

가솔린 예혼합 압축 착화 엔진의 농후 한계에서 연소와 노킹 특성

염기태 · 장진영 · 배충식*

한국과학기술원 기계공학과

Knocking and Combustion Characteristics at Rich Limit of Gasoline HCCI Engine

Kitae Yeom · Jinyoung Jang · Choongsik Bae*

Department of Mechanical Engineering, Korea Advanced Institute of Science and Technology, Daejeon 305-701, Korea
(Received 22 December 2005 / Accepted 8 March 2006)

Abstract : Variable valve timing is one of the attractive ways to control homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine. Hot internal residual gas which can be controlled by variable valve timing (VVT) device, makes fuel evaporated easily, and ignition timing advanced. Regular gasoline was used as main fuel and di-methyl ether (DME) was used as ignition promoter in this research. HCCI engine operating range is limited by high combustion peak pressure and engine noise. High combustion pressure can damage the engine during operation. To avoid engine damage, the rich limits have to define using various methods. Peak combustion pressure, rate of cylinder pressure rise was considered to determine rich limit of engine operating range. Knock probability was correlated with the rate of cylinder pressure rise as well as the peak combustion pressure.

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)

1. 서론

예혼합 압축 착화 (HCCI: homogeneous charge compression ignition) 엔진의 문제 중에 가장 중요한 것은 운전 영역이 저부하와 고부하에서 제한되는 점이다.^{1,2)} 운전 영역이 제한되는 이유는 저부하에서의 부분 연소와 고부하에서의 급속 연소, 연소 압력의 과다 상승 때문이다. 또 다른 중요한 문제는 팽창 행정중 산화 반응의 부족으로 인하여 일산화탄소 (CO: carbon oxide)와 탄화수소 (HC: hydrocarbon)가 과다 배출되는 점이다.^{1,2)} 따라서 일산화탄소와 탄화수소 배출량을 저감하고 운전 영역을 확장하기 위해 연소 반응을 직접적으로 제어할 필요가 있다.

또한 출력이 증가하고 엔진이 원활하게 운전되기 위해서는 비교적 공기연료비가 농후해야 한다는 연구 결과가 발표되었다.³⁾ 따라서 예혼합 압축 착화 엔진의 운전 영역은 공기연료비가 농후한 영역에서 주로 운전되어야 하지만 공기연료비가 농후하게 되면 급격한 압력 상승으로 인한 엔진 손상, 심한 소음 등이 유발될 수 있으므로 농후 한계를 다양한 변수들에 대하여 규정할 필요가 있다.⁴⁾

Di-methyl ether (DME)는 디젤을 대체하는 대체 연료로 최근 주목을 받고 있다. 대부분의 직접 분사식 엔진들은 연료가 분사될 때 벽면 적심 (wall wetting) 현상으로 인해 입자상 물질 (PM: particulate matter) 배출량이 증가하는 단점을 가지고 있다. 그러나 DME는 증발이 쉽고 C-C 고리가 없기 때문에

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

입자상 물질이 배출되지 않는 장점이 있다.⁵⁾ DME를 고속 직접 분사 (HSDI: high speed direct injection) 연료 분사 장치를 이용 예혼합 압축 착화 엔진에 적용한 사례⁶⁾나 다점 분사 (MPI: multi point injection) 연료 장치를 통하여 흡기 포트에 분사하여 운전 영역을 확장한 결과도 있다.⁷⁾

본 연구에서는 가솔린과 DME를 사용한 예혼합 압축 착화 엔진에서 농후 한계를 파악하기 위한 기초 인자들을 규명하고 인자들과의 관계를 파악하고자 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) 가변 밸브 엔진이다. 엔진의 제원은 Table 1에 나타내었다. 흡기 밸브의 열림과 닫힘 시기는 크랭크 각도 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) 다이내모미터(82 kW, Unico Co.)를 사용하였다. DME 직접 분사를 위해 본 연구에서는 연소실

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 (bar)		50
DME injector		Slit injector

에 슬릿 (slit) 분사구를 가진 인젝터(Denso Co.)를 장착하였다. DME는 질소를 이용하여 50 bar로 가압된 상태로 슬릿 인젝터를 이용하여 액상으로 분사된다. 균일한 혼합기를 만들기 위하여 가솔린은 배기 행정중 가솔린용 포트 분사 인젝터(port fuel injector)를 이용하여 흡기 매니폴드에 분사하였으며, DME는 선행 연구 결과 혼합기가 균일하게 생성되는 흡기 상사점 (TDC: top dead center) 이후 크랭크 각도 110 CAD에 연소실 내부에 직접 분사하였다.⁸⁾ 또한 연료 공급 장치의 손상을 방지하기 위해 DME에 윤활 향상제 (Infineum, R655)를 500 ppm 첨가하였다.

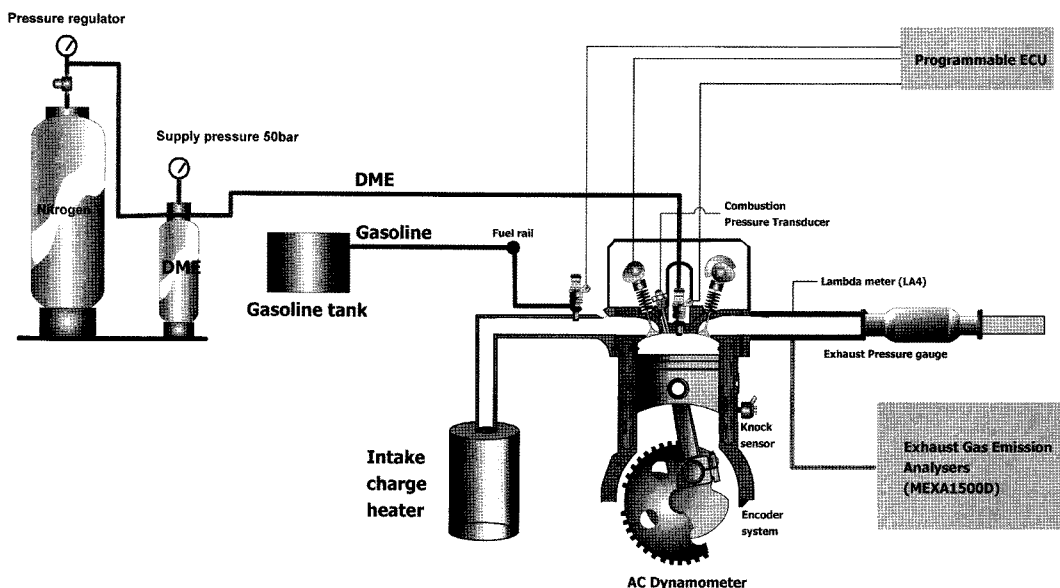


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

연소 해석을 위한 데이터 수집을 위해 연소실에 압력 센서 (Kistler, 6052B)를 장착하였으며, 흡기와 배기 매니폴드의 압력을 계측하기 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 공기연료비를 측정하기 위해 광대역 램다 미터 (Etas, LA4)를 배기 매니폴드에 장착하였다. 배기가스 배출물은 배기가스 분석기 (Horiba, Mexa 1500d)를 이용하여 탄화수소, 질소산화물 (NOx: nitric oxide), 이산화탄소 (CO₂: carbon dioxide), 일산화탄소를 측정하였으며 모든 데이터는 데이터 수집 장치 (Io Tech, Wavebook 512H)를 이용하여 수집 저장하였다.

측정된 연소 압력 데이터로부터 열 방출을 해석 (heat release analysis)을 통하여 연소 해석을 수행하였다. 엔진 연소실내의 연소 압력 및 체적 변화는 에너지보존법칙에 따라 식 (1)로 표현된다.⁹⁾

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

연소 기간(burn duration)은 가솔린과 DME의 혼합기의 질량 연소율이 20 %에서 90 %에 이르는 기간으로 정의하였다.⁹⁾ 가솔린과 DME의 전체 공기연료비는 식 (2)로 정의하였다.

$$\lambda_{TOTAL} = \frac{\lambda_{gasoline} \lambda_{DME}}{\lambda_{gasoline} + \lambda_{DME}} \quad (2)$$

2.2 실험 방법

실험 조건은 Table 2와 같이 공기연료비와 흡기 밸브 열림 시기에 따른 엔진 성능, 배기가스 배출물 특성을 파악하였다. 정밀한 데이터 분석을 위해 크

Table 2 Experimental conditions

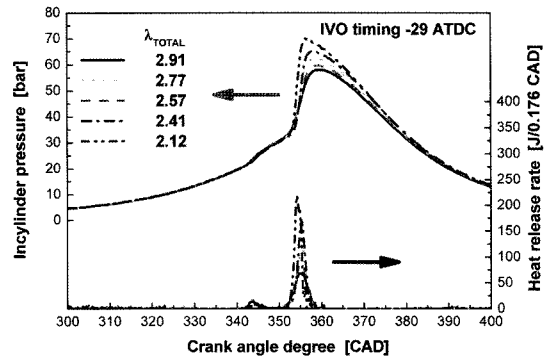
Engine speed (rpm)	1000
Intake valve open timing (ATDC)	-29, -19, -9, 1, 11
DME injection timing (ATDC)	110
λ_{TOTAL}	2.12, 2.41, 2.57, 2.77, 2.91
λ_{DME}	3.7
Intake charge temperature (°C)	30
Coolant / Oil temperature (°C)	80 / 80

랭크축에 2048 pulse/rev 인코더(encoder)를 장착하여 데이터를 취득하였다.

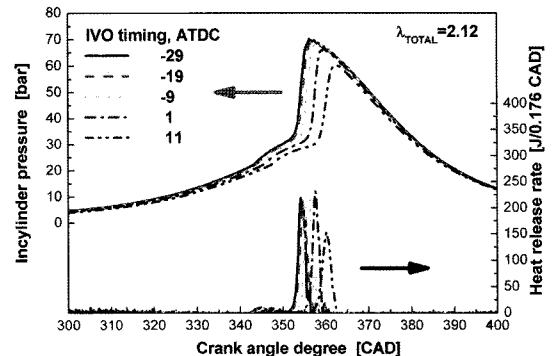
3. 실험 결과

3.1 연소 특성 결과

Fig. 2에 흡기 밸브 열림 시기와 공기연료비에 따른 연소 압력과 열방출율을 도시하였다. 흡기 밸브 열림 시기는 -29 CAD인 (a)의 연소 압력과 열방출율 결과에서는 최대 연소 압력과 압력 상승률이 공기연료비가 농후하면 증가하는 경향이 있음을 나타내고 있다. 그리고 연소 시작 시점은 공기연료비에 따라 공기연료비가 농후하면 소폭 지각되는 경향이 있음을 알 수 있다. 이러한 현상은 연소의 처음 시작과 관련이 있는 DME의 분사량은 일정하며 DME만이 냉염(cool flame) 형성에 기여하기 때문이며 냉염의 열방출을 확대하여 Fig. 3에 나타내었다. 그러나 가솔린의 분사량이 증가하면 혼합기에 공급된 전체

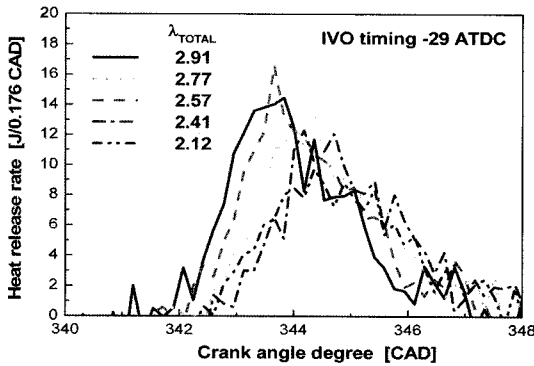


(a) Effect of λ_{TOTAL} at a fixed IVO timing (-29 CAD ATDC)

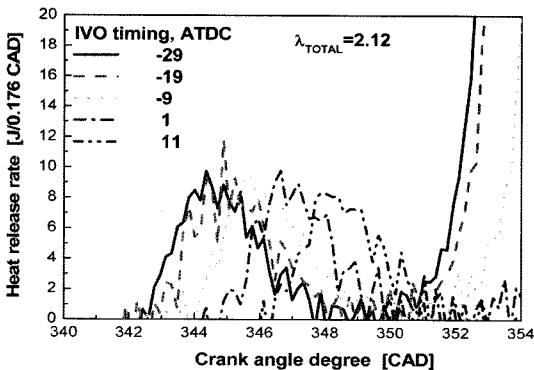


(b) Effect of IVO timing at a fixed λ_{TOTAL} (2.12)

Fig. 2 Cylinder combustion pressure and heat release rate of gasoline HCCI engine at 1000 rpm



(a) Effect of λ_{TOTAL} at a fixed IVO timing (-29 CAD ATDC)



(b) Effect of IVO timing at a fixed λ_{TOTAL} (2.12)

Fig. 3 Heat release rate of cool flame of gasoline HCCI engine at 1000 rpm

연료의 열량이 증가하며 연소 시작 20% 이후에는 연소속도가 증가하기 때문에 연소 압력과 압력 상승률이 증가하는 것으로 판단된다. 또한 공기연료 비가 2.12인 (b)의 실험 조건에서는 흡기 밸브 열림 시기가 진각 되면 연소 시작 시점과 최대 연소 압력 위치가 진각 되며, 연소 압력이 상승하는 경향이 있음을 알 수 있다. 연소 압력의 상승과 진각은 흡기 밸브 열림 시기가 진각 됨에 따라 혼합기에 열을 공급하여 점화를 촉진시킬 수 있는 내부 잔류가스(internal residual gas)가 증가하고 체적 효율(volumetric efficiency)도 증가하기 때문이다.^{10,11)} 또한 연소가 시작되기 전인 300 CAD와 340 CAD 사이의 연소실 압력을 살펴보면 흡기 밸브 개폐 시기가 진각 되면 압력이 상승하는 경향이 있음을 알 수 있다. 이러한 연소 전의 압축 압력의 변동은 체적 효율의 차이에 의한 것이다. 본 연구에 사용된 엔진의 체적 효율은 -29 CAD인 경우 80%이고 점차 감소하여 -19 CAD

Burn duration of gasoline HCCI [CAD]

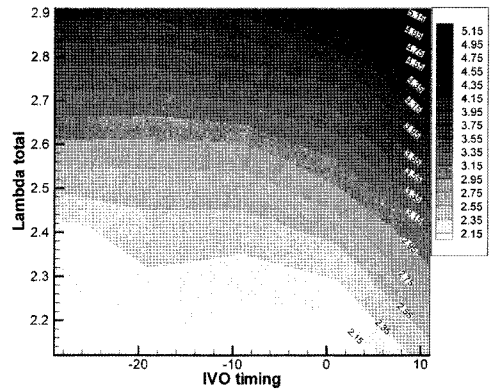


Fig. 4 Burn duration of gasoline HCCI engine in respect to λ_{TOTAL} and IVO timing at 1000 rpm

는 79.5%, -9 CAD는 77.2%이지만 1 CAD와 11 CAD의 경우는 각각 70.8%와 66.2%로 급격하게 감소하는 경향을 보이고 있다. 따라서 내부 잔류 가스율과 체적효율 증가로 인하여 압축행정 말기의 혼합기의 온도와 압력이 상승하여 착화가 촉진됨을 의미한다.

예혼합 압축 착화는 DME 자착화에 의한 냉염으로부터 연소가 시작되는데 이러한 냉염은 가솔린과 공기의 혼합기가 연소할 수 있도록 혼합기에 열을 전달하여 가솔린이 연소가 시작될 수 있도록 한다.

Fig. 3에 흡기 밸브 열림 시기 -29 CAD에서 공기 연료비에 따른 냉염을 나타내었다. 냉염이 발생하는 위치는 가솔린의 분사량이 증가함에 따라 지각되며 냉염의 열방출도 감소하고 있음을 확인할 수 있다. 냉염의 열방출은 -29 CAD인 경우 34.01J이고 점차 감소하여 -19 CAD는 33.76J, -9 CAD는 30.84J이며 꾸준히 감소하여 1 CAD와 11 CAD의 경우는 각각 28.86J과 26.01J이다. 냉염의 지각은 가솔린의 증발에 의하여 압축 행정중 혼합기의 온도가 낮아지며 이에 따라 냉염의 발생에 필요한 온도와 압력 조건에 늦게 도달하게 되기 때문이다. Fig. 4에는 공기연료비와 흡기 밸브 열림 시기에 따른 연소기간을 나타내었다. 연소기간은 냉염에 의한 열방출을 고려하지 않기 위해 질량연소분율(mass fraction burned) 20%에서 90%에 이르는 기간으로 나타내었다. 열방출을 해석 결과 냉염의 열방출은 전체 열방출의 8~11%의 비율이다. 연소기간은 흡기 밸브 열림 시기보다 공기연료비에 영향을 많이 받는 것을

알 수 있다. 짧은 연소 기간은 연소실에 공급된 연료의 에너지에 비례하여 연소가 활발하게 일어남을 의미한다. 그렇지만 연소기간을 나타낸 Fig. 4의 왼쪽 부분에서 연소기간이 증가하는 경향은 흡기 밸브 열림 시기가 지각됨에 따라 체적효율이 감소하며 이에 따라 혼합기의 온도와 압력이 감소하여 미연 연료가 증가하는 것으로 판단된다.

3.2 연소 압력 해석 결과

본 연구에서 노킹의 판정 기준은 팽창 행정중 실린더 내부의 압력 상승이 0.5 bar 이상인 경우로 한정하였다.³⁾ 각각의 실험 조건에서 전체 100 사이클(cycle)의 연소 압력을 분석하여 노킹이 발생한 사이클을 파악하고 운전 조건에 따른 노킹 발생 확률을 구하였다. 또한 Fig. 5에 본 연구에서 사용한 노킹의 판정 기준을 나타내었다.

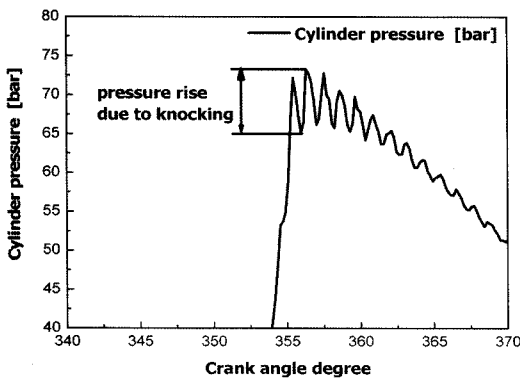


Fig. 5 The criterion of knocking detection in this study

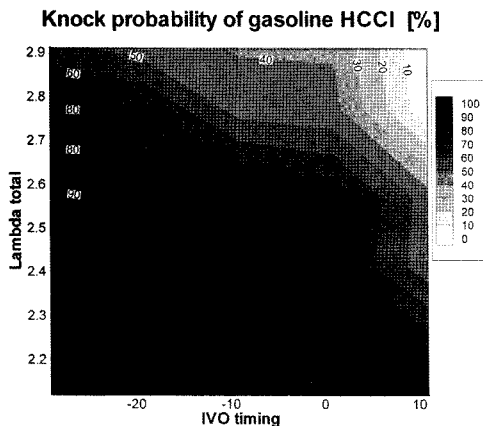


Fig. 6 Knock probability of gasoline HCCI engine in respect to λ_{TOTAL} and IVO timing at 1000 rpm

Fig. 6에는 운전 조건에 따른 노킹 발생 확률을 나타내었다. Fig. 7에는 운전 조건에 따른 연소 최고 압력을 나타내었다. Fig. 7에 나타난 바와 같이 공기연료비가 농후할수록, 흡기 밸브 열림 시기가 진각 될수록 연소최고압력이 증가하는 경향을 나타내고 있으며 연소 최고 압력이 증가함에 따라 노킹이 발생할 수 있는 확률이 증가하고 있음을 알 수 있다. Fig. 8은 공기연료비와 흡기 밸브 열림 시기에 따른 최대 연소 압력 상승률을 나타내었다. 최대 연소 압력과 같이 공기연료비가 농후해지거나, 흡기 밸브 열림 시기가 진각 되면 노킹이 발생할 수 있는 확률이 증가하는 경향을 나타내고 있다.

이에 따라 Fig. 9와 10에 노킹 발생 확률과 최대 연소 압력, 최대 연소 압력 상승률의 관계를 도시하였다.

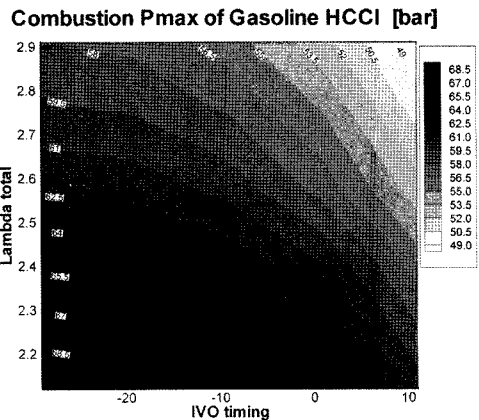


Fig. 7 Maximum combustion pressure of gasoline HCCI engine in respect to λ_{TOTAL} and IVO timing at 1000 rpm

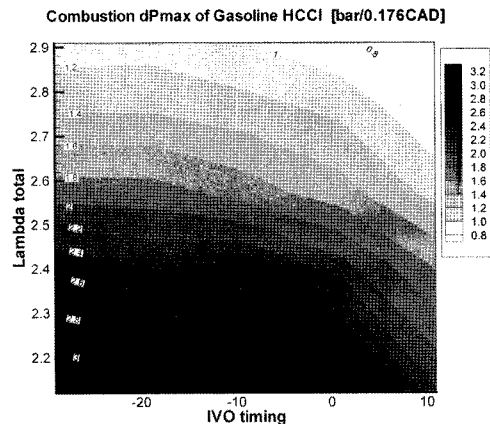


Fig. 8 Combustion pressure rise of gasoline HCCI engine in respect to λ_{TOTAL} and IVO timing at 1000 rpm

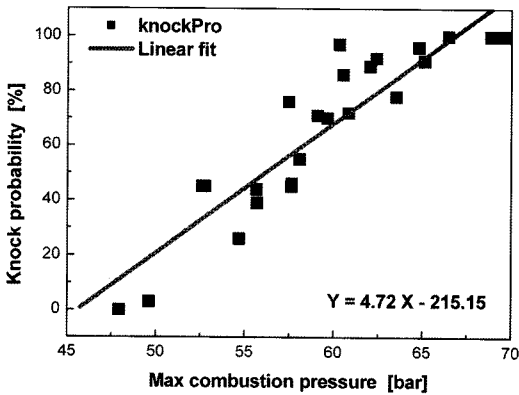


Fig. 9 Knock probability of gasoline HCCI engine in respect to maximum combustion pressure at 1000 rpm

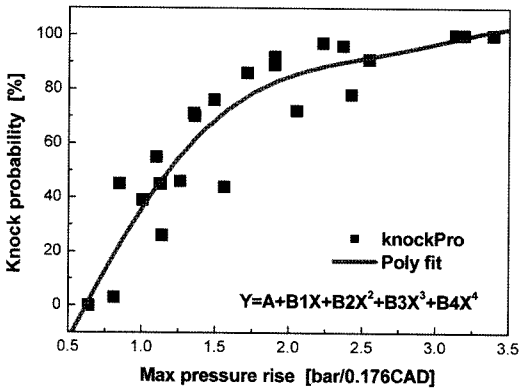


Fig. 10 Knock probability of gasoline HCCI engine in respect to maximum pressure rise at 1000 rpm

노킹 발생 확률과 최대 연소 압력은 1차식으로 식 (3)과 같은 관계가 있음을 알 수 있었다.

$$y = 4.72x - 215.15 \quad (3)$$

또한 최대 연소 압력 상승과 노킹 발생 확률은 Table 3과 같이 4차 다항식으로 관계를 정의할 수 있었다.

Fig. 11에는 공기연료비와 흡기 밸브 열림 시기에 따른 도시평균유효압력을 나타내었다. 도시평균유

Table 3 Polynomial fit constants

	Knock probability
A	-93.03
B ₁	181.16
B ₂	-56.28
B ₃	3.93
B ₄	0.57

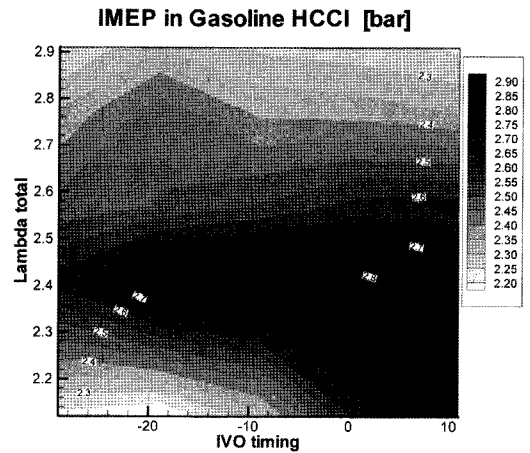


Fig. 11 IMEP of gasoline HCCI engine in respect to λ_{TOTAL} and IVO timing at 1000 rpm

효압력은 공기연료비에 의해 결정됨을 알 수 있다. 도시평균유효압력은 공기연료비가 2.4 부근에서 최고를 나타내었으며 공기연료비가 더 농후하면 감소하는 경향을 나타내고 있다. 공기 연료비가 농후한 영역에서의 도시평균유효압력의 감소는 공기연료비가 2.4 이하로 희박하게 되면 연소가 시작되는 시점이 더욱 빨라지면서 top dead center(TDC) 이전에 대부분의 연료가 연소를 끝내기 때문에 음의 일(negative work)이 커지기 때문으로 판단된다.

3.3 배기가스 배출물 결과

Fig. 12는 공기연료비와 흡기 밸브 열림 시기에 따른 탄화수소 배출량을 나타내었다. 흡기 밸브 열림 시기가 지각되면 연소 과정이 TDC 이후에 발생하게 되며 이에 따라 탄화수소 배출량이 증가하는 경향을 보이고 있다. 이러한 탄화수소 배출량의 증가는 연소가 상대적으로 늦게 일어나면서 압축 행정중에 연소가 일어나는 것에 비하여 팽창 행정중에 연소가 일어나는 것이 연소 온도와 압력이 낮음에 따라 소염 현상이 증가하고 낮은 연소 온도로 인하여 팽창 행정중에 탄화수소가 산화되지 못하고 배출되기 때문으로 판단된다.

Fig. 13에 공기연료비와 흡기 밸브 열림 시기에 따른 이산화탄소 배출량을 도시하였다. 이산화탄소 배출량은 연료 분사량이 증가하게 되면 이산화탄소 배출량도 증가하는 경향을 보이고 있다. 그리고 흡

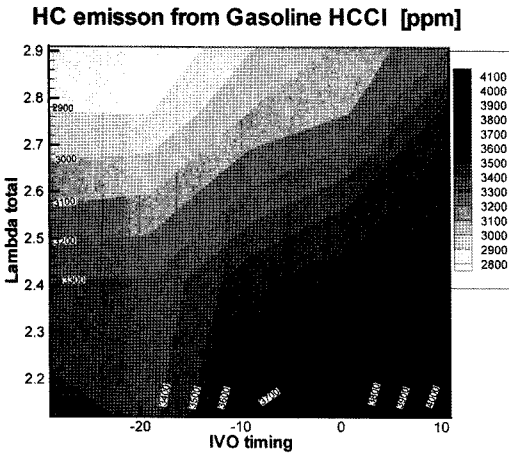


Fig. 12 HC emission of gasoline HCCI engine in respect to λ_{TOTAL} and IVO timing at 1000 rpm

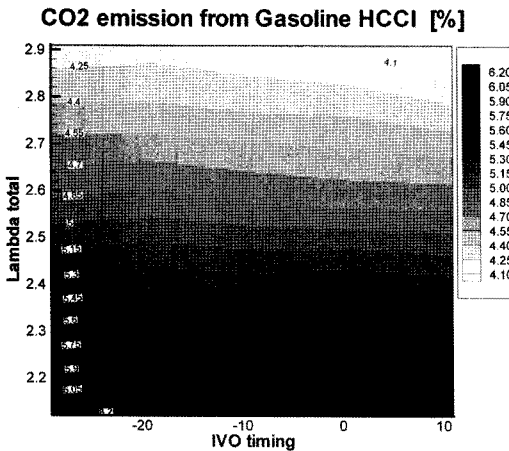


Fig. 13 CO₂ emission of gasoline HCCI engine in respect to λ_{TOTAL} and IVO timing at 1000 rpm

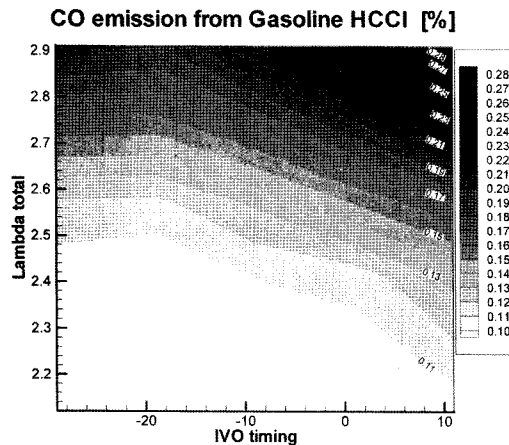


Fig. 14 CO emission of gasoline HCCI engine in respect to λ_{TOTAL} and IVO timing at 1000 rpm

기 밸브 열림 시기와 무관함을 나타내고 있다. 하지만, 흡기 밸브 열림 시기가 진각 되면 이산화탄소 배출량이 소폭 감소함을 알 수 있고 이러한 현상은 팽창 행정중 배기가스 온도가 낮아서 일산화탄소의 산화 현상이 감소하기 때문으로 판단된다. 이로부터 이산화탄소 배출량은 최대 연소 압력, 유효 도시 평균 압력등과 무관하며 연료 분사량에 의해 결정됨을 파악할 수 있었다.

일산화탄소와 이산화탄소의 팽창 행정중 열해리 현상을 파악하기 위하여 Fig. 14에 일산화탄소 배출량을 도시하였다. 일산화탄소 또한 이산화탄소와 마찬가지로 연료 분사량의 함수임을 파악할 수 있었다. 그리고 흡기 밸브 열림 시기가 진각 되면 일산화탄소 배출량이 증가하는 경향을 나타내고 있다. 일산화탄소 배출량은 앞에서 설명한 바와 같이 흡기 밸브 열림 시기가 지각되게 되면 연소가 TDC 이후에 일어나게 되며 팽창 행정중 배기가스 온도 저하로 인하여 이산화탄소의 산화가 활발히 일어나지 않기 때문이다. 모든 실험 조건에서 질소산화물 배출량은 50 ppm 이하로 매우 낮은 수준이었다.

4. 결론

농후 한계 부근에서의 가솔린 예혼합 압축 착화 엔진의 노킹 및 연소 특성을 파악하고 배기가스 배출물 특성 규명을 위하여 가변 밸브 기구와 DME 직접 분사 연료 장치가 장착된 가솔린 예혼합 압축 착화 엔진 실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 가솔린 예혼합 압축 착화 엔진에서 연소 시작 시기는 흡기 밸브 열림 시기가 지각됨에 따라 내부 잔류가스를 감소와 체적효율 감소로 인하여 지각되는 경향을 가지고 있으며 가솔린 분사량과는 상관관계를 갖고 있지 않다.
- 2) 가솔린 분사량이 증가하게 되면 발열량 증가로 인하여 연소 기간은 짧아지는 경향이 있지만 연소 시작 및 완료 지점은 흡기 밸브 열림 시기와 관련 있다.
- 3) 가솔린 예혼합 압축 착화 엔진에서 농후 한계 부근은 심한 노킹이 발생하며 노킹 발생 확률은 최대 연소 압력과 최대 연소 압력 상승률과 상관관계를 갖고 있다.

- 4) 농후 한계 부근에서 유효평균도시압력은 공기 연료비의 영향을 받는다.
- 5) 탄화수소 배출량은 공기연료비와 흡기 밸브 열림 시기의 영향을 받으며, 질소 산화물 배출량은 매우 낮은 수준이다.
- 6) 일산화탄소와 이산화탄소 배출량은 공기연료비의 영향을 받는다.

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) 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.
- 2) F. Zhao, T. Asmus, D. Assanis, J. Dec, J. Eng and P. Najt, Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engines : Key Research and Development Issues, SAE PT-94, 2003.
- 3) A. Oakley, H. Zhao, N. Ladommatos and T. Ma, "Dilution Effects on the Controlled Auto-Ignition (CAI) Combustion of Hydrocarbon and Alcohol Fuels," SAE 2001-01-3606, 2001.
- 4) 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.
- 5) J. Yu and C. Bae, "Dimethyl Ether(DME) Spray Characteristics in a Common-rail Fuel Injection System," Journal of Automotive Engineering IMechE, Vol.217, No.D,12, pp.1135-1144, 2003.
- 6) S. Kajitani, C. Chen, M. Oguma, M. Alam and K. Rhee, "Direct Injection Diesel Engine Operated with Propane - DME Blended Fuel," SAE 982536, 1998.
- 7) Z. Chen, M. Konno, M. Oguma and T. Yanai, "Experimental Study of CI Natural-Gas/DME Homogeneous Charge Engine," SAE 2000-01-0329, 2000.
- 8) K. Yeom, J. Jang and C. Bae, "Gasoline Homogeneous Charge Compression Ignition Engine with DME as an Ignition Promoter," Spring Conference Proceeding, Vol.I, KSAE, pp.26-31, 2005.
- 9) J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw Hill, New York, 1988.
- 10) J. Fox, W. Cheng and J. Heywood, "A Model for Predicting Residual Gas Fraction in Spark-Ignition Engines," SAE 931025, 1993.
- 11) H. Sandquist, J. Wallesten, K. Enwald and S. Stromberg, "Influence of Valve Overlap Strategies on Residual Gas Fraction and Combustion in a Spark-Ignition Engine at Idle," SAE 972936, 1997.