

대형 액상 LPG 분사식 SI 엔진에서 화염 가시화를 이용한 희박영역에서의 화염 전파특성 연구

Flame Propagation Characteristics in a Heavy Duty Liquid Phase LPG Injection SI Engine by Flame Visualization

김 승 규*, 배 충 식*, 오 승 목**, 김 창 업**, 강 건 용**
Seungyu Kim, Choongsik Bae, Seungmook Oh, Changup Kim, Keryong Kang

ABSTRACT

Combustion and flame propagation characteristics of the liquid phase LPG injection (LPLI) engine were investigated in a single cylinder optical engine. Lean burn operation is needed to reduce thermal stress of exhaust manifold and engine knock in a heavy duty LPG engine. An LPLI system has advantages on lean operation. Optimized engine design parameters such as swirl, injection timing and piston geometry can improve lean burn performance with LPLI system. In this study, the effects of piston geometry along with injection timing and swirl ratio on flame propagation characteristics were investigated. A series of bottom-view flame images were taken from direct visualization using an UV intensified high-speed CCD camera. Concepts of flame area speed, in addition to flame propagation patterns and thermodynamic heat release analysis, was introduced to analyze the flame propagation characteristics. The results show the correlation between the flame propagation characteristics, which is related to engine performance of lean region, and engine design parameters such as swirl ratio, piston geometry and injection timing. Stronger swirl resulted in faster flame propagation under open valve injection. The flame speed was significantly affected by injection timing under open valve injection conditions; supposedly due to the charge stratification. Piston geometry affected flame propagation through squish effects.

주요기술용어 : Single cylinder optical engine(단기통 가시화 엔진), Combustion chamber(연소실), Lean burn(희박연소), Injection timing(분사시기), Swirl(스웰), Squish(스퀴시), LML(실화 희박한계점), Flame visualization(화염 가시화)

Nomenclature

A_s : squish area, mm^2
 A_b : bowl surface area, mm^2

L_t : top land length, mm
 S_{af} : flame area speed, pixels/CA
CA : crank angle
 S_l : laminar flame velocity
LML : lean misfire limit
RS : Ricardo swirl number
mean S_{af} : mean flame area speed, pixels/CA

* 회원, 한양대학교 기계공학과
** 회원, 자동차부품연구원 동력시스템실

\bar{s} : normalized squish intensity

Subscripts

i : time step of flame image

1. 서 론

대형 디젤 엔진 차량의 배기가스로 인한 도심지의 환경오염이 심각해지면서 기존의 디젤 엔진을 LPG나 천연가스 같은 청정 연료를 사용하는 엔진으로 대체 하려는 움직임이 가속화 되고 있다. 본 연구의 대상이 되는 대형 액상 분사식 LPG 엔진은 유해 배기물이 적으며 액상으로 연료를 분사하므로 체적효율이 증가하고 공연비 제어가 용이한 장점을 가지고 있다.¹⁾ 그러나 대형 엔진에서는 LPG의 특성으로 인해 배기 열부하 문제와 엔진 노킹이 심각해지는 문제가 발생하게 된다. 따라서 배기 열부하 저감 및 엔진 노킹을 줄이기 위하여 희박 연소를 하면서도 안정적인 급속 연소를 이루는 것이 필요하게 된다.²⁻⁵⁾

점화 플러그 주위에 농후한 혼합기를 분포시키는 연료성층화를 통하여 연소 성능을 개선하거나⁶⁾ 실린더 내의 난류 강도를 조절하여 급속 연소를 이루어 연소 성능을 개선할 수 있다.⁷⁻⁹⁾ 스윙(swirl)과 분사시기(injection timing)는 연소실 내 혼합기의 성층화에 중요한 역할을 하는 것으로 알려져 있으며 흡기관 연료분사 시스템(PFI, Port Fuel Injection)엔진의 경우 연료분사시기는 혼합기를 축 방향으로 성층화(axial stratification) 시키는 주 요인인 것으로 알려져 있다.¹⁰⁻¹²⁾

본 연구에서는 희박 영역에서의 연소 안정성 및 연소성능의 개선을 도모하기 위하여 스윙비(swirl ratio), 연료 분사시기 및 연소실 형상이 연료 성층화 및 내부 유동장을 통해 화염 거동에 미치는 영향을 화염 가시화 법을 통하여 알아보고자 하였다. 아울러 안정적인 연소 환경을 만들어 줄 수 있는 적절한 스윙비, 연료분사시기 및 연소실 형상을 제시하고자 하였다.

2. 실험장치 및 실험방법

2. 1 실험용 엔진

Fig. 1과 같이 실험용으로 제작된 단기통 가시화 엔진을 사용하여 실험을 수행하였다. 엔진에 장착된 가시화 모듈은 석영 라이너(fused silica liner)와 석영 피스톤 창(fused silica piston window)으로서 각각을 통해 측면 및 바닥면에서 연소실내의 화염을 관찰할 수 있다. 연료는 프로판과 부탄이 6 : 4로 섞인 LPG를 사용하였으며 액상의 연료를 10 bar로 공급하였다. 연료 공급 방식은 LPLI(Liquid Phase LPG Injection)를 사용하였다. 엔진의 사양은 Table 1에 나타내었다.

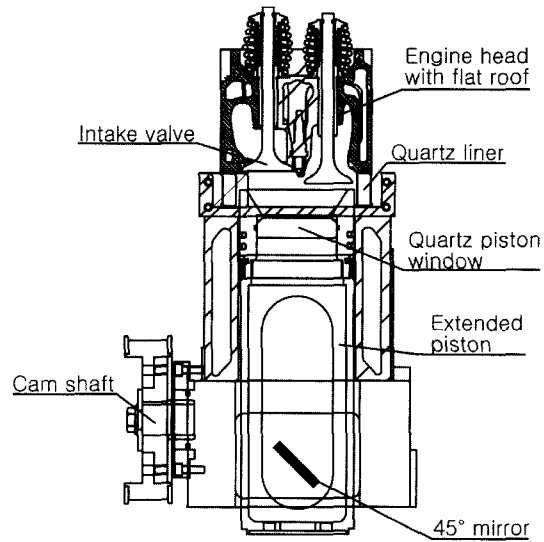


Fig. 1 Schematic of tested optical engine

피스톤 창을 통하여 35%의 연소실 내부 면적을 관찰할 수 있으며 흡기와 배기 밸브의 일부분 그리고 스파크 플러그의 위치를 확인할 수 있다. Fig. 2는 피스톤 창을 통하여 보이는 연소실 내부의 모습을 나타낸 것이다.

2.2 실험조건

실험은 가시화 모듈에 무리를 주지 않도록 엔진 운전속도 500rpm, 스로틀 개도 10% 그리고 냉

Table 1 Engine specification

Stroke	140 mm	
Bore	130 mm	
Compression ratio	9.3	
Displacement volume	1858 cm ³	
Quartz piston window size	77.6 mm	
Ignition type	SI	
Valve timing (° CA)	Intake open	BTDC 18
	Intake close	ABDC 50
	Exhaust open	BBDC 50
	Exhaust close	ATDC 18
Fuel supplying pressure	10 bar	
Fuel composition (C ₃ H ₈ : C ₄ H ₁₀)	6 : 4	

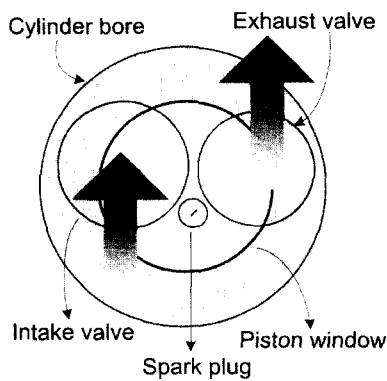


Fig. 2 Position of imaged area

각수 온도는 50°C로 고정된 상태에서 진행되었다. 피스톤 형상, 스윙비 및 연료분사시기가 희박 영역에서의 화염전파 특성에 미치는 영향을 알아보기 위하여 각각의 조건을 변화시켜 주었다.

연소실 형상을 변화시켜 주기 위하여 네 가지 각각 다른 모양의 피스톤을 사용하였다. 각각의 piston은 압축비가 9.3으로 일정하며 bowl의 형상에 따라 squish area(A_s), bowl surface area(A_b), 및 top land length(L_t)에 차이가 있으므로 스퀴시 강도의 차이가 생긴다. 스퀴시 강도는 연속 방정식에 근거하여 이론적으로 계산되었으며¹³⁾ 피스톤 A의 스퀴시 강도(\bar{s})를 1로 하여 나머지 피스톤의 스퀴시 강도를 정규화하여 주었다. 피스톤 A

는 구형 보울형상 (spherical bowl shape)이며 나머지 피스톤 B, C 그리고 D는 실린더형상 (cylindrical bowl shape)이다. Table 2는 피스톤의 사양이며 Fig. 3은 피스톤의 형상을 나타낸다.

스윙이 미치는 영향을 알아보기 위하여 세가지 스윙 강도를 사용하였다. 스윙비 RS=1.3, 2.0, 3.4를 각각 약한 스윙, 중간 스윙 그리고 강한 스윙이라고 부르기로 한다. 스윙비는 RS(Ricardo swirl number)를 사용하였다.¹⁴⁾

연료 분사시기는 크게 open-valve 분사와 closed-valve 분사로 나누어 변화시켜 주었다. Open-valve 분사는 BTDC 360°CA으로부터 40°CA 간격으로 BTDC 200°CA까지 변화시켜 주었으며 closed-valve 분사는 흡기밸브가 닫힌 후 50°CA 후인 BTDC 100°CA와 흡기 밸브가 열리기 18°CA 전인 BTDC 400°CA로 정해 주었다. 분사시기의 위치와 명칭은 Fig. 4에 나타내었다.

2.3 화염가시화

Fig. 5는 화염가시화를 수행한 실험장치의 개략도를 나타낸다. 고속카메라 촬영은 엔진의 점화신호에 동기가 되어 점화시점으로부터 1ms 간격으로 여러 시간대의 화염을 한 싸이클에 찍는데 이용되었다. 엔진 운전속도가 500rpm 일 때

Table 2 Piston specification

Piston	A_s [mm ²]	A_b [mm ²]	\bar{s}	L_t [mm]
A	2782	14567	1.0	15.68
B	4344	16182	2.3	15.68
C	6882	11500	0.3	10
D	2601	15755	1.1	15.68

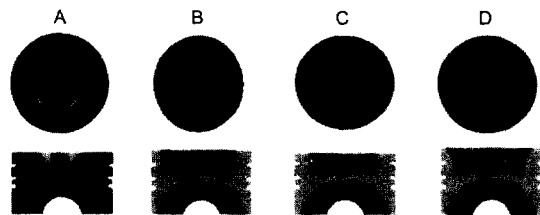


Fig. 3 Bowl shape of test pistons

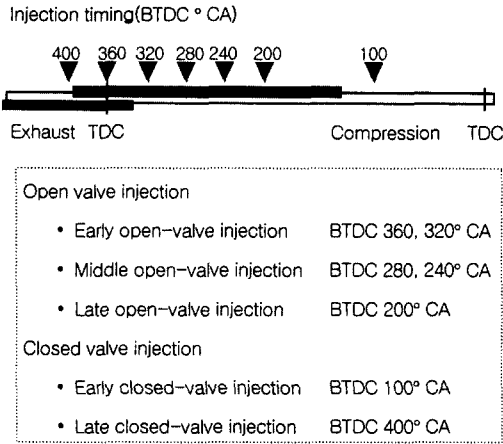


Fig. 4 Tested injection timings

1ms는 3° CA에 해당한다. 45° 거울을 통해 나오는 연소화상은 릴레이 렌즈를 거쳐 고속카메라에 의해 촬영된다.

고속카메라(Kodak motion analyzer SR-c)의 고속 촬영시 부족한 광량을 보상하기 위하여 광증폭기(high speed gated image intensifier, Hamamatsu C4273)를 사용하였다. 가시화엔진은 22kW급 DC동력계와 엔진제어장치(Motec M4)를 사용하여 운전하였다.

화염면의 크기는 화염으로 추정되는 부분에서 밝기를 가지는 모든 픽셀의 갯수로 정의하였고 이것으로부터 화염면적속도($S_{af,i}$)를 정의하였다. i^{th} step에서의 화염면적속도와 a° CA부터 b° CA까지의 평균화염면적속도는 식 (1), (2)와 같이 정의하였다.

$$S_{af,i} = \frac{N_i - N_{i-1}}{t} [\text{pixels}/^\circ \text{CA}] \quad (1)$$

$$\text{mean } S_{af} = \frac{\sum_a^b S_{af,i}}{b-a} [\text{pixels}/^\circ \text{CA}] \quad (2)$$

where, N_i = Number of pixels inside flame at i -th step [pixels]

t = time interval between i and $i-1$ step [$^\circ$ CA]

$b-a$ = selected time interval [$^\circ$ CA]

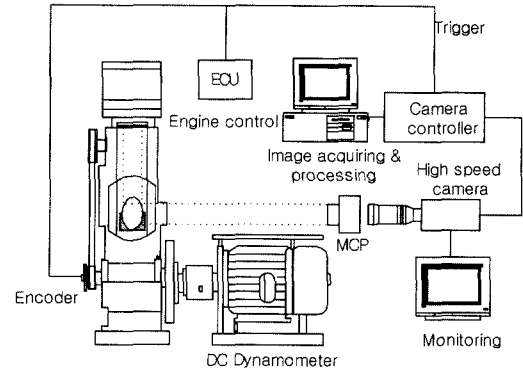


Fig. 5 Schematic diagram of experimental setup

화염전파는 3차원 현상이므로 2차원적 화염면적해석으로 연소특성을 비교하는 것은 오류가 있을 수 있으나 가시화 범위가 연소초기에 해당하고 화염이 비교적 대칭적으로 발달하므로 정성적인 경향을 파악하는 것은 가능한 해석법으로 판단된다.

3. 실험결과

3. 1 공연비의 영향

실린더 내 혼합기가 희박한 혼합기일수록 화염은 붉은 화염에서 푸른 화염으로 변해갔으며 밝기도 점점 어두워지는 경향을 나타내었다. Fig. 6은 시간에 따른 화염면을 공연비 별로 비교한 것이다. 사진으로부터 보는 바와 같이 같은 시간대의 화염의 크기가 희박한 혼합기일수록 작은 것을 알 수 있다.

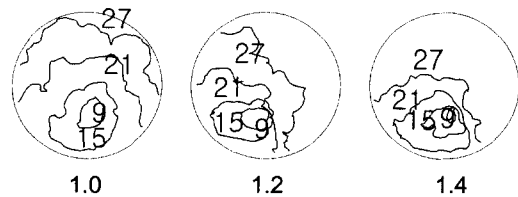


Fig. 6 Flame fronts at 9~27° CA after ignition with respect to air excess ratios 1.0, 1.2 and 1.4 (RS=2.0, injection timing BTDC 360° CA, piston-A)

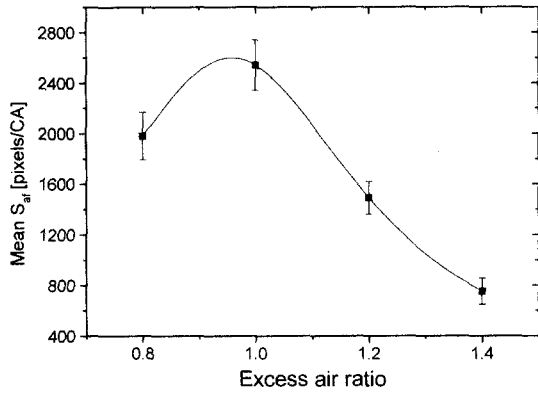


Fig. 7 Mean flame area speed with respect to air excess ratio(RS=2.3, injection timing BTDC 240°CA, piston-C)

Fig. 7은 평균화염면적속도를 공기과잉률의 변화에 따라서 나타낸 것이다. 이론공연비 혹은 약간 농후한 영역에서 전파속도가 가장 빠르고 희박한 영역으로 갈수록 속도가 느려짐을 알 수 있다.

3.2 연료분사시기의 영향

Fig. 8은 연료분사시기에 따른 화염의 성장 과정을 나타내는 것이다. 흡기 과정의 중간에 해당하는 BTDC 240°CA에서 연료 분사를 할 때 화염이 더 큰 것을 볼 수 있다.

Quader¹⁰⁾가 제시한 연료분사시기에 따른 축방향 성층화 모델에 근거하여 고려할 때, 흡기과정의 중간(BTDC 240°CA)에 분사된 연료는 실린더의 상층부에 위치하여 축 방향 성층화가 이루어지게 되므로 전반적으로 희박한 상황에서도 빠른 화염성장이 이루어지는 것이다. Fig. 9는 화염의 면적을 연료 분사시기에 따라 비교한 것이다.

흡기과정의 중간에 해당하는 분사시기(middle open-valve injection, BTDC 280, 240°CA)의 화염면적이 다른 분사시기의 화염면적보다 더 큰 것을 알 수 있다. 최적의 분사시기(BTDC 240°CA) 이외의 시기에 연료를 분사한 경우에는 화염의 면적이 작았으며 분사시기의 변화에 따른 영향은 크지 않았다.

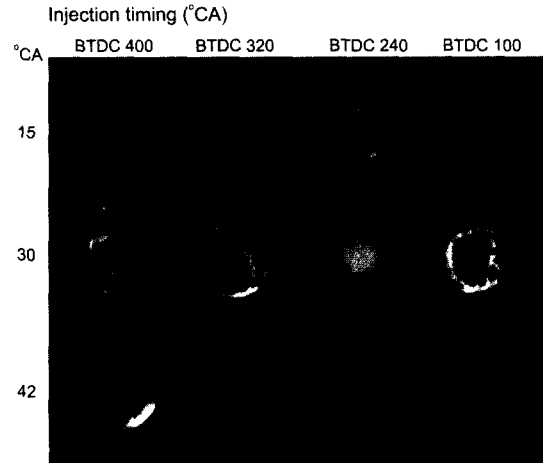


Fig. 8 Flame images for different injection timing at 15, 30 and 42° CA after ignition. Closed valve injection timings are BTDC 400° CA (1st column) and BTDC 100° CA (4th column). Open valve injection timings are BTDC 320° CA (2nd column) and BTDC 240° CA (3rd column). (RS=3.4, $\lambda=1.2$, piston-B)

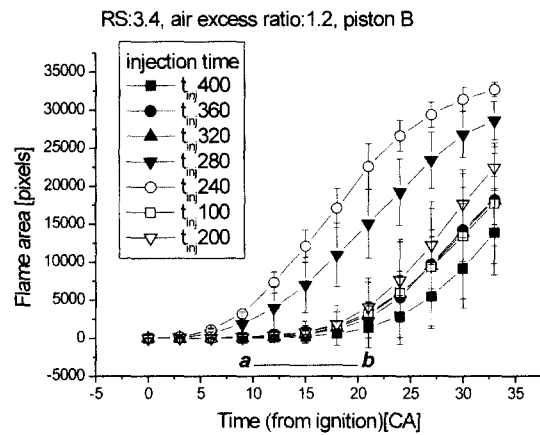


Fig. 9 Flame area from ignition to 33° CA after ignition for seven injection timings. The selected interval, a ~ b, was 9° ~ 21° CA(RS=3.4, $\lambda=1.2$, piston B)

Fig. 10은 점화 후 9부터 21°CA까지 평균화염면적속도를 분사시기에 따라 비교한 것이다. BTDC 240°CA 인 경우에 평균화염면적속도가 가장 빠른 것을 재 확인할 수 있다. 분사시기 BTDC 100과 400°CA는 모두 closed-valve 분사시기로 연소성능에 큰 차이가 없을 것으로 예상된다. 하

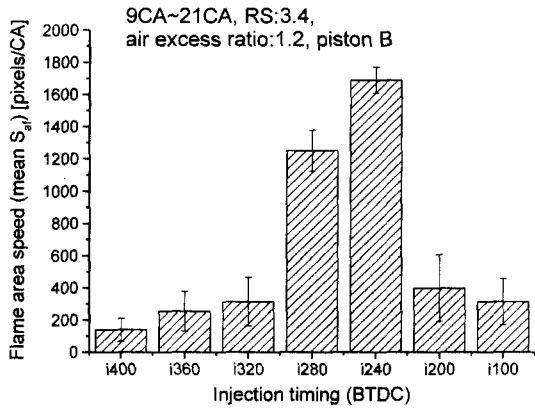


Fig. 10 Mean flame area speed for different injection timing. The selected interval, a ~ b, was 9° ~ 21° CA. (RS=3.4, λ =1.2, piston B)

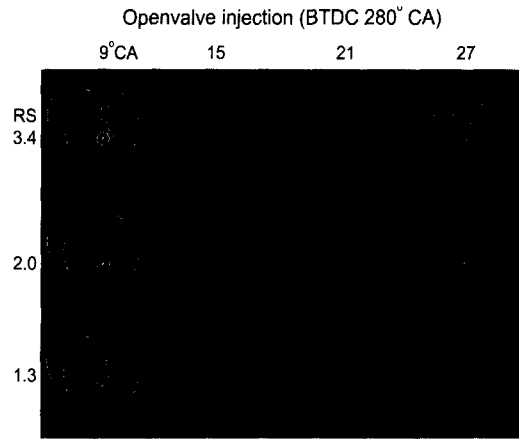
지만 Fig. 10에서 두 분사시기 간의 속도를 비교하면 early closed-valve 분사(BTDC 100° CA)의 경우가 속도가 더 빠른 것을 발견할 수 있다.

BTDC 100° CA에 분사된 연료는 흡기매니폴드 안에서 다음 번 흡기 밸브가 열릴 때까지 시간을 가지고 기화하기 때문에 균일한 상태로 실린더 내부로 들어가지만 BTDC 400° CA의 경우는 분사된 연료가 바로 실린더 내로 들어가서 피스톤 표면에 분포하는 역성층화가 일어나기 때문에 연소 성능에 차이가 생기는 것으로 생각된다.

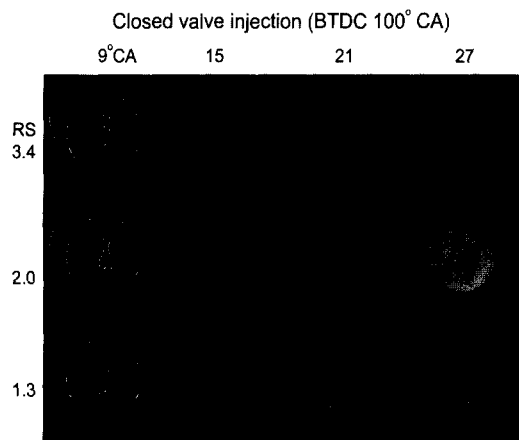
이론 공연비에서는 분사시기에 따른 화염 전파속도의 차이가 두드러지게 나타나지 않았다.

3.3 스웰비의 영향

Fig. 11은 두 가지 분사시기 BTDC 280° CA (open-valve injection), BTDC 100° CA(closed-valve injection)에 대하여 시간대별 화염이미지를 스웰강도에 따라 비교한 것이다. 화염이미지는 10장의 이미지를 평균하여 나타낸 것으로 화염의 평균적인 크기를 알 수 있다. 스웰이 화염 전파속도에 미치는 영향은 분사시기에 따라 경향이 변했다. 분사시기가 BTDC 280° CA 일 때, 강한 스웰 (RS=3.4)의 화염이 약한 스웰인 경우의 화염보다 더 큰 것을 관찰할 수 있다. 반면 분사시기가 BTDC 100° CA인 경우 중간 스웰



(a) Injection at BTDC 280° CA, open valve injection



(b) Injection at BTDC 100° CA, closed valve injection

Fig. 11 Averaged flame images of three different swirl ratios. Images were obtained at 9°, 15°, 21° and 27° CA after ignition

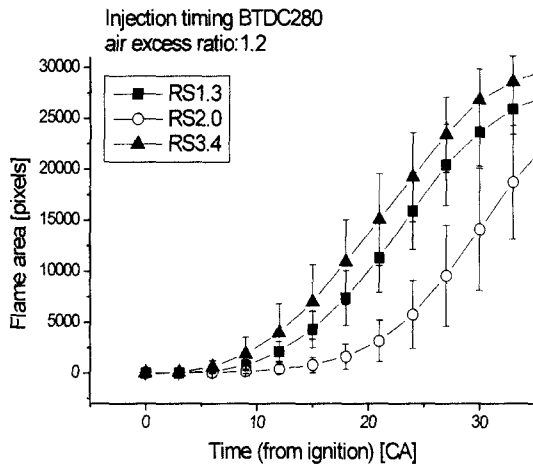
(RS=2.0)의 경우가 빠른 화염전파속도를 보였다.

Fig. 12는 연소해석을 통해 스웰비에 따른 연소기간을 나타낸 것이다. Fig. 12(a)에서 보는 바와 같이 open-valve 분사시 스웰비 3.4가 연소 성능의 개선을 보이는 것은 강한 스웰이 축 방향의 혼합을 억제하여 연료성층화를 유지시켜주기 때문인 것으로 생각된다. 기화기 방식의 연료공급 엔진에서 스웰이 강해짐에 따라 연소 성능이 개선되는데 스웰강도가 적정 수준을 넘어서면 너무 강한 스웰로 인해 열손실이 증가되므로¹⁵⁾ 연소성능이 떨어지게 된다. 중간 스웰(RS=2.0)이

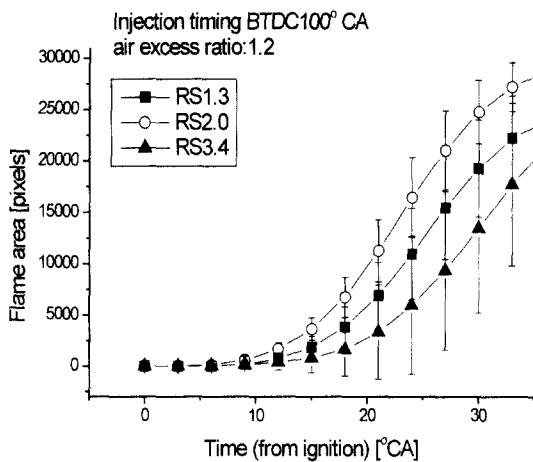
closed-valve injection의 경우 빠른 화염전파속도를 보인 것은 기화기 방식 엔진의 결과와 비슷한 경향을 보이는 것이다.(Fig. 12(b))

Fig. 13-15는 각각의 스월비에서 화염 성장의 패턴을 나타낸 것이다. 강한 스월 (RS=3.4)일 경우엔 화염이 원형을 유지하면서 대칭적으로 성장하였다.(Fig. 13)

중간 스월(RS=2.0)인 경우에는 화염이 성장하



(a) Injection at BTDC 280° CA, open valve injection



(b) Injection at BTDC 100° CA, closed valve injection

Fig. 12 Flame area from ignition to 42° CA after ignition for different swirl intensity. The tested piston was piston B and the air excess ratio was 1.2

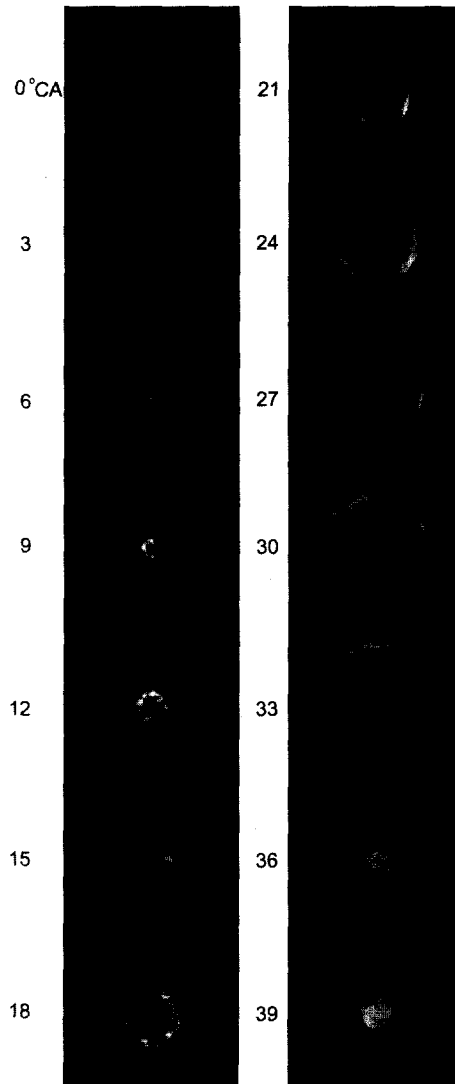


Fig. 13 The strong swirl (RS=3.4)'s flame images from ignition to 60° CA after ignition. Air excess ratio was 1.2, injection timing was BTDC 280° CA, and the tested piston was piston B

는 모양이 원형이긴 하지만 강한 스월의 경우와 비교하여 약간 찌그러진 모양이며 화염의 중앙 위치도 점화플러그 위치에서 왼쪽으로 치우친 곳에 위치하였다.(Fig. 14)

약한 스월(RS=1.3)의 경우 화염이 왼쪽 방향으로 크게 편향되어 성장하는 모습이 더욱 뚜렷이 관찰되었다.

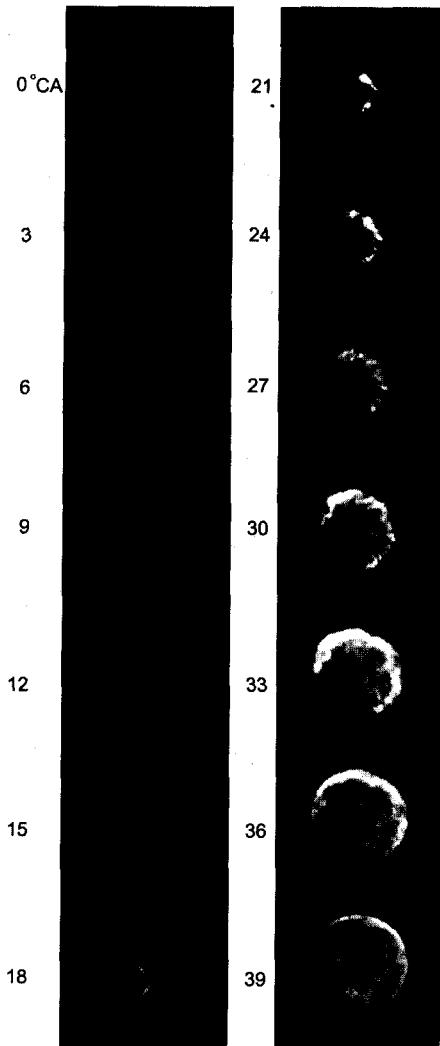


Fig. 14 The medium swirl (RS=2.0)'s flame images from ignition to 60° CA after ignition. Air excess ratio was 1.2, injection timing was BTDC 280° CA, and the tested piston was piston B

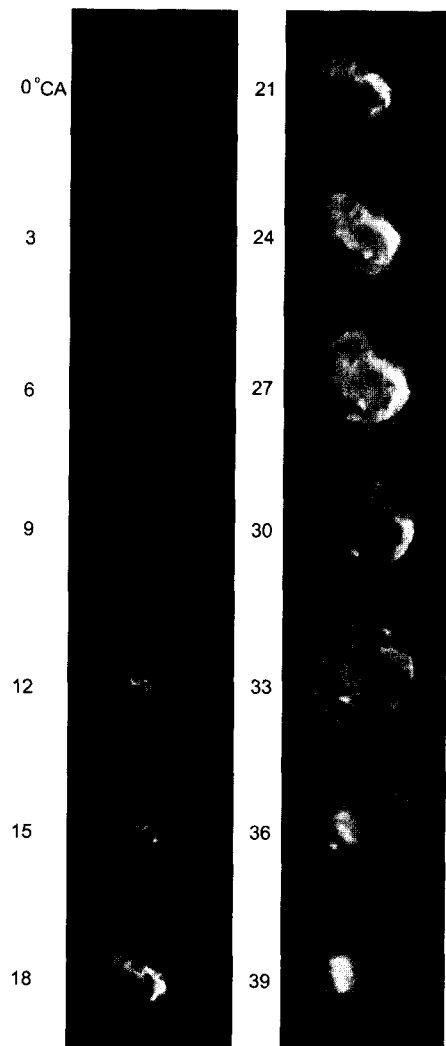


Fig. 15 The weak swirl (RS=1.3)'s flame images from ignition to 60° CA after ignition. Air excess ratio was 1.2, injection timing was BTDC 280° CA, and the tested piston was piston B

약한 스월에서 화염이 편향되는 이유는 스월의 방향으로 화염이 빠르게 성장하기 때문인 것으로 생각된다. 다시 말해 화염이 스월의 영향을 받아 실린더 내의 벌크(bulk) 유동의 방향을 따라 성장하는 것이다.¹⁶⁾

강한 스월에서 화염이 원형을 유지하며 성장하는 이유로 두 가지를 생각해 볼 수 있다. 첫째로 스월이 강하면 압축말기에도 강한 회전유동

이 존재하게 되므로 화염이 원형을 유지하면서 반경방향으로 전파해 나가는 형태를 유지하게 된다.

둘째로 미연가스와 기연가스간의 밀도차와 강한 스월에 의한 압력구배로 화염의 중심을 향해 발생하는 부력을 생각할 수 있다.¹⁷⁾

중간 스월이나 약한 스월에서는 배기 밸브의 방향으로 화염이 늦게 도착하는 특성을 보였다.

이는 화염의 중심이 점화플러그로부터 왼쪽으로 치우쳐져 위치하였고 그와 더불어 화염이 스웰의 방향으로 더 빨리 성장하였기 때문이다.

3.4 피스톤 형상의 영향

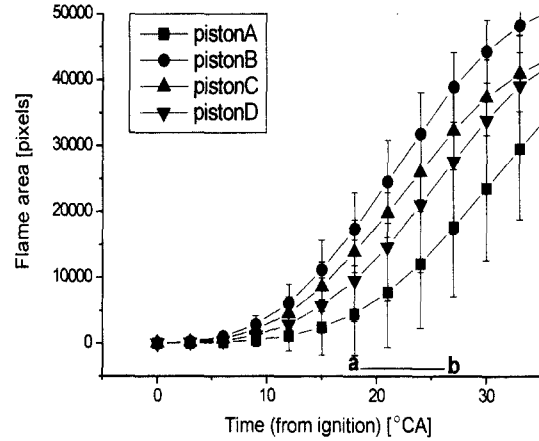
Fig. 16은 피스톤 간에 화염의 면적과 평균 화염면적속도를 비교한 것이다. 평균화염면적간의 차이를 살펴보면 피스톤 B의 경우가 화염의 면적이 가장 큰 것으로 나타났다.(Fig. 16(a)) 피스톤 B는 스퀴시 강도가 가장 큰 피스톤으로 강한 스퀴시 유동이 연소성능을 개선한다고 생각할 수 있다.

그러나 화염면적의 크기 순서가 스퀴시 강도의 순서와 같지 않았기 때문에 스퀴시 유동의 강도 차이만으로 연소성능의 차이가 생긴다고 해석하기는 어려움이 있다.

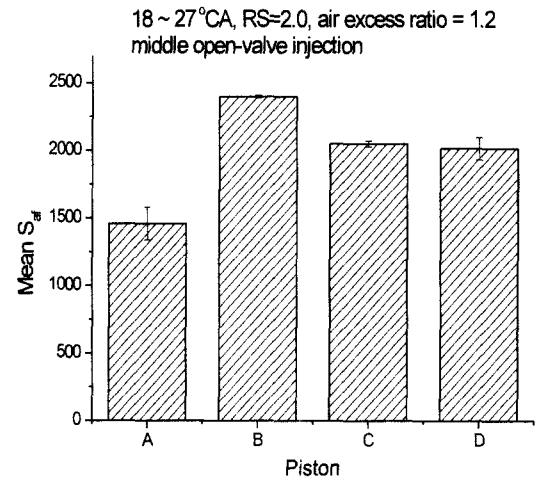
피스톤 A는 다른 피스톤의 화염과 비교하여 큰 차이를 가지고 작은 화염크기를 나타내었다. 피스톤 C와 D사이에는 평균면적간의 차이가 존재하긴 했지만 그 차이가 화염면적 오차범위를 넘지 않았다.

Fig. 16 (b)는 구간, 점화 후 18~27° CA 에서 평균화염면적속도를 피스톤 종류에 따라 비교한 것이다. 역시 피스톤 B의 속도가 가장 빠른 것을 알 수 있었다. 그 경향과 더불어 피스톤 C와 D의 평균화염면적속도 차이가 크지 않음을 볼 수 있었다. 한편 피스톤 A의 화염면적 속도가 피스톤 B, C 및 D보다 현저히 작은 것을 볼 수 있는데 그로부터 화염의 전파 속도에 차이를 주는 인자 하나를 더 발견할 수 있다. 피스톤 B, C 및 D는 모두 실린더 타입의 피스톤 보울 형상을 하고 있지만 피스톤 A는 구형의 피스톤 보울 형상을 하고 있다.

실린더형 보울형상이 구형 보울형상보다 화염을 더 빠르게 전파하게 만드는 역할을 하는 것으로 생각된다. 실린더형 보울형상은 구형 보울형상에 비해 연소실 벽면이 점화 플러그와 가깝다 즉, 화염이 전파할 거리가 짧은 작은 연소실(compact chamber) 환경을 만들어 연소가 빠르게 진행되게 해주는 것이다.



(a) Flame pixel area from ignition to 33° CA after ignition for four different piston geometries (RS=2.0, λ=1.2)



(b) Mean flame area speed from 18° to 27° CA (RS=2.0, λ=1.2)

Fig. 16 Comparison of four piston geometries. Test condition was 500 rpm, 10 % throttle position and middle open-valve injection, RS=2.0

4. 결론

대형 액상 LPG 분사식 엔진에서 화염 가시화 방법을 통해 스웰, 연료 분사시기 그리고 피스톤 형상이 화염 전파에 미치는 영향을 알아보았다.

회박한 영역에서, 연료분사시기는 흡기 과정의 중간 정도의 시점인 BTDC 240° CA가 가장 빠른 화염 전파 속도를 보이는 것으로 나타났다.

스웰비의 영향은 연료 분사시기의 변화에 따라서 변화였다. 연료 분사시기가 middle open-valve injection일 때 강한 스웰(RS=3.4)이 화염 전파 속도를 개선시키는 경향을 보였으며 closed-valve injection일 경우에는 중간 스웰(RS=2.0)이 화염 전파 속도를 빠르게 하는 것으로 나타났다. 강한 스웰인 경우 화염은 둥근 모양을 유지하며 성장하였고 중간 스웰과 약한 스웰에서는 화염이 실린더 내 유동의 영향을 받아 찌그러진 모양으로 성장하였다.

피스톤의 보울 형상이 실린더 형인 경우가 구형 보울형상의 피스톤 보다 빠른 화염전파를 나타냈으며 강한 스쿼시 유동을 가지는 피스톤이 빠른 연소를 일수 있도록 도와주는 것으로 나타났다.

후 기

본 연구는 LG-Caltex Gas와 SK Gas가 후원하고 한국기계연구원 LP가스엔진연구사업단 주관으로 공동으로 이루어졌습니다. 또 국가지정 연구실사업(NRL)의 후원을 받았습니다. 이에 관계자 분들께 감사의 뜻을 표합니다.

참 고 문 헌

- 1) R. Sierens, "An Experimental and Theoretical Study of Liquid LPG Injection," SAE 922363, 1992.
- 2) S. Goto, D. Lee, J. Shakal, N. Harayama, F. Honjyo, H. Ueno, "Perforance and Emissions of an LPG Lean-burn Engine for Heavy Duty Vehicles," SAE 1999-01-1513, 1999.
- 3) A. Gomez, P. Reinke, "Lean burn : A review of Incentives, Methods, and Tradeoffs," SAE 880291, 1988.
- 4) J. Weide, J. Seppen, J. Ling, H. Dekker, "Experience with CNG and LPG Operated HeavyDuty Vehicles with Emphasis on US HD Diesel Emission Standards," SAE 881657, 1988.
- 5) G. Hundleby, "Low Emissions Approaches for Heavy-duty Gas-powered Urban Vehicles," SAE 892134, 1989.
- 6) Y. Moriyoshi, T. Kamimoto, T. Hayashi, "Combustion Enhancement of Very Lean Premixture Part in Stratified Charge Conditions," SAE 962087, 1996.
- 7) B. Johansson, K. Olsson, "Combustion Chamber for Natural Gas SI Engines Part I : Fluid Flow and Combustion," SAE 950469, 1995.
- 8) C. Arcoumanis, A. Bicen, J. Whitelaw, "Squish and Swirl-squish Interaction in Motored Model Engine," ASME Journal of Fluid Engineering Vol.105, pp.105-112, 1983.
- 9) T. Fansler, "Turbulence Production and Relaxation in Bowl-in-piston Engines," SAE 930479, 1993.
- 10) A. Quader, "The Axially-stratified-charge Engine," SAE 820131, 1982.
- 11) Y. Moriyoshi, T. Muroki, "Proposition of a Stratified Charge System by Using In-cylinder Gas Motion," SAE 952455, 1995.
- 12) K. Jeong, "Initial Flame Development under Fuel Stratified Conditions," SAE 981429, 1998.
- 13) J. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw Hill, pp.353-357, 1988.
- 14) Ricardo Steady State Flow Bench Port Performance Measurement and Analysis Technique DP 93/0704, Ricardo, 1993.
- 15) S. Matsushita, "Development of Toyota Lean Burn Combustion System," SAE 850044, 1985.
- 16) O. Pajot, C. Mounaim-Rousselle, "Instantaneous Flow Effect on the Flame Kernel in S.I. Engine by Simultaneous Optical Diagnostics," SAE 2000-01-1796, 2000.
- 17) J. Yu, "Ignition and Flame Kernel Development Relevant to Aero Gas Turbine Combustors," Ph. D. Thesis, Mech. Eng. Dept., University of Leeds, 2000.