉각효과는 체적효율 향상으로 열효율을 증대시키며 분사시기 및 분사량에 대한 제어유동성은 연소의 제어를 용이하게 한다.⁽²⁾ 또한 혼합기가 아닌 연소용 공기만의 유입은 이상연소 현상을 감소시키므로 압축비를 높일 수 있어 연소효율과 출력증대를 도모할 수 있다. 근래, GDI의 연구방향은 균질급기(homogeneous charge)와 층상급기(stratified charge)의 2가지로 구분되며 이들의 연구방향은 서로 완전히 달라지게 된다. 즉, 희박연소를 구현하려는 것은 공통사항이지만 전자인 균질급기는 연

료분사 시간을 전진시켜 점화시에는 연소실 전체에서 재래의 가솔린기관과 같이 균질한 혼합기 구조를 형성하는 반면, 후자인 층상급기는 연료분사 시간을 균질급기의 경우보다 지연시켜서 점화시에 점화플러그 근처의 공연비는 안정된 점화에 대응하도록 하면서 그외의 지역에서는 화염전파에 지장을 주지 않는 범위에서 가능한 희박하도록 하여 연소실 전체적으로 성층화를 형성시키는 것이다.^(3,4) 따라서 전자인 경우는 연소실내의 유동을 점화이전에 충분히 이용하여 가연범위의 예혼합기가 되도록 연료를 흡기행정중에 흡기포트(port) 근처에 분사시키는 것에 반하여 후자인 경우는 연료를 압축행정중에 연소실내로 분사시키는 구조가 된다. 특히, 후자인 층상급기(stratified charge)인 경우는 전체적인 혼합기 형성의 시작점이 되는 가솔린 연료분무의 형성, 미립화(atomizing) 및 확산특성들이 공기와 연료의 혼합속도, 국부혼합기 농도분포 및 관통도(penetration)를 결정하게 되므로 연소실내의 공기유동과 더불어 연료분사 시스템의 최적화^(5,6)는 매우 중요한 과정이 된다. 흡기의 성층화를 위해서는 흡기포트 형상을 변화시킨다거나 또는 기관운전조건에 따라 분사조건을 달리하는 등의 연구^(7~9)와 연소실 구조변경을 이용한 고유한 연소시스템을 이용하는 등의 연구^(10~12)가 수행되어 출력증대 및 연비의 향상 등이 이루어진 것으로 보고되고 있으나 본 연구에서는 이러한 흡기의 성층화 개념을 도입하기 위하여 연료분무 전단부(前端部)에 분무반향기(reflector)를 장착시켜 성층연소를 유도하였으며, 이 때 연료분사 압력과 분사시기, 기관회전속도, 부하 및 점화시기를 변화시키면서 취득한 연소실 압력 및 크랭크각 데이터(data)로부터 기관의 연소과정을 해석하고 연속적으로 수행되는 이후의 연구방향을 모색하였다.

2. 이론적 고찰

2.1 연소압력상승률

열발생률의 분석, 질량연소율과 함께 연소해석을 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 연구에서 압력상승률은 크랭크각 10마다 평균처리된 연소실 압력값을, 4계 분할차분(4th-order divided difference) 근사해(approximate solution)를 이용하는 Taylor 급수 전개인 중앙차분공식(central difference approximation)의 입력 데이터로 적용시키는 수치해석적 방법인 다음의 (1)식을 이용하여 구한다.

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

여기서 h 는 4 행정 기관이므로 $720/N$ 이며 N 은 1 사이클에서 sampling 되는 데이터 수가 된다.

2.2 열발생률

연소는 복잡한 유동변화와 화학반응에 의해 진행되며 특히 내연기관에서는 단순화된 운전조건이라든 그 현상을 규명하기 위하여 여러 가지 보조적인 자료해석이 필요하다. 비교적 단순하지만 일반화된 방법으로, 실린더내의 압력측정을 이용한 연소현상 해석을 위한 열발생량 분석법에 관련한 연구가 여러 방면에서 오래 전부터 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 데이터 만으로 열발생량을 계산할 수 있다. 또한, 연소실의 가스를 화염면 전부분의 미연가스와 후반부의 기연가스로 나누어 기연부분의 열전달효과와 틈새(crevice)로 유출입하는 가스의 조성을 고려하여 열발생량을 계산 분석하는 2 영역모델(two-zone model) 및 2 영역모델에 경계층도 고려하여 계산하는 3 영역모델(three-zone model) 등이 제시되고 있으나, 이들은 비교적 복잡한 과정을 통하여 열발생량을 계산하게 되므로, 각 연구목적에 적합한 분석모델 선택방법의 모색이 중요하다.

본 연구에서는 열발생량 분석을 위하여 연소가스는 균일하다는 가정을 도입하고, 외부로의 열전달 및 틈새를 통한 가스누설과 경계층의 영향을 무시하는 조건으로 이상기체의 상태방정식과 열역학 제

1 법칙의 에너지 방정식을 이용하는 단일영역 모델에 대한 검토를 통하여 열발생율을 유도하였다. 열역학 법칙으로부터 이상기체의 상태방정식과 에너지방정식은

$$PV = mRT \quad (2)$$

$$dQ = mdu + PdV \quad (3)$$

이며, (2)식을 미분하고 T에 대하여 정리하면

$$dT = \frac{PdT + VdP}{mR} \quad (4)$$

이고, (3)식에서 단위 크랭크 각에 대한 열발생율은

$$\frac{dQ}{d\theta} = m \frac{du}{d\theta} + p \frac{dV}{d\theta} = mc_v \frac{dT}{d\theta} + p \frac{dV}{d\theta} \quad (5)$$

이므로 (4)식을 (5)식에 대입하여

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

와 같이 유도된다. 이 식을 이용하면 단위 크랭크 각에서의 열발생율이 계산되며 연소시작과 종료구간에 대한 적분을 통하여 전체 열발생량을 구한다.⁽²⁾

3. 실험장치 및 방법

3.1 실험장치의 구성 및 특성

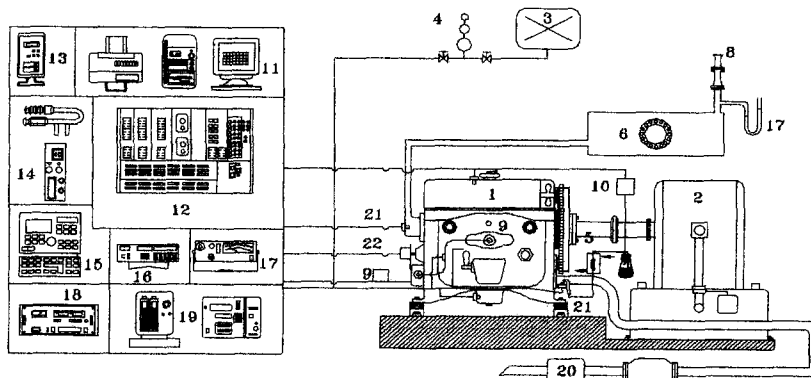
Fig. 1은 본 연구에서 이용한 실험장치의 개략도로서 단기통 디젤기관을 직접분사식 가솔린기관에 적용시킬 수 있도록 변경하였는데, 그 내용으로는 스파크 플러그 장착, 연료분사계 조정 및 실린더 형상변경 등을 들 수 있으며 점화시기는 약 40°C 내에서 가변시킬 수 있도록 하였다.

Table 1에서는 본 연구에 이용한 원래의 디젤기관과 변형후의 가솔린기관 및 injector의 제원을 비교하여 나타내고 있으며 연료분사 압력은 100, 120, 150 및 170 bar로 변화시켰다.

또한, 분사시기는 압축행정 초기에 가까운 BTDC 71°로 하였으며 점화시기는 각 조건에서 최대출력이 발생하는 MBT 시기를 채용하였다. 가솔린 연료의 착화를 위한 점화장치는 캠축상에 배전기를 연결하여 기관에 고정시키고, 플라이트휠에 표시한 표시부(marking)와 점화동조기를 이용하여

Table 1 Specification of engines and fuel injector.

Engine		
Specification	Before	After
Engine type	4 stroke diesel	4 stroke gasoline
Combustion style	<i>In-cylinder direct injection</i>	
Number of cylinder	Single	
Bore × Stroke	92 × 95 mm	
Displacement volume	831 cc	
Combustion chamber type	<i>Toroidal-bowl on the top of piston</i>	<i>Shallow-bowl on the top of piston</i>
Compression ratio	19	12
Intake swirl	<i>Fixed</i>	<i>Variable</i>
Injection timing	<i>BTDC 18°</i>	<i>BTDC 71°</i>
Ignition system	<i>None</i>	<i>Transistorized coil ignition system</i>
Ignition timing	<i>None</i>	<i>Variable</i>
Fuel injector		
Number of holes	4	
Injection pressure	<i>Fixed</i>	<i>Variable</i>
Hole diameter	0.28 mm	



1. Test engine 2. Dynamometer 3. Fuel tank 4. Fuel meter 5. Cooling water 6. Surge tank 7. Air filter
 8. Air flow meter 9. Pressure sensor 10. Suction pump 11. Computer & printer 12. DAS 13. Amplifier
 14. Smoke meter 15. Pressure Sensor meter 16. Thermometer 17. Manometer 18. Dynamocontroller
 19. Gas analyzer 20. Muffer 21. Thermocouple 22. Encoder

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus.

조정부에서 점화시기를 변화시키는 것이 가능하도록 하였다. 한편, 점화전극주변에서는 점화가 가능하도록 혼합기를 국부적으로 농후하게 하고 그 이

외의 지역에서는 희박한 구조가 형성되는 성층혼합기가 되도록 연료분무의 전단에 분무반향기를 장착하였으며, 흡기포트에는 가변 swirler를 설치하여

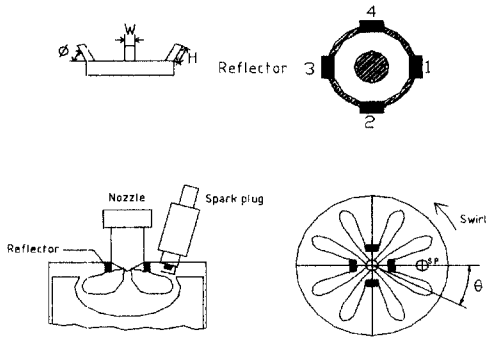


Fig. 2 Combustor configuration and spray distribution.

유입되는 공기의 유동을 변화⁽¹³⁾시킬 수 있도록 하였다.

3.2 분무반향기

Fig. 2에 나타난 바와같이 본 실험에서 사용된 분무반향기는 연소실내 유동을 이용하여 연료분무를 조절하는 것을 목적으로 고안된 장치로서, 연소용 공기와 분사된 연료와의 신속한 혼합, 안정된 점화를 위한 점화전극 근방의 혼합기 농도구배의 증대, 화염전파 속도를 크게 감소시키지 않는 점화 이후의 확산혼합에 의한 성층화 실현 및 연소실 전체적 공기-연료 희박혼합기의 구현 등을 목표로 제작되었다. 4면의 구조를 가진 분무반향기는 실린더 헤드에 장착되었으며 연료분사노즐을 둘러싸는 형태를 이루어, 우측하단의 그림과 같이 분사된 연료를 분리시키고 연소실내 유동을 따라 이동되도록 하였다. 초기의 설계에서 4종류의 고안이 이루어졌으나, 본실험에서는 전기점화장치 전면(우측상단 1번)만 평면, 그외의 반사면은 곡면구조를 하고 있으며 모든 반사면은 실린더헤드와 수직($\theta=90^\circ$)으로 설치하여 연소공기와 혼합기 형성의 가능성을 높이도록 설계하였다.

3.3 압력측정 및 데이터 처리

본 실험에서는 연소실 압력측정을 하기 위하여 내연기관에서 가장 일반적으로 사용되는 압전식 압력 트랜스듀서(piezo-electric type pressure transducer, type 6053A60, 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 외부로

부터의 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 절연저항값이 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, 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 1500 rpm에서는 8초, 2000 rpm에서는 6초로 하여 크랭크각 1.0° 의 해상도에서 각 설정조건에 약 100 cycle의 데이터를 취득하고 이를 평균하여 이용하였다. 글로벌랩으로 취득된 압력 및 상사점 데이터는 해석용 프로그램의 입력값으로 사용되며 데이터 처리 프로그램에서는 $p-\theta$ 선도, $p-V$ 선도, $\ln p-\ln V$ 선도, 열발생량 및 연소질량률 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 71°BTDC 로 고정시키고 점화시기는 MBT(maximum brake torque timing)로 조정하였으며 연료분사압력과 기관회전수

및 부하변동에 따른 연소특성을 고찰하였다.

4.1 저분사압력 (P_{inj} , 100, 120 bar)에서의 연소특성

Fig. 3은 연료분사압력이 100 bar이고 기관속도가 1500 rpm인 경우에 있어서의 부하변동에 따른 TDC 전후 150°에서의 연소실 압력과 열발생율의 변화를 보여준다. 부하증가에 따라 연료량이 증가하므로 열발생이 커지며 따라서 연소실 압력도 높아진다. 최적 점화시간은 부하증가에 따라 TDC에 접근되는데 그 이유는 증가된 연료의 증발에 필요한 압축일이 증가하기 때문인 것으로 판단되며 따

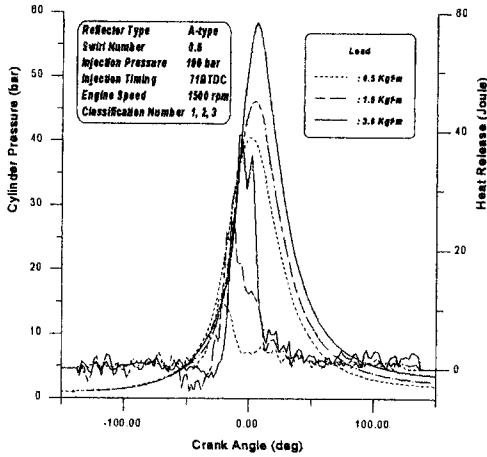


Fig. 3 The Variations of Cylinder Pressure and Heat Release Pattern according to Load Variation at 1500rpm, 100bar Injection Pressure.

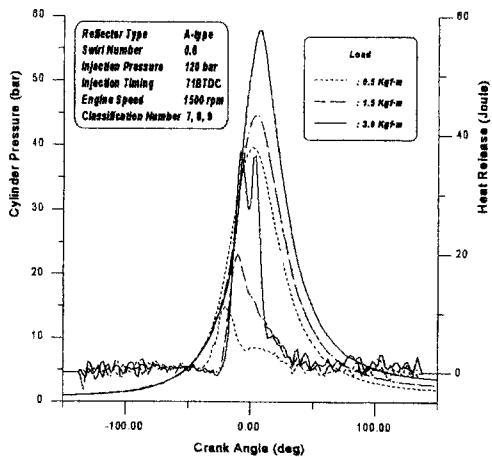


Fig. 4 The Variations of Cylinder Pressure and Heat Release Pattern according to Load Variation at 1500rpm, 120bar Injection Pressure.

라서 P_{max} 도 비례적으로 낮추어졌다. 연소형태도 저부하인 경우에는 점화 후 정적연소에 가까운 1차적 연소형태인 반면, 중 고부하인 경우에는 1차연소 후에 2차적인 열발생이 존재하며 가솔린기관과 디젤기관의 중간형태인 M자 형태인 것으로 나타났는데 이들 연소중간의 열발생량 감소과정은 1차연소 후에 미연의 가솔린 연료가 디젤기관의 확산연소인 경우처럼 연소실 내의 유동에 의하여 공기와 확산혼합하기 때문에 발생한 것으로 생각되며 저부하인 경우보다 COV_{imep} (coefficient of cycle variation in indicated mean effective pressure) 수치가 크게 감소(60.0→30.4→5.7) 되어 부하가 증가할수록 연소가 안정적이라는 것을 알 수 있었다.

Fig. 4는 Fig. 3과 비교하여 다른 조건들은 모두 같고 분사압력만 120 bar로 조정된 경우의 부하변동에 따른 연소실 압력과 열발생율의 변화이다. Fig. 3과 동일하게 부하증가에 따라 연소실 압력은 증가되고 최적 점화시간도 TDC에 접근되며 P_{max} 도 비례적으로 낮추어지고 있다.

그러나 저 중부하에서 점화후의 급격한 열발생이 Fig. 3의 경우에 비하여 약간 둔화되며, 고부하인 경우에 연소중간의 열발생량 감소과정이 보다 현저하게 나타났으며 2차적 열발생 부분이 발달되어져 1차와 2차의 연소단계를 더욱 선명하게 구분시키고 있는데, 이는 높아진 분사압력에 기인하여 연료액적이 작아지고 그 때문에 1차연소 이후의 미연소 연료와 공기와 확산혼합이 보다 효과적으로 진행되어 발생된 것으로 판단된다.

4.2 중분사압력 (P_{inj} , 150 bar)에서의 연소특성

Fig. 5 및 Fig. 6는 연료분사압력이 150 bar이고 기관속도가 1500 rpm인 경우에 있어서 부하변동에 따른 TDC 전후 150°에서의 연소실 압력과 열발생율 및 질량연소율의 변화이다. 부하증가에 따라 열발생이 증가하며 연소실 압력이 높아지는 경향은 저분사압력인 경우와 동일하지만 저부

하 조건에서는 초기연료 액적의 감소때문에 물리적 지연기간이 감소하므로, 저분사압력인 경우보다 화염발달 기간은 감소하는 반면, 총 연소기간은 증가되어 화염면 생성후의 연소기간(열발생기간)이 증가되었다. 한편, 중 고부하에서는 저부하 조건과는 달리 화염발달 기간과 총 연소기간이 저분사압력인 경우와 거의 일치하여 연료량이 증가하면 연료분사압력 증가에 의한 물리적 지연기간의 감소경

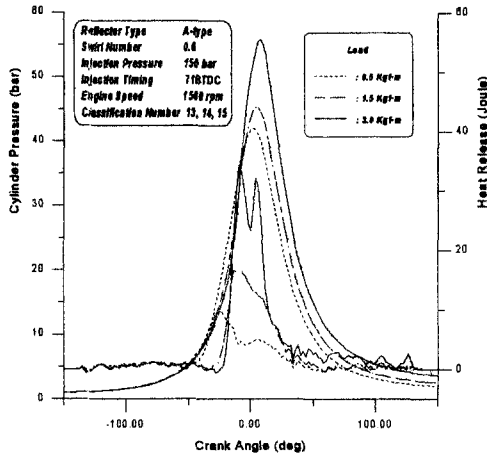


Fig. 5 The Variations of Cylinder Pressure and Heat Release Pattern according to Load Variation at 1500rpm, 150bar Injection Pressure.

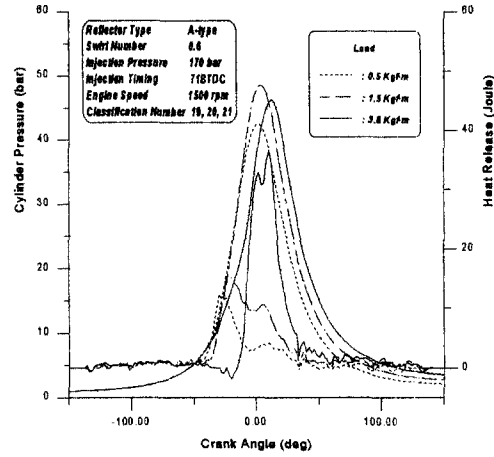


Fig. 7 The Variations of Cylinder Pressure and Heat Release Pattern according to Load Variation at 1500rpm, 170bar Injection Pressure.

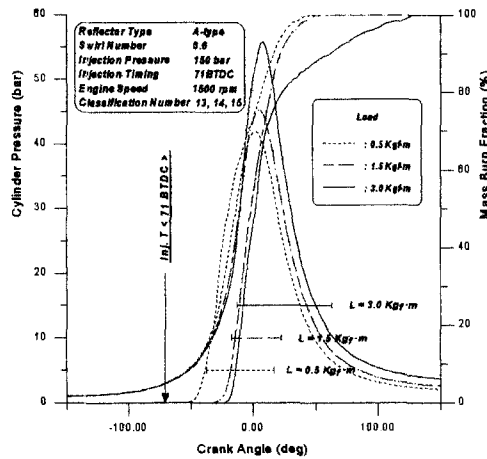


Fig. 6 The Variations of Cylinder Pressure and Heat Release Pattern according to Load Variation at 1500rpm, 150bar Injection Pressure.

향보다 초기역적간의 상호작용과 분무반향기의 영향이 더욱 지배적이라는 것을 보여주고 있다. Fig. 6의 하단부에서는 각 부하조건에서의 주연소기간을 나타내고 있는데, 특히 재래의 가솔린 기관에 유사한 대칭적 열발생률 경향을 보이는 중부하 조건보다 확산연소부의 성장이 현저하게 증가한 고부하 조건에서는 약 2배에 가까운 연소기간으로 길어진 것으로부터 성층연소 현상이 나타나고 있다. 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 COVimep 수치는 저부하인 경우보다 크게 감소(22.7→19.1→5.0)되는 구동안정화 현상을 보였다.

4.3 고분사압력 (P_{inj} : 170 bar)에서의 연소특성

Fig. 7는 연료분사압력이 170 bar이고 기관속도가 1500 rpm인 경우에 있어서 부하변동에 따른 TDC 전후 150°에서의 연소실 압력과 열발생률의 변화이다. 저부하 조건에서는 중분사압력 경우에 비하여 화염발달 기간은 감소하였지만 총 연소기간은 변화가 없는 화염면 생성후의 연소기간(열발생 기간)이 증가하는 현상이 지속되어 확산연소기간이 길어진 성층연소 형태임을 나타내고

있으며, 중부하 조건에서는 중분사압력 조건에 비하여 MBT 점화시기가 크게 진각되었으며 화염 발달 기간은 크게 감소한 반면 총 연소기간은 크게 증가하여 확산연소부의 증가가 현저하였으며 P_{max} 도 약간 증가하였다. 그러나 고부하 조건에서는 중분사압력의 경우보다 MBT 점화시기가 크게 늦추어졌으며 화염발달 기간의 변화는 없는 반면 총 연소기간은 크게 감소되었으며 확산연소부가 예혼합 연소 부분보다 열발생률이 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 1500 rpm의 기관속도인 경우, 저부하($0.5\text{kg}_f \cdot \text{m}$)에서는 50° BTDC, 중부하($1.5\text{kg}_f \cdot \text{m}$)에서는 35° BTDC, 고부하($3.0\text{kg}_f \cdot \text{m}$)에서는 30° BTDC 근방으로 고정되었다.

(2) 동일 연료분사 압력조건에서, 부하가 증가할수록 연료의 증발열량이 증가하여 MBT 점화시기는 TDC로 접근되며 따라서 연소실 최대압력(P_{\max})도 부하증대에 따라 증가되면서 늦어졌다.

(3) 성층효과는 분사압력이 증가할수록 현저하여 화염면 발생후 열발생기간의 증가와 2차적 확산 연소부의 발달이 현저하였으나 디젤기관보다는 급속하게 진행되었으며, 고분사압력($P_{inj}=170$ bar), 고부하($3.0\text{kg}_f \cdot \text{m}$)인 경우에는 확산연소부가 과도하게 발달하여 연소실 최고압력(P_{\max})이 중부하($1.5\text{kg}_f \cdot \text{m}$)인 경우보다도 오히려 감소하는 것으로 나타났다.

(4) 기관의 안정성을 나타내는 COV_{imep} 값은 분사압력과 부하가 증가할수록 안정되는 경향으로 나타났다으며, 본 연구에 이용된 기관에서는 연료분사 압력이 150 bar인 경우가 모든 부하조건에 대하여 가장 최적인 것으로 나타났다.

참고문헌

- (1) Gaultier J. & Sawyer, C. A., 1995, "Toyota, Mitsubishi DI Gas Engine Debut," *Automotive Industries*, pp. 30, Aug.
- (2) Heywood, J. B., 1988, *Internal Combustion*

Engine Fundamentals, McGraw Hill International Editions, pp. 37~40

- (3) Ghandhi, J. B., Bracco, F. V., "Mixture Preparation Effects on Ignition and Combustion in a Direct-Injection Spark-Ignition Engine," *SAE* 962013
- (4) Dodge, L. G., "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) Fu-Quan Zhao, Joon-Ho Yoo, Liu, Y. and Lai, M. C., "Spray Dynamics of High Pressure Fuel Injectors for DI Gasoline Engines," *SAE* 961925
- (7) Lake, T. H., Sapsford, S. M., Stokes, J. and Jackson, N. S., "Simulation and Development Experience of a Stratified Charge Gasoline Direct Injection Engine," *SAE* 962014
- (8) Matsushita, S., Inoue, T., Nakanishi, K., Kato, K. and Kobayashi, N., "Effects of Helical Port with Swirl Control Valve on the Combustion and Performance of SI Engine," *SAE* 850046
- (9) Irving H. Shames, "Mechanics of Fluid," 2nd Edition, McGraw Hill, Appendix A. I. 4~A. I. 5
- (10) Tomonori Urushihara, Tsutomu, "Effects of Swirl/Tumble Motion on In-Cylinder Mixture Formation in a Lean-Burn Engine," *SAE* 961994
- (11) Inoue, T., Matsushita, S., Nakahashi, K. and Okano, H., "Toyota Lean Combustion System - the Third Generation," *SAE* 930873
- (12) Matsushita, S. Inoue, T. Nakahashi, K., Okumura, T. and Isogai, K., "Development of the Lean Combustion System," *SAE* 850044
- (13) "Manual of Flowmeter D25," Department of Automotive Engineering, Xi'an Jiaotong Univ., China
- (14) 채재우, 이상만, 정영식 외, "직접분사식 가솔린기관 개발에 관한 연구 (I)," *KSAE* 96380316, 한국자동차공학회