

LPG - DME 압축착화 엔진에서 흡기 가변밸브 영향

염기태 · 배충식*

한국과학기술원 기계공학과

LPG - DME Compression Ignition Engine with Intake Variable Valve Timing

Kitae Yeom · Choongsik Bae*

Department of Mechanical Engineering, Korea Advanced Institute of Science and Technology, Daejeon 305-701, Korea
(Received 16 August 2007 / Accepted 29 October 2007)

Abstract : The combustion and exhaust emissions characteristics of a liquefied petroleum gas-di-methyl ether compression ignition engine with a variable valve timing device were investigated under various liquefied petroleum gas injection timing conditions. Liquefied petroleum gas was used as the main fuel and was injected directly into the combustion chamber. Di-methyl ether was used as an ignition promoter and was injected into the intake port. Different liquefied petroleum gas injection timings were tested to verify the effects of the mixture homogeneity on the combustion and exhaust emission characteristics of the liquefied petroleum gas-di-methyl ether compression ignition engine. The average charge temperature was calculated to analyze the emission formation. The ringing intensity was used for analysis of knock characteristics.

The combustion and exhaust emission characteristics differed significantly depending on the liquefied petroleum gas injection and intake valve open timings. The CO emission increased as the intake valve open and liquefied petroleum gas injection timings were retarded. However, the particulate matter emission decreased and the nitrogen oxide emission increased as the intake valve open timing was retarded in the diffusion combustion regime. Finally, the combustion efficiency decreased as the intake valve open and liquefied petroleum gas injection timings were retarded.

Key words : CI(Compression Ignition: 압축 착화), DME(Di-methyl Ether), LPG(Liquefied Petroleum Gas: 액화 석유 가스)

Nomenclature

λ_{TOTAL} : 전체 연료의 공기과잉률
 λ_{LPG} : LPG의 공기과잉률
 λ_{DME} : DME의 공기과잉률
 m_f : 분사 연료의 유량
 θ : 크랭크 각도
 γ : 비열 비

η : 효율
P : 연소실 압력
Q : 열
R : 기체 상수
T : 혼합기 온도
V : 연소실 부피

1. 서론

예혼합 압축착화(HCCI: homogeneous charge com-

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

pression ignition) 엔진의 연소상(combustion phase)을 제어하기 위한 방법 중 하나로 최근 많은 연구자들에 의하여 가변밸브기구(VVT: variable valve timing)가 연구되어 지고 있다. 가변밸브기구를 이용하여 흡기 또는 배기밸브의 개폐시기를 조절함에 따라 혼합기가 쉽게 자발화 할 수 있는 열을 공급하는 잔류가스(internal residual gas)와 체적효율(volumetric efficiency), 그리고 유효압축비(effective compression ratio)를 제어할 수 있다.¹⁾

HCCI 연소의 가장 큰 문제 중 하나는 연소 온도 저하로 인한 팽창 행정 중 산화반응 부족에 의한 탄화수소(HC: hydrocarbon)와 일산화탄소(CO: carbon monoxide) 배출이다.²⁾ 이와 같은 배기배출물 저감을 위하여 연료 공급 시기를 변화시켜 연료를 국부적으로 농후하게 성층화 시킴으로써 연소 온도를 증가시키고자 하는 연구가 시도되었다.³⁾

연소실 내의 혼합기의 성층화 정도를 제어하기 위하여 직접 분사(DI: direct injection)기구가 필요하지만 DI를 통하여 연료를 공급하는 경우 입자상 물질(PM: particulate matter)배출물이 문제로 대두된다. PM 배출물은 DI방식 엔진의 반드시 해결하여야 하는 문제이며 기화 특성이 우수한 연료를 사용함에 따라 PM 배출물을 저감시킬 수 있는 가능성이 있다. 따라서 PM 배출물을 저감하기 위하여 디메틸 에테르(DME: di-methyl ether)를 디젤 대신에 고속 직접분사(HSDI: high speed direct injection) 엔진에 사용하는 연구 결과가 발표되었다.⁴⁾

DME는 디젤을 대체하는 대체 연료로 최근 주목을 받고 있다. DME는 이산화탄소 배출량이 기존 디젤보다 적고, 빠른 기화특성과 연료에 포함된 산소의 산화 촉진을 통하여 검댕이를 비롯한 입자상 물질의 배출을 현저하게 줄일 수 있는 장점이 있다.⁵⁾

그러나 DME는 착화가 빠르고 고부하 운전에서 적합하지 않는 특성이 있어서 넓은 부하 범위의 운전을 위하여 낮은 세탄가의 연료와 함께 사용함으로써 운전 영역을 넓히고자 하는 시도가 있었다.²⁾

대표적인 고옥탄가 저탄소 대체 연료인 액화 석유 가스(LPG: liquefied petroleum gas)는 가솔린에 비하여 탄소를 적게 함유하고 있어 이산화탄소 배출량을 줄이는데 큰 도움을 줄 수 있다. 이러한 LPG를

HCCI 엔진에 적용하면 가솔린과 비교하여 더욱 많은 양의 배출가스를 저감할 수 있는 가능성이 있다.²⁾ 가스상(gas phase) 연료인 LPG를 연소실내에 DI를 통하여 연료를 공급하는 경우 연소실내에서 매우 빠른 시간 내에 기화되기 때문에 PM배출량을 저감할 수 있는 가능성이 있다.

그러나 SI 방식의 엔진에서 노킹 발생 기구가 HCCI 엔진의 노킹과 다른 점에 착안하여 새로운 방법을 이용하여 HCCI 엔진의 노킹 강도를 판정해야 하여 노킹 강도(RI: ringing intensity)를 식 (1)과 같이 고안하였다.⁶⁾

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

따라서 본 연구에서는 배기배출물 저감을 위하여 DME 포트 분사(PFI: port fuel injection) 기구가 장착된 LPG DME CI 엔진에서 흡기밸브 개폐시기가 연소 및 배기배출물 특성에 미치는 영향을 규명하고자 하였다.

2. 실험 장치 및 실험 방법

2.1 실험 장치

실험 장치는 Fig. 1에 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 열림 기간(valve duration)은 고정되어 있다. 엔진의 부하와 회전수 제어는 교류(AC: alternating current) 다이나모미터(82 kW, Unico Co.)를 사용하였다.

LPG 직접 분사를 위해 본 연구에서는 연소실에 스월(swirl) 분사구를 가진 인젝터(Mitsubishi Co.)를 장착하였다. LPG는 질소를 이용하여 5 MPa로 가압된 상태로 스월 인젝터를 이용하여 액상으로 분사된다. 균일한 혼합기를 만들기 위하여 DME는 배기 행정 중 슬릿(slit) 분사구를 가진 인젝터(Denso Co.)를 이용하여 흡기 밸브 상류 30 cm 지점인 흡기 매니폴드에 분사하였다. 주연료는 프로판과 부탄이

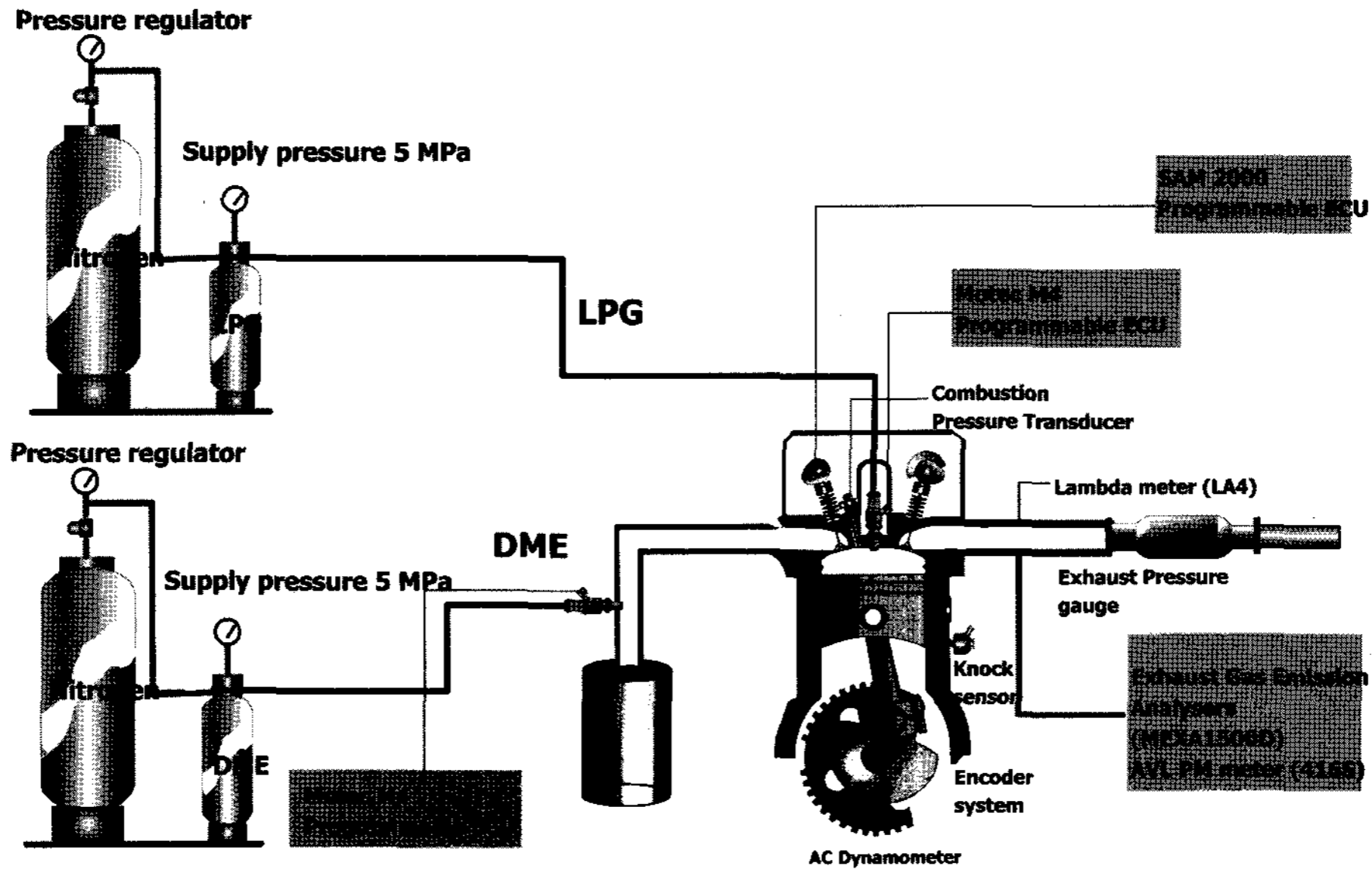


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

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 (ATDC)	-29 ~ 11
	Intake valve close (ATDC)	199 ~ 239
	Exhaust valve open (ATDC)	498
	Exhaust valve close (ATDC)	6
DME injection pressure (MPa)	5	
DME injector type	Swirl injector	

60 : 40으로 혼합된 LPG를 사용하였다. 그리고 연료 공급 장치의 손상을 방지하기 위해 DME에 윤활향상제(Infineum, R655)를 500 ppm 첨가하였다.

배기가스 배출물은 배기가스 분석기(Horiba, Mexa 1500d)를 이용하여 HC, NOx, 이산화탄소(CO₂: carbon dioxide), CO를 측정하였으며 PM은 PM meter (AVL Co., 416S)를 이용하여 측정하였다. 모든 데이터는 데이터 수집장치(Io Tech, Wavebook 512H)를 이용하여 수집 저장하였다. 데이터 수집장치의 속도와 정확도는 1 MHz와 전체 범위의 ± 0.025%이다. 배기배출물은 1 kHz의 샘플링 속도로 측정되었다.

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.⁷⁾

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

2.2 연소 압력 계측 및 처리

실험은 Table 2와 같이 공기과잉률과 흡기밸브 개폐시기에 따라 수행되었다. 흡기밸브 개폐시기와 LPG 분사 시기는 Fig. 2에 나타내었다. LPG의 분사 시기 조건에 따라서 흡기행정과 압축 행정 중반에 LPG를 연소실내에 직접 분사하면 흡기 포트에서 분사한 선행 연구 결과와 유사한 연소 특성이 관찰

Table 2 Experimental conditions

Engine speed (rpm)	1000
Intake valve open timing (ATDC)	-29, -19, -9, 1, 11
LPG injection timing (ATDC)	0, 100, 200, 300, 320, 325, 335, 340
DME injection timing (ATDC)	470
ATOTAL	1.67
ALPG	3.00
ADME	3.70
Intake charge temperature (°C)	30

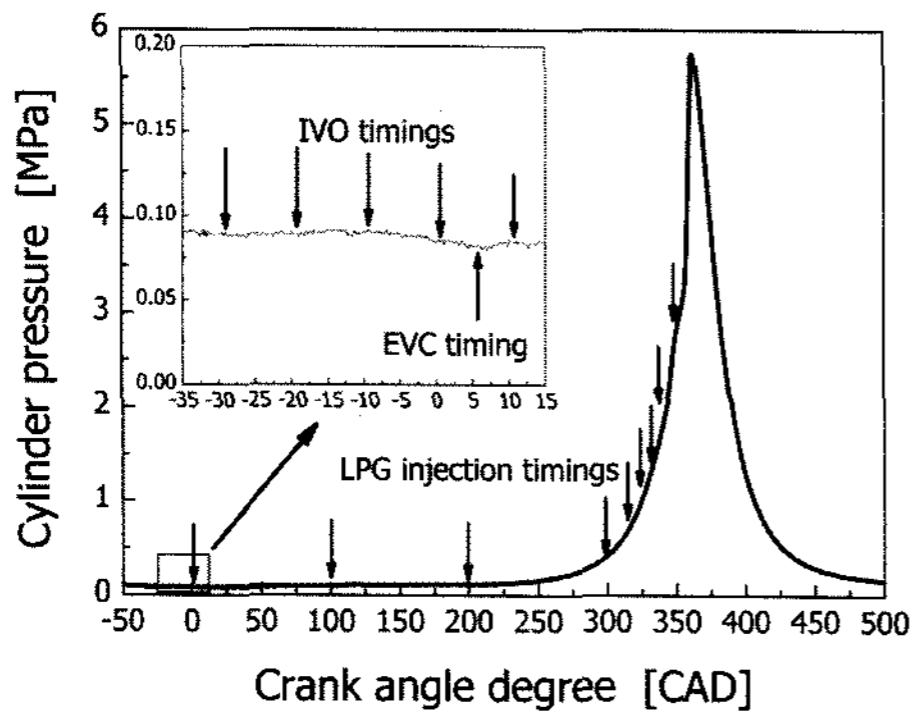


Fig. 2 Intake valve open, exhaust valve close and DME injection timing at 1000 rpm

되는 것으로 보아 LPG 분사 조건 0 ~ 400 CAD ATDC(after top dead center)의 조건은 예혼합 연소조건으로 판정하였다. 또한 예혼합 연소조건과 확연하게 다른 연소 및 배기 배출물 특성을 보이는 압축행정 말기부터 연소 시작 시기 직전까지의 320과 325 CAD ATDC는 성층혼합 연소조건으로 정의하였다. 그리고 LPG의 분사가 연소 중에 이루어지는 335와 340 CAD ATDC의 조건은 확산 연소조건으로 정의하였다. 그리고 각각의 분사조건은 5가지의 흡기밸브 개폐 시기(intake valve open and close timing)에 대하여 엔진 실험을 진행하였다.

LPG와 DME의 전체 공기과잉률은 연소 방정식으로부터 유도하여 식 (3)과 같이 정의 하였다.

$$\lambda_{TOTAL} = \frac{\lambda_{LPG} \times \lambda_{DME}}{\lambda_{LPG} + \lambda_{DME}} \quad (3)$$

HCCI 엔진에서 연소압력을 계측하고 노킹 강도를 분석하기 위하여 연소실에 압력센서(Kistler, 6052B)를 장착하였다. 연소 압력센서의 장착 방법에 따라 관진동(pipe oscillation)이 발생하여 신호의 왜곡이 발생할 수 있는 가능성을 배제하기 위하여 연소 압력센서 장착 방식은 센서의 측정면이 연소실 벽면에 드러나 있는 표면장착(flush-mounting) 방식을 사용하였다.⁸⁾ 또한 연소압력 신호의 샘플링 간격이 짧아질수록 연소압력의 왜곡이 적게 발생하기 때문에⁸⁾ 정밀한 데이터 분석을 위해 크랭크축에 2048 pulse/rev 엔코더(encoder)를 장착하여 크랭크 각도(crank angle) 0.175도에 한 번씩 데이터를 취득하였다.

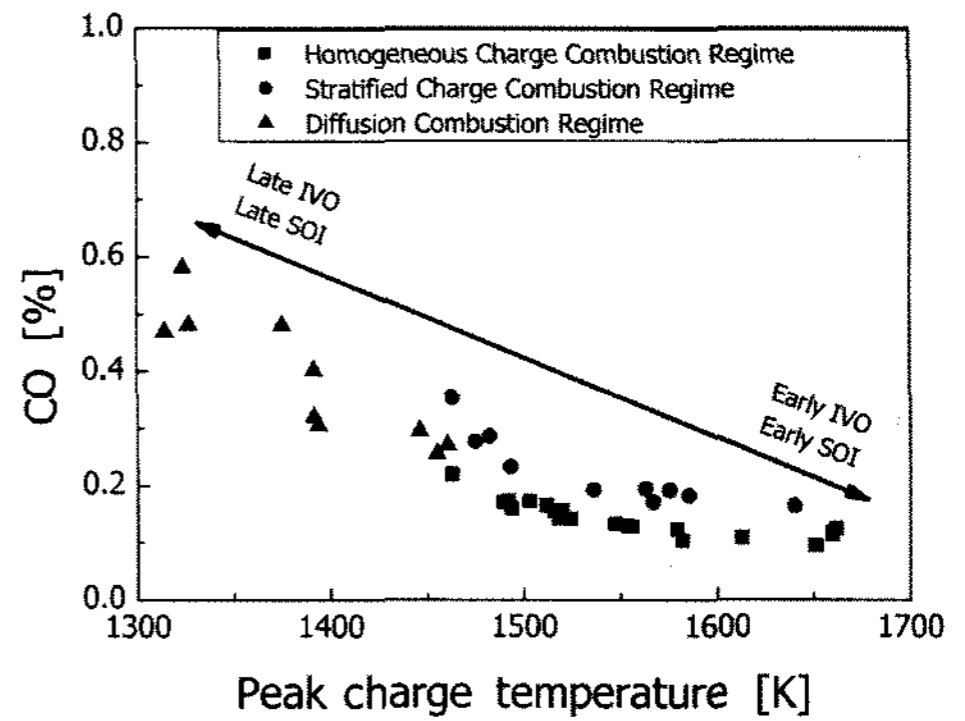
3. 실험 결과

3.1 배기배출물 결과

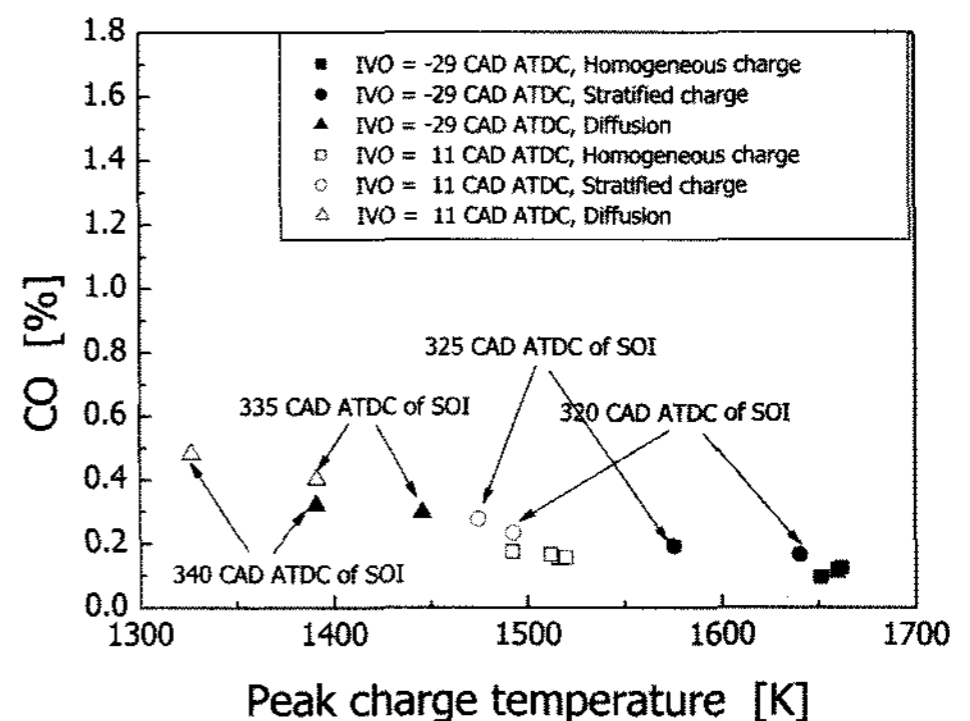
연소실 최고 온도와 배기배출물의 관계를 규명하기 위하여 식 (4)를 이용하여 연소실 최고 온도를 계산하였다.^{9,10)}

$$PV = nRT \quad (4)$$

Fig. 3은 연소실 최고 온도와 CO 배출물을 도시하였다. 예혼합 연소의 경우 모든 실험 조건에서 CO 배출물이 0.2%를 넘지 않았다. 이는 높은 연소실 최고 온도에 기인하는 것으로 판단된다. Sjoberg등은 연소실 최고 온도가 1480K 이상에서 CO의 산화가 촉진되며 배출물이 급격히 감소함을 밝힌 바 있다.¹¹⁾ 그러나 성층혼합 연소에서는 예혼합 연소와 비교하여 더욱 높은 연소실 최고 온도에서도 LPG의 성층화로 인하여 CO의 배출량이 증가하는 경향



(a) Combustion regime



(b) Effects of intake valve open and start of injection timing

Fig. 3 CO emissions of compression ignition engine at 1000 rpm : (a) Combustion regime (b) Effects of intake valve open and start of injection timing

을 보인다. CO 배출물은 공기과잉률(air excess ratio)의 함수이며 공기과잉률이 감소하여 혼합기가 농후하면 급격하게 증가하는 경향을 갖는다.⁷⁾ 그러나 성층혼합 연소에서 농후한 영역에서 CO가 발생하는 양이 높은 연소 온도로 인하여 산화되는 양보다 많기 때문에 같은 최고 온도 영역에서 예혼합 연소보다 높은 배출물을 보이고 있다. Fig. 3(b)에 나타낸 바와 같이 흡기밸브 개폐시기가 지각됨에 따라 최고 연소 온도는 감소하며 이에 따라 CO 배출물은 증가하는 경향을 갖는다. 흡기밸브 개폐시기가 지각됨에 따라 체적효율과 잔류가스율과 유효압축비가 감소하며 이에 따라 연소되는 공기와 연료의 양이 감소하고 최고 연소 온도가 감소하게 된다.

HC 배출물의 경우 CO와 같이 팽창행정 중 산화반응의 부족으로 과다 배출되는 특성을 갖고 있다. 이러한 HC 배출물을 확인하기 위하여 Fig. 4에 HC 배출물을 도시하였다. HC 배출물의 경우 성층 연소와 확산 연소의 경우 예혼합 연소에 비하여 낮은 수준이며 이는 상대적으로 덜 희박한 혼합기와 약한 소염효과(quenching effect)에 기인하는 것으로 판단된다. 성층혼합 연소와 확산연소의 경우 LPG가 연소실 중앙부에 집중되며 소염효과에 의한 HC 배출량이 집중되는 연소실 벽면에는 희박한 DME만 위치하기 때문에 소염효과에 의한 HC 발생이 예혼합 압축 연소에 비하여 감소하게 된다.

또한 전술한 바와 같이 CO 배출물과 동일한 이유로 흡기밸브 개폐시기가 지각되면 최고 연소온도가 감소하게 되고 HC 배출량이 증가하는 경향을 보이게 된다.

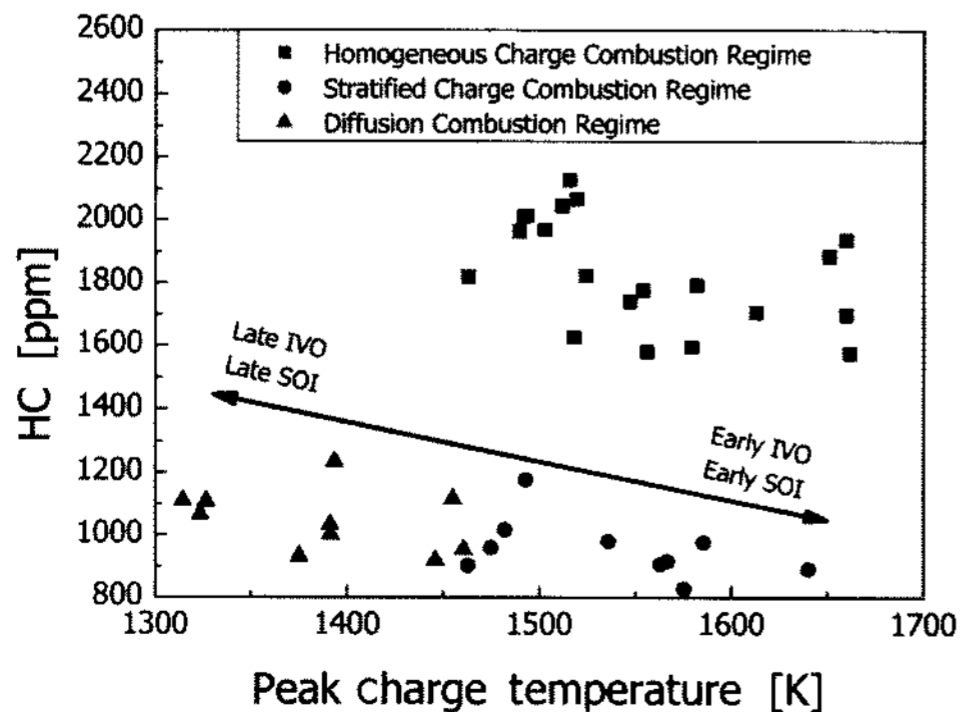
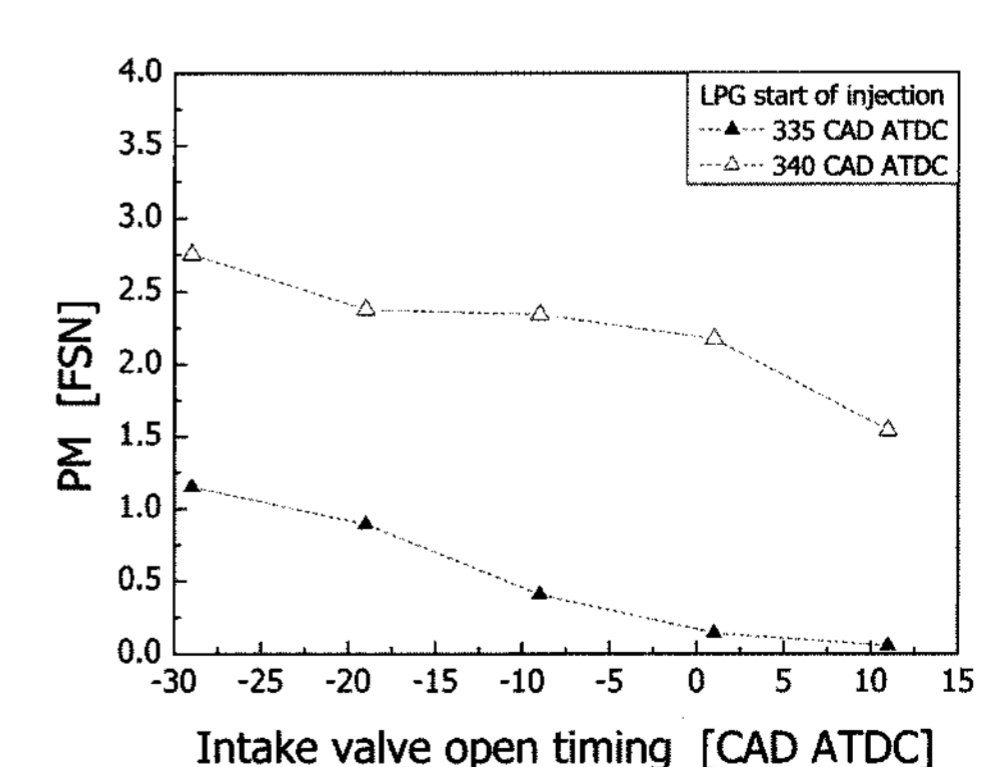
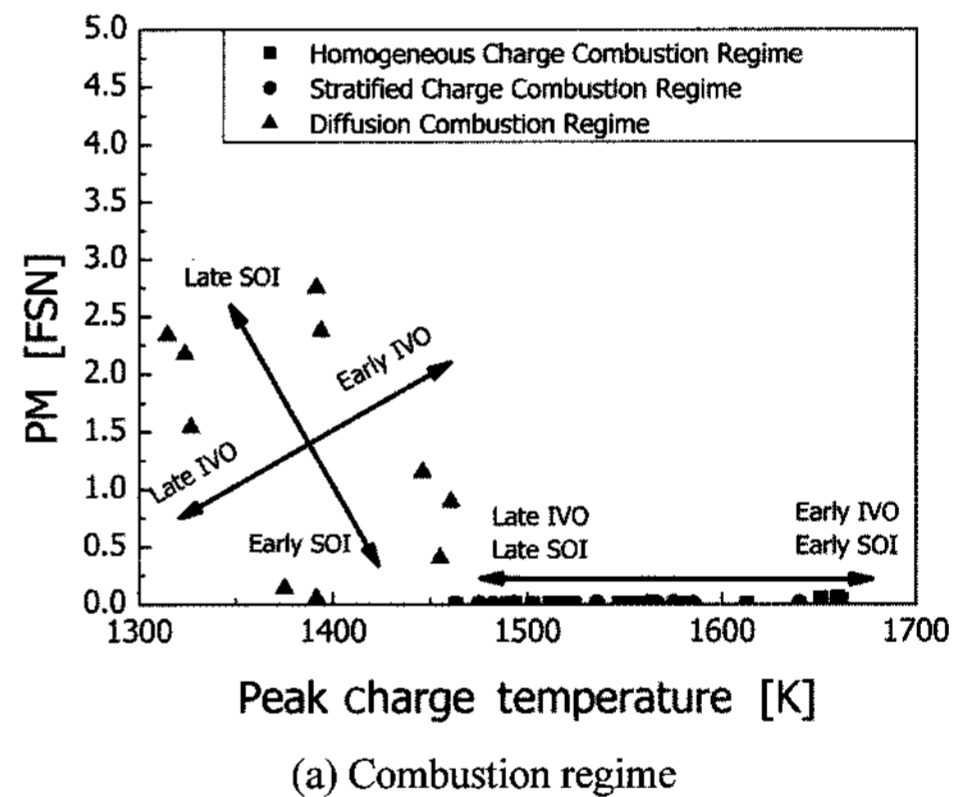
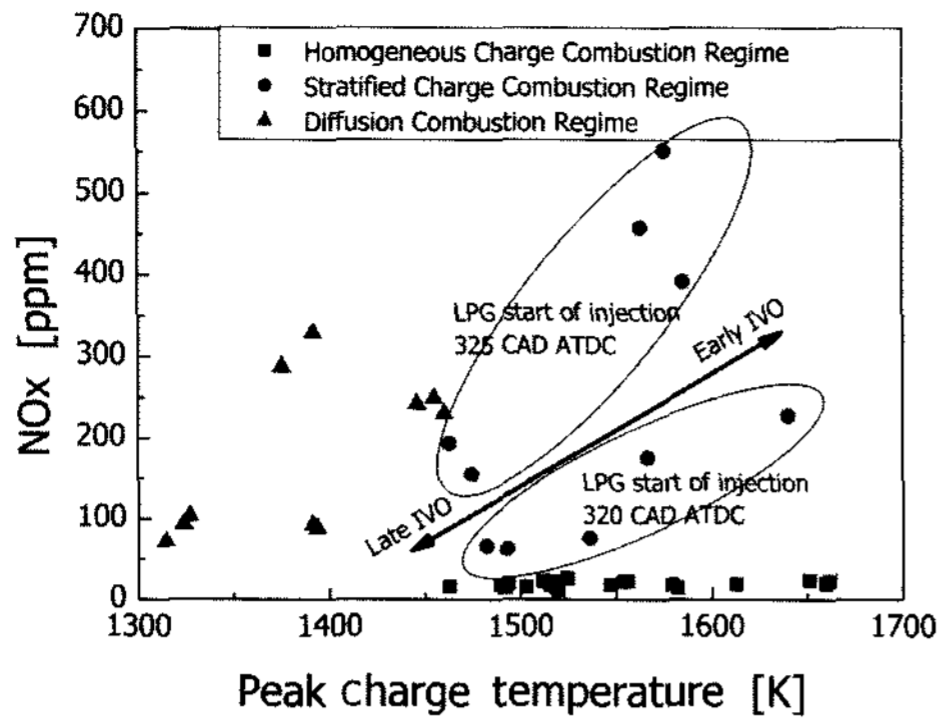


Fig. 4 HC emissions of compression ignition engine

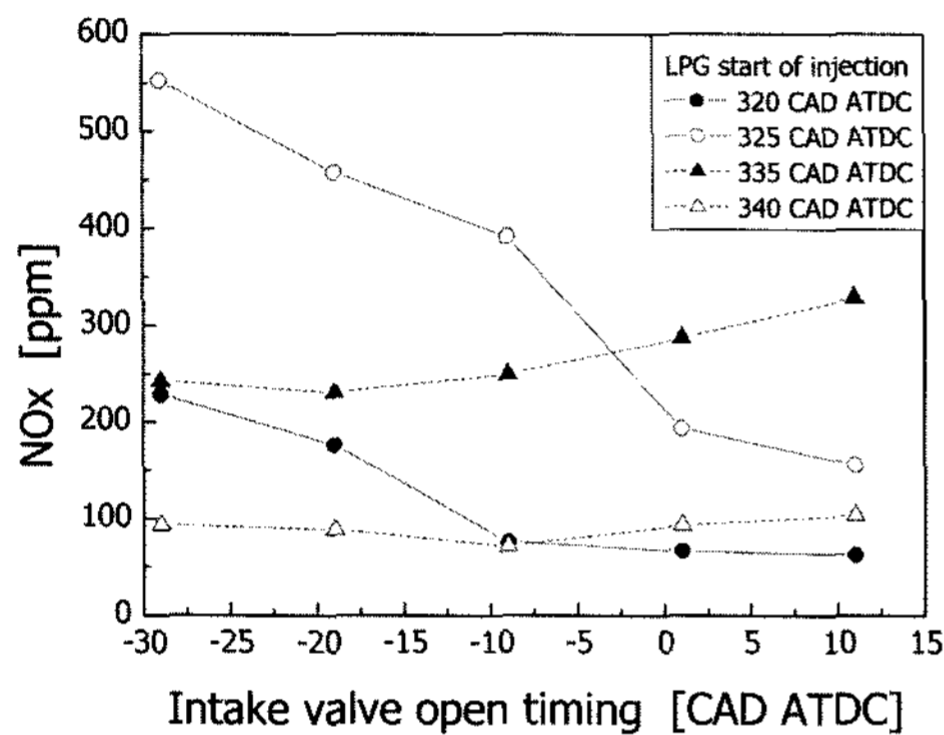
Fig. 5는 PM 배출량을 나타내었다. 예혼합과 성층 혼합 연소조건에서는 PM 배출량이 관찰되지 않으나 확산 연소조건은 PM이 배출됨을 알 수 있다. PM 배출물은 LPG 연료분사시작(SOI: start of injection)이 지각되면 발생량이 증가하는 경향을 갖는다. 이는 연료의 불균일한 혼합 때문이다. 늦은 시기에 분사를 시작할수록 분위기 압력이 증가하고 LPG 분무도달거리(penetration length)가 짧아지고 분무가 가운데로 몰리면서 LPG가 좁은 영역에 분포하게 된다.¹²⁾ 흡기밸브 개폐시기의 영향을 살펴보면 흡기밸브 개폐시기가 지각되면 PM 배출량이 감소하는 특징이 있음을 확인할 수 있다. 이는 CO와 HC 배출량이 흡기밸브개폐시기가 지각되면 증가하는 경향과 반대의 경향으로 Fig. 5(b)에 자세히 나타내었다. 이와 같은 경향은 분무특성과 연소온도에 기인한다. Tree등은 높은 분위기 온도가 분무의 기화를 촉진



(b) Effects of intake valve open and start of injection timing
Fig. 5 PM emissions of compression ignition engine at 1000 rpm : (a) Combustion regime (b) Effects of intake valve open and start of injection timing



(a) Combustion regime



(b) Effects of intake valve open and start of injection timing

Fig. 6 NOx emissions of compression ignition engine at 1000 rpm : (a) Combustion regime (b) Effects of intake valve open and start of injection timing

진하고 주변 공기의 분무 내 유입이 억제되어 분무 도달거리가 감소하여 PM 배출량이 증가함을 밝힌 바 있다.¹³⁾ Stojkovic 등은 농후한 영역이 PM의 주 생성 영역이며 생성된 PM이 주변 뜨거운 연소가스와 만나서 산화되는 과정을 거치게 됨을 밝혔다.¹⁴⁾ 그러나 확산연소의 경우 최고 연소온도가 PM의 산화 온도인 1500K 보다 낮기 때문에 국부적으로 농후한 혼합기가 PM 배출물의 주원인으로 판단된다.

Fig. 6은 LPG-DME 압축착화 엔진의 NOx 배출물을 도시하였다. NOx 배출물의 경우 국부적으로 비교적 농후한 혼합기가 형성되는 성층혼합 연소와 확산 연소조건에서 배출량이 증가하는 경향을 보인다.¹⁵⁾ NOx와 PM 배출물 결과를 바탕으로 판단할 때, 성층혼합 연소조건은 국부적으로 매우 농후한 혼합기가 존재하지 않는 것을 유추할 수 있다. 또한 성층혼합 연소조건에서 325 CAD ATDC의 조건이

320 CAD ATDC보다 LPG가 더욱 좁은 영역에 분포하게 되고 이에 따라 NOx 배출량이 상대적으로 많이 배출된다. 성층혼합 연소의 경우 흡기밸브 개폐시기가 지각되면 앞에서 설명한 바와 같이 연소 최고온도가 감소하면서 NOx 배출량이 감소하는 경향을 갖는다. 그러나 Fig. 6(b)에 나타낸 바와 같이 확산 연소의 경우 흡기밸브 개폐시기가 지각되면 배출량이 증가하는 상반된 결과를 보이고 있다. 이는 확산 연소조건에서 흡기밸브 개폐시기가 지각됨에 따라 분무가 넓은 영역에 분포하기 때문이다. DME의 저온산화반응(LTO: low temperature oxidation) 이후에 연료를 분사하는 확산 조건의 경우 흡기밸브 개폐시기가 지각되면 연소상이 지각되고 LPG를 분사하는 시기에 연소 압력이 낮기 때문에 분무가 더 넓은 영역에 비교적 고르게 분포할 수 있다. 이와 반하여 LTO가 시작되기 이전에 LPG의 분사가 끝나는 성층혼합 연소에서의 연료 분포는 분무의 분위기 압력이 거의 일정하기 때문에 NOx 배출물의 경향이 성층혼합 연소와 확산 연소가 반대의 경향을 갖는 이유인 것으로 판단된다.

3.2 연소 특성 결과

Fig. 7은 LPG-DME 압축착화 엔진의 연소효율과 노킹 강도의 관계를 나타내었다. 연소효율은 식 (5)를 이용하여 계산하였다.⁷⁾

$$\eta_c = \frac{Q_{HR}}{m_f Q_{HV}} \quad (5)$$

연소효율의 경우 흡기밸브 개폐시기가 지각되면

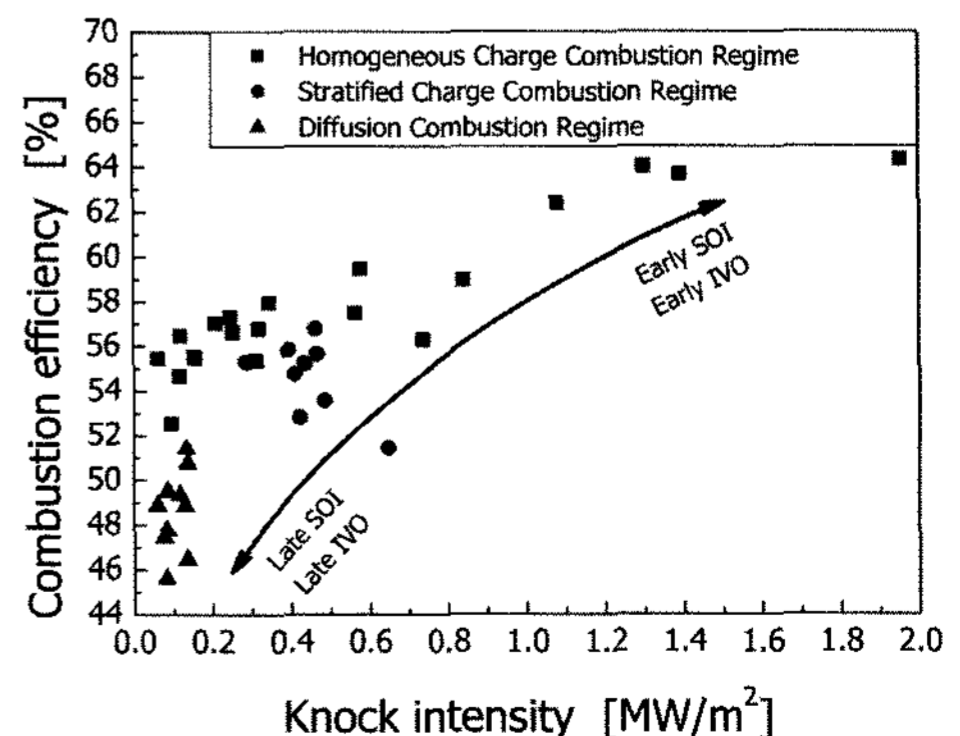


Fig. 7 Combustion efficiency of compression ignition engine with respect to knock intensity at 1000 rpm

감소하는 경향을 갖고 있으며 이는 전술한 바와 같이 유효압축비가 감소하고 자발점화에 필요한 열을 공급하는 잔류가스율이 감소하기 때문으로 판단된다. 또한 확산 연소조건에서의 연소효율이 다른 조건에 비하여 낮은 이유는 LTO 이후 LPG가 분사됨에 따라 분사된 LPG가 모두 연소되지 못하고 PM과 HC의 형태로 배출되기 때문으로 판단된다.

Fig. 8은 전술한 흡기밸브 개폐시기에 따른 확산 연소조건과 성층혼합 연소조건의 PM 배출량 경향이 다르게 관찰되는 이유인 연소시작 시기를 나타낸다. 늦은 시기에 LPG를 분사함에 따라 20% 질량 연소율(MFB: mass fraction burned)의 위치로 대표되는 연소시작시기가 지각되며 연소최고압력이 감소함을 확인할 수 있다. 또한 잔류가스율이 감소하고 유효압축비가 감소함에 따라 연소최고압력이 감소하며 연소시작시기가 지각됨도 확인할 수 있다. 또

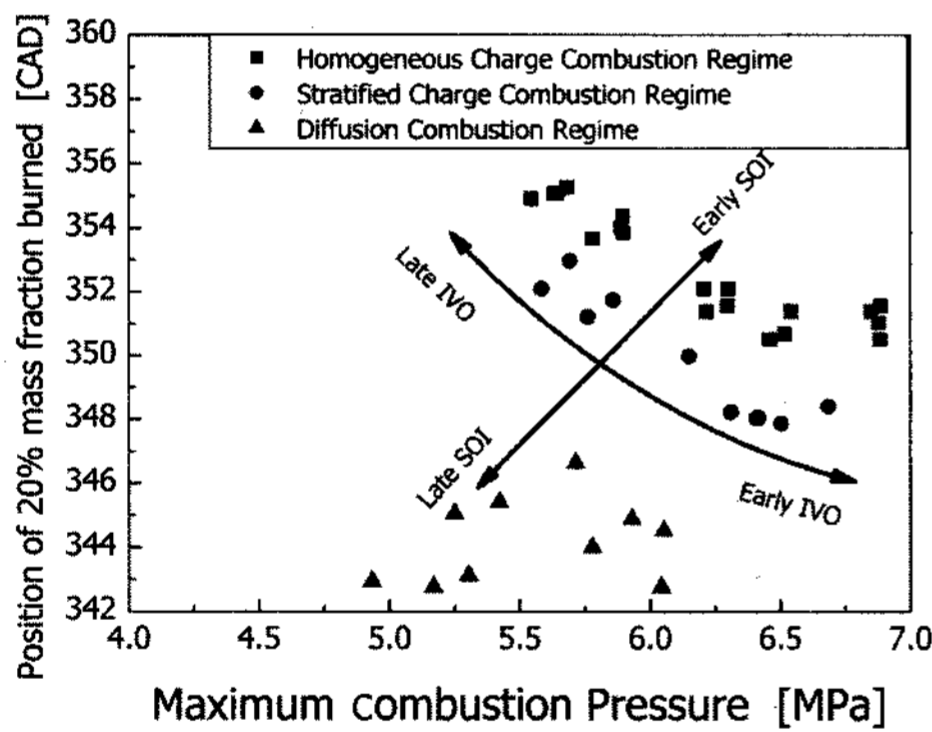


Fig. 8 20% mass fraction burned position of compression ignition engine with respect to maximum combustion pressure at 1000 rpm

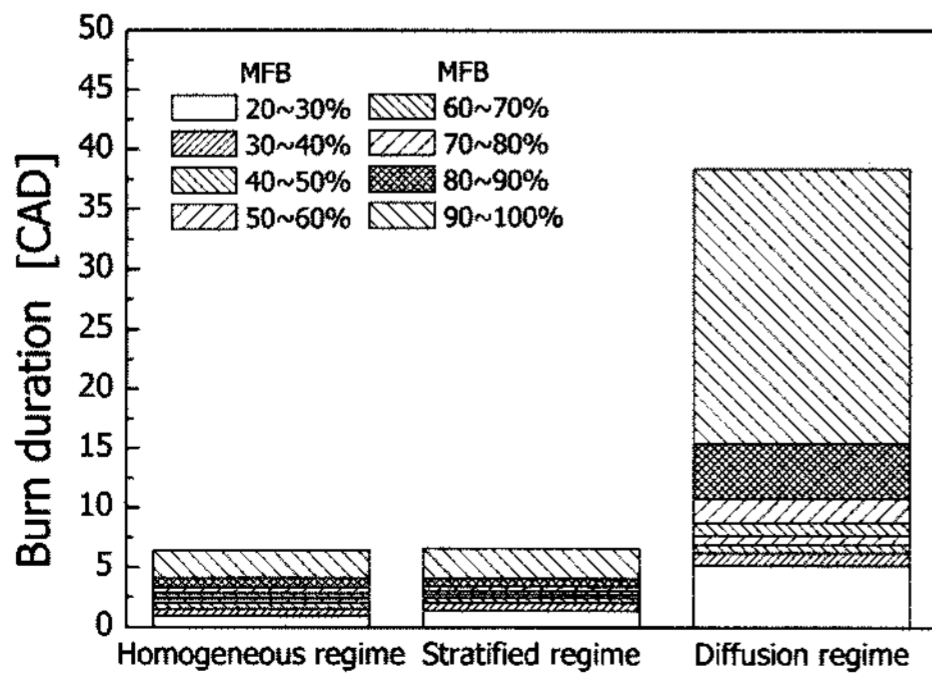


Fig. 9 Burn duration of compression ignition engine with respect to mass fraction burned at 1000 rpm

한 Fig. 9에 나타낸 전체 연소기간을 살펴보면 예혼합 연소조건과 성층혼합 연소조건은 전체 연소기간이 비슷하지만 확산 연소조건은 연소 말기에 국부적으로 농후한 LPG의 저하된 연소 속도로 인하여 연소기간이 매우 증가함을 확인할 수 있다.

4. 결론

LPG를 주연료로 사용하고 DME를 착화촉진제로 사용하는 압축착화 엔진에서 LPG의 분사시기에 따른 HCCI와 SCCI 연소를 구현하였고 다음과 같은 결론을 얻었다.

흡기밸브 개폐시기와 LPG 분사시기에 따라 배기 배출물 특성과 연소특성은 명확하게 구분되었다. 흡기밸브 개폐시기가 지각됨에 따라 연소 최고온도가 감소하여 HC와 CO 배출물은 증가하는 경향을 보이나 확산 연소조건에서 PM은 감소하는 경향을 확인할 수 있었다. NOx 배출물의 경우 성층혼합 연소조건에서의 경우 흡기밸브 개폐시기가 지각됨에 따라 감소하였으나 확산 연소조건은 분무 발달 정도에 따라 증가하는 경향을 보였다.

흡기밸브 개폐시기가 지각됨에 따라 연소효율은 감소하며 연소상은 지각되고 연소최고압력은 감소하는 결과를 얻을 수 있었다.

후 기

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

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. Yeom, J. Jang, and C. Bae, "Homogeneous Charge Compression Ignition of LPG and Gasoline using Variable Valve Timing in an Engine," Fuel, Vol.86, No.4, pp.494-503, 2007.
- 3) H. Ogawa, N. Miyamoto, N. Kaneko and H. Ando, "Combustion Control and Operating

- Range Extension in an Homogeneous Charge Compression Ignition Engine with Direct in-cylinder Injection of Reaction Inhibitors," *International Journal of Engine Research*, Vol.6, No.4, pp.342-360, 2005.
- 4) C. Baek, H. Yoon, K. Yeom, J. Jang and C. Bae, "The Effects of Hydrogen on DME HCCI Combustion," *Transactions of KSAE*, Vol.15, No.2, pp.15-21, 2007.
 - 5) W. Ying, Z. Longbao and W. Hewu, "Diesel Emission Improvements by the Use of Oxygenated DME/Diesel Blend Fuels," *Atmospheric Environment*, Vol.40, No.13, pp.1313-2320, 2007.
 - 6) J. Eng, "Characterization of Pressure Waves in HCCI Combustion," SAE 2002-01-2859, 2002.
 - 7) J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw Hill, New York, 1988.
 - 8) 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, May 2006, Kurhaus Baden-Baden, Germany, pp.7-21, 2006.
 - 9) C. Bae and K. Yeom, "LPG - DME Stratified Charge Compression Ignition Engine," *Transaction of KSME*, Vol.31, No.8, pp.672-679, 2007.
 - 10) H. Zhao and N. Ladommatos, *Engine Combustion Instrumentation and Diagnostics*, SAE, 2001.
 - 11) M. Sjoberg and J. Dec, "An Investigation into Lowest Acceptable Combustion Temperatures for Hydrocarbon Fuels in HCCI Engines," *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol.30, No.2, pp.2719-2726, 2005.
 - 12) D. Mondal, A. Datta and A. Sarkar, "Droplet Size and Velocity Distributions in a Spray from a Pressure Swirl Atomizer: Application of Maximum Entropy Formalism," *IMEchE. Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol.218, No.7, pp.737-750, 2004.
 - 13) D. Tree and K. Svensson, "Soot Processes in Compression Ignition Engines," *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol.33, No.3, pp.272-309, 2007.
 - 14) B. Stojkovic, T. Fansler, M. Drake and V. Sick, "High-speed Imaging of OH and Soot Temperature and Concentration in a Stratified-charge Direct-injection Gasoline Engine," *Proceedings of the Combustion Institute*, Vol.30, No.2, pp. 2657-2665, 2005.
 - 15) K. Lee and C. Lee, "An Experimental Study of the Extent of the Operating Region and Emission Characteristics of Stratified Combustion Using the Controlled Autoignition Method," *Energy and Fuels*, Vol.20, No.5, pp.1862-1869, 2006.