

## 대형 액상분사식 LPG 엔진의 희박연소특성에 관한 연구

오 승 목<sup>\*1)</sup> · 김 창 업<sup>1)</sup> · 강 건 용<sup>1)</sup> · 우 영 민<sup>2)</sup> · 배 충 식<sup>3)</sup>

한국기계연구원<sup>1)</sup> · 한국과학기술원 기계공학과 대학원<sup>2)</sup> · 한국과학기술원 기계공학과<sup>3)</sup>

### Lean Burn Characteristics in a Heavy Duty Liquid Phase LPG Injection SI Engine

Seungmook Oh<sup>\*1)</sup> · Changup Kim<sup>1)</sup> · Keryong Kang<sup>1)</sup> · Youngmin Woo<sup>2)</sup> · Choongsik Bae<sup>3)</sup>

<sup>1)</sup>Korea Institute of Machinery & Materials, 171 Jang-dong, Yuseong-gu, Daejeon 305-343, Korea

<sup>2,3)</sup>Korea Advanced Institute of Science and Technology, 373-1 Guseong-dong, Yuseong-gu, Daejeon 305-701, Korea

(Received 22 March 2004 / Accepted 15 June 2004)

**Abstract** : Combustion and fuel distribution characteristics of heavy duty engine with the liquid phase LPG injection(LPLI) were studied in a single cylinder engine. Swirl ratio were varied between 1.2, 2.3, and 3.4 following Ricardo swirl number( $R_s$ ) definition.  $R_s=2.3$  showed the best results with lower cycle-by-cycle variation and shorter burning duration in the lean region while strong swirl( $R_s=3.4$ ) made these worse for combustion enhancement. Excessive swirl resulted in reverse effects due to high heat transfer and initial flame kernel quenching. Fuel injection timings were categorized with open valve injection(OVI) and closed valve injection(CVI). Open valve injection showed shorter combustion duration and extended lean limit. The formation of rich mixture in the spark plug vicinity was achieved by open valve injection. With higher swirl strength( $R_s=3.4$ ) and open valve injection, the cloud of fuel followed the flow direction and the radial air/fuel mixing was limited by strong swirl flow. It was expected that axial stratification was maintained with open-valve injection if the radial component of the swirling motion was stronger than the axial components. The axial fuel stratification and concentration were sensitive to fuel injection timing in case of  $R_s=3.4$  while those were relatively independent of the injection timing in case of  $R_s=2.3$ .

**Key words** : Liquid phase LPG injection engine(LPG액상분사엔진), Lean burn(희박연소), Fuel stratification(연료 성층화), Acetone laser induced fluorescence method(아세톤 레이저유도형광법), single cylinder engine(단기통엔진)

#### Nomenclature

BTDC : before top dead center  
°CA : crank angle degree  
COV<sub>imep</sub> : coefficient of variation of imep  
CVI : closed valve injection  
imep : indicated mean effective pressure  
LPLI : liquid phase LPG injection

OVI : open valve injection  
PLIF : planar laser induced fluorescence  
SOI : start of injection  
WOT : wide open throttle  
 $\phi$  : equivalence ratio  
 $\lambda$  : wavelength, nm or air excess ratio

#### 1. 서론

\*To whom correspondence should be addressed.  
mook@kimm.re.kr

디젤엔진으로부터 발생되는 배출가스 및 입자상

물질(particulate matters)과 같은 오염물질이 대기오염에서 차지하는 비중이 커짐에 따라 이에 대한 대안으로 디젤연료를 대체하는 가스연료의 이용에 대한 관심이 높아지고 있다.<sup>1-3)</sup>

가스연료는 천연가스(CNG, compressed natural gas), 액화석유가스(LPG, liquefied petroleum gas), DME(dimethyl ether) 등이 있으며 이러한 가스연료는 연소가 완전연소에 가까우므로 유해한 배출성분이 상대적으로 작고 대체연료로서의 기능 때문에 자동차연료로서 사용량이 증가하고 있다. 그 중에서도 LPG 연료는 상대적으로 저압에서 액화가 가능하고 옥탄가가 높으므로 자동차에서의 이용범위가 확대되고 있다. 특히 최근에 개발되고 있는 액상분사방식은 기존의 믹서방식에 비하여 저공해 및 효율향상에 기술적인 진보를 이루고 있다.

액상분사방식은 LPG 연료를 고압으로 유지하여 분사기를 통하여 분무하는 다점분사방식 가솔린엔진과 동일한 개념을 가지고 최초로 네데란드의 비알레(Vialle)사에 의하여 개발이 되었다.<sup>4)</sup> 이 방식은 LPG 연료의 장점인 배기저감과 동시에 가솔린엔진과 동등한 출력성능 및 연료소비율을 확보할 수 있는 장점이 있다.<sup>5)</sup> 그러나 LPG와 같이 점도가 낮고 증기압이 높은 연료를 액상으로 공급하기 위한 연료펌프기술, 연료분사기의 노즐주변에 연료의 증발잠열에 의해 얼음이 형성되는 아이싱(icing)문제, 그리고 고온시동시 LPG 공급라인에 존재하는 증기상에 의한 시동지연이 주요한 기술적 문제로 제기되고 있다. 따라서 현재는 LPG 연료를 더욱 고압화하여 연소실에 직접분사하는 직접분사식 LPG엔진도 연구되고 있다.<sup>6)</sup>

LPG 연료는 옥탄가가 낮으므로 대형 엔진에 적용하기 위해서는 노킹문제를 해결해야 한다. LPG 액상분사방식은 연료를 액상으로 분사하므로 흡기온도를 낮출 수 있어 부분적으로 유리하나 이것 또한 완전한 해결책이 될 수 없기 때문에 희박연소기술이 필수적이다. 희박연소는 부분연소, 실화를 일으켜 운전성능저하 및 유해배기배출물을 증가시키므로 대형엔진에 LPG 액상분사방식을 적용하기 위해서는 연소성능향상을 위한 연소시스템의 최적화 연구가 요구되게 된다.

따라서 본 연구에서는 LPG 액상연료분사장치를 적용한 대형엔진에서 최적화된 연소조건을 실현하기 위한 인자들을 실험적 방법을 통하여 규명하고 희박연소에 영향을 주는 요인들을 분석하는 것을 목적으로 하여 단기통엔진 및 단기통 연소가시화엔진에서 실험을 수행하였다. 실제 엔진과 동일한 조건에서 연소성능을 비교하기 위하여 스월비(swirl ratio), 연료분사조건에 따른 특성변화를 연소압력으로부터 구해진 연소해석을 통하여 결과를 분석하였다. 이것으로부터 최적화된 희박연소조건을 구하고 디젤엔진을 개조한 대형 전기점화식 LPG엔진에서 희박연소 확장을 위한 방법을 연구하였다. 또한, 광학적 접근이 가능한 가시화엔진을 이용하여 실운전조건에서 나타났던 결과를 입증하기 위한 공연비의 국부적 차이 혹은 사이클 변동에 의한 변화를 PLIF기술로 측정하여 압축막기에 일어나는 연료와 공기의 혼합현상을 관찰하므로써 희박한계의 확장을 위한 조건을 고찰하였다.

## 2. 실험장치

### 2.1 단기통 엔진

실험에 사용된 엔진의 보어 크기는 130 mm 이며 한 기통의 배기량이 1858cc로 자세한 엔진제원은 Table 1과 같다. 자연흡기 방식의 엔진이며 흡기와 배기밸브가 한 개씩 있는 2밸브엔진이다. 기본엔진은 헤리컬 방식의 포트를 가지고 있어 흡입유동이

Table 1 Specification of single cylinder engine

Engine	Single cylinder engine	Base diesel engine
Ignition type	Spark ignition	Compression ignition
Bore × Stroke	130 × 140 mm	←
Displacement volume	1858 cc	←
Air aspiration system	Natural aspiration	←
Number of cylinder	1	6
Compression ratio	9.3, 10 : 1	17 : 1
Combustion chamber shape	Bowl-in-piston	←
Fuel supply system	LPLI system	Mechanical direct injection system

연소실내에서 강한 스윙유동을 발생시키게 되어있으며 스윙비는 Ricardo방식(*Rs*)으로 2.0정도 된다. 엔진의 제어를 위하여 각종 센서를 부착하였으며 엔진제어장치(IC5460, Intelligent Controls Inc.)를 사용하여 점화시기, 연료량, 연료분사시기를 제어하였다.

기존의 믹서시스템은 액상의 LPG 연료를 기화기(vaporizer)를 거쳐 기체상태로 믹서에 공급하여 공기와 혼합시키는 방법을 이용하지만 이를 액상으로 엔진에 공급하기 위해 본 연구에서는 액상분사식 연료공급장치를 구성하였다. 사용된 LPG연료의 조성은 프로판(*propane*) 60%와 부탄(*butane*) 40%로 상온 상압하에서 기체이며 이를 액상으로 유지시키기 위해서는 이를 가압해야 한다. LPG 연료는 액상과 기상을 동시에 사용할 수 있는 사이폰(*siphon*) 용기에 저장되어 있으며 기상부에 질소가스를 연결하고 액상부는 소형 연료통에 연결하였다. 소형용기내 LPG 연료가 연료공급라인에서 기화되어 기포가 생기는 것을 방지하기 위하여 질소가스를 이용하여 포화증기압보다 높은 절대압력 15 bar를 유지하였다. 이렇게 공급되는 연료를 순환시키기 위한 LPG 액상 연료펌프는 가솔린엔진용 연료펌프를 이용하여 제작하였다.

액상연료의 인젝터는 시멘스(*Siemens VDO*)의 DEKA-II 인젝터를 사용하였다. DEKA-II 인젝터는 연료가 아래에서 공급되는 형태의 인젝터로 연료의 일부는 인젝터를 통하여 분사되고 나머지 연료는 연료탱크로 리턴되는 방식으로 약 25 bar의 압력까지 작동하도록 되어 있다.

## 2.2 측정 장치

### 2.2.1 연료분포측정

연소실내에 LPG 연료분포를 측정하기 위하여 기존 단기통엔진에 엔진연소실 내부관찰이 가능하도록 가시화창을 장착하였다. 가시화창은 석영라이너창(*fused silica liner window*)과 석영피스톤창(*fused silica piston window*)으로 구성되어 있으며 이를 통해 측면 및 바닥면에서 연소실 내 수직 및 수평단면 연료분포의 형광화상을 관찰하였다.

연소실 내의 형광화상을 취득하기 위하여 PLIF(*planar laser induced fluorescence*) 시스템을 구성하였다. 여기광원은 형광신호의 세기가 상대적으로 작기 때문에 강한 여기광원이 필요한데 본 연구에서는 파장이 248 nm인 KrF 엑시머 레이저(*LPX 150T, Lambda Physik*)를 사용하였다. 레이저의 최대 에너지는 400 mJ이며 20 nsec의 펄스폭을 가지고 있다. 레이저광은 248 nm용 UV거울과 원형 및 실린더형 렌즈의 조합을 통하여 레이저 평면광(*laser sheet beam*)으로 만들어져 엔진연소실내로 입사되었다. Fig. 1과 같이 레이저평면광은 연료분포의 수평단면을 보기위한 수평빔과 수직단면을 보기위한 수직빔의 두 가지 형태로 만들었다. 수평빔은 폭 48 mm로 엔진헤드 8 mm 아래의 수평단면을 통과하게 하였으며 수직빔은 폭 26 mm로 연소실의 중앙을 수직으로 지나간다. 수평단면화상은 화염가시화실험에서와 같이 45° 거울로 반사하여 ICCD(*intensified charge coupled device*)카메라로 취득하였고 수직단면은 레이저평면광의 수직방향에서 직접 촬영하게

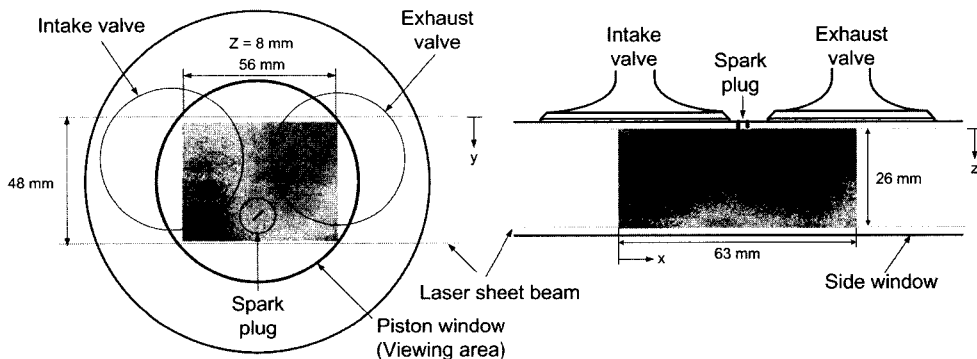


Fig. 1 Laser sheet beam configuration for bottom and side view

된다.

형광화상 취득은 ICCD카메라(4Quik 05A, Stanford Computer Optics), 105mm UV렌즈(Nikon), WG305 Cut-off 필터, 화상취득보드(Image grabber, DT3155), 시간지연장치(delay generator, DG535)를 사용하였다. 전체시스템의 동기(synchronization)는 엔진의 캠축에 연결되어있는 엔코더로부터 나오는 크랭크각 신호를 기준으로 하고 각 장치의 전자적인 시간지연을 고려하여 시간지연장치를 거쳐 신호를 보내게 된다. ICCD카메라의 노출시간을 200 ns로 하여 형광신호의 손실이 없도록 유의하였다. 레이저에 의한 산란광(scattering light)에는 형광신호보다 매우 강한 Mie산란과 같은 탄성산란(elastic scattering)이 존재하므로 형광신호만을 구별해내기 위하여 WG305 Cut-off 필터를 사용하였다.

### 2.2.2 자료취득 및 기타 장치

데이터 취득을 위한 주변장치들을 설치하였고 전체적인 실험장치도는 Fig. 2에 나타내었다.

엔진으로 들어가는 공기, 연료량을 측정하였는데, 공기유량 측정은 충류유량계(Meriam 50MY15)

를 이용하였고, 기체 LPG의 유량은 열식질량유량계(thermal mass flowmeter)를, 액상 LPG의 유량은 전자저울(balance)을 이용하여 측정하였다. 공연비 측정은 배기다기관에 설치한 UEGO(universal exhaust gas oxygen) 센서에서 확인하였다. 연소해석을 위한 연소압력 측정은 연소해석기(Indiset 620, AVL)와 점화플러그형 압력센서(GUI12S, AVL)를 사용하여 실시간으로 연소압력 데이터를 획득 및 처리하였고 300사이클의 자료를 평균하여 연소해석을 수행하였다. 이 밖에 각 부위의 온도와 압력 측정을 위해서 열전대와 압력계를 설치하였다.

### 3. 실험조건

위와 같이 구성된 실험장치를 이용해서 다음과 같은 실험방법으로 연구를 진행하였다. 엔진회전수는 대형엔진의 배기규제모드 실험을 고려하여 최대 토오크영역인 1200, 1500 rpm에서 부하조건은 imep 6 bar의 중부하 조건과 WOT(wide open throttle)의 전 부하 조건에서 진행되었다. 가시화엔진실험의 경우에는 엔진회전수 500 rpm과 부하조건은 흡기압으

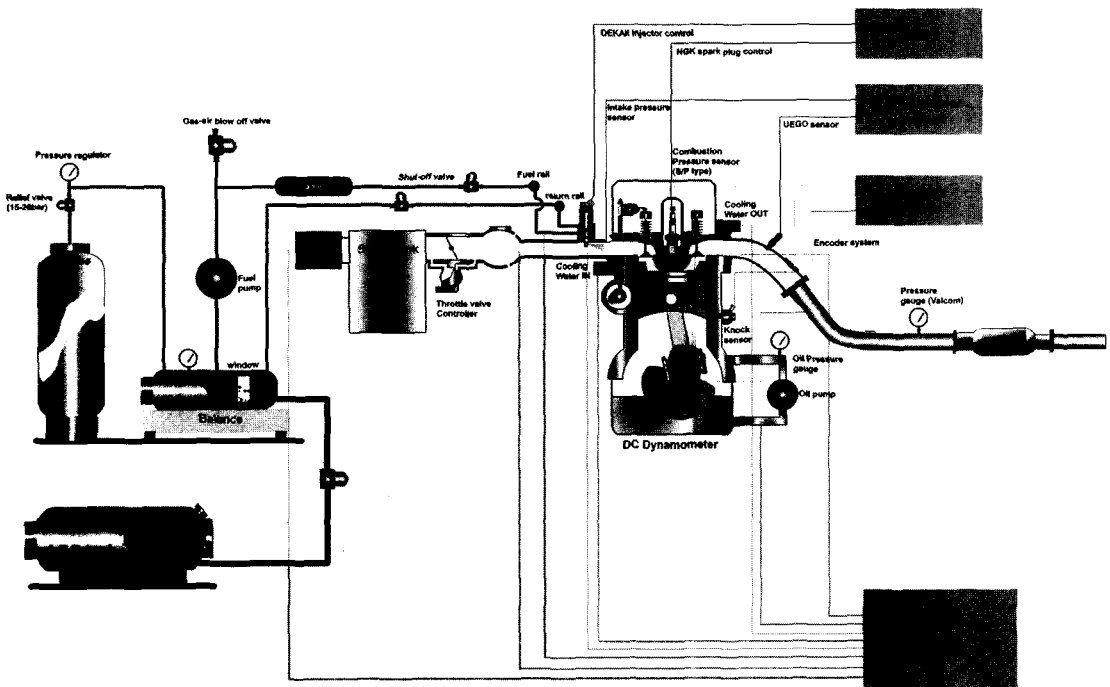
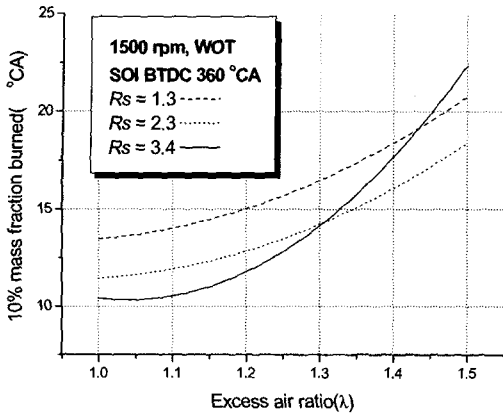
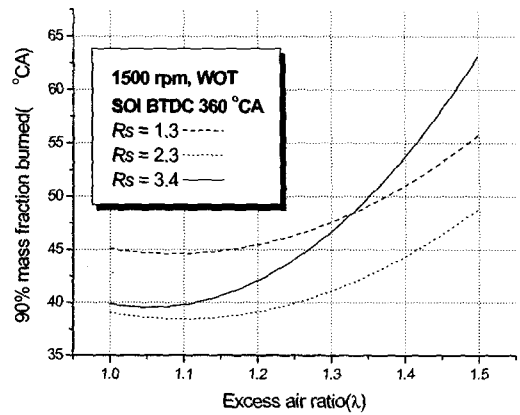


Fig. 2 Experimental setup for single cylinder engine tests



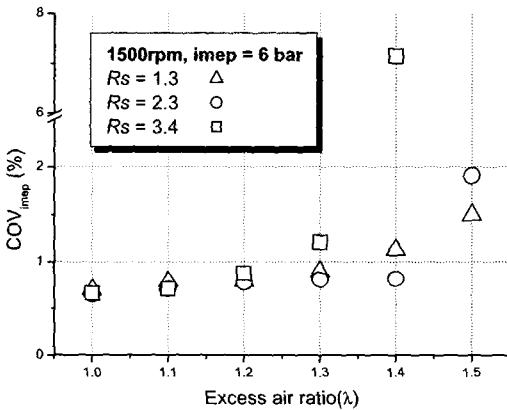


(a) 0 - 10 % mass fraction burned

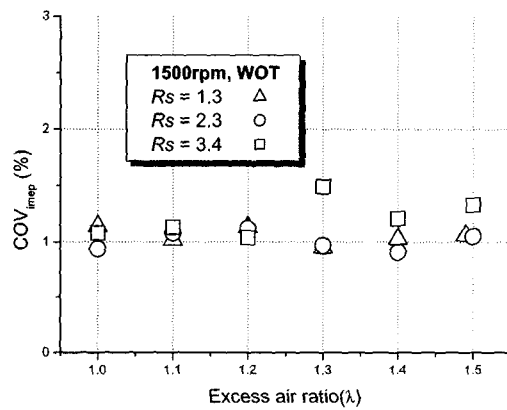


(b) 0 - 90 % mass fraction burned

Fig. 4 Combustion duration for different swirl ratio



(a) imep 6 bar



(b) WOT

Fig. 5  $COV_{imep}$  for different swirl ratios

WOT 조건에서는 1% 근처의 값을 가지므로 스월비에 상관없이 사이클변동량이 상당히 작음을 알 수 있으나 부분부하인 imep 6 bar는 희박영역으로 가면서 증가하는 경향을 보여준다.  $Rs=3.4$ 는 변동량의 증가로 희박영역의  $\lambda=1.4$  이후에는 정상적인 운전이 불가능함을 알 수 있다. 이것은 압축말기에도 강한 유동장이 존재하여 실화의 가능성이 크고 초기 화염의 성장이 불리한 조건이 형성되기 때문이다. 특히 희박한 혼합기 조건일수록 이러한 영향을 크게 받게 된다. WOT 조건에서는 상대적으로 점화직전에 고온고압의 분위기이므로 같은 점화에너지로도 실화의 가능성이 줄어들었기 때문에  $COV_{imep}$  값이 작게 나타나고 있다.

액상의 LPG 연료가 분사되어 연소실로 들어가는 과정 중에 연료분사시기는 매우 중요한 운전 변수이며 특히, 희박운전과 같은 불안정한 연소환경에서는 엔진성능에 직접적인 영향을 준다. LPG 액상연료분사의 경우에서도 분사된 연료가 일부 기화하면서 공기와 함께 엔진연소실로 유입될 때 공기와 연료의 혼합과정 및 연소실내의 공연비 분포는 연료의 분사시기에 따라 크게 달라진다. 따라서 본 연구에서는 희박한 연료가 안정된 연소를 가능하게 하는 방법을 연료분사시기의 변화에 따라 관찰하였다.

Fig. 6은 이러한 SOI변경에 대한 실험결과로 SOI에 따른 희박연소 안정성을 나타내고 있다. 비교적 일찍 분사를 하는 경우가 가장 희박한계가 짧았다.

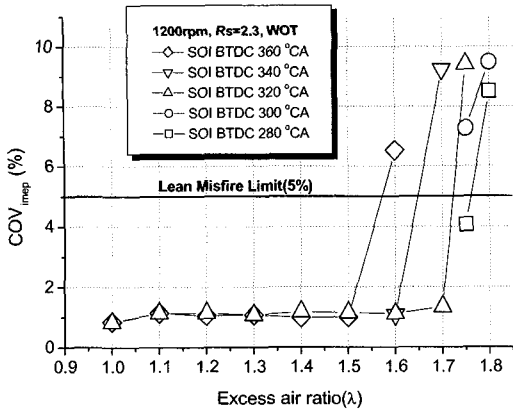


Fig. 6 COVimep with different fuel injection timings

최적의 분사시기는 대략 BTDC 280-300°C 부근이며 이렇게 분사를 할 경우 희박한계가 공연비( $\lambda$ ) 1.7 이상으로 확장되었다. 이 같은 결과는 SOI에 의해서 연료의 성층화가 이루어지고 있으며 이로 인해서 화염핵의 생성 및 성장이 유리하여 화염전파기간도 단축되기 때문으로 보인다.

Fig. 7은 이러한 SOI변경에 따른 연소기간을 나타내고 있다. 최적의 SOI 조건에서 가장 짧은 연소기간을 보이고 있다. 흡기밸브가 열리면서 유입되는 공기와 연료의 혼합기는 분사시기에 의하여 혼합기 형성과정이 다르게 진행된다. CVI의 경우 엔진흡기 관내에서 분사된 연료는 공기와 혼합이 진행되면서 흡기밸브가 열릴 때 실린더로 유입되어 실린더의 아래 부분에 주로 분포하게 되어 상대적으로 실린더의 상층부 보다는 농후한 혼합기가 분포하게 된다. 그러나 OVI의 경우는 흡기밸브가 열려있는 시점에서 연료가 분사되므로 분사된 연료는 분사시기에 따라서 조금씩 달라지기는 하지만 실린더의 상층부에 분포하게 된다. 따라서 점화플러그 근처에서 상대적으로 농후한 혼합기를 형성하게 되고 이것은 연소에 유리한 축 방향으로의 연료성층화(fuel stratification)를 의미하게 된다. 따라서 희박조건의 경우에는 이러한 연료분포의 형성이 실화나 부분연소를 방지할 수 있고 희박한계를 확장할 수 있는 중요한 요소가 되므로 본 연구에서는 연소실내 압축과정중의 연료분포측정을 통하여 이러한 현상을 검증하는 연구를 수행하였다.

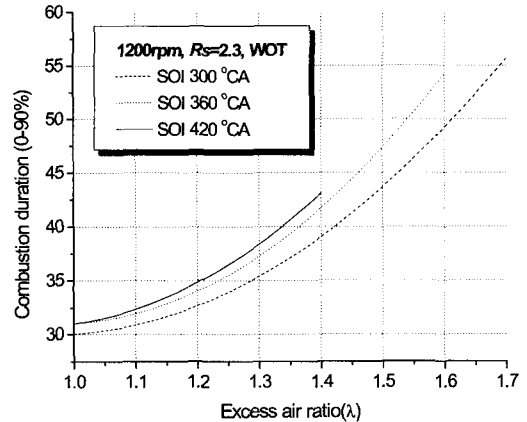


Fig. 7 Combustion duration for different fuel injection timing

#### 4.2 연료분포 측정 실험

연소실에서 얻어진 형광화상은 정성적인 혼합을 나타내는데 이것을 정량적인 연료분포로 나타내기 위해서는 형광신호의 세기와 공연비 사이의 상관관계를 구하는 보정작업이 필요하다. 여기서는 형광화상의 오차를 발생시키는 요소를 제거해 주어야 하는데 고려해야 할 주요한 오차요인은 레이저 에너지의 변화, 레이저 평면광의 공간적인 불균일, ICCD 카메라 CCD 소자의 감도차이, 그리고 첨가제(dopant)로 사용된 아세톤 외의 다른 원인에 의한 형광 등이 있다. 따라서 본 연구에서는 일련의 과정을 거쳐서 형광신호의 정량화 작업을 수행하고 Fig. 8과 같이 당량비(공기과잉율)에 따른 형광신호의 상관관계를 구하였다.<sup>9, 10)</sup>

두 가지 스윙유동조건에서 OVI 경우의 수평단면 당량비 분포를 Fig. 9에서 보여주고 있다. 본 그림에서 각 이미지는 50개의 개별이미지를 평균한 결과를 나타낸 것이다. 연소실내 유동의 방향이 시계방향으로 진행되므로  $Rs=2.3$ 의 조건에서 BTDC 120°C 크랭크각 시점에서 좌측하단에 관찰되는 높은 당량비( $\phi$ )의 혼합기가 시간이 지남에 따라 이미지의 상단으로 이동하는 것을 알 수 있다. BTDC 60°C에서는 과농한 혼합기가 관찰영역 밖으로 사라짐에 따라 그림의 상단에 조금 보이고 있지만 다시 이 혼합기는 유동방향에 따라 움직이면서 BTDC 40, 30°C 시간대에서는 점화플러그 근처로 접근하고 있는 현상이 관찰된다.  $Rs=3.4$ 에서는 측정영역내

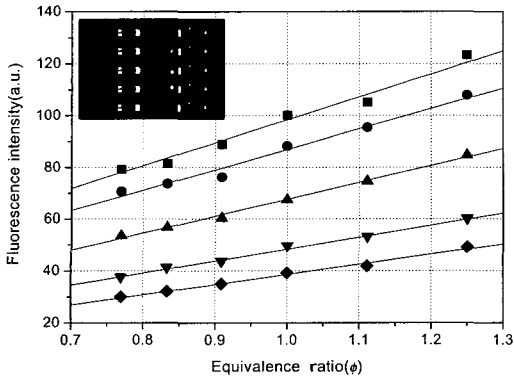


Fig. 8 Relationship between equivalence ratio ( $\phi$ )(or air excess ratio,  $\lambda$ ) and relative fluorescence intensity

의 대부분이 당량비( $\phi$ ) 1.5 이상의 당량비 분포를 보여주고 있어  $Rs=2.3$  보다 높게 나타나는 것을 알 수 있다.  $Rs=3.4$ 의 경우에도 유동의 방향에 따라 혼합기의 이동현상을 관찰할 수 있지만 전반적으로 높은 당량비 분포로 인하여 연료가 연소실의 중심에 집중되어 있는 형태를 보여 주고 있다. 스윙유동의 세기에 따른 이러한 차이는 초기화염전파 과정에 크게 영향을 주므로 희박연소한계 확장에 매우 중요한 의미가 있다.

Fig. 10은 CVI의 경우 두 가지 스윙유동의 세기에 따라 수평연료분포를 나타낸 그림이다.  $Rs=3.4$ 의 경우 BTDC 120°C에서는 당량비가 0.7이하로 매우 낮게 나타나고 있고 시간이 지남에 따라 BTDC 90°C부터 배기밸브 측에서부터 연료농도가 높은 혼합기가 밀려들어 오고 있는 것이 보이며 압축과정이 진행되면서 수평단면의 혼합기 당량비 분포는  $Rs=2.3$ 와 비슷해지는 경향을 관찰할 수 있다. 따라서 강한 스윙유동의 조건에서는 연료와 공기의 혼합이 약한 스윙유동의 경우보다 늦게 진행되고 있음을 알 수 있다.

Fig. 11은  $Rs=3.4$  조건에서 OVI와 CVI 두 경우에 대한 연소실 수직단면의 당량비 분포를 보여주고 있다. CVI의 경우 압축과정이 진행되면서 아래 부분의 당량비가 상대적으로 약간 높게 나오고 있다. 앞에서 언급한 바와 같이 흡기관에서 분사된 액상의 LPG 연료는 흡기밸브가 닫힌 상태에서 분사되어 기화되면서 흡기관내를 채우게 되며 흡기밸브가 열리는 순간 연소실내로 먼저 유입되게 된다. 이때

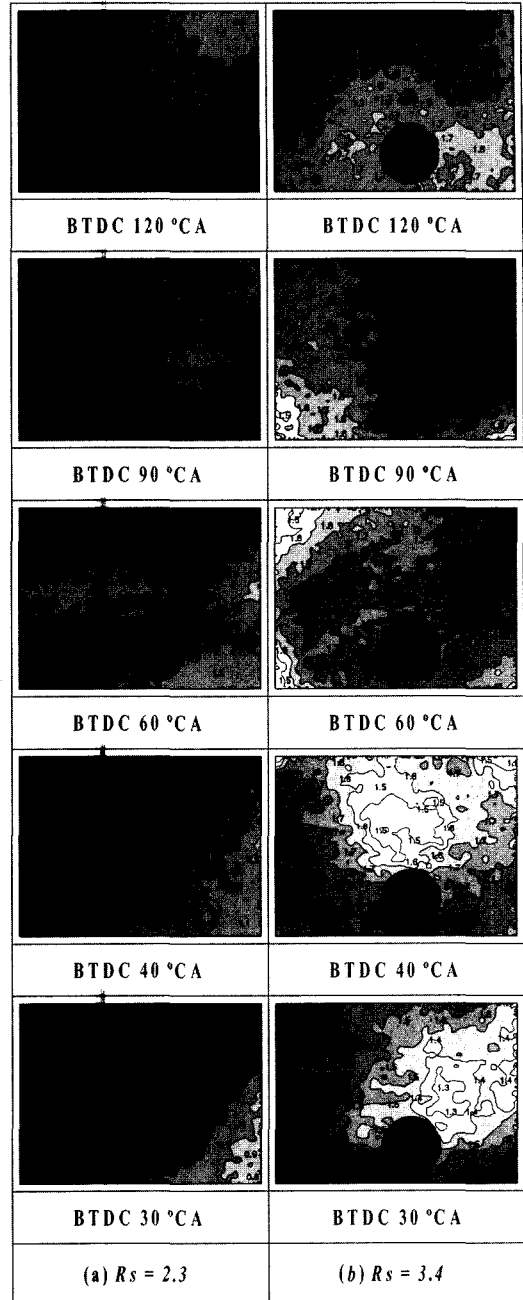


Fig. 9 The averaged bottom-view images of fuel distribution during the compression process for open valve injection and overall equivalence ratio( $\phi$ )=1.0

흡입된 연료는 피스톤의 움직임에 따라 실린더 아래로 이동하게 되고 나머지 흡입과정 중에 들어온 공기는 실린더의 상부를 차지하게 되므로 자연히



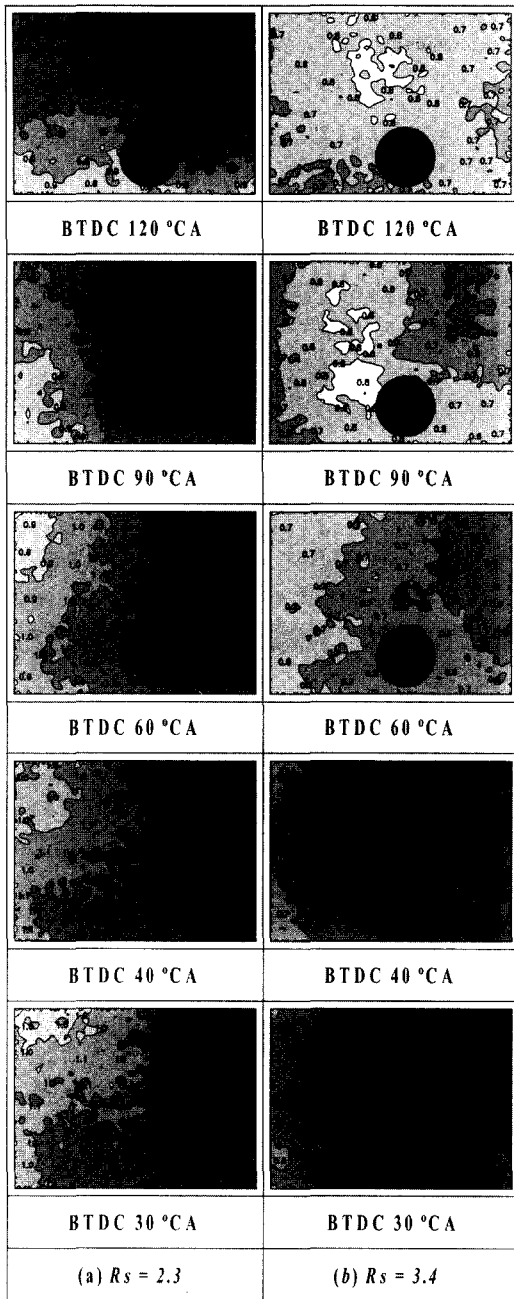


Fig. 10 The averaged bottom-view images of fuel distribution during the compression process for closed valve injection and overall equivalence ratio( $\phi$ )=1.0

실린더내의 연료분포는 역성층화 형태를 띠게 된다. 압축과정이 진행되면서 피스톤이 위 방향으로 이동하게 되면 공기와 연료의 혼합과정이 진행되므

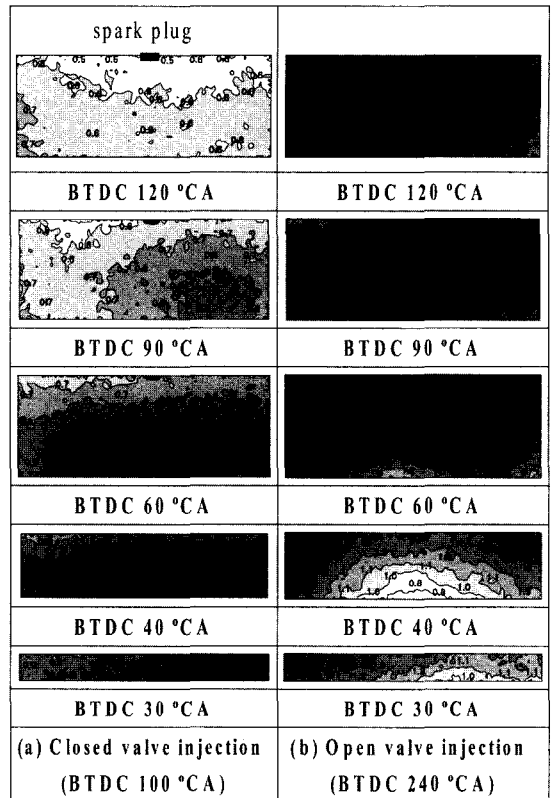


Fig. 11 The averaged side view images of fuel distribution during the compression process for  $R_s=3.4$ , and overall equivalence ratio( $\phi$ )=1.0

로 BTDC 40, 30°C에서는 균일도(homogeneity)가 이전 시간대보다 증가한 형태를 볼 수 있다. 그러나 여전히 점화플러그 근처에서의 당량비는 다른 부분에 비교하여 낮은 값을 가지고 있음을 알 수 있다. 반면에 OVI의 경우는 Fig. 9에서와 같이 엔진실린더 중앙에 농후한 혼합기가 분포하고 있으면서 압축과정이 진행되어도 여전히 수직방향의 성층화(stratification)는 지속되고 있음을 알 수 있다. 따라서, 압축말기(BTDC 30°C) 근처에서 점화플러그 주변의 혼합기는 농후한 상태가 유지되고 있다. OVI는 엔진흡기행정 후반에 연료가 분사되므로 CVI와는 달리 실린더의 상단에 많은 연료가 분포하게 되는 것이다. 이것은 실화(misfire)를 방지하고 연소를 안정화함으로써 희박연소를 실현하는데 있어서 매우 중요한 요소이다.<sup>8)</sup>

Fig. 12는  $R_s=2.3$ 인 경우에 수직단면 당량비 분

spark plug	
BTDC 120 °CA	BTDC 120 °CA
BTDC 90 °CA	BTDC 90 °CA
BTDC 60 °CA	BTDC 60 °CA
BTDC 40 °CA	BTDC 40 °CA
BTDC 30 °CA	BTDC 30 °CA
(a) Closed valve injection (BTDC 100 °CA)	(b) Open valve injection (BTDC 240 °CA)

Fig. 12 The averaged side view images of fuel distribution during the compression process for  $R_s=2.3$ , and overall equivalence ratio( $\phi$ )=1.0

포를 나타내고 있다.  $R_s=3.4$ 와 비교하여 당량비 분포는 상대적으로 균일한 형태를 보여주고 있으며 OVI 경우에 BTDC 120°C A 형광화상 좌측에 나타나고 있는 농후한 혼합기가 압축과정이 진행되면서 연소실 전체로 퍼져나감을 알 수 있다. 이상과 같이 동일한 공연비 조건에서도 스월유동이 강한  $R_s=3.4$ 인 경우는 OVI 조건에서 점화플러그 근처에 농후한 혼합기가 분포하는 성층화현상을 관찰할 수 있었다. 따라서 이것은 초기화염의 성장에 유리한 조건이므로 Fig. 4(a)와 같이 일부영역에서 10% 질량연소기간이  $R_s=3.4$ 가  $R_s=1.3, 2.3$  보다 빠른 현상을 설명할 수 있다.

### 5. 결론

LPG 액상분사식 연료공급장치를 적용한 대형 전

기점화식엔진에서 스월비 및 연료분사기에 따른 희박연소특성 연구를 수행하였으며 그 주요 결과를 정리하면 다음과 같다.

- 1) 초기연소기간(10% 연소기간)은  $\lambda=1.0-1.3$  영역에서 강한 스월( $R_s=3.4$ )이 유리하였으나 90% 연소기간은  $R_s=2.3$ 이 빠른 것으로 나타났다. 과도한 스월비의 증가는 희박운전영역에서 연소의 안정성이 크게 떨어짐을 확인하였는데 이것은 과도한 스월비 증가에 따른 열손실의 증가와 점화시점에도 존재하는 강한 유동으로 인하여 화염핵(flame kernel)의 안정적인 생성과 성장에 불리하기 때문인 것으로 판단된다.
- 2) SOI(start of injection)는 희박운전한계의 확장에 영향을 미치는 중요한 인자로 최적의 연료분사 시기는 엔진의 운전속도와 연료분사기의 분사 지속시간의 영향을 받지만 흡기밸브가 열려있는 기간 중에 분사하는 개밸브분사(OVI)인 경우였다.
- 3) 가시화엔진에서 압축과정 중의 당량비 분포를 측정된 결과 개밸브분사(BTDC 240°C A)의 경우에 연료 성층화(fuel stratification) 현상이 두드러지게 나타났으며 특히,  $R_s=3.4$ 인 경우 개밸브분사(OVI)는 점화플러그에 가까워질수록 농후한 혼합기 형태를 나타내는 반면 폐밸브분사(CVI)는 그 반대의 현상을 보여주었다.

### 후 기

본 연구는 과학기술부에서 시행중인 국가지정연구실사업(NRL) “청정가스연료 신 고압분사 시스템 개발기술” 과제 수행의 일부로 이루어졌으며 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

### References

- 1) G. E. Hundleby, “Low Emissions Approaches for Heavy-duty Gas-Powered Urban Vehicles,” SAE 892134, 1989.
- 2) M. G. K. Jones, D. M. Heaton, “Nebula Combustion System for Lean Burn Spark Ignited Gas Engines,” SAE 890211, 1989.
- 3) J. Weide, J. J. Seppen, J. Ling, H. J. Dekker,

- “Experiences with CNG and LPG Operated Heavy Duty Vehicles with Emphasis on US HD Diesel Emission Standards,” SAE 881657, 1988.
- 4) S. Jaasma, “The Development of Heavy Duty LPi Systems,” Vialle Technical Paper, May-1998, pp.3-11, 1998.
- 5) R. Sirens, “An Experimental and Theoretical Study of Liquid LPG Injection,” SAE 922363, 1992.
- 6) S. Lee, J. Kuswaka, Y. Daisho, “Mixture Formation and Combustion Characteristics of Directly Injected LPG Spray,” SAE 2003-01-1917, 2003.
- 7) G. D. Partington, “Analysis of Steady Flow Tests on Inlet and Exhaust Ports,” Ricardo Report, p.6, 1980.
- 8) A. A. Quader, “The Axially-Stratified-Charge Engine,” SAE 820131, 1982.
- 9) S. P. Park, “An Experimental Study of Measurement Technique of Air Fuel Ratio Acetone PLIF,” MS Thesis, Department of Aerospace Engineering, Chungnam National University, pp.26-32, 2003.
- 10) S. P. Park, H. I. Huh, S. M. Oh, K. Y. Kang, C. S. Bae, “Acetone PLIF for Fuel Distribution Measurements in Liquid Phase LPG Injection Engine,” Transactions of KSAE, Vol.12, No.1, pp.74-82, 2004.