



## 단기통 디젤엔진에서 흡기온도변화에 따른 연소 및 배기특성

신 달 호<sup>1)</sup> · 박 수 한<sup>\*2)</sup>

전남대학교 기계공학과<sup>1)</sup> · 전남대학교 기계공학부<sup>2)</sup>

### Combustion and Exhaust Emission Characteristics by the Change of Intake Air Temperature in a Single Cylinder Diesel Engine

Dalho Shin<sup>1)</sup> · Suhan Park<sup>\*2)</sup>

<sup>1)</sup>Department of Mechanical Engineering, Graduate School of Chonnam National University, Gwangju 61186, Korea

<sup>2)</sup>School of Mechanical Engineering, Chonnam National University, Gwangju 61186, Korea

(Received 12 December 2016 / Revised 15 February 2017 / Accepted 17 March 2017)

**Abstract** : Intake air conditions, such as air temperature, pressure, and humidity, are very important parameters that influence engine performance including combustion and emissions characteristics. The purpose of this study is to investigate the effects of intake air temperature on combustion and exhaust emissions characteristics in a single cylinder diesel engine. In this experiment, an air cooler and a heater were installed on the intake air line and a gas flow controller was installed to maintain the flow rate. It was found that intake air temperature induced the evaporation characteristics of the fuel, and it affects the maximum in-cylinder pressure, IMEP(indicated mean effective pressure), and fuel consumption. As the temperature of intake air decreases, the fuel evaporation characteristics deteriorate even as the fuel temperature has reached the auto-ignition temperature, so that ignition delay is prolonged and the maximum pressure of cylinder is also reduced. Based on the increase in intake air temperature, nitrogen oxides(NOx) increased. In addition, the carbon monoxide(CO) and unburned hydrocarbons(UHC) increased due to incomplete fuel combustion at low intake air temperatures.

**Key words** : IMEP(Indicated mean effective pressure, 도시 평균 유효 압력), Single cylinder diesel engine(단기통 디젤엔진), Intake air condition(흡기조건), Exhaust emission(배기 배출물), Ignition delay(착화 지연), ISFC(Indicated specific fuel consumption, 연료소비량)

#### Nomenclature

IMEP	: indicated mean effective pressure, bar	CO	: carbon monoxide
ID	: ignition delay, degree	HC	: hydrocarbon
CA10	: crank angle corresponding to 10% heat release rate, deg. CA	$\dot{m}_a$	: intake mass flow late
ROHR	: rate of heat release, J/deg	$\eta_v$	: volumetric efficiency
IS-	: indicated specific-	$N$	: engine rotation speed
NO <sub>x</sub>	: nitrogen oxides	$V_d$	: cylinder displacement volume
		R	: ideal gas constant

#### 1. 서론

최근 압축착화 기관에서 발생하는 유독성 배기

\*Corresponding author, E-mail: suhanpark@jnu.ac.kr

배출물이 문제가 되고, 화석 연료의 부족으로 인해 배기 및 연비에 대한 규제가 강화되고 있다. 하지만 압축 착화 기관은 전기 점화 기관에 비해 압축비가 높고, 희박 연소를 하는 특성상 열효율이 높아 경제성 좋다고 알려져 있다.<sup>1,2)</sup> 연료를 압축행정 말기에 직접 분사하는 엔진의 특성상 연소실 내 불균일한 혼합기를 형성하고 연료가 농후한 영역에서 입자상 물질(PM, Particulate Matter)이 생성되고, 온도가 높아지는 영역에서 질소산화물(NOx, Nitrogen Oxides)이 생성된다.<sup>3)</sup> 이에 많은 엔진 연구자들이 엔진에서 배출되는 배기가스를 저감하기 위해 DPF(Diesel Particulate Filter), SCR(Selective Catalytic Reduction) 등의 후처리 장치를 연구하고 있다.<sup>4,5)</sup> 하지만 후처리 장치는 촉매에 귀금속을 포함하여 가격이 비싸고 차량의 무게를 증가시킨다는 단점이 있다. 따라서 기존 엔진을 그대로 사용하면서 성능을 향상 시켜야 할 필요성이 있다. 이렇게 후처리 장치를 사용하지 않거나 최소화 하면서 최소한의 엔진 수정으로 배출가스를 줄이고 연소특성을 향상시키는 첨단 연소 기법이 많은 연구자들에 의해 연구되어지고 있다.

첨단 연소 기법 중 실린더 압축 초기에 연료를 분사하여 예혼합하여 압축 말기에 착화시키는 HCCI(Homogeneous Charge Compression Ignition) 및 흡기에 옥탄가가 높은 연료를 분사하여 예혼합하고 세탄가가 높은 연료를 실린더 내에 직접 분사하여 예혼합된 연료를 착화시키는 RCCI(Reactivity Controlled Compression Ignition)는 흡입공기의 온도 조건에 따라 연소 및 배기 특성이 달라지는 것으로 알려져 있다.<sup>6)</sup> Iida 등<sup>7)</sup>, Senthil Kumar 과 Raj<sup>8)</sup>는 흡기 온도, 압축비, 냉각수 온도가 HCCI 연소전략에서 열 발생률의 시작에 미치는 영향에 대하여 연구하였다. 높은 흡기온도와 냉각수온도는 착화지연기간을 감소시켜 열 발생률이 빠르게 나타나고, 엔진 속도가 빠를 때 더 큰 영향을 준다고 하였다. 손정훈 등<sup>9)</sup>, 김홍주 등<sup>10)</sup>, 고아현 등<sup>11)</sup>은 흡입공기의 온도가 증가하였을 때 BSFC가 악화되며 또한 흡입공기의 온도에 따라 ECU의 개입으로 인해 흡입공기의 온도가 낮을 때 연소불안정성이 커져 EGR 사용률이 낮아져 질소산화물의 배출량이 증가한다고 하였다. 흡입 공기의 온도가 증가 할 때는 흡기의 밀도가 감

소하여 혼합기가 농후해지고 미세입자의 배출이 많이 진다고 하였다.

이러한 첨단 연소기법은 예 혼합된 연료의 안정적인 증발특성을 위해 높은 흡기온도에서 실험이 수행되고 있는데, 이는 Thermal NOx의 발생량이 많아지고 추가적인 에너지가 투입되는 단점이 있었다. 또한 흡입공기의 온도를 변화 시켰을 때 EGR율과 흡입공기의 질량 변화로 인한 흡기온도만의 영향을 보는 것이 쉽지 않았다. 이에 본 연구는 공기량을 일정하게 유지하여 낮은 흡기온도 및 높은 흡기온도에서 실린더 내에 직접 분사한 연료의 연소 및 배기특성을 파악하였다.

## 2. 실험 장치 및 방법

### 2.1 실험 장치

Fig. 1(a)는 흡기온도 변화에 따른 단기통 디젤엔진의 연소 및 배기 특성을 측정하고, 분석하기 위한 시스템의 개략도이다. 본 연구를 위한 시스템에는 흡기 온도 조절부, 배기가스 측정부, 엔진 제어부, 연료분사 제어부등으로 구성되어있다. 본 연구에 사용된 단기통디젤엔진의 압축비는 17.7, 보어 83 mm, 행정길이 92 mm, 냉각수와 엔진오일 온도는 80 °C로 고정하였다. 커먼레일 분사시스템 방식을 사용하여 인젝터에 일정한 압력으로 연료를 공급하였다. 실험용 엔진 및 인젝터에 관한 자세한 사항은 Table 1에 나타내었다. 커먼레일의 압력은 압력조절장치(PCV Driver, TEMS Ltd)로 제어하였으며, 인젝터 구동은 인젝터 구동 드라이버(NI9751, National Instruments)를 이용하여 분사시기, 분사량을 조절하였다. 크랭크 각도는 크랭크각 센서를 사용하여 0.1 CA단위로 측정하여 인젝터 제어모듈(cRio-9024, National Instruments)에서 취득하여 연료분사시기를 조절하였다. 연소실 내의 압력은 피에조압전소자 방식의 압력센서(6052C, Kistler)를 글로우 플러그위치에 설치하여 측정하였다. Fig. 1(b)는 흡기 온도를 조절하기 위한 시스템의 개략도이다. 공기 압축기에서 나오는 압축공기를 공기 유량 조절기(GFC77, AALBOG)에 공급하여 공기 유량을 일정하게 공급하고 냉각기(DS-250L2), 히터를 통과하며 냉각 또는 가열하여 흡입공기의 온도를

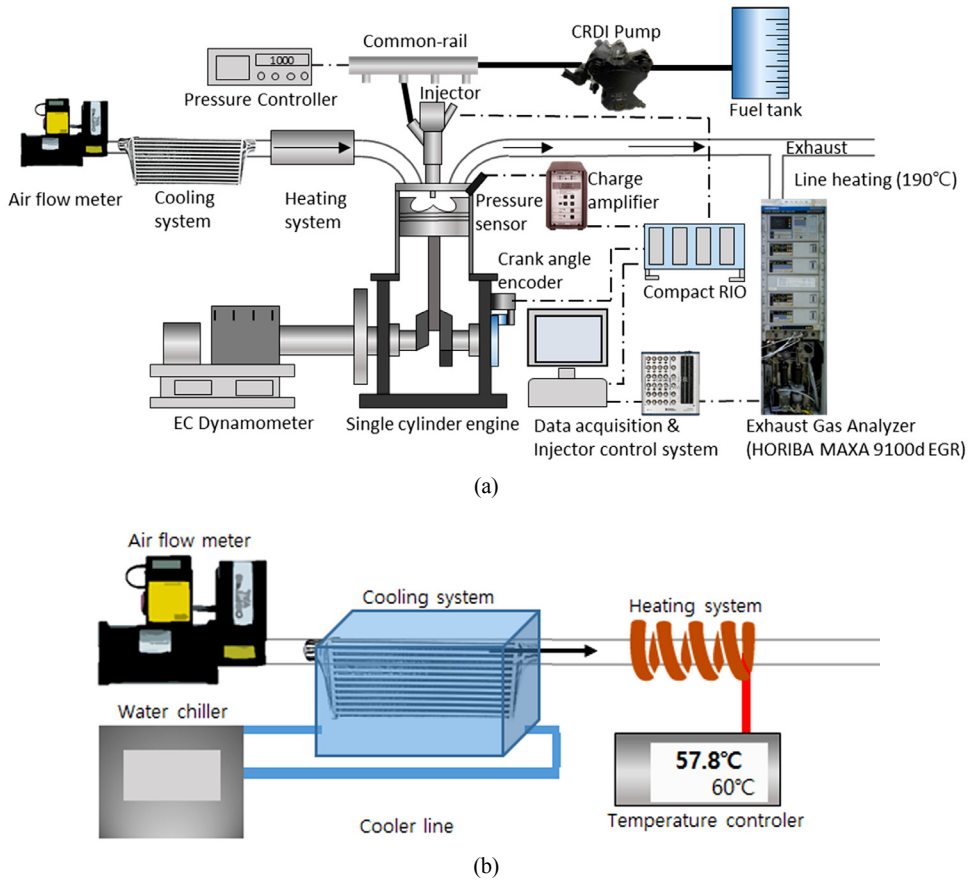


Fig. 1 Schematic of single cylinder diesel engine system with intake air temperature control devices

Table 1 Specification of single-cylinder diesel engine

Item	Specifications	
Engine type	Single cylinder	
Bore / Stroke	83 mm / 92 mm	
Displacement	498 cc	
Compression ratio	17.7	
Fuel injection system	Bosch CRDI	
Valve type	DOHC 4 valves	
Injector	Nozzle	5 hole mini-sac type
	Hole diameter	0.186 mm
	Injection angle	154°

조절하였다. 엔진에서 배출되는 배기가스는 190 °C 로 가열되어진 배기가스 라인을 지나 배기가스 측정 장치(MAXA 9100D- EGR, HORIBA)를 이용하여 측정하였고 자세한 측정 방식은 Table 2에 설명되어 있다.

## 2.2 실험방법

단기통엔진에서의 실험은 엔진속도 1800 rpm, 분사압력 1000 bar, 흡입 공기 온도에 따른 체적효율의 변화를 최소화하기 위해 흡입공기량은 온도조절장치 전단에서 제어하여 364 L/min으로 일정하게 고정하였다. 이론적인 흡입 공기량은 엔진 회전수에 따른 흡입공기 질량 방정식 (1)을 이용하여 계산할 수 있다.

$$\dot{m}_a = \eta_v V_d N/n \tag{1}$$

$$PV = mRT \tag{2}$$

이때 실린더 내에 잔류가스가 없고 흡기 유로 내에 마찰이 없다고 가정하여 체적 효율을 100 %로 설정하면 이론적인 실린더내로 들어가는 흡입공기량은 0.868 g/sec이다. 기준온도 30 °C에서 모터링 최고

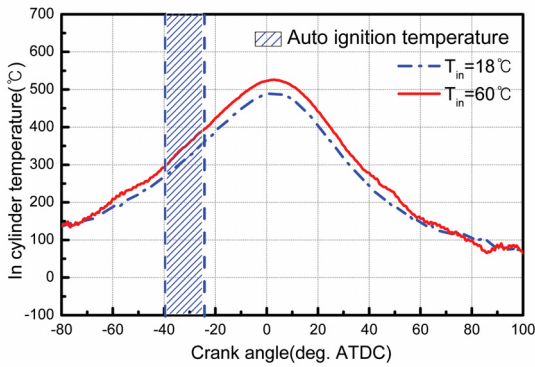


Fig. 2 Calculate cylinder temperature to find the auto ignition temperature at two different intake air temperatures

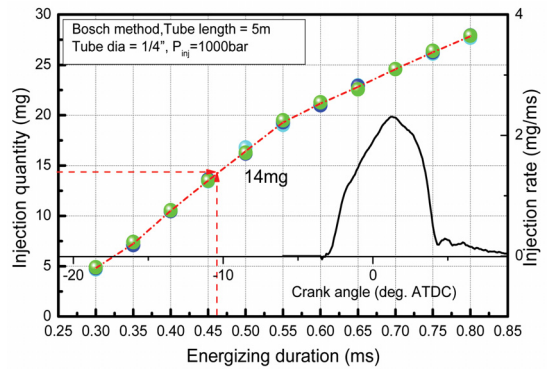


Fig. 3 Injection quantity characteristics of test injector at 1000 bar of injection pressure, and injection rate for the injection amount of 14 mg

Table 2 Specification of exhaust emission analyzer

Model	MEXA-9100DEGR (HORIBA)			
	Emission	Method	Range	Span
MEXA 9100D -EGR	THC	FID (FMA-125)	1000 ppm	$C_3H_8/N_2 - bal$ 609 ppm
	CO	NDIR (AIA-110)	3000 ppm	$CO/N_2 - bal$ 1003 ppm
	CO		16 %	$CO_2/N_2 - bal$ 14.02 %
	NOx	CLD (CLA-150)	2000 ppm	$NO/N_2 - bal$ 1855 ppm

Table 3 Experimental condition

Engine test	
Intake temperature	18 °C, 60 °C
Engine speed	1800 rpm
Injection pressure	1000 bar
Energizing duration	0.458 ms (=14 mg)
Injection timing [deg. ATDC]	TDC~BTDC 30° (interval 3 degree)
Oxygen concentration at exhaust pipe(Mean)	15.3 %(@18 °C)~ 15.5 %(@60 °C)

압력을 4 MPa로 설정했을 경우에 설정한 364 L/min 에서는 체적효율이 82.5 %이다. 이 경우에 이상기체 방정식 (2)을 이용하여 실린더 내부의 온도를 계산해보면 Fig. 2와 같이 연료의 CN(Cetane Number)에 따라 달라지겠지만 BTDC 40° ~ BTDC 20°사이에서 자 착화 온도에 도달한다. 이에 연료 분사시기를 TDC 부터 BTDC 30°까지 진각시키며 흡기온도를 18°C와

60 °C로 변화시켜 단기통 디젤 엔진에서 연소 및 배기 특성을 비교 분석하였고, 자세한 사항은 Table 3에 나타내었다.

Fig. 3은 엔진 저 부하 조건인 IMEP(Indicated Mean Effective Pressure) 0.4 MPa 기준 1회 분사량이 14 mg인 통전기간을 찾기 위해 Bosch법을 사용한 분사율 실험장치에서 분사율과 분사량을 측정하여 나타낸 그래프이다. 통전기간을 0.3 ms부터 0.8 ms 까지 0.05 ms씩 증가시키며 분사율 및 분사량을 측정 하였고, 보간법을 이용하여 1회 분사량 14 mg에 해당하는 통전기간 0.458 ms를 찾아 분사율을 측정 하였다. 이렇게 측정된 분사율로 부터 분사지연은 2.92 deg. CA, 실제 분사 기간은 8.1 deg.CA임을 확인 하였다. 이러한 데이터를 이용하여 착화지연기간 (Ignition Delay, ID)를 구할 수 있었고, 인젝터 통전 기간을 0.458 ms로 설정할 수 있었다.

### 3. 결과 및 고찰

Fig. 4는 흡기온도 18 °C, 60 °C에서 연료 분사시기를 BTDC 6°, BTDC 15°, BTDC 30°로 했을 때 연소실 압력과 열 발생률을 나타낸 그래프이다. 실린더 압력 그래프를 보면 흡입공기 온도가 높을수록 압축 행정 시 압력이 높은 것을 확인할 수 있는데 이는 공기유량 조절기를 이용하여 흡입 공기 유량을 일정하게 하였고 때문에 흡입공기 온도차에 의해 압력이 상승했기 때문이다. 또한 흡입 공기 온도가 높을수록 착화 시기가 진각 되는 것을 확인할 수 있는

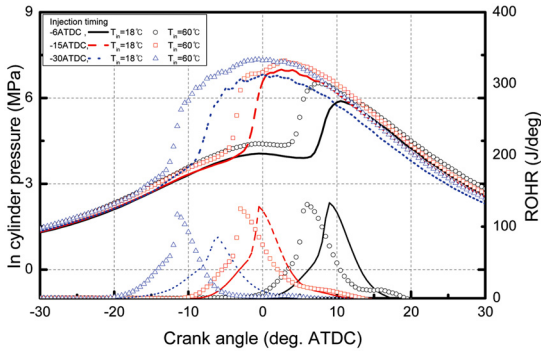
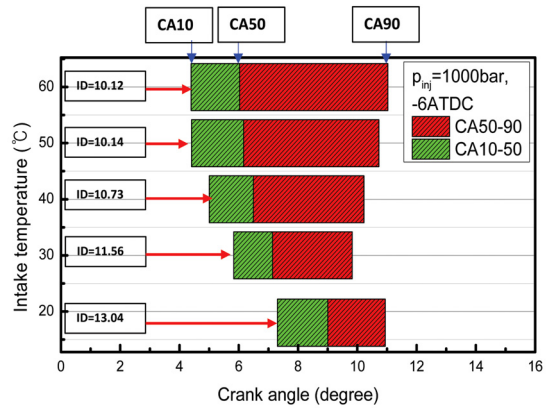


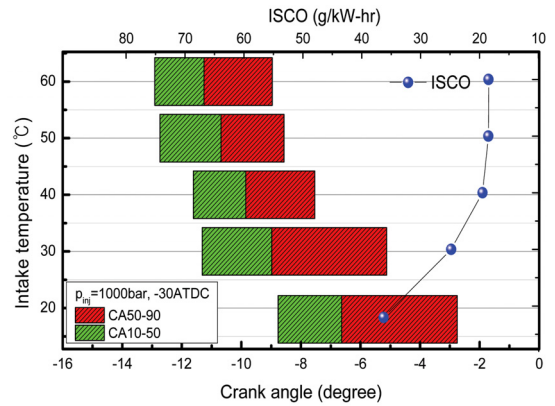
Fig. 4 In cylinder pressure and heat release rate according to the intake air temperatures

데 이는 높은 온도에서 연료의 화학적 반응이 빨라지게 되고 이런 빠른 반응에서 급격하게 열이 발생하고 압력이 증가한다.<sup>12)</sup> Fig. 2에서 연료의 착화 온도가 계산적으로 BTDC 40°에서 이미 도달 했는데 착화시기에 차이가 생기는 이유는 온도에 따른 연료의 증발 특성 및 관통 거리가 달라졌기 때문이다. 특히 BTDC 30°에서 연료를 분사하였을 경우 18°C에서 연소실 압력과 열 발생률이 낮은 것을 볼 수 있는데 이는 낮은 온도에서 연료의 증발특성이 나빠져 액상 분무의 관통거리가 길어지고 연소실내로 들어가지 못한 연료들이 피스톤 벽면에 부착되어 물리적으로 착화하지 못했기 때문이다.<sup>13)</sup> 이것은 Fig. 5 (b)의 ISCO 그래프에서 흡기 온도가 낮을수록 ISCO가 증가하는 것에서도 확인할 수 있다.

Fig. 5(a)는 흡기 온도 변화에 따른 연소 상(Combustion phasing, CA10, CA50, CA90)을 나타낸 그래프이다. 착화 시기는 열 발생률 10% 지점인 CA10으로 정의하였고, 연소가 끝나는 시기는 열 발생률 90% 지점인 CA90으로 하였다. 각 온도에서의 착화 지연은 실제 분사 시작 지점부터 CA10까지로 정의하였다. BTDC 6°에서 연료를 분사 하였을 때 흡기 온도가 증가 할수록 연소기간이 길어지는 것을 볼 수 있는데 이는 착화지연 기간이 짧아져 연료가 공기와 혼합할 시간이 충분하지 않기 때문이다.<sup>14)</sup> Fig. 5(b)는 분사시기가 BTDC 30°일 때 흡입공기 온도에 따른 연소기간과 그때의 ISCO를 나타낸다. 연소 기간은 BTDC 6°에서 분사 했을 때와 반대로 온도가 낮을수록 길어지는 경향을 보이는데, 이는 낮은 온도에서 증발하지 못한 연료가 피스톤 립(Piston lib) 위



(a)



(b)

Fig. 5 (a) Combustion phase characteristics and ID (Ignition Delay) when injection timing at BTDC6° (b) Combustion phase characteristics and ISCO when injection timing at BTDC30°

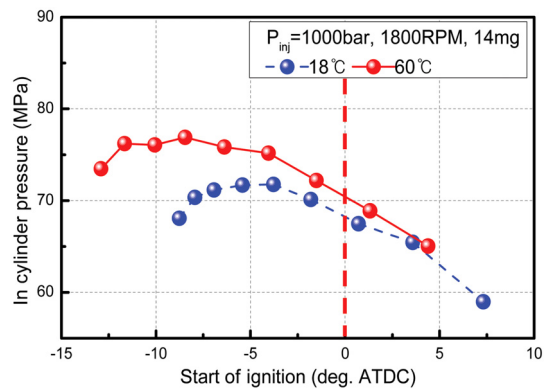


Fig. 6 Maximum in cylinder combustion pressure for start of ignition (CA10)



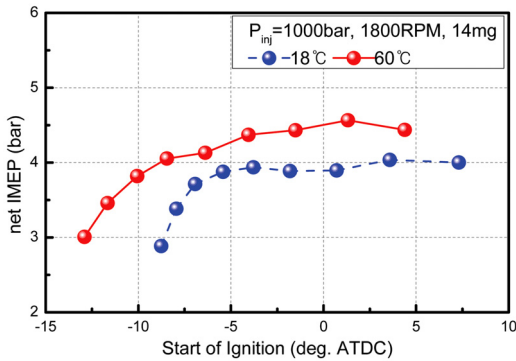


Fig. 7 Indicated mean effective pressure characteristics for start of ignition (CA10)

쪽의 스퀴시(Squish) 볼륨으로 들어가 완전연소 하지 못했기 때문인 것으로 판단된다. 이를 배출가스 와 비교하면 40 °C 이상의 온도에서는 ISCO배출량 이 오차범위 내에서 비슷하지만 30 °C 이하의 온도 에서 급격하게 ISCO배출량이 증가하는데, 이는 불 완전 연소가 발생하였기 때문이다.

Fig. 6은 흡기온도 18 °C, 60 °C에서 TDC부터 BTDC 30°까지 크랭크 각도 기준 3도씩 진각시키며 측정 한 실린더 내부의 최대 압력을 착화시기(CA10)에 따라 나타낸 그래프이다. 흡기온도가 60 °C인 경우 의 최고압력이 흡기온도 18 °C인 경우보다 전 영역 에서 높게 측정되었고, 60 °C에서 분사시기가 지각 될 때 압력이 증가하다 감소하는 부분이 BTDC10° 이전에 발생하고 18 °C에서는 BTDC 5°부터 감소하 기 시작하였다. 같은 시기에 분사하였더라도 연료 의 증발특성이 영향을 미쳐 실린더 최고압력 발생 시기가 지각되는 것을 확인할 수 있었다.

Fig. 7은 두 가지 흡기 온도에서의 netIMEP를 CA10 에 따라 나타낸 그래프이다. 흡기온도 60 °C일 때 전 영역에서 netIMEP가 크게 나타난다. 이는 Fig. 6에서 흡기온도 60 °C에서 최대압력이 크기 때문이다. 하지만 분사시기가 진각 되며 TDC부터 netIMEP가 감소하는데 이는 TDC이전에 착화하게 되면 마이너 스일(Negative work)을 하게 되기 때문이다.

Fig. 8은 엔진 출구에서 측정한 배출가스의 온도 그래프이다. 분사시기가 진각 됨 에 따라 배출가스 의 온도가 감소하다 BTDC 15°, BTDC 18°에서 높아 지는 것을 볼 수 있다. 이는 피스톤의 형상에 따른 것으로 연료의 혼합이 잘되어 배출가스의 온도가

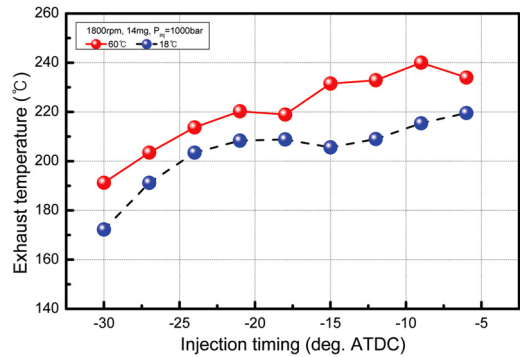
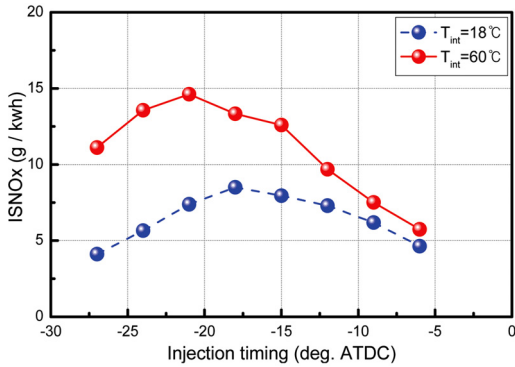


Fig. 8 Temperature of the exhaust gas measured at exhaust gas outlet

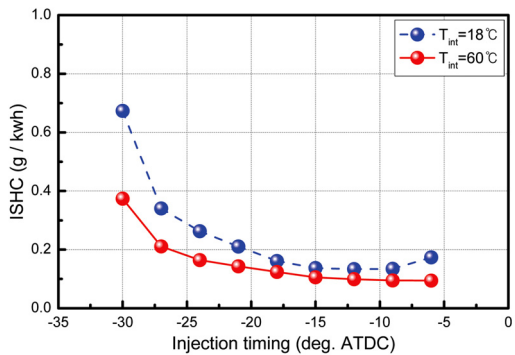
상승하는 것이다. 이와 같은 연소 특성은 배기가스 에도 영향을 미칠 것이라고 예상 할 수 있다.

흡기 공기의 온도가 높을수록, 분사시기가 지각 될수록 질소산화물의 배출량이 많아지는 것을 Fig. 9(a) 에 그래프로 나타내었다. BTDC 12°부터 TDC 사 이에 연료를 분사한 경우에 질소산화물 발생량의 차 이가 적은데 이는 흡입공기가 낮은 온도에서는 착 화지연기간이 길어 예 혼합이 이루어져 연료가 잘 연소 하고 높은 온도 에서는 연료가 잘 증발하여 착 화가 빨라 확산 연소를 하기 때문으로 보인다. 그래 도 낮은 온도에서 질소산화물의 배출량이 적은 것 은 흡입공기 온도감소에 의해 실린더내의 압력이 낮아지고 전반적인 화염의 연소온도가 낮아져 화염 대에서 주로 생성되는 Thermal NOx의 생성물이 감 소했기 때문이다. BTDC 12°부터 BTDC 30°에서 연 료를 분사하였을 때 질소산화물 발생량의 차이가 60 %이상 발생하는 가장 큰 이유는 낮은 흡입공기 온도에서 연료가 잘 증발 하지 못해 피스톤 벽면에 부착되는 Wall wetting 현상으로 인해 착화 되지 못 한 연료가 많기 때문이다.<sup>15,16)</sup> 이는 Fig. 10(b),(c)일 산화 탄소와 미연 탄화수소 발생량으로 확인이 가 능하다. 특히 BTDC 30°에서 연료를 분사 하였을 때 는 일산화탄소와 미연 탄화수소 발생량이 급격하게 증가 하는데 분사된 연료가 피스톤 연소실로 들어 가지 못하고 스퀴시 영역으로 들어가 연소실내 산 소를 충분히 활용하지 못하여 연소 참여율이 낮기 때문으로 보인다.

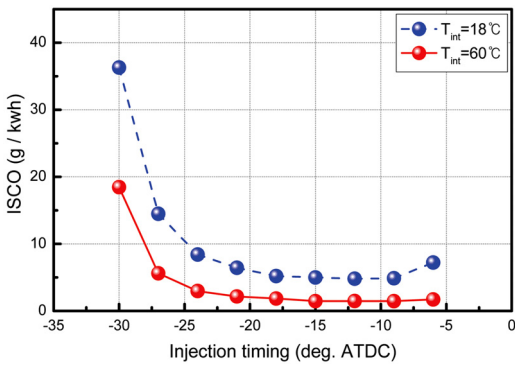
Fig. 10은 연료소비율과 질소산화물을 분사시기 별로 나타낸 것이다. BTDC 15°이후 분사된 연료는



(a)



(b)



(c)

Fig. 9 (a)ISNOx, (b)ISCO, (c)ISHC emission characteristics according to injection timing and intake air temperature

흡입공기의 온도에 따라 IMEP는 증가 하였고 연료 소비율은 감소하였다. 하지만 질소산화물은 약 15% 감소하는데 그쳤다. BTDC 18°이전에 분사된 연료는 반대로 흡입공기 온도가 증가하여도 IMEP와 연료소비율에는 차이가 없었고 질소 산화물은 55% 감소하는 것을 볼 수 있었다.

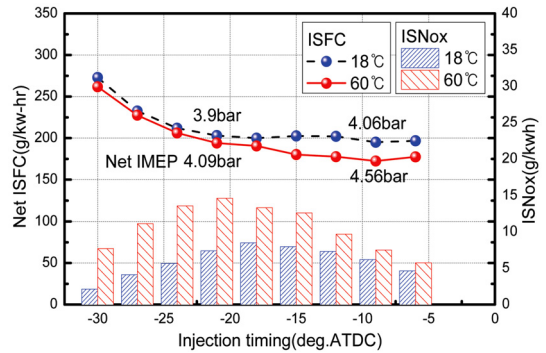


Fig. 10 IMEP, ISFC and ISNOx emission compared in accordance with injection timing

### 4. 결론

연구용 단기통 디젤 엔진에서 흡입공기 온도조건을 18 °C, 60 °C로 설정하여 이에 따른 엔진의 연소 및 배기 특성을 분석하였다.

- 1) 흡입공기의 온도에 따라 연료의 증발특성이 달라져 착화지연기간과 연소압력, 연소기간이 달라짐을 확인하였다. 특히 BTDC27°이전에 분사한 연료는 이러한 증발특성의 영향으로 분무 관통거리가 달라져 다른 두 온도에서 실린더 압력과 열 발생률이 크게 차이가 발생 하였고 이에 따라 배출되는 배기가스에도 영향을 미치는 것을 확인하였다.
- 2) BTDC6°에서 연료를 분사하였을 때 흡입공기의 온도가 상승하면 연소기간이 길어지는데 이는 착화지연기간이 짧아져 확산연소를 하기 때문이다.
- 3) 흡입공기의 온도가 높을수록 연소실 최고 압력이 상승하고 연소실 압력상승 시기가 지각된다. net IMEP는 흡입공기 온도 60 °C 전 영역에서 높았다. 하지만 분사시기가 지각됨에 따라 실린더 압력이 증가함에도 불구하고 IMEP가 감소하는 이유는 TDC이전에 압력발생이 지각되며 Negative work가 발생했기 때문이다.
- 4) 질소산화물의 생성은 Thermal NOx가 지배적이기 때문에 흡입공기온도가 높을수록 발생량이 많았다 하지만 분사시기가 뒤로 지각될수록 질소가 연소실에 머무는 시간이 길어지고 낮은 온도에서는 연료의 불완전 연소에 의하여 질소산화물의 발생량의 차이가 커졌다. 결론적으로 흡입공기의 온도가 증가하면 실린더

압력이 증가하고 연료의 증발특성이 향상되어 연료 소비율이 향상되지만 질소산화물의 생성이 많아지고 특히 분사시기가 진각될수록 질소산화물의 배출이 많아짐을 확인할 수 있었다.

## 후 기

이 논문은 2014년 한국연구재단 기본연구 지원사업(NRF-2014R1A1A2057805)과 지역대학우수과학자 지원사업(NRF-2016R1D1A3B03935537)의 지원으로 수행된 연구임.

## References

- 1) J. E. Dec, "Advanced Compression-ignition Engines Understanding the In-cylinder Processes," Proc. of the Combustion Institute, Vol.32, Issue 2, pp.2727-2742, 2009.
- 2) K. Kim and C. Bae, "Operating Characteristics of Dual-fuel Combustion with DME and Gasoline in a Compression Ignition Engine," Transactions of KSAE, Vol.22, No.1, pp.157-164, 2014.
- 3) J. B. Hewood, International Combustion Engine Fundamentals, McGraw-hills, New York, pp.25-37, 1988.
- 4) Y. Kong, T. Kozakiewicz, R. Johnson, C. Huffmeyer, J. Huckaby, J. Abel, J. Baurly and K. Duffield, "Active DPF Regeneration for 2007 Diesel Engines," SAE 2005-01-3509, 2005.
- 5) P. Tennison, C. Lambert and M. Levin, "NOx Control Development with Urea SCR on a Diesel Passenger Car," SAE 2004-01-1291, 2004.
- 6) D. Reitz and G. Duraisamy, "Review of High Efficiency and Clean Reactivity Controlled Compression Ignition (RCCI) Combustion in Internal Combustion Engines," Progress in Energy and Combustion Science, Vol.46, No.2, pp.12-71, 2015.
- 7) M. Iida, T. Aroonsrisopon, M. Hayashi, D. Foster and J. Martin, "The Effect of Intake Air Temperature Compression Ratio and Coolant Temperature on the Start of Heat Release in an HCCI Engine," SAE 2001-01-1880/4278, 2001.
- 8) K. Senthil Kumar and R. Raj, "Effect of Fuel Injection Timing and Elevated Intake Air Temperature on the Combustion and Emission Characteristics of Dual Fuel Operated Diesel Engine," Procedia Engineering, Vol.64, No.129, pp.1191-1198, 2013.
- 9) J. H. Son, J. Y. Ko, D. Y. Jin, C. L. Myung and S. W. Park, "Real-time NOx and Particle Emissions Characteristics from a Light-duty Diesel Passenger Vehicle under Low Temperature Driving Conditions," KSAE Annual Conference Proceedings, p.281, 2014.
- 10) H. Kim, H. Lee and C. Oh "Study on the Emission Characteristics of Passenger Diesel Engine in according to Coolant and Intercooler Temperature," KSAE Spring Conference Proceedings, pp.195-199, 2013.
- 11) A. Ko, W. Jang, D. Jin, S. Baek, C. Myung and S. Park. "The Experimental Study of Environmental Temperature on Combustion and Exhaust Gas Characteristics of Light-duty Diesel Engine," Kosco Symposium, pp.35-36, 2013.
- 12) C. Cinar, A. Uyumaz, H. Solmaz, F. Sahin and E. Yilmaz, "Effects of Intake Air Temperature on Combustion Characteristics of a HCCI Engine Fuel with the Blends of 20% n-heptane and 80% Isooctane Fuels," Fuel Processing Technology, Vol.30, No.34, pp.275-281, 2015.
- 13) C. Woo, S. Kook and R. Hawkes, "Effect of intake Air Temperature and Common-rail Pressure on Ethanol Combustion in a Single-cylinder Light-duty Diesel Engine," Fuel, Vol.180, pp.9-19, 2016.
- 14) S. Han, J. Kim and C. Bae, "Effect of Air-fuel Mixing Quality on Characteristics of Conventional and Low Temperature Diesel Engine," Applied Energy, Vol.119, No.43, pp.454-466, 2014.
- 15) Y. Shim, G. Choi and D. Kim, "Experimental and Numerical Study on Behavior of Impinging Spray According to Ambient Temperature," Transactions of KSAE, Vol.15, No.4, pp.124-131, 2007.
- 16) W. Cho, Y. Park, C. Bae, J. Yu and Y. Kim "Influence of Ultra-high Injection Pressure and Nozzle Hole Diameter on Diesel Flow and Spray Characteristics under Evaporating Condition," ILASS-Korea, Vol.20, No.1, pp.43-52, 2015.