

## 분사기 형상 변경을 통한 저온 디젤 연소의 배기 배출물 저감

정 용 진<sup>1)</sup> · 장 진 영<sup>2)</sup> · 박 정 서<sup>1)</sup> · 배 총 식<sup>\*1)</sup> · 김 득 상<sup>2)</sup>

한국과학기술원 기계공학과<sup>1)</sup> · 두산인프라코어 신연소엔진기술팀<sup>2)</sup>

### Reduction of Exhaust Emissions Using Various Injector Configurations in Low Temperature Diesel Combustion

Yongjin Jung<sup>1)</sup> · Jinyoung Jang<sup>2)</sup> · Jungseo Park<sup>1)</sup> · Choongsik Bae<sup>\*1)</sup> · Duksang Kim<sup>2)</sup>

<sup>1)</sup>Department of Mechanical Engineering, Korea Advanced Institute of Science and Technology, Daejeon 305-701, Korea

<sup>2)</sup>Advanced Combustion & Engine Technology Team, Doosan Infracore, 39-3 Sungbok-dong, Suji-gu, Yongin-si, Gyeonggi 448-795, Korea

(Received 8 April 2010 / Accepted 31 December 2010)

**Abstract** : Low temperature combustion is one of the advanced combustion technology in an internal combustion engine to reduce soot and nitrogen oxides simultaneously. In present experiment three kinds of injector were used to investigate the influence of injection angle and number of nozzle holes on the low temperature combustion in a heavy duty diesel engine. Low temperature diesel combustion is realized from the exhaust gas recirculation rate of 60%. Indicated mean effective pressure of low temperature combustion corresponds to the 70% level of conventional diesel engine combustion. Reduction of hydrocarbon and carbon monoxide, which are produced in low temperature combustion because of the low combustion temperature and a deficit of oxygen, was achieved by using various injector configuration. The result of experiment with 100° injection angle and 8 holes showed that reductions in hydrocarbon and carbon monoxide could be achieved 58% and 27% respectively maintaining the 7% increased indicated mean effective pressure in low temperature diesel combustion compared with conventional injector.

**Key words** : LTC(Low Temperature diesel Combustion; 저온디젤 연소), EGR(Exhaust Gas Recirculation; 배기가스 재순환), Narrow injection angle injector(협각 분사기), Nitrogen Oxides(NOx; 질소산화물), Smoke(매연)

### 1. 서 론

압축 착화 방식을 이용한 디젤 엔진은 불꽃 점화 방식의 가솔린 엔진보다 고압축비를 통해 높은 열 효율을 얻을 수 있으나 이론 공연비 영역에서 높은 연소 온도로 인한 질소 산화물(NOx; Nitrogen Oxides)이, 농후한 영역에서 매연(smoke or soot)이 발생한다. 최근 환경 오염과 인체 유해 물질에 대한 관심이 증대되면서 산성비의 원인이 되는 질소 산화물과, 암을 유발시킬 수 있는 매연에 대한 규제가 강화되

고 있어 이러한 물질들에 대해 저감시키고자 여러 노력을 기울이고 있다.

Kamimoto와 Bae<sup>1)</sup>는 적절한 당량비와 연소 온도 조건을 확보하면 질소산화물과 매연을 동시에 저감할 수 있는 연소를 이룰 수 있다고 보고하였다.

Fig. 1은 당량비-화염온도 평면상에서 매연과 질소산화물의 생성영역을 보여주고 있다.<sup>2)</sup> 그림에서 보는 바와 같이 연소 온도가 1600 K 이하일 경우, 매연과 질소산화물의 생성온도 이하에서 연소가 이루어져 매연과 질소산화물이 동시에 저감될 수 있음을 보고하였다.<sup>3,4)</sup>

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

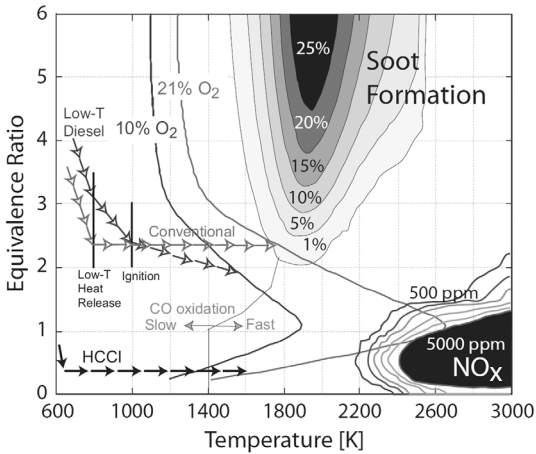


Fig. 1 Soot and NOx formation of local fuel element on  $\phi$ -T plane<sup>(2-4)</sup>

저온디젤연소(LTC; low temperature diesel combustion)는 연소 온도를 1600 K 이하로 유지된 상태로 연소를 진행하여 매연과 질소산화물을 동시에 저감시킬 수 있는 연소 기술이다. 연소 온도를 감소시키기 위한 방법으로 배기가스 재순환(EGR; Exhaust Gas Recirculation)을 이용하였는데, 열용량(heat capacity)이 큰 이산화탄소(CO<sub>2</sub>; carbon dioxide)와 수증기(H<sub>2</sub>O)를 포함한 배기가스가 흡기의 일부를 대체하고 산소 농도를 떨어뜨려 연소 온도를 낮게 유지시킬 수 있게 해 준다.

저온 연소는 낮은 연소 온도를 이룩하여 매연과 질소산화물을 동시에 저감할 수 있지만, 그로 인한 불완전한 연소가 일산화탄소(CO; carbon monoxide)와 미연 탄화수소(HC; hydrocarbon)의 배출량을 증가시키는 단점을 가지고 있다.

좁은 분사각(narrow injection angle)을 이용하여 연료의 벽면 적침 또는 충돌(wall wetting or impingement)을 피하여 혼합기를 형성하고 이를 통해 윤활유 오일로의 희석(oil dilution)을 막고 HC의 배출을 줄일 수 있는 연구가 진행되어 왔다.<sup>5)</sup> 저온 연소에서 발생하는 HC 및 CO의 저감을 위하여 협각 분사기를 적용하였다.

본 연구에서는 배기가스 재순환을 적용하였을 때, 흡기와 배기에서의 CO<sub>2</sub>농도, 온도 및 엔진의 성능 및 배기 배출물의 특성에 대하여 살펴보고자 한다. 또한 다량의 배기가스 재순환을 이용하여 구현

된 저온 연소 구간에 대해서는 저온 연소의 문제점으로 지적되는 높은 HC와 CO의 배출을 개선하기 위하여 분사기 형상, 즉 분사공의 개수와 분사각의 변경을 적용하여 저온 연소의 배기 배출물에 미치는 영향에 대해서 알아보려고 한다.

## 2. 실험 장치 및 방법

분사기 형상이 직접 분사식 대형 디젤 엔진에서 구현된 저온 연소에 미치는 영향을 알아보기 위하여, 상용으로 쓰이는 분사기와 비교하여 분사공의 개수와 분사각을 변경한 분사기를 사용하였다. 상사점 부근에서 분사하는 기존의 직접분사식 디젤엔진에서의 분사기는 분사각이 146°이고 분사공의 개수가 8개인 반면, 배기 배출물 저감을 위해 사용된 분사기는 분사각이 100°이고 분사공의 개수가 14개이다. 각 분사기의 유량계수(HFR; Hydraulic Flow Rate)를 동일하게 하기 위하여 14개의 분사공을 갖는 분사기의 경우, 분사공의 지름이 작게 설계되었으며, 각 분사기는 분사기 전문제작사에 의뢰하여 제작되었다. 분사기 형상에 대한 자세한 제원이 Table 1에 나와 있다.

실험에 사용한 엔진과 계측장치에 대한 개념도를 Fig. 2에 나타내었다. 엔진은 단기통 직접 분사식 디젤 엔진으로 Table 2에 나타낸 제원과 같이 980 cc 배기량에 압축비는 17.4이다. 연료 분사 장치는 커먼레일 시스템(common-rail system, Bosch)를 사용하였으며 전용 분사기 제어장치(peak and hold driver, Zenobalti)와 분사 압력 조절 장치(PCV driver)를 사용하여 연료 분사 압력과 분사량, 분사시기를 제어하였다. 흡입 행정 시의 맥동(fluctuation)을 방지하기 위하여 흡기관 전단에 흡기 서지 탱크(surge tank)를 설치하였으며, 배기가스 재순환시에는 배기관 후단에 설치한 배기 서지 탱크를 통과하여 흡기관 쪽으로 유입되게 하였다. 배기가스 측정장치

Table 1 Injector geometries

No. of Nozzles (Nozzle diameter)	Injection angle
8 (0.146 mm)	146°
8 (0.147 mm)	100°
14 (0.107 mm)	100°

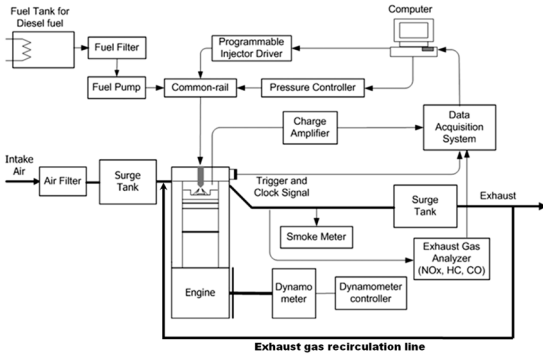


Fig. 2 Schematic diagram of test engine bench

Table 2 Specification of the test engine

Engine type	Single cylinder direct injection
Bore × Stroke	100 × 125 mm
Compression ratio	17.4:1
Displacement	980 cc

(HORIBA, MEXA1500D)를 이용하여 HC, NO<sub>x</sub>, CO 양을 계측하였으며 매연 측정에는 Smoke meter (AVL, 415S)를 사용하였다.

엔진 운전 조건은 Table 3에 나타낸 바와 같다. 연료 분사 압력은 160 MPa으로 하였으며 흡기 온도는 배기가스 재순환을 적용하지 않았을 때 25°C로 제어하였다. 냉시동 조건을 피하고자 냉각수 온도와 디젤 연료 온도는 각각 80°C, 30°C로 예열 한 후 실험하였다. 최대 토크를 발생하는 분사량의 약 27%인 30 mg의 분사량을 실험에 사용하였으며 이는 저부하 영역에 해당한다. 엔진 회전 속도는 1200 rpm으로 고정하였다. 실린더 압력과 배기가스는 100 사이클의 연소 데이터에 대한 평균값을 사용하였다. 분사 시기는 기존의 디젤 엔진에서 사용하는 상사점 부근이 아닌 그 보다 조금 진각된 20, 25, 30 CA(Crank Angle) BTDC(Before Top Dead Center)로 정하였다.

배기가스 재순환율(EGR rate)은 아래 식과 같이 배기에서 이산화탄소의 농도 대비 흡기에서 이산화탄소의 농도를 백분율로 표시하여 나타내었다. 여기서 [CO<sub>2,in</sub>]과 [CO<sub>2,ex</sub>]는 각각 흡기와 배기에서의 이산화탄소 농도를 말한다.

$$EGR\ rate\ (\%) = \frac{[CO_{2,in}]}{[CO_{2,ex}]} \times 100 \quad (1)$$

Table 3 Engine operating conditions

Injection pressure	160 MPa
Intake air temperature	25°C (without EGR)
Injection quantity	30 mg
Coolant temperature	80°C
Diesel temperature	30°C
Engine speed	1200 rpm
Injection timing	20, 25, 30 CA BTDC

### 3. 실험 결과

#### 3.1 EGR율에 따른 흡/배기에서의 CO<sub>2</sub> 농도 및 온도 특성

분사기 형상 변경의 영향에 대한 실험을 수행하기 앞서 배기가스 재순환율에 따른 특성을 살펴보기 위하여 기존의 분사기 형상(분공수: 8, 분사각: 146°)의 분사기를 이용하여 EGR율에 따른 흡배기에서의 산소 농도와 온도에 대하여 먼저 살펴보았다.

Fig. 3은 EGR율에 따라 흡기와 배기에서의 이산

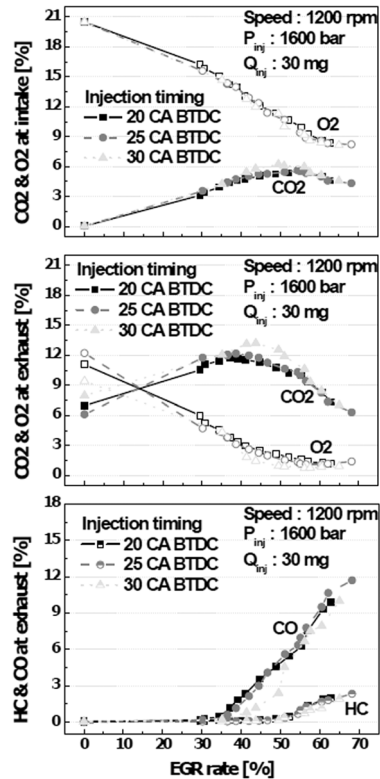


Fig. 3 Variation of the CO<sub>2</sub> and O<sub>2</sub> at intake and exhaust (together with HC and CO at exhaust) according to the EGR rate.

화탄소와 산소의 농도를 나타낸다. EGR율이 증가할수록 즉 흡기로 유입되는 공기 중 일부가 배기가스로 대체되는 양이 많아질수록, 흡기에서 산소의 농도는 낮아지고 이산화탄소의 농도는 증가하는 것을 알 수 있다. 즉 EGR율의 증가는 배기에서의 산소 농도의 감소와 이산화탄소 농도의 증가를 가져온다.

흡기와 배기에서 이산화탄소의 농도가 특정한 EGR율에서 줄어드는 것을 볼 수 있는데, 이는 배기에서 탄화수소와 일산화탄소의 증가가 그 원인임을 알 수 있다. 즉 EGR율이 증가함에 따라 낮아진 산소 농도와 그로 인한 연소 온도의 감소는 불완전 연소의 생성물인 탄화수소와 일산화탄소의 양을 증가시켰고, 그로 인해 상대적으로 낮아진 농도의 이산화탄소가 재순환됨에 따라 나타난 특성으로 판단된다.

Fig. 4는 EGR율에 따른 흡기와 배기 온도를 나타낸다. EGR율이 증가함에 따라 흡기 온도는 증가하는 반면 배기 온도는 증가하다가 감소하는 것을 보였다. 별도의 열교환기(intercooler)없이 흡기 온도가 약 45°C를 넘지 않는 것은 배기 서지 탱크를 지나는 동안의 열손실이 주요 원인으로 판단되며, EGR율이 증가할수록 초기의 배기 온도가 증가하는 것은 산소의 부족으로 인하여 연소상(combustion phase)

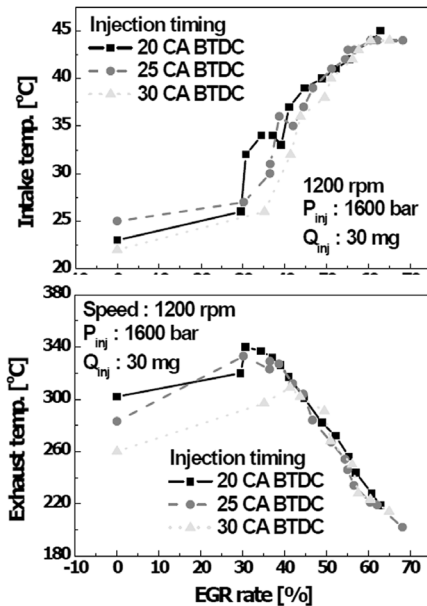


Fig. 4 Temperature of intake and exhaust according to the EGR rate

가 지각되어 대부분의 열방출이 상사점 부근에서 이루어졌기 때문인 것으로 판단되며, 배기 온도의 증가 후 이어진 감소는 불완전 연소의 증가 때문인 것으로 판단된다.

### 3.2 EGR율에 따른 배기 및 성능 특성

Fig. 5는 다른 분사시기에 대해 EGR율에 따른 매연과 질소산화물의 변화를 나타낸다. 분사 시기에 상관없이 EGR율이 50%까지 증가함에 따라 매연이 증가하고 질소산화물이 감소하는 상반관계(trade-off)를 보인다. 하지만 EGR율을 이보다 더 증가하였을 경우 매연이 감소하며, EGR율 60%에서 질소산화물과 매연을 동시에 저감할 수 있게 된다.<sup>6-11)</sup> 이러한 원인은 다량의 EGR에 의해 낮아진 연소 온도에 기인한다고 볼 수 있다.

EGR의 효과에 대해서는 크게 희석 효과(dilution effect), 열적 효과(thermal effect) 그리고 화학적 효과(chemical effect)로 나뉘 볼 수 있다.<sup>8)</sup> 희석 효과는 흡기 중의 산소의 일부가 배기 가스로 대체되어 산소의 농도가 낮아져 연소가 활발히 일어나지 못함을 의미하며, 열적 효과는 열용량이 큰 이산화탄소, 수증기 등이 연소 중에 발생하는 열량을 흡수할 수 있

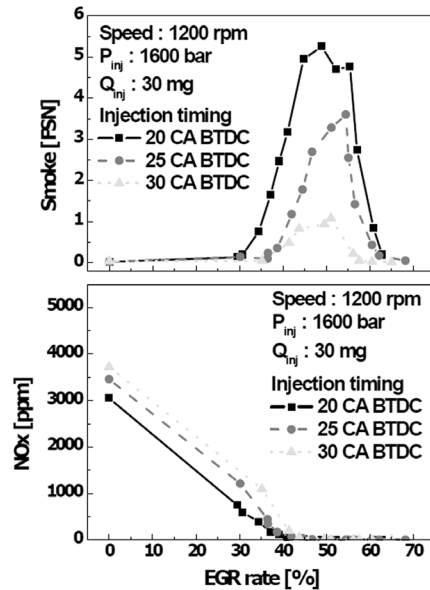


Fig. 5 Smoke, NOx emissions according to the EGR rate with respect to the injection timing for conventional injector

음을 의미한다. 화학적 효과는 대체된 배기가스 중 일부가 해리하여 상세 반응에 변화를 가져오는 것을 의미하나 그 효과는 적은 것으로 알려져 있다.

즉 EGR의 사용은 열용량이 높은 물질과 낮아진 산소 농도로 인하여 낮은 연소 온도를 이룩할 수 있고, 이로 인해 온도가 지배적인 질소산화물 생성 반응은 억제되어 질소산화물 배출은 줄어들게 된다. 매연의 경우 그 발생 과정은 생성(formation)과 산화(oxidation)의 경쟁관계로부터 발생한다는 사실로부터 이해할 수 있다. EGR을 30~50%에서 낮아진 연소 온도는 매연의 생성 온도보다는 높지만, 매연을 산화시키기에는 낮은 온도이다. 따라서 EGR을 30~50%에서는 매연이 증가하며, EGR율이 50%보다 크게 되면 연소 온도는 더욱 낮아지게 되는데, 이 때 낮아진 연소 온도는 매연의 생성(inception) 온도인  $1600\text{ K}^{12)}$ 보다 낮아져 매연 생성이 억제되어 감소하는 것이다. 따라서 EGR을 60% 이상에서 낮아진 연소 온도를 통하여 Fig. 1에서 보았던 매연과 질소산화물의 생성 영역을 피한 저온 디젤 연소를 구현할 수 있었다.

분사 시기에 따른 경향을 보게 되면, 분사 시기가 30 CA BTDC인 경우가 분사 시기가 20 CA BTDC인 경우의 질소산화물 배출의 증가와 매연 배출의 감소를 보인다. 이는 진각된 분사 시기가 연소실 내에서의 연료와 산화제의 혼합이 증가되어 예혼합 연소의 증가로 인해 질소산화물이 증가하고, 또한 국부적으로 농후한 영역이 줄어들어 매연이 감소하는 것으로 판단된다.

Fig. 6은 EGR율에 따른 HC와 CO의 경향을 보여 준다. 분사 시기에 상관없이 유사한 경향을 보이며, EGR율이 증가함에 따라 HC와 CO의 배출이 증가하는 것을 볼 수 있다. 이는 EGR을 통하여 낮아진 산소 농도와 연소 온도가 불완전 연소의 발생을 증가시키고, 발생된 HC와 CO의 산화를 어렵게 하기 때문이다.

Fig. 7은 분사 시기에 따른 도시평균유효압력 (IMEP; Indicated Mean Effective Pressure)과 연소 안정성을 나타내는 IMEP의 변동계수(COV; Coefficient Of Variation)를 나타낸다. 저온디젤연소가 구현되는 EGR을 60%에서 IMEP는 420 kPa로 기존 상사

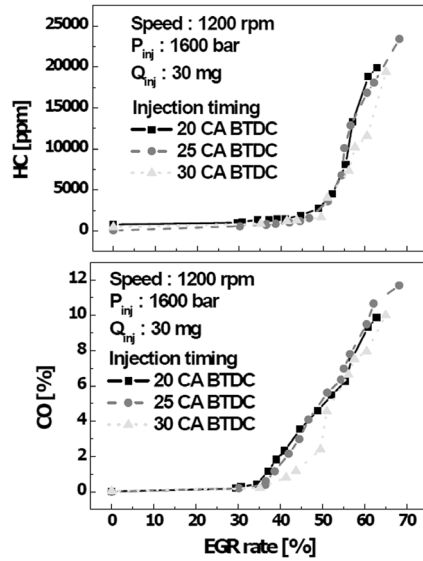


Fig. 6 HC and CO emissions according to the EGR rate with respect to the injection timing for conventional injector

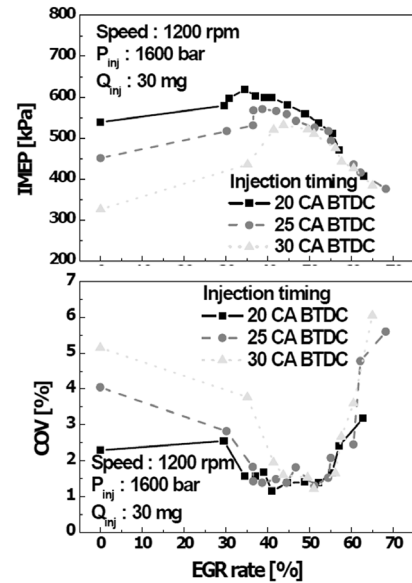


Fig. 7 IMEP and COV according to the EGR rate with respect to the injection timing

점 부근 분사에서의 IMEP의 약 70% 정도에 해당한다. 이 때의 COV는 2.5%로 비교적 안정적인 연소로 볼 수 있으나 EGR율을 이보다 더 증가시키면 실화가 발생하여 COV는 급격히 상승하고 연소는 불안정해진다.

### 3.3 분사기 형상 변경에 따른 배기 개선

분사기 형상 변경에 따른 영향을 살펴보기 위하여 기존의 분사기를 분공수 8 개, 분사각 100°인 분사기와 분공수 14 개, 분사각 100°인 분사기로 교체하여 실험하였다. Fig. 8은 피스톤이 상사점 이전 크랭크각 25°에 위치하였을 때, 분사각에 따른 분무가 피스톤 볼(bowl)과 볼립(bowl lip)에 의해 받는 영향을 나타낸다. 기존의 분사기의 분무(왼쪽 그림)가 피스톤 볼립을 향한 반면 협각 분사기의 분무(오른쪽 그림)는 피스톤 볼 안쪽으로 향하고 있다.

Fig. 9는 분사기 형상을 변경하였을 때 HC, CO, 매연 및 질소산화물 배기 배출물의 변화를 나타낸다. 예혼합 압축착화(homogeneous charge compression ignition) 연소 등에서 좁은 분사각의 분사기를 사용하는 것은 실린더 벽면과의 충돌(impingement)로 인한 연료의 흡착(adsorption)을 막아 소염(quenching)으로 인한 HC 또는 CO의 배출을 줄이는 효과가 있는 것으로 알려져 있다.<sup>5)</sup> 본 실험에서도 이러한 효과가 작용했을 것으로 판단된다. 하지만 기존의 분사기(Fig. 8의 왼쪽 그림)를 사용하여 상사점 이전 크랭크각 25°에서 분사된 분무는 피스톤 립(piston lip)을 향하고 있으며, 그 때 발생한 스퀴시 유동(squish flow)은 연료가 피스톤 볼 안쪽으로 유입되는 것을 도울 수 있으므로, 피스톤 벽면으로의 연료의 유입은 많지 않을 수 있다. 또한 분사각 100°를 가진 분사기의 분무(Fig. 8의 오른쪽 그림)는 피스톤 볼 안쪽 깊숙한 곳을 향하고 있으며, 대부분의 연소가 이곳에서 이루어지므로, 상대적으로 높은 온도의 피스톤 볼 표면은 분무의 착화 지연(ignition delay)과 연소 시작점(start of combustion)에 영향을 준다.<sup>13)</sup> Fig. 9에 나타난 분사각 100°를 사용한 분사

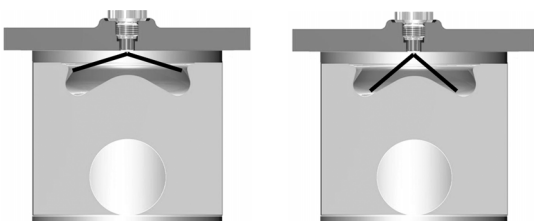


Fig. 8 Cross-sectional in-cylinder images of each injection angle configuration at the position of 25 CA BTDC; 146°(left), 100°(right)

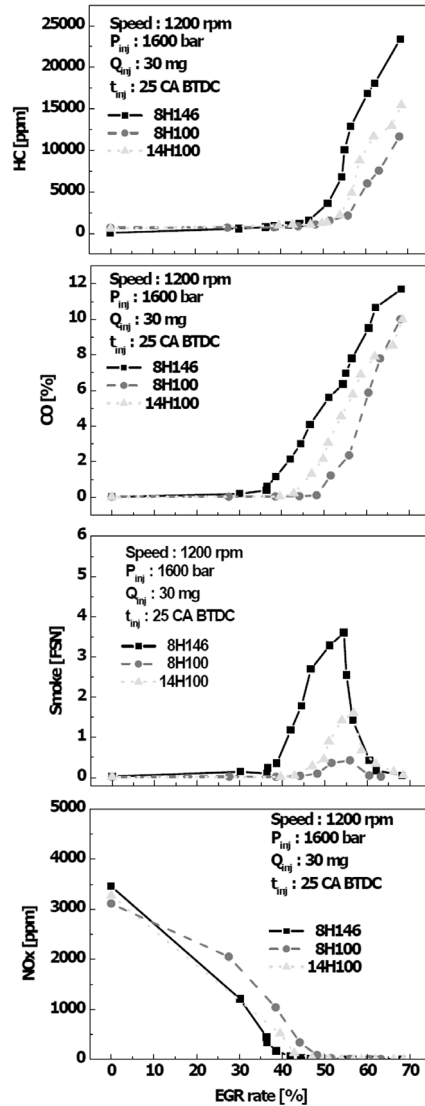


Fig. 9 HC, CO, Smoke and NOx emissions according to the EGR rate with respect to the injector configuration

기에서의 분무에서 EGR율이 증가하였을 때 HC와 CO가 감소한 것은, 피스톤 안쪽 깊숙한 곳의 상대적으로 높은 온도의 표면이 HC와 CO의 산화에 유리하게 작용하였기 때문으로 판단된다. 하지만 상사점 이전에서 분사된 분무는 분무 표적화(spray targeting)와 관련하여 분무와 피스톤과의 상호작용, 실린더 내 스웰(swirl) 및 스퀴시 유동 그리고 그 때 생성된 혼합기 분포 등을 고려하여 종합적으로 판단하여야 한다.<sup>14)</sup>

분사각이 100°로 같고, 분공수 14개인 분사기는 분공수 8개 분사기와 비교하여 분공 직경이 감소하여 분무의 미립화에 유리하게 작용하였을 것으로 판단되나, 배기가스 재순환의 증가에 따라 HC와 CO 배출은 크게 나타났다. 이는 비록 분공직경의 감소가 미립화를 향상시킬 수 있지만, 분공수의 증가는 분무 테두리(periphery)간의 간섭으로 인한 액적들의 엉김(Coagulation)을 유발 할 수 있고, 분무도달 거리의 감소로 인해 고온의 피스톤 불 안쪽 표면으로 유입되는 양이 줄어들어 HC와 CO의 산화에 불리하게 작용한 것으로 판단된다.

Fig. 10은 변경된 형상의 분사기를 사용하였을 때의 IMEP를 보여준다. EGR을 증가에 따라 기존의 분사기보다 다소 낮은 IMEP를 보여주고 있으나, 저온 디젤연소가 구현되는 EGR을 60%에서는 유사한 IMEP를 보여준다. 하지만 여전히 상사점 부근에서 분사하였을 때의 IMEP보다 낮은 약 70% 수준에 머물고 있으며, 과급 등을 이용한 출력 개선이 필요해 보이며<sup>11)</sup> 더불어 분사기 및 피스톤 형상에 대한 최적화에 대한 연구가 필요할 것으로 생각된다.

Fig. 11은 저온연소가 구현되는 배기가스 재순환율인 62~63%에서의 HC, CO의 배출량 및 IMEP를 보여준다. 기존의 분사기(분공수 8개, 분사각 146°)에 비해 분공수 8개, 분사각 100°인 분사기를 이용한 저온연소에서 HC와 CO는 각각 58%, 27% 감소하였다. 분공수 14개, 분사각 100°인 경우, HC와 CO는 각각 35%, 26% 감소하였다. 분공수 8개, 분사각 100°인 분사기의 IMEP가 기존의 분사기에 비해 7% 상승하여 가장 높게 나왔다.

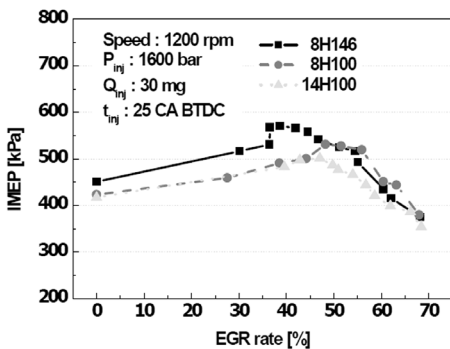


Fig. 10 IMEP according to the EGR rate with respect to the injector configuration

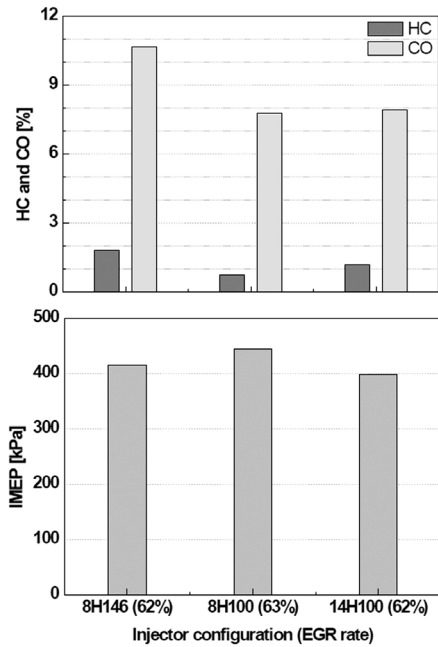


Fig. 11 Reduction of HC and CO emissions(upper) and IMEP(lower) according to the injector configuration in low temperature combustion

#### 4. 결론

저온 디젤 연소 구현을 통해 배기가스 재순환율에 따른 흡기와 배기에서의 산소 농도와 온도 특성, 배기 및 성능 특성 그리고 분사기 형상 변경에 따른 배기 개선 여부에 대하여 살펴보았다.

- 1) 배기가스 재순환율이 증가할수록 흡기와 배기의 이산화탄소는 증가하다가 감소하는 경향을 나타내는데, 이는 높은 배기가스 재순환율에서 불완전연소에 의한 탄화수소와 일산화탄소의 농도가 상대적으로 증가하기 때문이다.
- 2) 배기가스 재순환율 60%부터 매연과 질소산화물이 동시에 저감되는 저온 디젤 연소를 구현하여 기존의 디젤 엔진 연소 방식의 70% 정도에 해당하는 도시평균유효압력을 얻었다.
- 3) 분사기 형상 변경을 통한 실험 결과, 기존의 분사기에 비해 분공수 8개, 분사각 100°의 분사기가 도시평균유효압력을 7% 증가한 채 탄화수소와 일산화탄소를 각각 58%와 27% 감소시켰다.

## 후 기

본 연구는 지식경제부의 지원 아래 “건설기계용 저온연소 엔진시스템 개발”의 과제로써 수행되었으며, 관계 기관에 감사의 뜻을 포함합니다.

## References

- 1) T. Kamimoto and M. Bae, “High Combustion Temperature for the Reduction of Particulate in Diesel Engines,” SAE 880423, 1998.
- 2) S. Kook, Reducing Soot and NOx Emissions using Low-temperature Combustion in Direct-injection Diesel Engines, Ph. D. Dissetation, KAIST, 2006.
- 3) S. Kook, P. C. Miles, M. Bergin and C. Bae, “The Influence of Swirl Ratio on CO Emission and Fuel Conversion Efficiency in Low-temperature Diesel Combustion,” Proceedings of Annual Conference and Exhibition, KSAE, Vol.1, pp.318-323, 2005.
- 4) T. Kitamura, T. Ito, J. Senda and H. Fujimoto, “Mechanism of Smokeless Diesel Combustion with Oxygenated Fuels Based on the Dependence of the Equivalence Ratio and Temperature on Soot Particle Formation,” International Journal of Engine Research, Vol.3, No.4, pp.223-248, 2002.
- 5) B. Walter and B. Gatellier, “Development of the High Power NADITM Concept Using Dual Mode Diesel Combustion to Achieve Zero NOx and Particulate Emissions,” SAE 2002-01-1744, 2002.
- 6) M. Sasaki, Y. Kishi, T. Hyuga, K. Okazaki, M. Tanaka and I. Kurihara, “The Effect of EGR on Diesel Engine Oil, and Its Countermeasures,” SAE 971695, 1997.
- 7) A. Kreso, J. Johnson, L. Gratz, S. Bagley and D. Leddy, “A Study of the Effects of Exhaust Gas Recirculation on Heavy-duty Diesel Engine Emissions,” SAE 981422, 1998.
- 8) N. Ladommatos, S. Abdelhalim, H. Zhao and Z. Hu, “The Dilution, Chemical, and Thermal Effects of Exhaust Gas Recirculation on Diesel Engine Emissions - Part 1: Effect of Reducing Inlet Charge Oxygen,” SAE 961165, 1996.
- 9) K. Akihama, Y. Takatori, K. Inagaki, S. Sasaki and A. Dean, “Mechanism of the Smokeless Rich Diesel Combustion by Reducing Temperature,” SAE 2001-01-0655, 2001.
- 10) S. Kimura, O. Aoki, Y. Kitahara and E. Aiyoshizawa, “Ultra-clean Combustion Technology Combining a Low-temperature and Premixed Combustion Concept for Meeting Future Emission Standards,” SAE 2001-01-0200, 2001.
- 11) E. Shim, S. Han, J. Jang, J. Park and C. Bae, “Expansion of Operating Range and Reduction of Engine out Emission in Low Temperature Diesel Combustion with Boosting,” Transactions of KSAE, Vol.17, No.5, pp.31-38, 2009.
- 12) R. Dobbins, “Soot Inception Temperature and the Carbonization Rate of Precursor Particles,” Combustion and Flame, Vol.130, pp.204-214, 2002.
- 13) N. Ladommatos, Z. Xiao and H. Zhao, “The Effect of Piston Bowl Temperature on Diesel Exhaust Emissions,” Proc. IMechE Part D: J. Automobile Engineering, Vol.219, No.3, pp. 371-388, 2005.
- 14) S. Lee and R. Reitz, “Spray Targeting to Minimize Soot and CO Formation in Premixed Charge Compression Ignition (PCCI) Combustion with a HSDI Diesel Engine,” SAE 2006-01-0918, 2006.