

## 가솔린과 LPG 예혼합 압축 착화 엔진의 노킹 특성

염기태·배충식\*

한국과학기술원 기계공학과

### Knock Characteristic Analysis of Gasoline and LPG Homogeneous Charge Compression Ignition Engine

Kitae Yeom · Choongsik Bae\*

Department of Mechanical Engineering, Korea Advanced Institute of Science and Technology, Daejeon 305-701, Korea  
(Received 19 July 2006 / Accepted 15 November 2006)

**Abstract** : The knock characteristics in an engine were investigated under homogeneous charge compression ignition (HCCI) operation. Liquefied petroleum gas (LPG) and gasoline were used as fuels and injected at the intake port using port fuel injection equipment. Di-methyl ether (DME) was used as an ignition promoter and was injected directly into the cylinder near compression top dead center (TDC). A commercial variable valve timing device was used to control the volumetric efficiency and the amount of internal residual gas. Different intake valve timings and fuel injection amounts were tested to verify the knock characteristics of the HCCI engine. The ringing intensity (RI) was used to define the intensity of knock according to the operating conditions. The RI of the LPG HCCI engine was lower than that of the gasoline HCCI engine at every experimental condition. The indicated mean effective pressure (IMEP) dropped when the RI was over 0.5 MW/m<sup>2</sup> and the maximum combustion pressure was over 6.5 MPa. There was no significant relationship between RI and fuel type. The RI can be predicted by the crank angle degree (CAD) at 50 CA. Carbon monoxide (CO) and hydrocarbon (HC) emissions were minimized at high RI conditions. The shortest burn duration under low RI was effective in achieving low HC and CO emissions.

**Key words** : HCCI(Homogeneous Charge Compression Ignition: 예혼합 압축 착화), VVT(Variable Valve Timing: 가변 밸브 기구), DME(Di-methyl Ether), Knocking(노킹), Gasoline(가솔린), LPG(Liquefied Petroleum Gas: 액화 석유 가스), RI(Ringing Intensity)

#### Nomenclature

$\lambda$  : relative air fuel ratio  
 $\theta$  : crank angle degree  
 $\gamma$  : specific heat ratio  
N : cycles  
P : cylinder combustion pressure  
Q : heat release

R : gas constant  
T : cylinder charge temperature  
V : cylinder volume

#### 1. 서론

예혼합 압축착화(HCCI: homogeneous charge compression ignition) 엔진은 낮은 질소산화물(NOx: nitric oxide) 배출량과 높은 연료 경제성으로 인하여 최근 많은 연구가 활발하게 이루어지고 있다.<sup>1)</sup>

\*Corresponding author, E-mail: csbae@kaist.ac.kr

HCCI 엔진은 예혼합된 혼합기를 연소에 사용하는 스파크점화(SI: spark ignition) 엔진의 특성과 흡입된 혼합기를 압축열과 압력에 의하여 착화시키는 압축 착화(CI: compression ignition)엔진의 특성을 모두 갖고 있다.<sup>1,2)</sup> HCCI 엔진은 연소실 내부 전체에서 혼합기가 동시에 자발점화하고 화염전파가 없으므로 연소 시간이 짧다.<sup>2,3)</sup>

옥탄가(octane number)가 높은 연료를 HCCI 엔진에 사용하는 경우 혼합기가 연료의 높은 자발화(auto-ignition) 온도에 도달하여 압축착화를 이룰 수 있도록 높은 압축비(compression ratio) 또는 많은 양의 잔류가스(internal residual gas)가 필요로 하게 된다.<sup>4,6)</sup> 그러나 높은 압축비와 잔류가스율은 연소를 촉진시키는 연구 결과가 발표되었고 이에 따라 이른 시기에 연소가 이루어지게 되어 압축 손실이 증가하게 되므로 높은 출력을 위하여 적절한 시기에 연소가 일어나기 위해서 공기과잉율( $\lambda$ : relative air fuel ratio)을 낮추는 것은 불가능하다.<sup>7,9)</sup> 낮은 공기과잉율에서 운전이 제한되는 또 다른 이유는 급격한 연소로 인하여 연소압력이 과다 상승하게 되고 또한 연소압력 상승률도 증가하여 소음이 발생하며 심한 경우 엔진이 손상되기 때문이다. 이러한 특성으로 인하여 예혼합 압축착화 엔진의 고부하 운전 영역 한계를 규정할 필요가 있다.

SI 엔진의 노킹(knock)현상은 엔진의 출력을 저하시키고 엔진 손상을 유발할 가능성이 높기 때문에 노킹에 대한 활발한 연구가 수행되어 왔다. 노킹의 강도를 판단하는 방법으로 다음과 같은 네 가지의 방법이 있다.<sup>10)</sup>

- 1) 연소압력 차이의 최대치를 이용한 방법
- 2) 연소압력의 상승률을 이용한 방법
- 3) 노킹으로 인한 진동 해석을 이용한 방법
- 4) 열방출을 해석을 이용한 방법

연소압력 차이의 최대치를 이용한 방법은 노킹으로 인한 압력 변동의 최대와 최소치의 차이로 노킹 강도를 표현하였다.<sup>11)</sup> 그러나 이러한 방법은 엔진의 운전 조건과 연소실 형상등에 의한 차이가 미치는 영향을 배제하기 힘든 단점이 있다.<sup>10)</sup> 따라서 노킹으로 인한 연소압력 상승률을 이용하여 노킹 강도를 판정하는 방법도 사용되었다. 연소압력 상승률을 이용할 경우 엔진의 운전 조건 등의 영향을 배제

하기 위하여 연소압력의 3차 미분 값의 최대치를 이용하여 노킹 강도를 판정하는 방법이 사용되었다.<sup>12)</sup> 노킹에 의한 급격한 압력 상승이 진동의 형태를 갖고 있음에 착안하여 주파수 대역의 윈도우 에너지(window energy) 해석을 수행한 경우도 보고되었다.<sup>13,14)</sup> 또한, 연소압력을 대역통과필터(band pass filter)를 사용하여 처리하고 이를 바탕으로 IMPO(integral of modulus of pressure oscillation), MAPO(maximum amplitude of pressure oscillation), IMPG(integral of modulus of pressure gradient)등의 방법을 이용하여 노킹 강도를 판정한 연구 결과도 발표되었다.<sup>15-18)</sup>

그러나 SI 방식의 엔진에서 노킹 발생 기구가 HCCI 엔진의 노킹과 다른 점에 착안하여 새로운 방법을 이용하여 HCCI 엔진의 노킹 강도를 판정해야 하는 필요성이 제기되었다. 그리고 노킹 강도(RI: ringing intensity)를 식 (1)과 같이 고안하였다.<sup>19)</sup> 그리고 RI를 이용한 HCCI 노킹 강도 해석 결과가 발표되었다.<sup>20,21)</sup>

$$RI = \frac{1}{2\gamma} \frac{(0.05 \left(\frac{dp}{dt}\right)_{\max})^2}{P_{\max}} \sqrt{\gamma R T_{\max}} \quad (1)$$

따라서 본 연구에서는 연소상(combustion phase) 제어를 위해 DME(di-methyl ether) 직접분사(direct injection) 장치와 가변밸브 기구가 장착된 가솔린과 액화 석유 가스(LPG: liquefied petroleum gas) HCCI 엔진에서 노킹 강도 판정 방법을 이용하여 고 부하 운전 영역 한계를 파악하고 가솔린과 LPG HCCI 노킹 특성을 비교하고 흡기밸브 개폐시기와 공기과잉율이 고 부하 운전 영역 확장에 미치는 영향 관계를 규명하고자 하였다.

## 2. 실험 장치 및 실험 방법

### 2.1 실험 장치

실험 장치는 Fig. 1에서 나타내었다. 본 연구에 사용된 엔진은 4행정, 단기통, 더블 오버헤드 캠 축(DOHC: double over head camshaft) 가변밸브 엔진이다. 엔진의 제원은 Table 1에 나타내었다. 흡기밸브의 열림과 닫힘 시기는 크랭크각도 40 (CAD: crank angle degree)까지 변화시킬 수 있으나 흡기 밸브 열

Table 1 Engine specifications

Bore (mm)		82
Stroke (mm)		93.5
Compression ratio		13
Displacement (cc)		494
Intake / Exhaust valve opening duration (CAD)		228 / 228
Intake / Exhaust valve lift (mm)		8.5 / 8.4
Valve timing (CAD)	Intake valve open (BTDC)	-11 ~ 29
	Intake valve close (ABDC)	59 ~ 19
	Exhaust valve open (BBDC)	42
	Exhaust valve close (ATDC)	6
DME injection pressure (MPa)		5
DME injector type		Slit injector

림 기간(valve duration)은 고정되어 있다. 엔진의 부하와 회전수 제어는 교류(AC: alternating current) 다이나모미터 (82 kW, Unico Co.)를 사용하였다.

DME 직접 분사를 위해 본 연구에서는 연소실에 슬릿 (slit) 분사구를 가진 인젝터(Denso Co.)를 장착하였다. DME는 질소를 이용하여 5 MPa로 가압된 상태로 슬릿 인젝터를 이용하여 액상으로 분사된다. 균일한 혼합기를 만들기 위하여 가솔린은 배기 행정 중 가솔린용 포트 분사 인젝터(port fuel injector)를 이용하여 흡기 매니폴드에 분사하였다.

LPG 연료 공급 장치는 LPG를 질소가스로 가압하여 액상으로 유지하는 시스템과 인젝터(Siemens Co.) 및 인젝터 부근에 적체되는 액상의 연료가 엔진의 운전열에 의해서 기화되는 현상을 방지하기 위한 연료순환 펌프로 구성된다. 또한 프로판과 부탄이 60 : 40으로 혼합된 LPG를 사용하였다.

DME는 선행 연구 결과 혼합기가 균일하게 생성되는 흡기 상사점(TDC: top dead center) 이후 크랭크 각도 110 CAD에 연소실 내부에 직접 분사하였다.<sup>9)</sup> 또한 연료 공급 장치의 손상을 방지하기 위해 DME에 윤활향상제(Infineum, R655)를 500 ppm 첨가하였다. 흡기와 배기 매니폴드의 압력을 측정하기 위해 압력 센서(Kistler, 4045A5)를 장착하였다. 혼합기의 온도와 배기가스의 온도를 측정하기 위해 흡기 매니폴드와 배기 매니폴드에 각각 K-type 열전대(thermocouple)를 장착하였다. 혼합기의 공기과잉율을 측정하기 위해 광대역 램다미터(etas, LA4)를 배기 매니폴드에 장착하였다. 배기가스 배출물은 배기가스 분석기(Horiba, Mexa 1500d)를 이용하여 탄화수소(HC: hydro carbon), NOx, 이산화탄소(CO<sub>2</sub>: carbon dioxide), 일산화탄소(CO: carbon monoxide)를 측정하였으며 모든 데이터는 데이터 수집장치

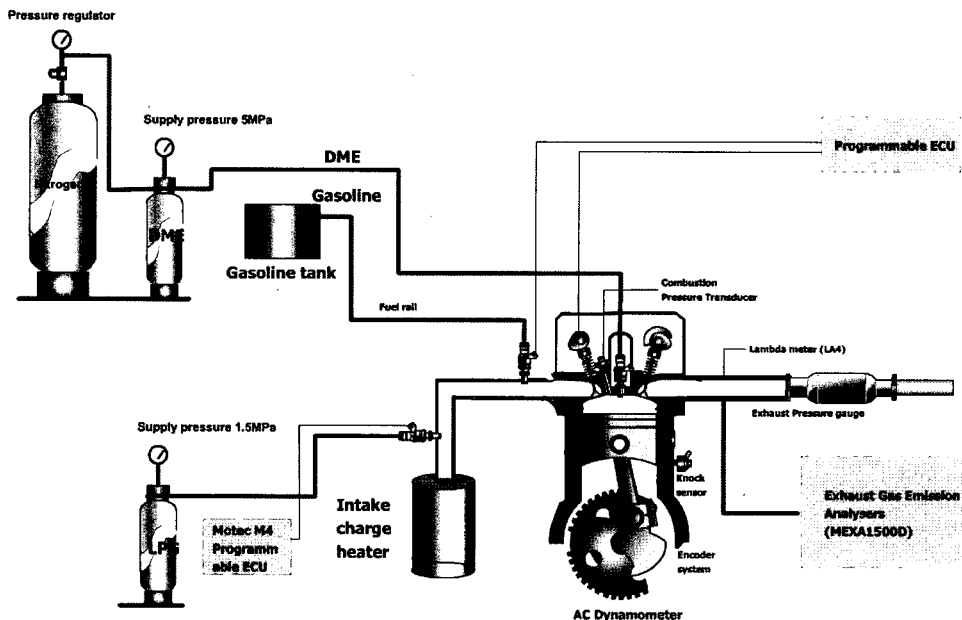


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

Table 2 Experimental conditions

Engine speed (rpm)	1000
Intake valve open timing (ATDC)	-29, -19, -9, 1, 11
DME injection timing (ATDC)	110
$\lambda_{TOTAL}$	2.12, 2.41, 2.57, 2.77, 2.91
$\lambda_{DME}$	3.7
Intake charge temperature (OC)	30
Coolant / Oil temperature (OC)	80 / 80

(Io Tech, Wavebook 512H)를 이용하여 수집 저장하였다. 측정된 연소 압력 데이터로부터 열 방출을 해석(heat release analysis)을 통하여 연소해석을 수행하였다. 엔진 연소실내의 연소압력 및 체적 변화는 에너지보존법칙에 따라 식 (2)로 표현 된다.<sup>22)</sup>

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{\gamma}{\gamma-1} P \frac{dV}{d\theta} + \frac{1}{\gamma-1} V \frac{dP}{d\theta} \quad (2)$$

### 2.2 연소 압력 계측 및 처리

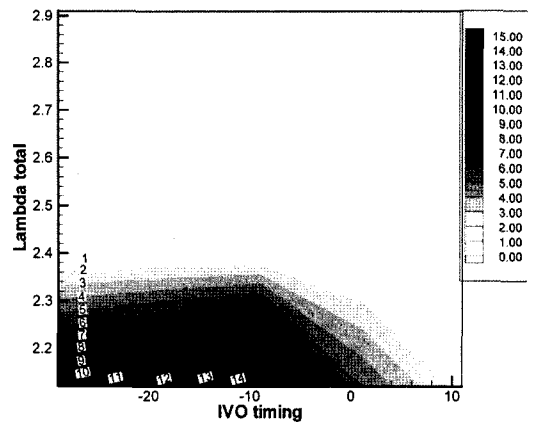
실험은 Table 2와 같이 공기과잉률과 흡기밸브 열림시기에 따라 수행되었다. HCCI 엔진에서 연소압력을 계측하고 노킹 강도를 분석하기 위하여 연소실에 압력센서(Kistler, 6052B)를 장착하였다. 연소압력센서의 장착 방법에 따라 pipe oscillation이 발생하여 신호의 왜곡이 발생할 수 있는 가능성을 배제하기 위하여 연소 압력센서는 flush-mounting 방법을 사용하여 장착하였다.<sup>23)</sup> 또한 연소압력 신호의 샘플링 속도(sampling speed)가 빠를수록 연소압력의 왜곡이 적게 발생하기 때문에<sup>23)</sup> 정밀한 데이터 분석을 위해 크랭크축에 2048 pulse/rev 엔코더(encoder)를 장착하여 크랭크각도(crank angle) 0.175도에 한 번씩 데이터를 취득하였다.

## 3. 실험 결과

### 3.1 Ringing intensity 결과

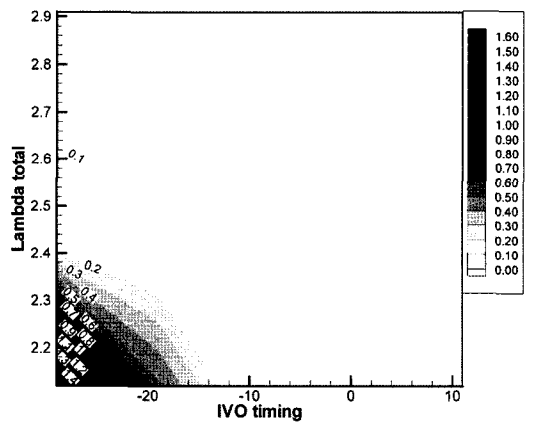
Fig. 2는 가솔린과 LPG HCCI엔진에서 공기과잉률과 흡기밸브 개폐시기에 따른 RI를 나타내었다. RI는 5 MW/m<sup>2</sup> 이하가 운전 가능한 영역으로 보고되었다.<sup>19,20)</sup> 위와 같은 기준을 적용할 때 가솔린 HCCI의 경우 공기과잉률이 낮고 흡기밸브 개폐시

Ringing intensity in Gasoline HCCI [MW/m<sup>2</sup>]



(a) Gasoline HCCI

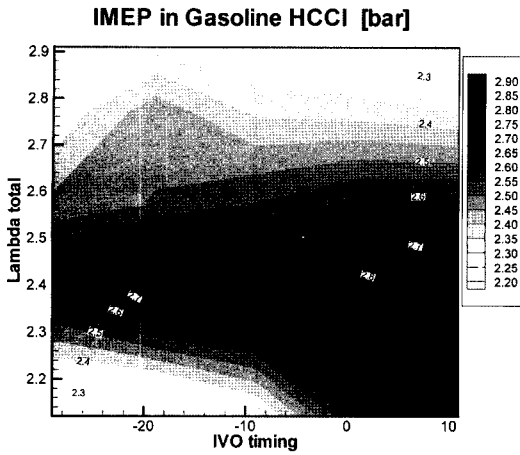
Ringing intensity in LPG HCCI [MW/m<sup>2</sup>]



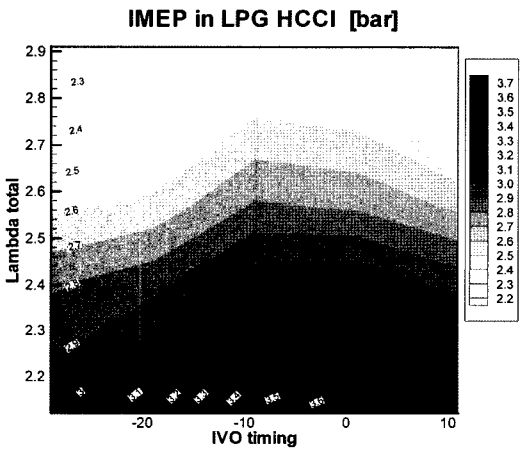
(b) LPG HCCI

Fig. 2 Ringing intensity of HCCI with respect to  $\lambda_{TOTAL}$  and IVO timing at 1000 rpm

기가 진각된 영역에서 RI가 5 MW/m<sup>2</sup> 이상으로 운전 불가능 영역으로 판정된다. 이에 반하여 LPG HCCI의 경우 엔진의 운전 영역 전체에서 RI가 5 MW/m<sup>2</sup> 미만으로 운전이 가능하다. 그러나 본 연구에서는 도시평균유효압력(IMEP: indicated mean effective pressure)의 특성을 파악한 결과 RI가 0.5 이상에서 IMEP가 감소하고 있다. 따라서 IMEP를 기준으로 한 운전 영역은 RI가 0.5 MW/m<sup>2</sup> 이하로 판정하였다. LPG HCCI가 가솔린 HCCI에 비하여 RI의 강도가 상대적으로 낮은 이유는 두 가지로 판단된다. 첫째는 LPG의 옥탄가가 가솔린에 비하여 높아서 연소실에 공급된 연료의 세탄가가 낮아지게



(a) Gasoline HCCI



(b) LPG HCCI

Fig. 3 IMEP of HCCI with respect to  $\lambda_{TOTAL}$  and IVO timing at 1000 rpm

되고 연소시작 시기가 가솔린에 비하여 지각되기 때문이다.<sup>24)</sup> 둘째는 LPG의 증발잠열이 가솔린에 비하여 높아서 이로 인하여 혼합기의 온도가 가솔린에 비하여 동일한 연료 분사량일 경우 단열압축 과정을 거쳐서 압축행정 말기에 이르게 되면 혼합기의 온도가 2.04K 정도 낮아지기 때문이다. 흡기밸브 개폐시기가 진각됨에 따라 RI가 증가하는 이유는 증가된 체적효율과 잔류가스율로 이른 시기에 착화되고 이른 흡기밸브 개폐시기의 실험 조건에서 TDC 이전에서 50% 이상의 연료가 연소함에 따라 연소 압력이 과다 상승하기 때문이다. 체적효율이 증가하면 압축행정 말기의 혼합기가 LTO(low tem-

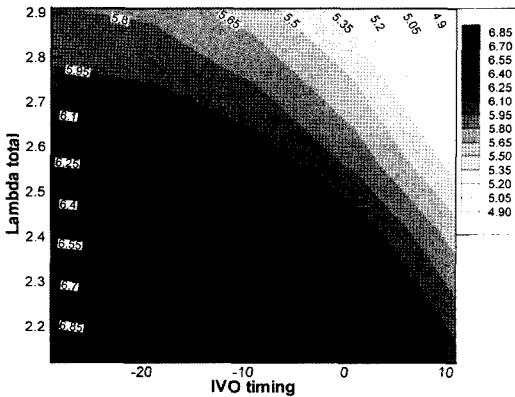
perature oxidation) 온도인 800 ~ 1000K에 빨리 도달하는 경향을 보이고 있으며 본 실험 조건에서 체적효율은 흡기밸브 열림시기가 -29, -19, -9 CAD(crank angle degree) ATDC(after top dead center)인 조건에서는 각각 80%, 79.5%, 77.2%이지만, 1, 11 CAD인 조건에서는 70.8%와 66.2%로 급격하게 감소한다. 또한 흡기밸브와 배기밸브가 동시에 열려 있는 기간인 밸브오버랩(valve overlap) 구간이 증가함에 따라 흡기포트(port)와 배기포트의 압력 차이에 의하여 연소실 내에 존재하는 잔류가스율이 증가하게 된다.<sup>25)</sup> 또한 잔류가스율이 증가함에 따라 연소실 내에 잔류가스가 많이 존재하고 있는 국부적으로 높은 부분이 증가하게 되며 온도가 높은 부분에서 새로 흡입된 혼합기로의 열전달이 증가하게 되어 LTO에 빠른 시기에 도달할 수 있게 된다.<sup>26)</sup>

### 3.2 연소 특성 결과

이른 시기에 착화됨에 따라 발생하는 노킹에 의한 출력의 변화를 확인하기 위하여 IMEP를 Fig. 3에 도시하였다. 가솔린 HCCI의 경우 Fig. 2에 나타낸 바와 같이 공기과잉율이 감소함에 따라 IMEP가 증가하지만 공기과잉율이 2.4 이하에서는 RI가 증가하게 되고 RI가 0.5 MW/m<sup>2</sup> 이상인 영역에서 IMEP가 감소함을 알 수 있다. 그리고 LPG HCCI의 경우 흡기밸브 개폐시기가 진각되고 공기과잉율이 낮은 2.3 영역 이하에서 IMEP가 감소하는 경향을 보이고 있다. 특히 같은 영역에서 Fig. 2에 나타낸 바와 같이 RI가 증가하고 운전 가능한 범위 내에 있으나, 앞에서 설명한 바와 같이 높은 잔류가스율과 체적효율로 인하여 이른 시기에 착화되고 이에 따라 낮은 강도의 노킹이 발생하며 IMEP가 감소하는 것으로 판단된다.

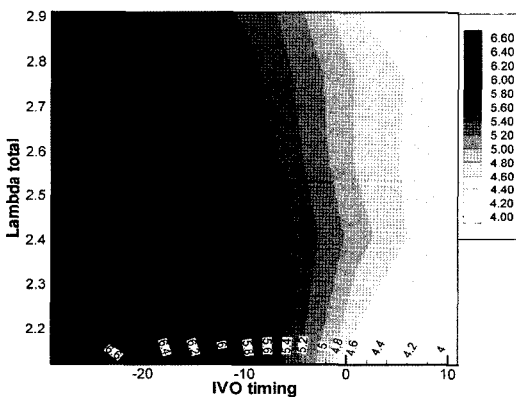
노킹과 연소 최고압력과의 관계는 이전 연구에서 노킹 발생 확률과 연소 최고압력은 1차식과 4차식으로 보간할 수 있음을 밝혔다.<sup>27)</sup> 이와 같이 Fig. 4에 연소 최고압력과 엔진 운전 조건의 관계를 도시하였다. 엔진의 운전 조건에 따라 이른 시기에 연소가 시작되면 노킹이 발생하기 시작하며 RI가 증가하게 된다. RI가 증가하고 IMEP가 감소하는 운전 조건들은 Fig. 4에 나타낸 바와 같이 연소 최고 압력이 6.5 MPa 이상인 운전 조건들로 파악되었다.

Combustion Pmax of Gasoline HCCI [MPa]



(a) Gasoline HCCI

Combustion Pmax of LPG HCCI [MPa]

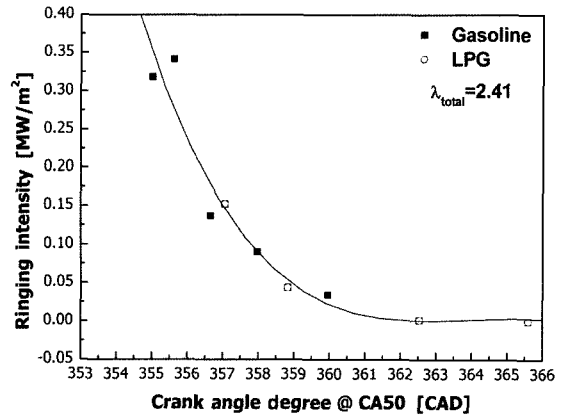


(b) LPG HCCI

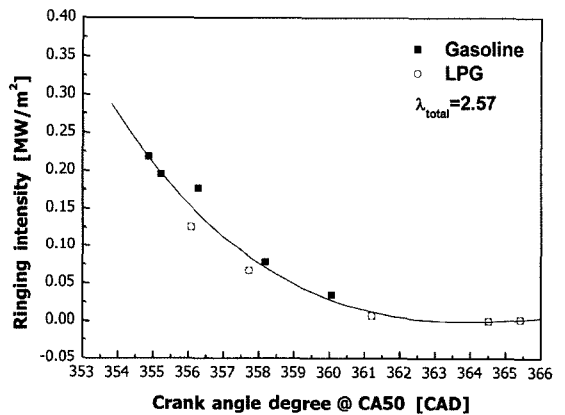
Fig. 4 Maximum combustion pressure of HCCI with respect to  $\lambda_{TOTAL}$  and IVO timing at 1000 rpm

### 3.3 Ringing intensity 예측

Fig. 5는 HTO(high temperature oxidation)의 열방출 50%의 위치에 대한 RI를 나타내었다. CA50의 정의는 전체 연소의 열방출 50% 지점이다.<sup>28)</sup> 공기과 잉율이 증가하면 CA50에 따른 RI의 증가율이 감소하며 이는 공급된 연료의 LHV(low heating value)가 감소하기 때문으로 판단된다. 그러나 CA50이 361 CAD 부근일 경우 RI는 0 MW/m<sup>2</sup>에서 증가하기 시작함을 알 수 있다. 또한 가솔린과 LPG의 CA50이 RI에 영향을 살펴보면 CA50의 위치에 따른 RI는 연료의 종류에 관계없이 동일하다. 따라서 RI는 연료에 관계없이 연소상의 위치에 의하여 결정되며 앞에서 설명한 바와 같이 연소상의 위치 또는 연소 최



(a)  $\lambda = 2.41$



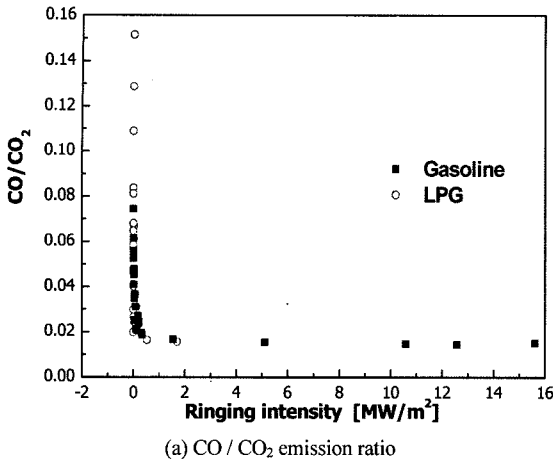
(b)  $\lambda = 2.57$

Fig. 5 Ringing intensity of HCCI engine with respect to CAD @ CA 50 at 1000 rpm

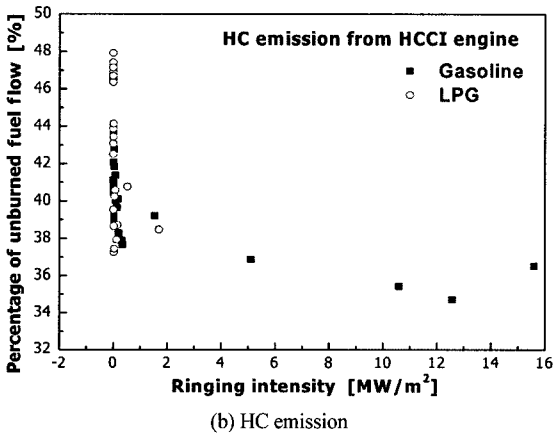
고 압력으로 RI와 노킹 발생 확률을 예측할 수 있음을 확인하였다.

### 3.4 불완전 연소 및 배출가스 특성

Fig. 6은 RI에 따른 CO와 CO<sub>2</sub>의 비와 전체 탄소(C:carbon)가 포함되는 배기가스 성분 중 HC의 비를 나타내었다. 또한, Fig. 7은 RI에 따른 질량 연소 분율 20%에서 90%에 이르는 기간을 도시하였다. CO는 HCCI 연소에서 팽창행정 중 낮은 연소가스의 온도로 인하여 CO<sub>2</sub>로의 산화하는 반응이 부족함에 따라 많이 배출되며 많은 연구자들이 불완전 연소의 척도로써 사용되고 있다.<sup>1,3)</sup> RI에 따른 CO/CO<sub>2</sub>는 RI가 0 부근일 경우 엔진의 운전 조건에 따라 0.15에서 0.02부근의 값을 갖고 있지만 RI가 증가함에 따라



(a) CO / CO<sub>2</sub> emission ratio



(b) HC emission

Fig. 6 Exhaust emissions of HCCI engine with respect to Ringing intensity at 1000 rpm

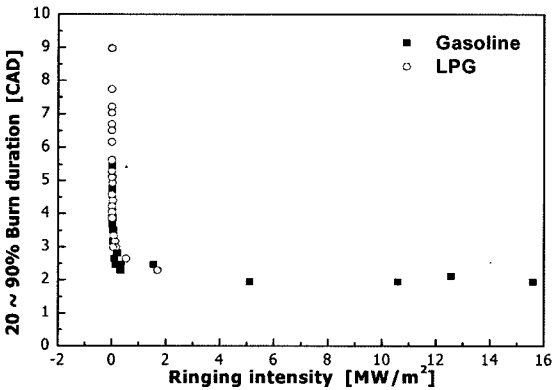


Fig. 7 Burn duration of HCCI engine with respect to Ringing intensity at 1000 rpm

CO/CO<sub>2</sub>는 0.015에 수렴한다. 이와 같은 사실은 공기 과잉율과 흡기밸브 개폐시기에 관계없이 RI가 증가

하기 직전에 팽창행정 중의 산화반응은 최대가 되며 이에 따라 CO의 배출량이 최소가 됨을 의미한다. 노킹이 팽창행정 중 산화반응의 강도에 미치는 영향을 알아보기 위하여 HC 배출량을 분석하였다. HCCI 엔진에서 HC 배출의 이유는 연소 중에 틈새 체적(crevice volume)에 들어간 혼합기가 팽창행정 중 배출되기 때문이며 이 때 팽창행정의 산화반응에 의하여 HC가 산화된다.<sup>1)</sup> 엔진의 운전 조건에 따른 연료 분사량의 차이가 HC 배출량에 미치는 영향을 제거하기 위하여 HC 배출량은 전체 배기가스 배출량 중 C가 포함되는 HC, CO, CO<sub>2</sub>의 총 배출량 중 비율로 나타내었다.<sup>3)</sup> CO/CO<sub>2</sub>의 비율에서 보이는 바와 같이 급격한 변화를 보이지는 않지만 HC의 배출량도 RI가 증가함에 따라 전체 C가 포함된 배기가스 배출량 중 35~39%를 차지하고 있음을 알 수 있다. 이와 같이 노킹이 팽창행정 중 산화반응의 강도에 영향을 미치지 못하는 이유는 Fig. 7에 나타난 바와 같이 RI가 증가하지만 전체 혼합기의 대부분이 연소하는 질량 연소 비율 20~90%에 이르는 기간은 2 CAD 정도로 일정하기 때문으로 판단된다.

따라서 HCCI 엔진에서 CO와 HC의 배출량을 저감하기 위해서는 RI가 증가하지 않는 범위 내에서 연소기간을 짧게 하여 팽창행정 중 산화반응이 충분히 일어날 수 있도록 하는 방법이 효과적임을 알 수 있었다.

#### 4. 결론

가솔린과 LPG HCCI 엔진의 노킹 특성을 파악하기 위하여 가변밸브 기구와 DME 직접분사 연료장치가 장착된 HCCI 엔진 실험과 RI를 이용한 노킹 강도 분석을 수행하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) IMEP의 특성을 파악한 결과 RI가 0.5 MW/m<sup>2</sup> 이상에서 IMEP가 감소하고 있음을 파악하고 IMEP를 기준으로 한 운전 영역은 RI 0.5 MW/m<sup>2</sup> 이하로 판정하였다. LPG HCCI가 가솔린 HCCI에 비하여 RI의 강도가 상대적으로 낮은 이유는 LPG의 증발잠열이 가솔린에 비하여 높고 이로 인하여 혼합기의 온도가 가솔린에 비하여 동일한 연료 분사량일 경우 낮아지기 때문으로 판단된다.

- 2) 가솔린과 LPG HCCI 엔진에서 흡기밸브 개폐시기가 진각됨에 따라 RI가 증가하는 이유는 증가된 채적효율과 잔류가스율로 이른 시기에 착화되고 이른 흡기밸브 개폐시기의 실험 조건에서 TDC 이전에서 50% 이상의 연료가 연소함에 따라 연소 압력이 과다 상승하기 때문이다.
- 3) 가솔린 HCCI의 경우 IMEP는 공기과잉율이 감소함에 따라 공급된 연료가 증가하고 이에 따라 IMEP가 증가하지만 공기과잉률이 2.4 이하에서는 RI가 증가하게 되고 RI가 1 MW/m<sup>2</sup> 이상인 영역에서 IMEP가 감소함을 알 수 있다. LPG HCCI의 경우 흡기밸브 개폐시기가 진각되고 공기과잉율이 낮은 2.3 영역 이하에서 IMEP가 감소하는 경향을 보이고 있다.
- 4) RI가 증가하고 IMEP가 감소하는 운전 조건들은 연소 최고 압력이 6.5 MPa 이상인 운전 조건들로 파악되었다. 그리고 RI는 연료에 관계없이 연소상(combustion phase)의 위치에 의하여 결정되어 연소상의 위치 또는 연소 최고 압력으로 RI와 노킹 발생 확률을 예측할 수 있음을 확인하였다.
- 5) HCCI 엔진에서 CO와 HC의 배출량을 저감하기 위해서는 RI가 증가하지 않는 범위 내에서 연소기간을 짧게 하여 팽창행정 중 산화반응이 충분히 일어날 수 있도록 하는 방법이 효과적이다.

## 후 기

본 연구는 과학재단의 우수 연구 센터 (ERC)의 지원 아래 연소 기술 연구 센터의 과제으로써 수행되었으며, 이에 관계 기관에 감사의 뜻을 포함합니다.

## References

- 1) F. Zhao, T. Asmus, D. Assanis, J. Dec, J. Eng and P. Najt, "Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines : Key Research and Development Issues," TP-94, SAE, 2003.
- 2) K. Epping, S. Aceves, R. Bechtold and J. Dec, "The Potential of HCCI Combustion for High Efficiency and Low Emissions," SAE 2002-01-1923, 2002.
- 3) E. Kaiser, J. Yang, T. Culp, N. Xu and M. Maricq, "Homogeneous Charge Compression Ignition Engine-Out Emissions-Does Flame Propagation Occur in Homogeneous Charge Compression Ignition?," International Journal of Engine Research, Vol.3, No.4, pp.185-196, 2002.
- 4) G. Haraldsson, J. Hyvonen, P. Tunestal and B. Johansson, "HCCI Combustion Phasing in a Multi Cylinder Engine Using Variable Compression Ratio," SAE 2002-01-2858, 2002.
- 5) Y. Li, H. Zhao, N. Brouzos, T. Ma and B. Leach, "Effects of Injection Timing on Mixture and CAI Combustion in a GDI Engine with an Air-Assisted Injector," SAE 2006-01-0206, 2006.
- 6) D. Yap, J. Karlovsky, A. Megaritis, M. Wyszynski and H. Xu, "An Investigation into Propane Homogeneous Charge Compression Ignition Engine Operation with Residual Gas Trapping," Fuel, Vol.84, No.18, pp.2372-2379, 2005.
- 7) A. Oakley, H. Zhao, N. Ladommatos and T. Ma, "Experimental Studies on Controlled Auto-Ignition (CAI) Combustion of Gasoline in a 4-Stroke Engine," SAE 2001-01-1030, 2001.
- 8) K. Hiraya, K. Hasegawa, T. Urushihara, A. Iiyama and T. Itoh, "A Study on Gasoline Fueled Compression Ignition Engine ~ A Trial of Operating Region Expansion~," SAE 2002-01-0416, 2002.
- 9) K. Yeom, J. Jang and C. Bae, "Gasoline Homogeneous Charge Compression Ignition Engine with DME as an Ignition Promoter," Transactions of KSAE, Vol.14, No.3, pp.178-185, 2006.
- 10) F. Mollo and V. Ferraro, "Knock in S. I. Engines : A Comparison between Different Techniques for Detection and Control," SAE 982477, 1998.
- 11) K. Chun and K. Kim, "Measurement and Analysis of Knock in a SI Engine Using the Cylinder Pressure and Block Vibration Signals," SAE 940146, 1994.
- 12) M. Checkle and J. Dale, "Computerized Knock Detection from Engine Pressure Records," SAE 860028, 1986.



- 13) K. Schmillen and M. Rechs, "Different methods of Knock Detection and Knock Control," SAE 910858, 1991.
- 14) M. Brunt, C. Pond and J. Biundo, "Gasoline Engine Knock Analysis using Cylinder Pressure Data," SAE 980896, 1998.
- 15) S. Diana, V. Giglio, B. Iorio and G. Police, "Evaluation of the Effect of EGR on Engine Knock," SAE 982479, 1998.
- 16) G. Brecq, A. Ramesh, M. Tazerout and O. Le Corre, "An Experimental Study of Knock in a Natural Gas Fuelled Spark Ignition Engine," SAE 2001-01-3562, 2001.
- 17) G. Brecq and O. Le Corre, "Modeling of In-cylinder Pressure Oscillations under Knocking Conditions: Introduction to Pressure Envelope Curve," SAE 2005-01-1126, 2005.
- 18) C. Hudson, X. Gao and R. Stone, "Knock Measurement for Fuel Evaluation in Spark Ignition Engines," Fuel, Vol.80, No.3, pp.395-407, 2001.
- 19) J. Eng, "Characterization of Pressure Waves in HCCI Combustion," SAE 2002-01-2859, 2002.
- 20) M. Sjoberg and J. Dec, "Effects of Engine Speed, Fueling Rate, and Combustion Phasing on the Thermal Stratification Required to Limit HCCI Knock Intensity," SAE 2005-01-2125, 2005.
- 21) A. Helmantel and I. Denbratt, "HCCI Operation of a Passenger Car DI Diesel Engine with an Adjustable Valve Train," SAE 2006-01-0029, 2006.
- 22) J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw Hill, New York, 1988.
- 23) A. Bertola, J. Stadler, T. Walter, P. Wolfer, C. Gossweiler and M. Rothe, "Pressure Indication during Knocking Conditions," 7th Internal Symposium on Internal Combustion Diagnostics, Kurhaus Baden-Baden, Germany, pp.7-21, 2006.
- 24) M. Furutani, T. Isogai and Y. Ohta, "Ignition Characteristics of Gaseous Fuels and Their Difference Elimination for SI and HCCI Gas Engines," SAE 2003-01-1857, 2003.
- 25) P. Giansetti, C. Perrier, P. Higelin, Y. Chamailard, A. Charlet and S. Couet, "A Model for Residual Gas Fraction Prediction in Spark Ignition Engines," SAE 2002-01-1735, 2002.
- 26) P. Wolters, W. Salber, J. Geiger, M. Duesmann and J. Ditley, "Controlled Auto Ignition Combustion Process with an Electromechanical Valve Train," SAE 2003-01-0032, 2003.
- 27) K. Yeom, J. Jang and C. Bae, "Knocking Characteristics at Rich Limit of Gasoline HCCI Engine," Fall Conference Proceedings, KSAE, pp.112-117, 2005.
- 28) G. Shibata and T. Urushihara, "The Interaction Between Fuel Chemicals and HCCI Combustion Characteristics Under Heated Intake Air Conditions," SAE 2006-01-0207, 2006.