

DME를 착화촉진제로 사용한 가솔린 예혼합 압축 착화 엔진의 연소 특성

염기태 · 장진영 · 배충식*

한국과학기술원 기계공학과

Combustion Characteristics of Gasoline HCCI Engine with DME as an Ignition Promoter

Kitae Yeom · Jinyoung Jang · Choongsik Bae*

Department of Mechanical Engineering, Korea Advanced Institute of Science and Technology,
Daejeon 305-701, Korea

(Received 13 December 2005 / Accepted 13 February 2006)

Abstract : This paper investigates the steady-state combustion characteristics of the Homogeneous charge compression ignition (HCCI) engine with variable valve timing (VVT) and di-methyl ether (DME) direct injection, to find out its benefits in exhaust gas emissions. HCCI combustion is an attractive way to lower carbon dioxide (CO₂), nitrogen oxides (NO_x) emission and to allow higher fuel conversion efficiency. However, HCCI engine has inherent problem of narrow operating range at high load due to high in-cylinder peak pressure and consequent noise. To overcome this problem, the control of combustion start and heat release rate is required. It is difficult to control the start of combustion because HCCI combustion phase is closely linked to chemical reaction during a compression stroke. The combination of VVT and DME direct injection was chosen as the most promising strategy to control the HCCI combustion phase in this study. Regular gasoline was injected at intake port as main fuel, while small amount of DME was also injected directly into the cylinder as an ignition promoter for the control of ignition timing. Different intake valve timings were tested for combustion phase control. Regular gasoline was tested for HCCI operation and emission characteristics with various engine conditions. With HCCI operation, ignition delay and rapid burning angle were successfully controlled by the amount of internal EGR that was determined with VVT. For best IMEP and low HC emission, DME should be injected during early compression stroke. IMEP was mainly affected by the DME injection timing, and quantities of fuel DME and gasoline. HC emission was mainly affected by both the amount of gasoline and the DME injection timing. NO_x emission was lower than conventional SI engine at gasoline lean region. However, NO_x emission was similar to that in the conventional SI engine at gasoline rich region. CO emission was affected by the amount of gasoline and DME.

Key words : HCCI (Homogeneous Charge Compression Ignition; 예혼합 압축 착화), DME (Di-Methyl Ether), VVT (Variable Valve Timing; 가변 밸브)

Nomenclature

η_f : fuel conversion efficiency

λ : relative air fuel ratio

m_f : fuel mass

Q : fuel heating value

W : work

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

1. 서론

예혼합 압축 착화(HCCI: homogeneous charge compression ignition) 엔진은 예혼합된 혼합기를 압축 착화하는 개념의 엔진이다. 예혼합 압축 착화 엔진은 기존의 스파크 점화 엔진과 달리 초 희박 영역에서 연소가 가능한 특징 때문에 이산화탄소(CO₂: carbon dioxide), 질소 산화물(NOx: nitric oxide) 배출물이 저감되며, 연료 소비율이 개선되는 장점을 가지고 있다.^{1,3)} 그러나, 기존 연구자들이 제시한 예혼합 압축 착화 엔진의 문제들은 다음과 같다. 첫째, 운전 영역이 부분 연소, 급속 연소와 연소 압력의 과다 상승으로 인하여 저부하와 고부하에서 제한된다.^{1,3)} 따라서, 기존의 많은 연구들은 운전 영역 확장을 위하여 과급기를 이용하거나,^{4,5)} 전자기식 밸브(EMV: electromagnetic valve), 가변 밸브(VVT: variable valve timing),^{6,7)} 가변 압축비(VCR: variable compression ratio)⁸⁾ 등 가변 기구를 이용하여 달성하고자 하였다. 둘째, 팽창 행정중 산화 반응의 부족으로 인해 일산화탄소(CO: carbon oxide)와 탄화수소(HC: hydro carbon)의 배출량이 기존의 스파크 점화(SI: spark ignition) 엔진보다 증가한다.^{1,2)} 따라서 일산화탄소와 탄화수소 배출량을 저감하고 운전 영역을 확장하기 위해 연소 반응을 직접적으로 제어할 필요가 있다.

본 연구에서 착화 촉진제로 사용한 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.⁹⁾ 그러나 DME는 증발이 쉽고 C-C 고리가 없기 때문에 입자상 물질이 배출되지 않는 장점이 있다.⁹⁾ DME를 예혼합 압축 착화 엔진에 적용한 사례¹⁰⁾나 다점 분사(MPI: multi point injection) 연료 장치를 통하여 흡기 포트에 분사하여 운전 영역을 확장한 결과도 있다.¹¹⁾ 가변 밸브등을 통하여 제어할 수 있는 실린더내의 연소 잔류 가스는 예혼합 압축 착화 엔진 연소에 많은 영향을 미친다.²⁾ 잔류 가스가 연소실내에 불균일하게 분포하게 되면 혼합기가 국부적으로 자발 착화하는데 필요한 열을 공급하기 때문에 연소 시작에 중요한

역할을 한다. 하지만 잔류 가스가 균일하게 연소실내에 분포하게 되면 혼합기를 희석하여 배기가스 재순환(EGR: exhaust gas recirculation) 과 같은 효과를 내기 때문에 연소 기간이 증가하고 연소 압력이 낮아지는 효과도 있다.^{12,13)} 이러한 잔류가스는 배기 밸브를 상사점(TDC: top dead center) 이전에 일찍 닫아서 배기가스가 배기되지 못하도록 막는 재압축 방법(recompression method)과 흡기 밸브와 배기 밸브가 동시에 열려 있는 밸브 오버랩(valve overlap) 기간을 길게 하여 배기 가스를 다시 흡입하는 재흡입 방법(rebreathing method)으로 제어할 수 있다.¹⁴⁾

따라서 본 연구에서는 기존의 SI 엔진의 배기가스 배출물을 저감하기 위하여, 가솔린과 DME를 사용한 예혼합 압축 착화 엔진의 연소 특성과 배기가스 배출물 특성을 파악하여 예혼합 압축 착화 엔진 운전의 기초 데이터를 얻고자 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. 엔진의 부하와 회전수는 교류(AC: alternating current) 다이 나모미터(82kW, Unico Co.)를 사용하여 제어하였다. DME 직접 분사를 위해 본 연구에서는 연소실에 슬릿(slot) 분사구를 가진 인젝터(Denso Co.)를 장착하였다. DME는 50 Bar로 가압된 상태로 슬릿 인젝터를 사용하여 액상으로 분사된다. 또한 연료 공급 장치의 손상을 방지하기 위해 DME에 윤활 향상제(Infineum, R655)를 500 ppm 첨가하였다.

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.

연소 해석을 위해 연소실에 압력 센서(Kistler, 6052B)를 장착하였으며, 흡기와 배기 매니폴드의 압력을 측정하기 위해 압력 센서(Kistler, 4045A5)를 장착하였다. 혼합기의 온도와 배기가스의 온도를 측정하기 위해 흡기 매니폴드와 배기 매니폴드에

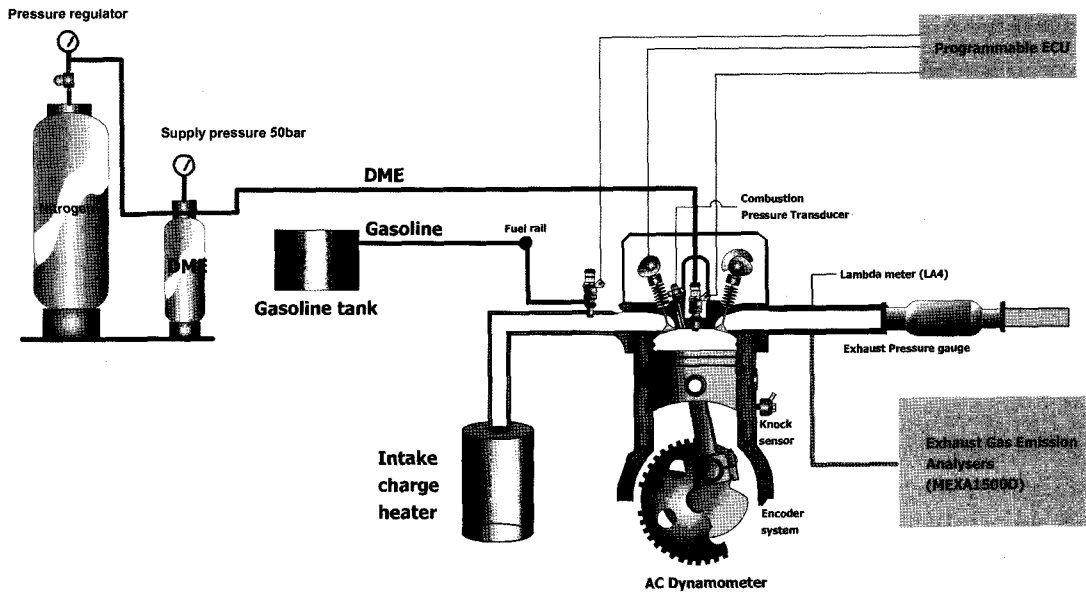


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

Table 1 Engine specifications

Bore (mm)		82
Stroke (mm)		93.5
Compression ratio		12
Displacement (cc)		494
Intake / Exhaust valve duration		228 / 228
Intake / Exhaust valve lift		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 type		Slit injector

각각 K형 열전대(thermocouple)를 장착하였다. 혼합기의 공연비를 측정하기 위해 광대역 람다미터(etas, LA4)를 배기 매니폴드에 장착하였다.

배기가스 배출물은 배기가스 분석기(Horiba, Mexa 1500d)를 이용하여 탄화수소, 질소 산화물, 이산화탄소, 일산화탄소를 측정하였으며 데이터 수집 장치(Io Tech, Wavebook 512H)를 이용 수집 저장하였다. 착화 지연은 DME 연료가 분사되는 시점부터 혼합기의 연소가 시작되어 열방출이 시작되는 시점까지의 시간으로 정의하였으며, 급속 연소 기간

(rapid burn duration)은 가솔린과 DME의 혼합기의 질량 연소율이 10 %에서 90 %에 이르는 시간으로 정의하였다.¹⁵⁾ 그리고 상대공연비는 다음과 같이 정의하였다; $(A / F)_{actual} / (A / F)_{stoichiometric}$. 연료 변환 효율은 다음과 같은 식을 따라 분석하였다.¹⁵⁾

$$\eta_f = \frac{W}{m_f Q_{HV}} \quad (1)$$

2.2 실험 방법

실험 조건은 Table 2와 같이 DME 분사 시기와 분사량, 가솔린 분사량에 따른 엔진 성능, 배기가스 배출물 특성을 파악하였다. DME 분사 시기와 흡기 밸브 열림 시기는 Fig. 2에 도시하였다.

3. 실험 결과

3.1 흡기 밸브 개폐 시기 영향

흡기 밸브 개폐 시기에 따른 영향을 살펴보기 위해 DME 분사 시기, λ_{DME} , $\lambda_{gasoline}$ 은 각각 340 CAD, 3.5, 3.16으로 고정하고 흡기 밸브 열림 시기만 -29 CAD에서 11 CAD의 조건에서 실험을 수행하였다.

Fig. 3은 흡기 밸브 개폐 시기에 따른 착화지연과 급속 연소 기간을 나타내었다. 점화 지연은 흡기 밸브

Table 2 Experimental conditions

Engine speed (rpm)	1000
IVO (ATDC)	-29, -19, -9, 1, 11
DME injection timing (ATDC)	110, 210, 310, 330, 340
λ_{DME}	2.65, 3.50, 5.14, 9.68, 17.33
$\lambda_{Gasoline}$	2.5, 3.16, 4.29, 6.68, 9.28
Intake charge temperature (°C)	70
Coolant / Oil temperature (°C)	70 / 70

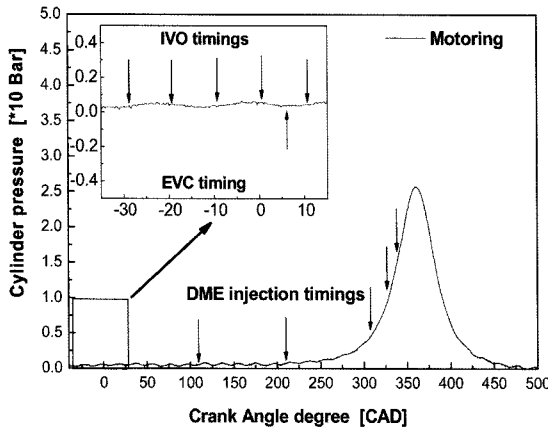


Fig. 2 Intake valve timings and DME injection timings

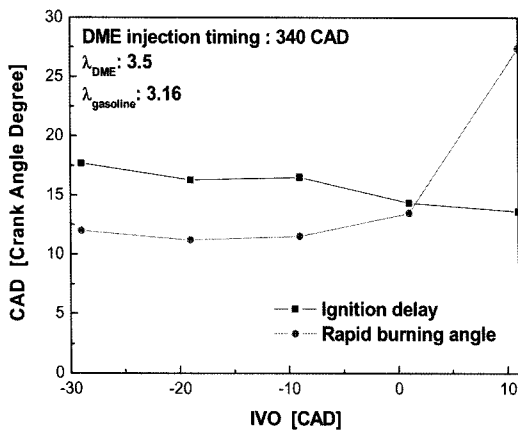


Fig. 3 Ignition delay and rapid burning angle as a function of crank angle as intake valve timing

브 열림 시기가 지각되면 감소하는 경향을 나타낸다. 이러한 현상은 체적 효율의 저하로 인하여 압축 착화 엔진(CI: compression ignition)과 같이 압축 상사점부근에서 분사되는 연료의 공급 압력과 혼합기의 압력차가 커짐으로 인하여 연료의 미립화에 의한 것으로 판단된다. 또한 잔류 가스율은 1 CAD와

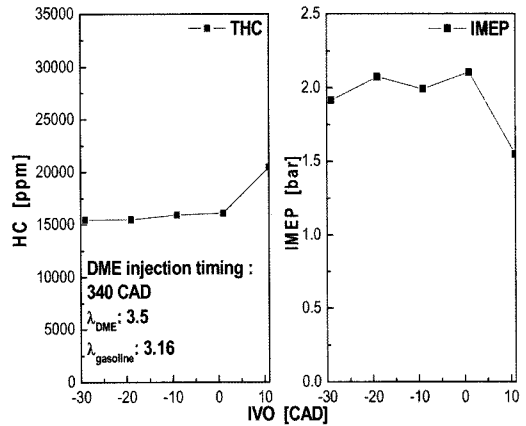


Fig. 4 HC emission and IMEP as a function of intake valve timing

11 CAD에서 급격히 증가하는 경향을 보인다. 급속 연소 기간이 급격히 변하는 이유는 본 연구에 사용된 엔진의 밸브 열림 기간이 고정되어 있어서 흡기 밸브 열림 시기가 지각되면 흡기 밸브 닫힘시기도 같이 지각되게 된다. 따라서 체적 효율이 감소하게 되고 혼합기의 압축 압력과 온도가 감소하게 되어 급속 연소 기간이 증가하는 것으로 보인다. 체적 효율은 -29 CAD인 경우 80%이고 점차 감소하여 -19 CAD는 79.5%, -9 CAD는 77.2%이지만 1 CAD와 11 CAD의 경우는 각각 70.8%와 66.2%로 급격하게 감소하는 경향을 보이고 있다. 증가하는 급속 연소 시간이 배기가스 배출물과 출력에 미치는 영향을 살펴보았다. Fig. 4는 흡기 밸브 열림 시기에 따른 탄화수소와 도시 평균 유효 압력(IMEP: indicated mean effective pressure)을 나타내었다. 급속 연소 기간이 증가함에 따라 탄화수소 배출량은 11 CAD가 1 CAD에 비하여 약 4500 ppm 증가하며, 도시 평균 유효 압력은 25% 감소함을 알 수 있다. 이와 같은 현상은 앞에서 설명한 바와 같이 급속 연소 기간이 증가함에 따라 팽창 행정중 대부분의 연소가 일어나게 되고 이로 인해 실린더 벽면의 혼합기가 연소되지 못하고 배기가스로 방출되기 때문이다.

3.2 DME 분사 시기 영향

DME의 분사시기에 따른 연소 특성을 분석하여 Fig. 5에 착화지연과 급속 연소 기간을 나타내었고 Fig. 6에 도시 평균 유효 압력과 탄화수소 배출량을

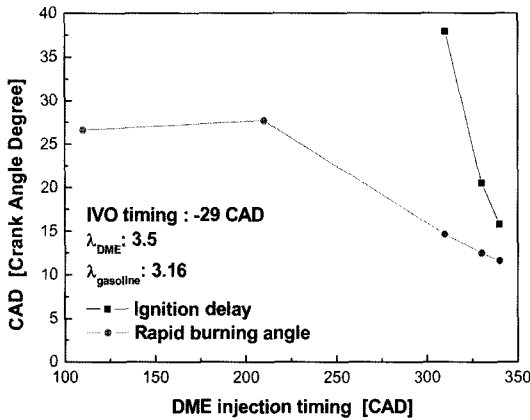


Fig. 5 Ignition delay and rapid burning angle as a function of DME injection timing

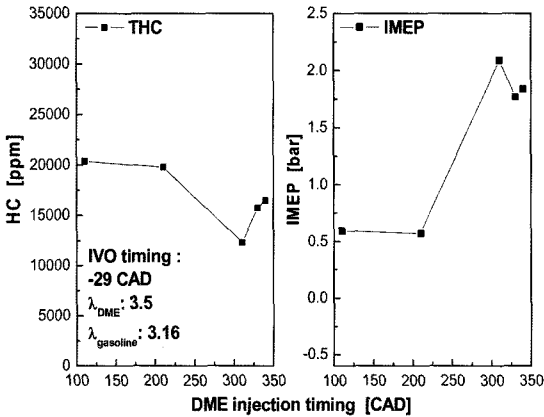


Fig. 6 HC emission and IMEP as a function of DME injection timing

나타내었다. DME 분사 시기 110 CAD와 210 CAD의 경우 급속 연소 기간의 차이는 거의 보이지 않음을 알 수 있다. 또한 Fig. 6에 나타난 도시 평균 유효 압력과 탄화수소 배출량도 110 CAD와 210 CAD의 조건에서는 크게 차이가 나타나고 있지 않음으로 미루어 보아 흡기 행정 중반과 압축 행정 초기에 DME를 분사하는 것은 분사 시기와 관계없이 DME가 연소실에 비교적 균일하게 분포되며 연소에 큰 변화가 없음을 알 수 있다. 110 CAD와 210 CAD의 경우 급속 연소 기간이 상대적으로 긴 것은 연소실 내에 DME가 고르게 분포하면서 국부적으로 DME와 가솔린의 분포가 희박한 영역이 넓게 발생하여 연소 반응이 느리게 일어나기 때문으로 판단된다.

압축 행정 말기에 DME 분사가 이루어지게 되면 도시 평균 유효 압력은 DME 분사 시기 310 CAD에서 최대가 된다. 또한 이 때, 탄화수소 배출량도 최소가 된다. DME 분사 시기 310, 330, 340 CAD의 경우 분사 시기가 지각되지만 착화지연이 짧아져서 착화 시기는 크게 변화하지 않고 급속 연소 기간이 14 CAD에서 11.5 CAD로 연소가 급격하게 발생하며 연소가 주로 발생하는 지점도 상사점 부근이기 때문으로 판단된다. DME 분사 시기가 350 CAD 이후가 되면 도시 평균 유효 압력은 급격히 감소하며, 탄화수소 배출량은 증가하게 된다. 이러한 도시 평균 유효 압력과 탄화수소 배출량의 변화는 상사점 이후 연소실의 압력과 온도가 저하된 상태에서 부분 연소로 인해 연료중 많은 부분이 연소하지 못하기 때문으로 판단된다.

3.3 가솔린과 DME 분사량 영향

예혼합 압축 착화 엔진에서 가솔린과 DME의 분사량의 영향을 연구하기 위하여 각각 흡기 밸브 열림 시기는 11 CAD, DME 분사 시기는 310 CAD로 고정하였다. 흡기 밸브 열림 시기는 Fig. 2에 나타난 바와 같이 여러 가지 흡기 밸브 열림 시기중 가장 연소 기간이 긴 11 CAD로 선택하였다. 예혼합 압축 착화 엔진에서 농후 한계는 급격한 연소 압력 상승 또는 높은 열방출율이 엔진에 손상을 일으키지 않는 범위 내에서 결정되기 때문이다. 따라서 연소 기간이 길어지게 되면 연소 압력 상승률이 감소하며 농후 한계를 확장할 수 있다. 또한 DME 분사 시기는 Fig. 6에 나타난 바와 같이 도시 평균 유효 압력이 가장 높게 나오는 310 CAD에 분사하였다.

Fig. 7에는 본 연구에 사용된 가솔린과 DME 연료 분사량의 전체 공연비를 나타내었다. 또한 전체 공연비는 다음과 같은 식으로 나타내었다.

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

Fig. 8은 λ_{DME} 와 $\lambda_{gasoline}$ 에 따른 도시 평균 유효 압력을 나타내었다. 도시 평균 유효 압력은 λ_{DME} 와 $\lambda_{gasoline}$ 모두의 영향을 받으며 도시 평균 유효 압력이 가장 높게 나오는 λ_{DME} 는 4.2 부근이다. λ_{DME} 가

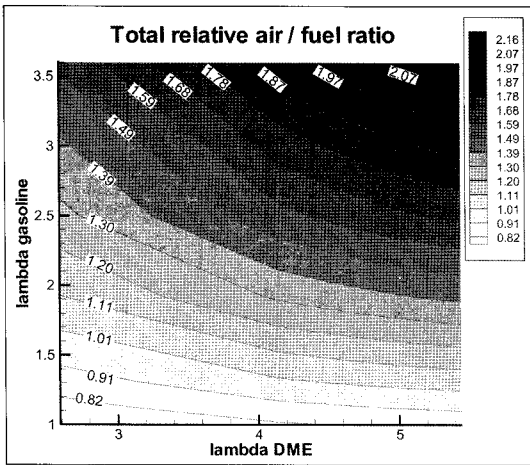


Fig. 7 Total relative air / fuel ratio as a function of λ_{DME} and $\lambda_{gasoline}$

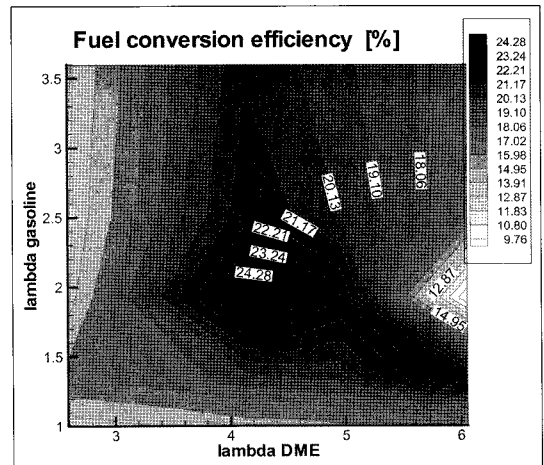


Fig. 9 Fuel conversion efficiency as a function of λ_{DME} and $\lambda_{gasoline}$

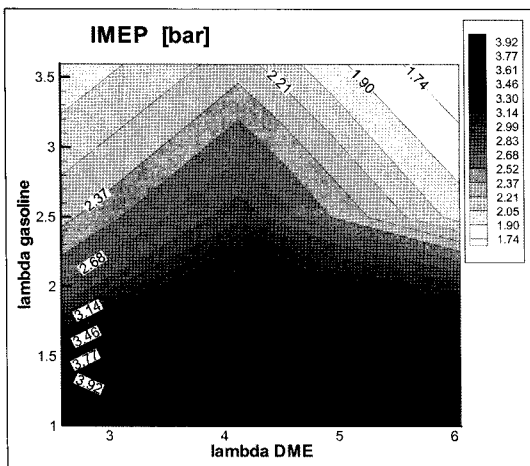


Fig. 8 IMEP as a function of λ_{DME} and $\lambda_{gasoline}$

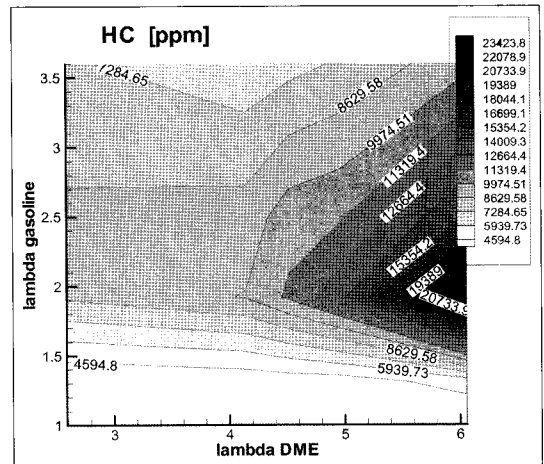


Fig. 10 HC emission as a function of λ_{DME} and $\lambda_{gasoline}$

감소하여도 도시 평균 유효 압력이 증가하지 않는 이유는 DME가 많이 분사되면 연소 과정이 급격하게 이루어지며 또한 노킹(knocking)이 발생하기 때문으로 판단된다. 그리고 $\lambda_{gasoline}$ 가 1 이하인 농후한 영역에서는 심한 노킹과 빠른 연소 압력 상승으로 인하여 정상적인 엔진 연소가 불가능하였다.

λ_{DME} 와 $\lambda_{gasoline}$ 에 따른 연료 변환 효율을 Fig. 9에 나타내었다. 연료 변환 효율은 λ_{DME} 와 $\lambda_{gasoline}$ 가 각각 2와 4.2인 영역에서 25% 부근으로 최대 값을 나타내었다. 또한 연료 변환 효율이 높은 영역은 Fig. 8에서 나타낸 도시 평균 유효 압력이 높은 영역과 비

슷하였다.

Fig. 10에는 λ_{DME} 와 $\lambda_{gasoline}$ 에 따른 탄화수소 배출량을 도시하였다. 에혼합 압축 착화 엔진은 낮은 연소 온도로 인한 소염(quenching) 현상과 팽창행정 중 낮은 연소가스 온도로 인한 탄화수소 산화 반응의 부족 때문에 탄화수소 배출량이 증가하는 경향이 있다. λ_{DME} 와 $\lambda_{gasoline}$ 이 각각 4.5~6, 1.5~3 부근에서 DME 분사량 부족으로 인하여 연료가 연소되지 못하고 배기되기 때문에 삼각형 모양으로 탄화수소 배출량이 매우 높은 영역이 존재하고 있다. 그리고 $\lambda_{gasoline}$ 이 1.7 이하의 영역에서는 높은 연소 온도로

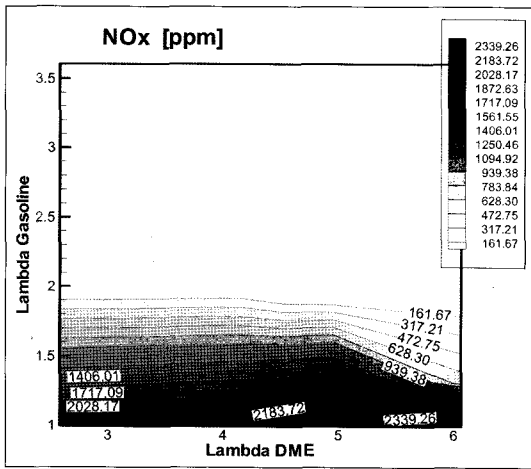


Fig. 11 NOx emission as a function of λ_{DME} and $\lambda_{gasoline}$

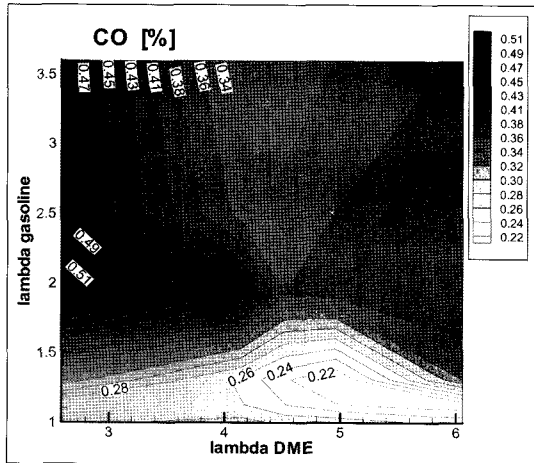


Fig. 12 CO emission as a function of λ_{DME} and $\lambda_{gasoline}$

인하여 탄화수소 배출량이 감소하는 것을 파악할 수 있다. 하지만 $\lambda_{gasoline}$ 이 증가하게 되면 탄화수소 배출량은 불완전 연소로 인하여 발생된 탄화수소가 낮은 연소 온도로 인하여 팽창 행정중 산화되지 못하고 배출되기 때문에 증가하는 경향을 보이고 있다.

Fig. 11에는 질소 산화물 배출량을 도시하였다.

예혼합 압축 착화 엔진의 가장 큰 장점중의 하나가 매우 낮은 질소 산화물 배출량이다. Fig. 11에서 도시된 바와 같이 $\lambda_{gasoline}$ 이 1.7 이상의 운전 영역에서는 질소 산화물 배출량이 500 ppm 미만으로 낮은 수준을 보이고 있지만 $\lambda_{gasoline}$ 이 1.7 이하의 공연비가 농후한 운전 영역에서는 높은 연소 온도로 인하여

여 질소 산화물 배출량이 큰 폭으로 증가하고 있음을 알 수 있다.

일산화탄소 배출량을 Fig. 12에 도시하였다. 일산화탄소는 혼합기의 공연비와 팽창 행정중 산화 반응으로 배출량이 결정된다. 또한 일산화탄소는 화염전파가 없는 저온 산화반응에 배출량이 증가하는 특성을 갖고 있다.¹⁶⁾ 공연비가 농후한 $\lambda_{gasoline}$ 이 1.4 미만의 영역에서는 가솔린의 공연비가 농후하기 때문에 연소 온도가 높아 일산화 탄소가 팽창행정중 이산화탄소로 산화되기 때문에 일산화탄소 배출량이 저감된다. 또한 $\lambda_{gasoline}$ 이 1.7을 기준으로 하여 λ_{DME} 가 농후해짐에 따라 DME의 공연비가 농후하여 연소 과정이 화염 전파가 없는 저온 연소화 함에 따라 팽창 행정중 일산화탄소의 산화 반응이 감소되어 일산화탄소 배출량이 증가하는 경향을 보이고 있다.

4. 결론

가변 밸브 기구와 직접 분사 연료 장치가 장착된 가솔린 예혼합 압축 착화 엔진 시험을 통하여 흡기 밸브 열림 시기와 DME 분사 시기와 혼합기의 공연비가 예혼합 압축 착화 연소에 미치는 영향을 연구하였고 다음과 같은 결론을 도출하였다.

- 1) DME는 압축 행정 초기에 분사하면 도시 평균 유효 압력은 최대를 나타냈으며 탄화수소 배출량은 최저를 나타내었다.
- 2) 도시 평균 유효 압력은 DME 분사 시기가 압축 행정 초기에 분사되면 최대를 나타내었으며, 가솔린의 공연비가 농후하면 증가하는 경향을 나타낸다.
- 3) 탄화수소 배출량은 가솔린과 DME의 공연비가 희박하면 증가하는 경향을 나타내며 DME 분사 시기가 압축 행정 초기일 때 최소를 나타낸다.
- 4) 질소 산화물 배출량은 스파크 점화 엔진에 비하여 낮은 수준이지만, 가솔린 분사량이 많은 영역에서는 스파크 점화 엔진과 비슷한 수준을 보인다.
- 5) 일산화탄소 배출량은 화염 확산이 없는 DME의 공연비가 농후한 영역에서 증가하는 경향을 보인다.

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, P. Najt, Homogeneous Charge Compression Ignition(HCCI) Engines : Key Research and Development Issues, SAE, 2003.
- 3) J. Allen and D. Law, "Variable Valve Actuated Controlled Auto-Ignition : Speed Load Maps and Strategic Regimes of Operation," SAE 2002-01-0422, 2002.
- 4) J. Hyvonen, G. Haraldsson and B. Johansson, "Supercharging HCCI to Extend the Operating Range in a Multi-Cylinder VCR-HCCI Engine," SAE 2003-01-3214, 2003.
- 5) M. Christensen, B. Johansson, P. Amneus and F. Mauss, "Supercharged Homogeneous Charge Compression Engine," SAE 980787, 1998.
- 6) L. Koopmans and I. Denbratt, "A Four Stroke Camless Engine, Operated in Homogeneous Charge Compression Ignition Mode with Commercial Gasoline," SAE 2001-01-3610, 2001.
- 7) P. Wolters, W. Salber, J. Geiger, M. Duwsmann and J. Dilthey, "Controlled Auto Ignition Combustion Process with an Electromechanical Valve Train," SAE 2003-01-0032, 2003.
- 8) J. Hyvonen, G. Haraldsson and B. Johansson, "Operating Range in a Multi Cylinder HCCI Engine Using Variable Compression Ratio," SAE 2003-01-1829, 2003.
- 9) 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.D12, pp.1135-1144, 2003.
- 10) S. Kajitani, C. Chen, M. Oguma, M. Alam and K. Rhee, "Direct Injection Diesel Engine Operated with Propane DME Blended Fuel," SAE 982536, 1998.
- 11) Z. Chen, M. Konno, M. Oguma and T. Yanai, "Experimental Study of CI Natural-Gas/DME Homogeneous Charge Engine," SAE 2000-01-0329, 2000.
- 12) K. Yeom, Y. Woo, J. Jang, Y. Park and C. Bae, "Performance and Emission Characteristics of Liquid-Phase LPG Injection Engine with Different EGR Rate," Transactions of KSAE, Vol. 11, No.5, pp.7-14, 2003.
- 13) 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.
- 14) H. Zhao, Z. Peng, J. Williams and N. Lado-matos, "Understanding the Effects of Recycled Burnt Gases on the Controlled Autoignition(CAI) Combustion in Four-Stroke Gasoline Engines," SAE 2001-01-3607, 2001.
- 15) J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw Hill, New York, 1988.
- 16) E. Kaiser, J. Yang, T. Clup, N. Xu and M. Maricq, "Homogeneous Charge Compression Ignition Engine-out Emissions - Does Flame Propagation Occur in Homogeneous Charge Compression Ignition?," Journal of Engine Research, Vol.3, No.4, pp.185-196, 2002.