

LPG 정적연소실내 점화특성에 관한 연구

박 경 석*

경희대학교 테크노공학대학

A Study on the Ignition Characteristics at Constant Volume Combustion Chamber of LPG

Kyoungsuk Park*

College of Advanced Technology, Kyunghee University, Gyeonggi-do 449-701, Korea

(Received 10 February 2004 / Accepted 23 April 2004)

Abstract : The allowable exhaust standard has been intensified as a part of the countermeasure to decrease air pollution in the world. As the cars with an alternative fuel starts to get into the spotlight, the cars with low emission has been introduced and exhaust gas regulation forced in this country. These days, LPG vehicles, which infrastructure of fuel was already built up, and CNG vehicles are recognized for alternative fuel cars in this country. In this study, the constant volume combustion chamber was manufactured and used for experiments to obtain the ignition characteristics of LPG fuel and the optimal ignition energy. The experiment measured the combustion characteristics, in regard to the change of combustion variable, and the change of ignition energy. During the combustion of fuel, the maximum temperature inside the combustion chamber is higher when the initial pressure is higher. The burning velocity also seems to have the same characteristic as the temperature. However, the heat flux did not change much with the theoretical correct mixture but the various initial temperature of the combustion chamber. The heat flux got faster and ignition energy bigger as the dwell time of the ignition system expanded.

When the dwell time get longer, the ignition energy also increased then fixed. The ignition energy increased as the initial pressure inside the combustion chamber higher. The heat flux got faster as the dwell time expanded.

Key words : LPG(액화석유가스), Constant volume combustion chamber(정적연소기), Heat flux(열유속), Ignition energy(점화에너지), Burning velocity(연소속도), Combustion characteristics(연소특성)

1. 서 론

최근 자동차 급증에 따라 자동차로부터 배출되는 오염물질의 증가는 대기 환경 공해를 일으키는 주원인이 되고 있다. 이에 따라 국내에서도 대도시의 대기 환경개선을 위한 저공해 자동차의 도입과 자동차 배출가스 규제 강화 등의 조치가 시행되고 있다. 이에 대응하여 현재 국내에서는 LPG, CNG 등의

가스연료 자동차에 대한 실용화를 추진하고 있다.

다른 대체 연료와는 달리 LPG는 이미 소형 승용차의 연료로 오래전부터 사용되어 왔으며, 충전설비 등의 인프라 구축에 있어 CNG보다 유리하고 단기간의 연구개발로 실용화가 가능한 장점을 갖고 있다. 또한 LPG 자동차는 CNG 자동차와 동등의 저배기성을 갖고 있고, 적재성 및 항속 거리, 연료 인프라 면에서 다른 저공해 연료 자동차와 비교하여 우월하다. 따라서 국내에도 LPG 버스의 운행 실용

*To whom correspondence should be addressed.
ks2507@khu.ac.kr

화의 타당성 여부 및 문제점 검토를 위해 장기적인 시범운행을 실시한 바도 있다.¹⁾

국내에서의 LPG 자동차 보급 비율 중 가솔린 자동차를 이용한 개조 자동차가 높은 비중을 차지하고 있으며 LPG 개조 자동차의 대부분은 중소기업에서 가솔린의 연료장치를 제거한 상태에서 연료를 공급하기 위한 LPG 봄베, 베이퍼라이저, 믹서 등을 설치하고 있다. 점화장치는 가솔린 자동차의 PCM을 그대로 사용하고 있으나 비정상적인 연소의 발생으로 기관의 부조 및 역화 등의 문제가 발생하고 있다. 따라서 본 연구는 이상에서와 같은 문제점을 해결하기 위해 LPG 기관의 점화연소특성을 고찰하고 점화장치 해석을 위한 기초자료 제공을 목적으로 하고 있다.

2. 열유속 및 점화에너지 계산

2.1 벽면 열유속 해석

열유속은 단위 면적당의 열이 전달되는 양으로서 연소실 벽면에서 열의 출입을 나타낸다. 열이 흐르는 두 지점 사이에서의 열 유속은 두 지점의 온도차 및 물질에 따라 고유한 열전도율에 비례한다. 연소실 벽면을 2차원 평면으로 가정하고, 내 벽면으로부터 외부방향으로 수직방향의 좌표를 잡았을 때 연소실 벽면의 수평방향의 온도분포는 국부적으로 차이가 있지만, 수직방향의 온도구배에 비하면 무시할 수 있을 만큼 작다. 따라서 열이 연소실 벽면 한 지점으로부터 벽면의 수직 방향으로만 흐른다고 가정하면 다음과 같이 1차원 열전도 방정식으로 나타낼 수 있다.

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad (1)$$

여기서 a : 벽 재질 열확산 계수(m^2/s), x : 벽 표면부터 두께방향으로 거리(m) T : 온도(K), t : 시간(sec)이다.

검출기에서 측정된 벽면온도는 벽 내면 또는 벽 외면의 시간평균 온도를 도입하여 식 (1)을 풀면 다음 식 (2)와 같다.^{2,4)}

$$T(x, t) = T_0 + \sum_{n=1}^{\infty} e^{-x\sqrt{nw/2a}} \cdot [A_n \cos(n\omega t$$

$$- x\sqrt{nw/2a} + B_n \sin(n\omega t - x\sqrt{nw/2a})] \quad (2)$$

$$T(0, t) = T_0 + \sum_{n=1}^{\infty} [A_n \cos(n\omega t) + B_n \sin(n\omega t)] \quad (3)$$

연소실내 벽면($x=0$)에서의 온도 $T(0, t)$ 좌변의 $T(0, t)$ 는 실험으로 측정된 값으로 우변에서의 T_0, A_n, B_n 은 이를 Fourier 급수로 전개할 때의 계수, n 은 조화수, ω 는 각속도로 실험시간 간격이 2τ 일 때 아래와 같다.

$$T_0 = \frac{1}{2\tau} \int_0^{2\tau} T(0, t) dt$$

$$A_n = \frac{1}{\tau} \int_0^{2\tau} T(0, t) \cos(n\omega t) dt$$

$$B_n = \frac{1}{\tau} \int_0^{2\tau} T(0, t) \sin(n\omega t) dt$$

따라서 내벽 면에서 열유속 $q_w(t)$ 는

$$\begin{aligned} q_w(t) &= -k \left[\frac{\partial T(x, t)}{\partial x} \right]_{x=0} \\ &= \frac{k}{L} (T_0 - T_m) + k \sum_{n=1}^{\infty} \sqrt{nw/2a} \cdot [C_n \cos(n\omega t) \\ &\quad + D_n \sin(n\omega t)] \end{aligned} \quad (4)$$

이며, 여기서 $C_n = A_n + B_n, D_n = B_n - A_n, T_m$ 은 냉점 온도, L 은 벽면 두께 그리고 k 는 열전도율이다.

2.2 연소속도

정적연소기 내의 정체 혼합기의 화염대는 연소실 내부에서 미연가스 쪽으로 상대적으로 진행된다. 이 과정에서 화염 전파 속도는 미연가스로 화염이 진행하는 층류 연소속도와 기연가스가 팽창하면서 유기되는 미연가스의 속도의 합으로 표현될 수 있다.

정적연소기 내 연소속도를 구하는 것은 많은 실험을 통해 일반화된 식으로 사용되고 있는 아래와 같은 탄화수소계 연료의 공기 혼합기에 대한 Metghalchi와 Keck의 실험식을 사용하였다.^{5,6)}

$$S_u = S_{u,0} \left(\frac{T}{T_0} \right)^a \left(\frac{P}{P_0} \right)^b$$

여기서 T_0 : 298K, P_0 : 1atm,

$$a = 2.18 - 0.8(\phi - 1), b = -0.16 + 0.22(\phi - 1)$$

$$\phi_m = 1.08 S_{u,0} = B_m + B(\phi - \phi_m)^2$$

$$B_m = 34.2(\text{cm/s}), B_\phi = 138.7(\text{cm/s})$$

2.3 점화에너지

점화플러그에서 발생하는 점화에너지는 아래와 같이 용량방전 에너지와 유도방전 에너지의 합으로 계산하였다.

$$E_s = E_{sc} + E_{si} = \frac{1}{2} C_2 V_B^2 + \int_{T_s}^{T_e} V_i I_2 dt$$

여기서 E_s : 점화에너지 E_{sc} : 용량방전에너지 E_{si} : 유도방전에너지 C_2 : 2차 정전 용량, V_B : breakdown voltage, V_i : 유도방전 전압, I_2 : 2차 전류, dt : 유도방전 지속 시간, T_s : 점화에너지 공급 시작위치, T_e : 점화에너지 공급 종료위치이다.

3. 실험방법

3.1 실험장치

본 연구를 위한 실험장치는 Fig. 1과 같이 구성하였다. 또한 사용된 정적연소기는 Fig. 2와 같이 원통형이며, 직경은 80mm, 길이는 110mm, 원통 부분만의 체적은 552.9cm³이다. 연소실 본체의 재질은 열과 부식에 강한 스테인리스를 사용하였다.

실험에서 LPG 연료의 점화연소특성을 규명하기 위하여 연소실 벽면 온도를 계측하였다. 온도 계측에 사용된 열전대는 Fig. 3과 같은 노출형 R-type으로 응답성 2.2ms인 열전대를 정적연소기 내에 Fig. 4와 같이 설치하였다.

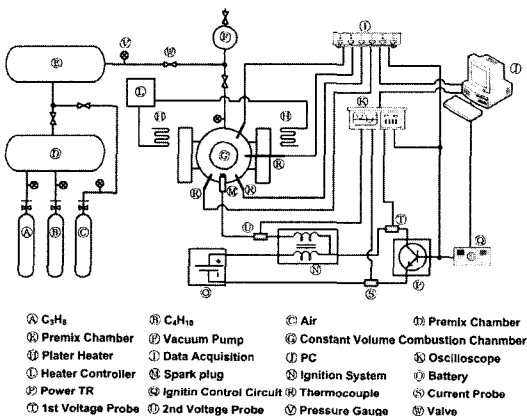


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

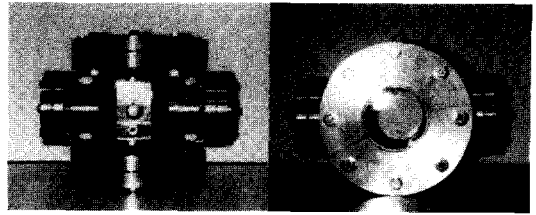


Fig. 2 Photographs of the constant volume combustion chamber

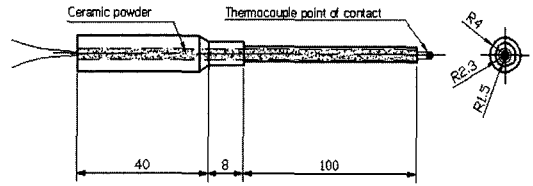


Fig. 3 Structure of R-type thermocouple

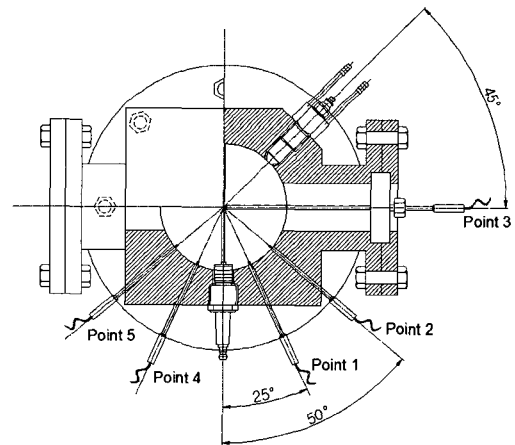


Fig. 4 Experimental setup of temperature measurement in the constant volume combustion chamber

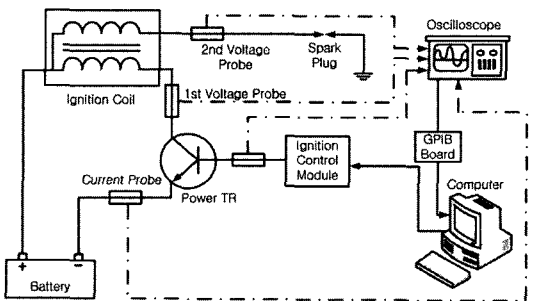


Fig. 5 Schematic diagram of ignition energy measurement apparatus

Table 1은 실험장치 중 점화장치의 사양이며 Fig. 5는 점화에너지 계측을 위한 장치의 설치도이다. 점화에너지 분석을 위해서는 고전압 프로브와 소전류 프로브를 사용하였으며, 점화시기를 정확히 검출하기 위해 오실로스코프에서 점화신호를 컴퓨터로 전송하였다. 이때 실시간 전송을 위해 GP-IB보드와 GP-IB케이블을 사용하였다.

Table 1 Specifications of ignition system

Item	Specifications	
Ignition coil type	Mold type	
ignition coil	Primary coil	$0.5 \pm 0.05\Omega$
	Secondary coil	$12.1 \pm 1.8k\Omega$
Spark pug number	N9YC4	
Electrode gap	1mm	
Electrode material	Tungsten	
Electrode diameter	2.5mm	
Electrode shape	Flat	

3.2 실험방법

실험의 실험연료는 프로판(C_3H_8)을 사용하였으며 연료의 당량비는 $\phi=1.0$ 으로 하였다. 연소실 초기온도는 $T_i=353K$, 연소실 초기압력은 $P_i=0.5, P_i=1.0, P_i=1.5bar$ 로 하였다.

실험연료의 당량비는 달톤의 법칙을 이용하여 조절하였으며, 정확한 조성을 위하여 진공펌프를 이용하고 예혼합실과 정적연소기는 실험 전 진공상태를 유지시켰다. 예혼합실의 압력은 3bar를 유지시켰으며 디지털 압력 게이지와 마이크로 니들밸브로 압력을 제어하였다. 우선 정적연소기로 혼합기를 공급한 후 연소실 내에서 공급한 연료의 흐름이 정지되는 상태인 20초 뒤 점화제어 시스템을 통해 점화를 하여 연소가 이루어지도록 하였다. 이때 점화 장치의 드웰시간은 1~40ms로 조정하면서 실험을 하였다. 각 계측기로부터 계측된 연소장의 온도, 압력신호와 점화장치의 점화 1, 2차 점화 전압과 점화 전류 신호는 오실로스코프와 데이터 수집 장치를 통해 컴퓨터로 입력하고 분석하였다.

4. 결과 및 해석

4.1 연소실 벽면 온도 분포

현재의 고출력 엔진은 고성능화로 기관 내 흡입 공기량이 증가하고 실린더 헤드, 피스톤, 실린더 라이너와 같은 연소실 구성요소에 열 부하의 증가를 초래하고 있다. 따라서 심각한 열 장해를 가져올 수도 있다. 한편, 연소실 벽면 온도의 증가는 국부적인 열점의 발생의 원인이 되어 이상연소를 발생시킬 것이다. 이런 현상을 방지하기 위한 대책을 마련하기 위해서는 연소시 발생하는 연소실 벽면의 온도분포와 벽면 열유속에 대한 해석은 중요하다. 본 실험에서 정적연소기 내의 형상은 완전 구형으로, 정지 분위기에서 실험이 행해짐으로 점화플러그에서 점화되어 발달되는 화염은 구형형태로 전파된다고 가정하였다.

Fig. 6~Fig. 8은 실험연료의 당량비가 $\phi=1.0$ 에서 연소실 초기온도는 $T_i=353K$ 일 때 각 측정지점별 연소실 벽면의 온도분포를 나타낸 것이다. Point 1에서

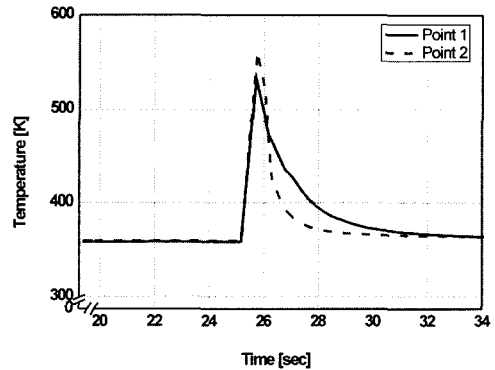


Fig. 6 Surface temperature of combustion chamber wall at $P_i=0.5bar$

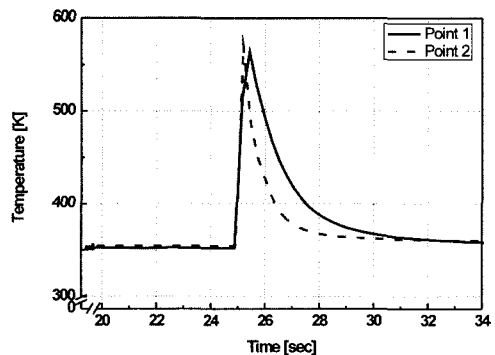


Fig. 7 Surface temperature of combustion chamber wall at $P_i=1.0bar$

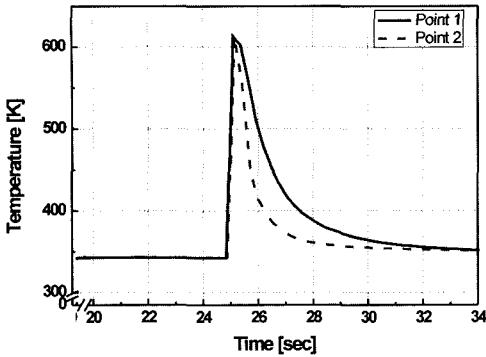


Fig. 8 Surface temperature of combustion chamber wall at $P_i=1.5\text{bar}$

연소실 초기압력이 $P_i=0.5\text{bar}$ 일 때 연소실 벽면의 최고 온도는 533K 이며, $P_i=1.0\text{bar}$ 에서는 564K 이며, $P_i=1.5\text{bar}$ 에서는 613K 가 나타났다. Point 2에서 연소실 초기압력이 $P_i=0.5\text{bar}$ 일 때 연소실 벽면의 최고 온도는 561K 이며, $P_i=1.0\text{bar}$ 에서는 571K , $P_i=1.5\text{bar}$ 에서는 615K 가 나타났다. 실험 결과 연소실 초기압력이 증가하면 연소실 벽면 최고 온도는 크게 증가함을 보였다.

4.2 연소실 벽면내 열유속

Fig. 9는 연소실 벽면내의 열유속을 나타낸 것이다. point 1에서 벽면내 최대 열유속은 916.9kW/m^2 이며, point 2에서는 842.7kW/m^2 로 나타났다. 연소실 내에서 점화가 시작되면 연소온도는 급격히 상승하고 동시에 연소실 벽면 열유속이 급격히 증가함을 알 수 있다.

Fig. 10은 연소실 초기압력 변화에 따른 열유속을

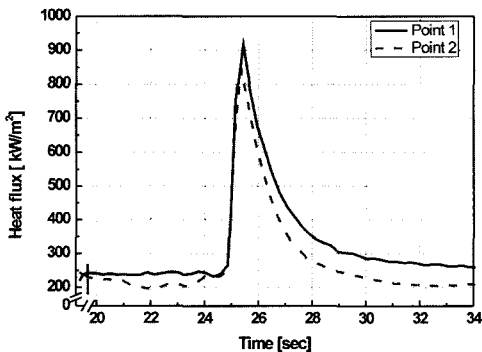


Fig. 9 Generation of process of wall heat flux at $P_i=1.0\text{bar}$

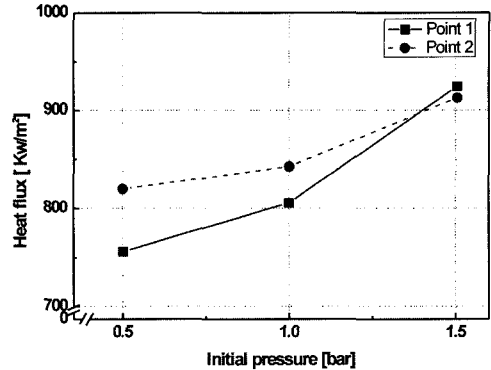


Fig. 10 Wall maximum heat flux with initial pressure

나타낸 것이다. 연소실 초기압력 $P_i=0.5\text{bar}$ 일 때 벽면내 최대 열유속은 776.0kW/m^2 이고 $P_i=1.0\text{bar}$ 일 때 805.9kW/m^2 이다. 그리고 $P_i=1.5\text{bar}$ 일 때 924.6kW/m^2 이 나타났다. 벽면 최대 열유속은 측정위치에 관계없이 연소실 초기압력이 높을수록 증가하였다. 이는 순간 온도분포와 유사한 형태로 정성적으로 유사한 경향을 나타냈다. 이것으로 연소실 벽면을 통해 급격한 열전달이 이루어지고 있음을 알 수 있다.

4.3 연소속도

Fig. 11은 연소실 초기압력의 변화에 따른 연소속도의 변화를 나타낸 것이다. Point 1에서 연소실 초기압력 $P_i=0.5\text{bar}$ 에서 연소속도는 81.7cm/s 이며, $P_i=1.0\text{bar}$ 일 때 101.0cm/s 이며, $P_i=1.5\text{bar}$ 일 때 119.7cm/s 이다. 연소속도는 측정위치에 관계없이 초기압력이 증가할수록 증가하는 경향을 나타냈다.

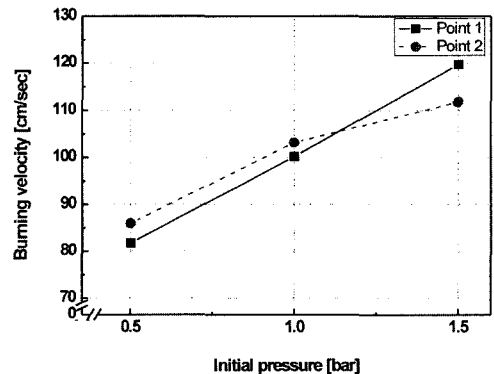


Fig. 11 Burning velocity with initial pressure

4.4 점화에너지

점화장치에서 충분한 점화에너지가 발생하지 않으면 점화가 이루어지지 않고 혼합기는 실화가 발생하게 된다. 그러므로 정상적인 연소를 위해서는 연료의 조성비, 당량비 그리고 연소실 초기압력 등의 변화에 대한 적절한 점화에너지의 공급이 중요하다. 본 연구에서는 점화에너지를 드웰시간을 변경함으로써 제어하였다.

Fig. 12~Fig. 16은 연소실 초기압력 $P_i=1.0$ bar, 연소실 초기온도 $T_i=353K$ 실험조건에서 실험연료의 연소시 드웰시간의 변화에 따른 점화에너지의 변화를 나타낸 것이다. 실험결과 점화에너지의 변화는 2차 점화전압의 변화와 유사한 형태로 나타났다. 이는 2차 점화전압이 점화에너지 형성에 큰 영향을 주고 있는 것을 알 수 있다. 또한 점화에너지 발생과 2차 점화전압 발생 과정을 비교한 결과 2차 점화전압

발생 중 용량방전은 점화에너지의 발생 과정 중 순간적인 피크 값을 발생시켰다. 이는 전체 점화에너지의 극히 작은 부분으로 점화에너지 전체에는 큰 영향을 미치지 못함을 알 수 있다.

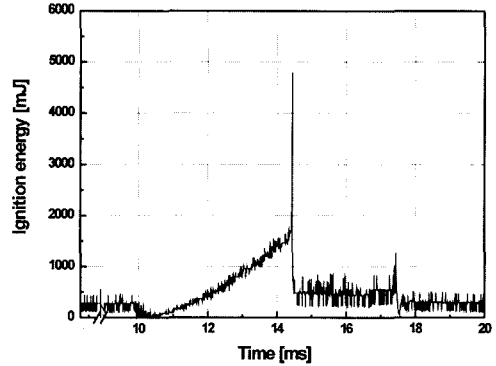


Fig. 14 Generation process of ignition energy at dwell time=5ms

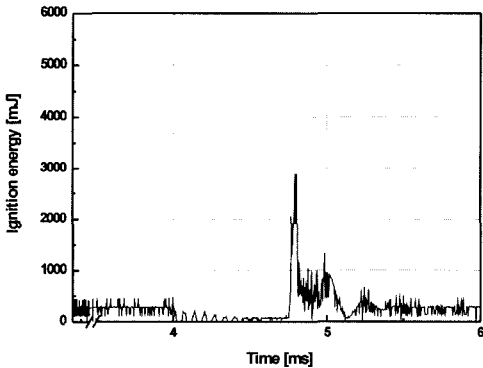


Fig. 12 Generation process of ignition energy at dwell time=1ms

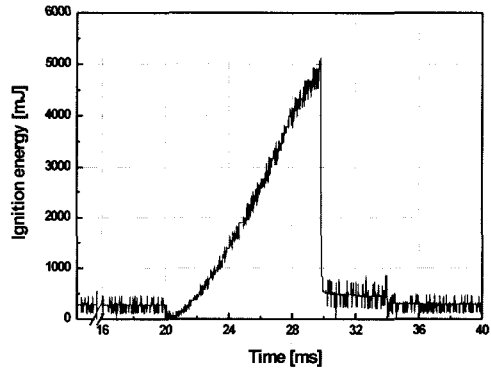


Fig. 15 Generation process of ignition energy at dwell time=10ms

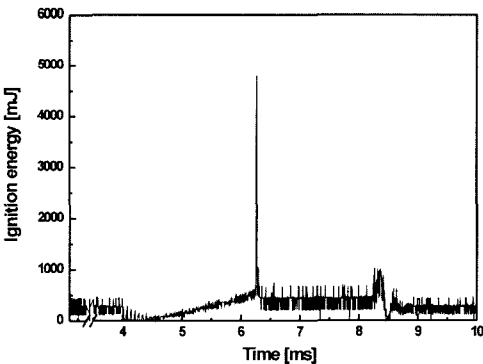


Fig. 13 Generation process of ignition energy at dwell time=3ms

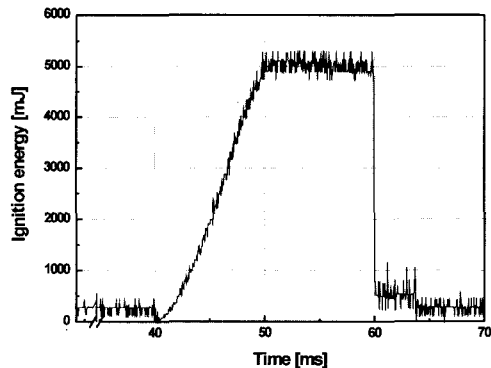


Fig. 16 Generation process of ignition energy at dwell time=20ms

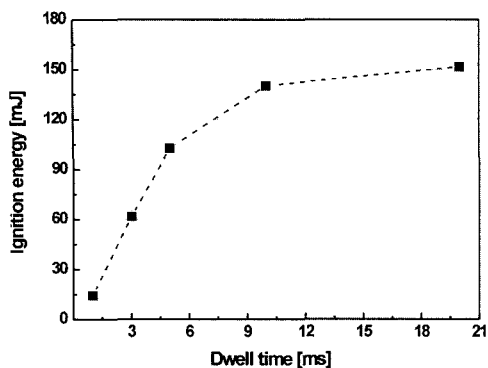


Fig. 17 Ignition energy with dwell time and equivalence ratio

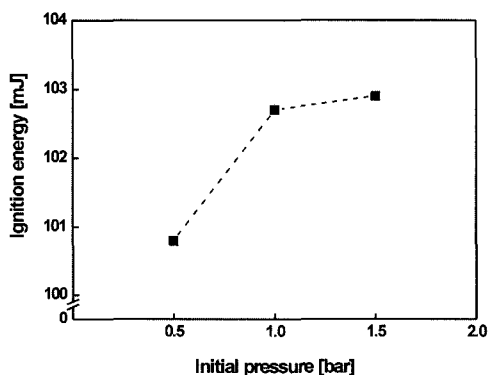


Fig. 18 Ignition energy with equivalent ratio and initial pressure

그러므로 점화에너지의 증가를 위해서는 용량방전의 증가보다는 유도방전의 증가가 중요하다는 것을 알 수 있었다. 또한 드웰시간이 증가할수록 2차 점화코일 내의 유도방전이 증가하여 전반적인 점화에너지는 상승하였다.

Fig. 17~Fig. 18은 연소실 초기온도 $T_i=353K$, 연소실 초기압력 $P_i=1.0bar$ 인 실험조건에서 드웰시간과 연소실 초기압력의 변화에 따른 점화에너지를 나타낸 것이다. 실험연료조건에서 드웰시간이 10ms이하의 구간에서는 드웰시간이 증가하면 점화에너지는 증가하였다. 그러나 당량비 $\phi=1.0$ 인 실험연료에서는 드웰시간이 10~20ms이상이면 더 이상의 점화에너지의 상승은 없었다. 드웰시간이 증가하면 1차 점화코일 내에 많은 전류가 흐르게 되고 이 전류는 2차 점화코일에서 상호유도작용에 의해 많은 점화에너지가 발생한다. 그러나 1차 점화코일

에 일정량 이상의 전류가 흐르면 점화코일은 포화상태가 되어 더 이상의 점화에너지의 발생에 영향을 주지 않는 것으로 사료된다.

연소실 초기압력조건에서 점화에너지에 따른 $P_i=0.5bar$ 에서는 100.8mJ, $P_i=1.0bar$ 에서는 102.7mJ, $P_i=1.5bar$ 에서는 102.9mJ이 측정되었다. 이는 연소실 초기 압력이 증가할수록 점화플러그 두 전극 사이의 기체 분자를 이온화하는 압력이 높고 분자의 밀도가 크며 이온화하기 위한 분자 수가 많아져 점화플러그 전극 사이의 공기 이온들의 움직임이 활발해지지 않기 때문인 것으로 사료된다.

5. 결론

본 연구를 통해 스파크점화 정적연소실 내의 연소조건에 따른 연소장의 온도, 벽면 열유속, 연소속도 그리고 점화에너지간의 상호 관계에 대해 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) LPG연료의 점화 연소 시 최고 온도와 벽면 열 유속은 연소실 초기압력이 클수록 높게 나타났다.
- 2) 연소속도는 정해진 연소실 초기온도, 연소실 초기압력 하에서 결정되는 고유의 값이므로 측정위치에 따라 큰 차이가 없고 연소실 초기 압력의 상승이 연소속도의 상승을 나타낼 수 있었다.
- 3) 점화에너지는 2차 점화전압이 점화에너지의 형성에 큰 영향을 주는 것으로 사료된다. 그러나 2차 점화전압 발생과정 중 점화전압이 발생하는 용량방전은 점화에너지의 순간적인 피크 값을 발생시키므로 점화에너지 발생에는 큰 영향을 주지 못함을 알 수 있었다. 그러므로 점화에너지의 증가를 위해서는 용량방전의 증가보다는 유도방전의 증가가 중요하다는 것을 알 수 있었다.
- 4) 정적연소기내 L.P.G. 점화 과정에서 드웰시간은 점화과정 중 용량방전보다는 유도방전 구간에 큰 영향을 미치며, 연료의 당량비는 용량방전과 유도방전 모두에 영향을 미치는 것을 알 수 있었다.
- 5) 점화에너지는 드웰시간이 증가할수록 증가하다가 점화에너지가 포화상태가 되면 더 이상 증가하지 않았으며 이때 연소에는 영향을 주지 못하였다.

후 기

본 연구는 한국산업협동재단 및 에너지관리공단의 일부 지원과 경희대학교 2002학년도 국제교류센터의 해외과건 지원을 받았다. 본 연구를 수행하는데 협조한 대학원의 한성철, 오현석군을 비롯한 열공학 연구실의 대학원생에 감사하는 바이다.

References

- 1) K. S. Park, S. C. Han, S. M. Son, "A Study on the Demonstration and Evaluation of LPG bus," Kyunghee University, 2002.
- 2) J. W. Cho, Y. Ryu, J. T. Lee, "Measurement and Analysis of Instantaneous Surface Temperature and Unsteady Heat Flux at Combustion Chamber of DOHC Gasoline Engine : Cylinder Head," Transactions of KSAE, Vol.7, No.1, 1999.
- 3) E. Yoshiteru, "A Study on the Heat Loss Temperature Measurement of Automobile Engine," Musashi Institute of Technology, Graduate School of Engineering, 1987.
- 4) K. Nishiwaki, "Measurements of Unsteady Wall Temperature and Heat Flux," JSME Kansai No.122, Institute Teaching Material, pp. 23-32, 1984.
- 5) M. Metghalchi, J. C. Keck, "Laminar Burning Velocity of Propane-Air Mixture at High Temperature and Pressure," Combustion and Flame, Vol.38, pp.143-154, 1980.
- 6) M. Metghalchi, J. C. Keck, "Burning Velocities of Mixtures of Air with Methanol, Isooctane and Insolence at High Pressure and Temperature," Combustion and Flame, Vol.48, pp. 191-210, 1982.
- 7) G. L. Dugger, S. HeimeI, "Flame Speeds of Methane-Air, Propane-Air and Ethylene-Air Mixtures at Low Initial Temperature," NACA TN 2624, 1952.