



6 L급 대형 디젤 엔진에서 디젤 분사시기에 따른 협각과 광각을 가진 2열 노즐이 연소, 효율 및 배기에 미치는 영향 분석

오 세 철¹⁾ · 오 준 호²⁾ · 장 형 준¹⁾ · 이 석 환¹⁾ · 이 선 엽¹⁾ · 김 창 기¹⁾ · 이 정 우^{*2)}

한국기계연구원 모빌리티동력연구실¹⁾ · 전북대학교 수송기계신기술연구센터 & 기계시스템공학부²⁾

Effect of Various Diesel Injection Timings on Combustion, Efficiency and Emissions by Using the Double-row Nozzle with Narrow and Wide angles in a 6 L Diesel Engine

Sechul Oh¹⁾ · Junho Oh²⁾ · Hyeongjun Jang¹⁾ · Seokhwan Lee¹⁾ · Sunyoun Lee¹⁾ · Changgi Kim¹⁾ · Jeongwoo Lee^{*2)}

¹⁾Department of Mobility Power Research, Korea Institute of Machinery and Materials, 156 Gajeongbuk-ro, Yuseong-gu, Daejeon 34103, Korea

²⁾Advanced Transportation Machinery Research Center & Division of Mechanical System Engineering, Jeonbuk National University, Jeonbuk 54896, Korea

(Received 29 August 2022 / Revised 17 October 2022 / Accepted 18 October 2022)

Abstract : It is important to make better premixed combustion engines to reduce harmful engine emissions, such as nitrogen oxides(NOx) and smoke, by enhancing thermal efficiency in the internal combustion engines(ICEs). Specifically, since diesel compression ignition(CI) engines are based on the auto-ignition function of diesel fuel in the co-existence of some premixed combustion and most of diffusive flame, homogeneity between air and fuel must be improved. To solve this problem, multi-holes and narrow injection angles for the diesel injector are recommended. If the number of holes in the injector is increased, it could help air utilization and shorten diesel spray penetration. Also, a narrow injection angle could help reduce wall impingement of the diesel spray, when the diesel injection timing is advanced, compared to conventional conditions. Therefore, in this research, the effect of a double-row nozzle was verified in a 6 L diesel engine under low load condition by varying the diesel injection timings from top dead center(TDC) to 70 ° before TDC(BTDC) in the intervals of 10 degrees. All the results were compared with original single-row nozzle cases. The result emphasized that the benefits of a double-row nozzle on reducing NOx and smoke improved thermal efficiency under premixed combustion regimes when diesel injection timing was advanced earlier than 40 ° BTDC.

Key words : Brake thermal efficiency(제동 열효율), Compression ignition(압축착화), Diesel injection timing(디젤 분사시기), Double-row nozzle(2열 노즐), Narrow angle nozzle(협각분사노즐), Nitrogen oxides(질소산화물)

1. 서론

2015년 폭스바겐 발(發) ‘디젤게이트’를 비롯하여, 2018년 ‘기후변화에 관한 정부 간 협의체’(IPCC, Intergovernmental Panel on Climate Change)에서 발표한 “지구 온난화 1.5 °C 보고서”를 통해 에너지변환 동력원으로서 내연기관의 입지가 매우 좁아진 상황이다.^{1,2)} 특히 IPCC 보고서에 따르면 현재 진행되는 지구온난화에 대기 중 증가하는 탄소 함유 배기물질이 직접적인 영향을 주고

있다는 주장을 하고 있으므로, 현재 각국에서 노력 중인 탄소중립(Carbon neutral)이 중요해지고 있다.

탄소 배출량 중 상당한 부분을 차지하고 있는 에너지 변환 동력원 분야에 있어서, 탄소 저감을 위한 방법은 크게 두 가지로 나눌 수 있다. 첫 번째로 무(無)탄소(Carbon-free) 연료를 적극적으로 활용하여 원천적으로 배기물 중 탄소 함유 물질을 없애는 방법이 있다. 다른 하나의 방법으로는 동력원의 에너지 변환 효율(Energy

*Corresponding author, E-mail: engine@jbnu.ac.kr

¹⁾This is an Open-Access article distributed under the terms of the Creative Commons Attribution Non-Commercial License(<http://creativecommons.org/licenses/by-nc/3.0>) which permits unrestricted non-commercial use, distribution, and reproduction in any medium provided the original work is properly cited.

conversion efficiency)을 향상하는 방법이다. 특히 연소를 기반으로 하는 열기관의 경우, 열효율(Thermal efficiency)을 높이는 것이 에너지 변환효율을 높이는 길이 될 것이다. 즉, 탄소를 포함하는 연료를 활용하더라도 효율이 높다면 같은 출력을 내는 상황에서 탄소 배출량이 줄어드는 것이라는 판단이다.

이에 첫 번째 방법을 실현하기 위해서, 수소(H₂, Hydrogen)와 암모니아(NH₃, Ammonia)와 같은 연료들이 연료전지(FC, Fuel-cell)를 비롯하여 일부 내연기관(ICE, Internal combustion engine)에 적용되어 시판 중이거나 개발이 한창 이루어지고 있다. 특히 수소를 전기화학반응에 기반하여 연료전지에 적용할 경우 이론상 최대 효율 83%를 기대할 수 있으며, 실제로 최대 50% 이상의 에너지 변환 효율을 확인할 수 있다.³⁾ 한편 수소를 연소에 기반한 내연기관에 적용할 경우, 연료전지보다는 낮으나 열효율 40% 수준을 기대할 수 있으며, 동력원의 제작 비용이 연료전지보다 저렴하다는 장점이 존재한다.^{4,5)} 한편 암모니아는 수소보다 뛰어난 저장성을 기반으로 선박 등 대형 내연기관에 적용을 준비 중에 있다.

그러나 수소와 암모니아는 그 생산과 저장과 관련하여 일반적인 가솔린, 디젤 연료 등에 비해 비용적, 기술적으로 문제를 야기하고 있기에 인프라 확장이 더딘 상황이다. 따라서 진정한 탄소중립 시대를 열기 위해 무탄소 연료 시대로 전환하는 과도기적 상황에서 두 번째 방법인 기존 연료를 활용하되 에너지 변환 효율을 높이는 것에 초점을 맞출 필요가 있다.

이중 압축착화(CI, Compression ignition) 기반의 디젤 내연기관은 연료의 자발화(Auto-ignition)에 기반하므로 높은 압축비와 희박한 공연비(AFR, Air-to-fuel ratio) 운전조건으로 인해 열기관 중 높은 열효율을 장점으로 가지고 있다. 그러나 증발특성이 낮은 디젤 연료를 공기와 혼합하기 위해 상사점(TDC, Top dead center) 부근에서 연료를 분사한 후 착화(Start of Combustion)가 이루어지므로, 공기와 연료 간 충분한 혼합시간(Mixing time)이 부족하여 질소산화물(NOx, Nitrogen oxides) 및 매연(Smoke)의 다량 발생이 문제로 꼽힌다.

그러나 앞서 언급하였듯이 디젤 내연기관은 상대적으로 높은 압축비 및 희박 연소(Lean combustion)로 인해 배기 중 이산화탄소 배출에 있어서 가솔린을 이용한 전기점화(SI, Spark ignition) 내연기관보다 우월한 점은 사실이다.⁶⁾ 또한, 상대적으로 높은 토크로 인해 현시점에서 디젤 내연기관은 버스 등 대형차량 및 중장비 등에서 다수 사용 중이다. 따라서 질소산화물 및 매연을 줄일 수 있다면, 열기관 중 디젤 압축착화 내연기관이 높은 효율을 기반으로 탄소중립에 기여할 수 있다.

질소산화물 및 매연의 저감을 위해 질소산화물 흡착 촉매(LNT, Lean NOx Trap), 선택적 환원 촉매(SCR, Selective Catalytic Reduction) 및 디젤 미립자 필터(DPF, Diesel Particulate Filter) 등 후처리 장치 등이 사용되고는 있으나 귀금속 촉매 등을 이용하여 고가이며, 배기압력 증가로 인해 연소실 내 잔류가스(Residual gas) 증대로 연소 효율(Combustion efficiency)을 저해할 가능성이 존재한다. 따라서 디젤 연소 자체에서 유해물질을 저감해야 한다.

유해 배기저감을 위한 디젤 신연소(Diesel advanced combustion)에 관한 연구는 ‘디젤게이트’가 확산되기 전까지 다양한 기관들을 통해 다양한 운전전략을 기반으로 발전되어 왔다. 연소실 내 전체 균일 혼합 후 압축착화를 유도하는 균질 혼합 압축착화(HCCI, Homogeneous Charge Compression Ignition)에서부터, 균일 혼합까지 이르지 않는 예혼합 연소를 기반으로 하는 예혼합 압축착화(PCCI, Premixed Charge Compression Ignition)와 다량의 배기재순환(EGR, Exhaust gas recirculation)을 이용하여 흡기 중 산소농도를 낮추어 종래에 연소 온도는 낮추는 저온 디젤 연소(LTDC, Low Temperature Diesel Combustion)이 대표적이다.

상기 신연소 방식들이 공통적으로 추구하는 목표는 점화지연(Ignition delay)을 길게 하여 디젤과 공기의 충분한 예혼합 기간(Premixed duration)을 제공해주어 국부당량비를 낮추어 주는 것이다. 따라서 대부분의 신연소 방식들은 디젤 분사시기(Diesel injection timing)를 일반 디젤 연소보다 진각하는 경향이 존재하는 데, 이 경우 디젤 인젝터 노즐의 넓은 분사각으로 인해 디젤 분무가 피스톤 보울 밖 연소실 벽면 등에 침착되는(Wall-impingement) 문제점들을 야기할 수 있다. 특히 디젤 조기 분사 시 연소실 내부 압력이 낮은 상황이므로, 디젤 분무의 관통 길이(Penetration length)가 길어 분무 침착 현상은 더욱 두드러진다.

이를 해결하기 위한 하나의 방식으로 프랑스의 ‘국립 석유연구소’(IFP, Institut Francais du Petrol)에서는 ‘협각 직분사방식’(NADITM, Narrow Angle Direct Injection) 인젝터를 이용한 연소 방식을 제안하였었다.^{7,8)} 분사각 100° 이내의 협각 인젝터를 사용하는 방식으로서, 그 당시에는 상대적으로 낮은 압축비인 16:1 수준에서 HCCI 연소를 구현하려는 방법으로 시도되었다. 물론 피스톤 보울의 형상도 이에 맞게 보다 깊은 보울 형상으로 수정되었다. 그 결과 NADITM 방식은 특히 매연 저감에 효과적인 성능을 보였으나, 스퀴시(Squish) 영역의 공기 활용률이 낮아 고출력 조건에서 적용이 어려웠으며 일반적인 ‘질소산화물-매연 상반관계’(NOx-smoke trade-off relation)

로 인해 질소산화물이 상대적으로 증가하는 경우도 존재하였다.

이와 같은 문제점을 해결하기 위해 서울대학교 동력공학연구실에서는 분사각 157 °과 140 °의 2열 노즐(Double-row nozzle)을 예혼합 연소에 적용하여 배기저감 효과를 확인하기도 하였다.^{9,10} 그러나 이 경우 두 분사각의 차이가 크지 않고 협각이라 부르기 어려우며 일부 운전 영역에서는 상/하부 분무 간 간섭(Spray interference)로 인해 국부적으로 농후한 영역이 발생하기도 하였다.¹⁰

따라서 협각 노즐만 존재할 경우의 문제점과 단순 2열 노즐을 적용할 경우의 문제점을 해소하기 위해 본 연구에서는 150 °와 90 °의 광각과 협각 동시 적용 2열 노즐을 개발하여 디젤 연소에 적용해보았다. 6 L급 대형 디젤 엔진에서 1,200 rpm의 부분부하 조건에 대해, 150 °분사각만 존재하는 기존 인젝터(Original injector)와 협각을 포함하는 2열 노즐 인젝터(Modified injector)를 비교하며 그 영향도를 강조하여 분석하였다. 주요 운전변수로서 디젤 분사시기를 상사점에서부터 70 °BTDC(Before TDC)까지 10도 간격으로 조절하며, 예혼합 정도에 따른 연소, 효율 및 배기 결과를 분석하였다.

2. 실험 장치 구성 및 방법

2.1 실험 장치 구성

본 실험에는 6 L급 6기통 대형 디젤 엔진이 베이스 엔진으로 사용되었다. 압축비는 15이며, 피스톤 보울의 형상은 Bathhtub이다.

인젝터는 두 종류를 사용하였다. 기존 분사 각도 150 °의 1열 8공 노즐을 사용하는 기존 인젝터와 해당 인젝터에 추가로 분사각도 90 °의 4공을 타공한 2열 노즐 수정 인젝터이다. 각 인젝터의 노즐에 관한 상세 설명은 Fig. 1에 소개되어 있으며, 실제 가공한 수정 인젝터 노즐 구멍의 근접 사진은 Fig. 2에 제시되어 있다.

디젤 연료의 공급량은 연료유량계(Micro Motion Mass Flow Sensor; Emerson)을 사용하여 측정하였으며, 공연비는 광대역 산소센서(Model LA4; ETAS co.)를 사용하여 측정하였다. 따라서 두 인젝터 간 평가 시 노즐 분공수에 따른 유량의 차이를 디젤 분사시간을 조절함으로써 동일하게 맞추어 평가하였으며, 연료 유량계와 공연비 센서로 이를 확인하였다.

엔진의 부하와 회전수를 제어하기 위하여 해당 엔진은 220 kW 부하급 와류 전류(Eddy-current) 방식의 동력

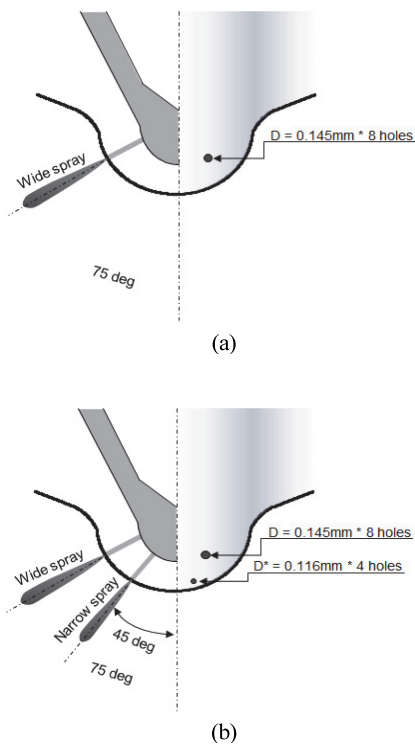
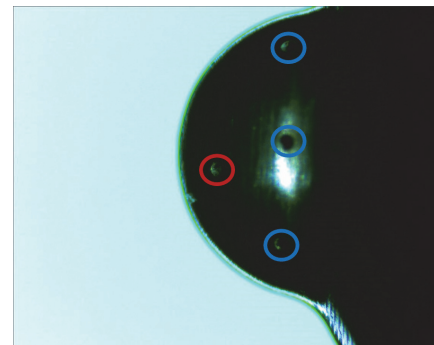


Fig. 1 Comparison of nozzle specifications between original (a) and modified (b) injectors¹¹⁾



(a)

Blue circles: original wide nozzle
Red circles: modified narrow nozzle

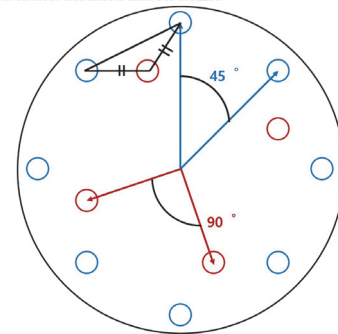


Fig. 2 Side view of actual modified injector (a) and nozzle descriptions (b). (Red circle: modified narrow nozzle/ Blue circle: original wide nozzle)

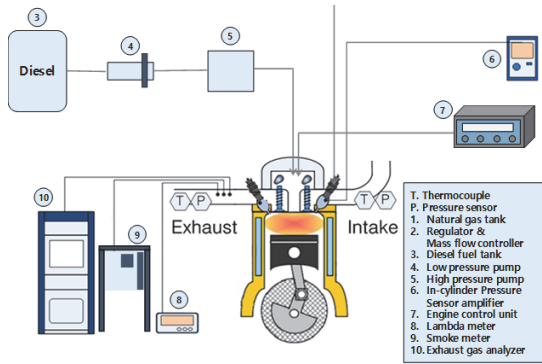


Fig. 3 Schematic diagram of experimental setup

Table 1 Engine specifications

Parameters	Specification
Cylinder number [-]	6
Displacement [L]	6
Bore x Stroke [mm]	103.0 x 118.0
Connecting rod [mm]	200.0
Compression ratio [-]	15
The maximum power output [kW]	165.4 @ 2,500 rpm
The maximum torque [Nm]	686.0 @ 2,500 rpm

계에 장착되었다. 질소산화물, 일산화탄소(CO, Carbon monoxide), 미연탄화수소(THC, Total hydro-carbon) 및 이산화탄소(CO₂, Carbon dioxides) 배기배출물의 측정을 위해 배출가스 측정장치(MEXA 7100-DEGR, Horiba)를 사용하였으며, 매연의 농도 측정에는 Smoke meter(415S, AVL)가 사용되었다.

연소실 압력 측정을 위해 피에조타입 압력센서(6052C, Kistler)와 글로우 플러그 어댑터(6542Q27, Kistler)를 1번 실린더에 장착하여 사용하였으며, 이를 연소해석기(DE 500, Dewetron)를 이용하여 열발생률을 계산하였다. 전체적인 실험장치 구성도는 Fig. 3에 소개되어 있으며, 엔진의 상세 제원은 Table 1에 기록하였다.

2.2 실험 조건 및 방법

엔진 속도 1,200 rpm에서 흡기압력 0.11 MPa, 6기통 전체에 공급하는 디젤 연료량은 5 kg/h(한 기통당 23.5 mg/str)으로 고정하였다. 따라서 기통당 한 사이클에 공급된 저위발열량(LHV, Low heating value)는 약 1,000 J이다. 150 °광각 1열만 있는 기존 인젝터와 150 ° 및 90 ° 협각이 있는 2열 노즐 인젝터(이하 수정 인젝터)에 대해 디젤 분사시기(Diesel start of Injection, SOI)를 상사점에서 70 °BTDC까지 10도 간격으로 진각하며 평가하였다. 상세 실험 조건은 Table 2에 기재되어 있다.

Table 2 Experimental conditions

Engine speed [rpm]	1,200
Coolant temperature [°C]	75
Intercooler-out temperature [°C]	40
Intake pressure [MPa]	0.11
Diesel injection pressure [MPa]	95
Equivalent ratio (ϕ) [-]	0.37
Total input LHV per a cylinder [J/str/cyl]	1,000
External EGR [%]	0
Diesel injection duration [us]	660 for original injector 650 for modified injector
Diesel injection timing [°BTDC]	0 (TDC) ~ 70 (Interval of 10 degrees)
CoV of gIMEP constraint [%]	Below 5 %

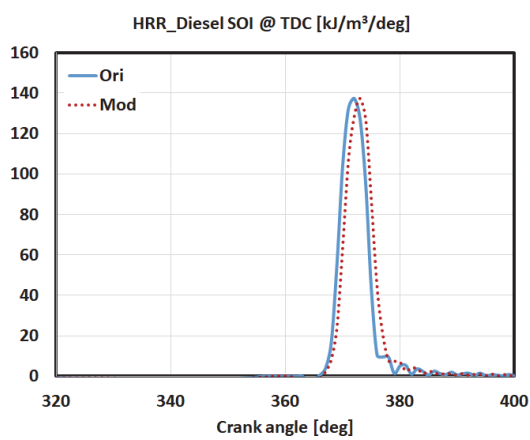
3. 실험 결과 및 논의

3.1 연소 및 효율 특성

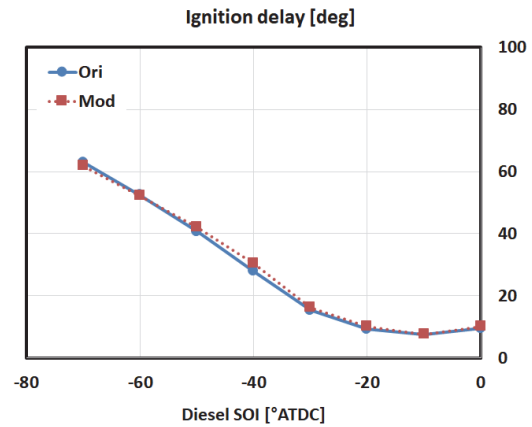
Fig. 4(a)와 (b)는 가장 지각하거나(Retarded), 진각한(Advanced) 디젤 분사시기 조건에서 기존 인젝터와 수정 인젝터 간의 열발생률(HRR, Heat release rate) 결과를 비교한 결과이다. Fig. 4(a)의 디젤 분사시기가 상사점으로서 가장 지각한 시점에서는, 짧은 기간 중의 예혼합 연소 영역 이후 남은 연료들의 확산화염(Diffusion flame) 혹은 늦은 연소 반응(Late combustion)이 이어지는 것을 볼 수 있다.⁶⁾ 이와 같은 열발생률의 형상적인 특성은 인젝터와 상관없이 거의 동일하게 보여진다. 다만 수정 인젝터를 사용하는 경우 기존 인젝터 사용 시 보다 연소상이 다소 지각되는 모습을 볼 수 있다.

반면 Fig. 4(b)에서 볼 수 있듯이 디젤 분사시기를 70 ° BTDC로 진각한 경우, 두 인젝터 모두에서 저온 연소 반응 영역(LTHR, Low temperature heat release)이 발생함을 볼 수 있으며, 열발생률의 최고점이 Fig. 4(a)에서 보다 낮아지고 열발생률 기간이 길어짐을 확인할 수 있다.^{12,13)} 이 역시 인젝터 노즐 형상과 관계없이 상호 간 유사하게 나타나며, 다만 수정 인젝터의 열발생률 최고점이 기존 인젝터보다 다소 선행하는 모습을 확인할 수 있다. 즉, 부분 부하 운전에 있어서 기존의 1열 8공 인젝터 노즐에 협각 4공을 추가하였다고 해서 열발생률에 유의미한 차이를 주지 않는다고 판단할 수 있다.

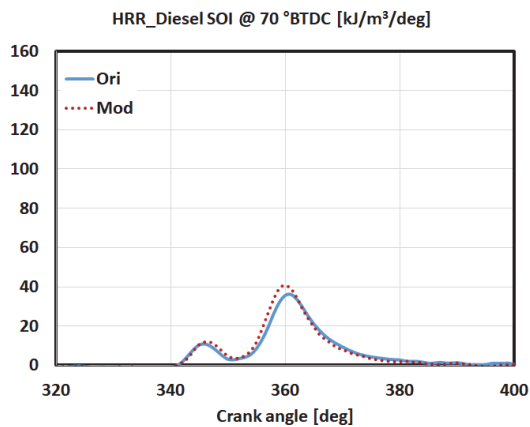
Fig. 5는 순서대로 디젤 분사시기에 따른 점화지연기간(Ignition delay), 연소율 50 % 지점(MFB50, Mass fraction burned 50 %) 지점과 주 연소 기간(MFB10-90, Main combustion duration)을 나타내고 있다. 점화지연기간의 계산은 디젤 분사 시작시점에서부터 MFB10까지로 계산하였다.



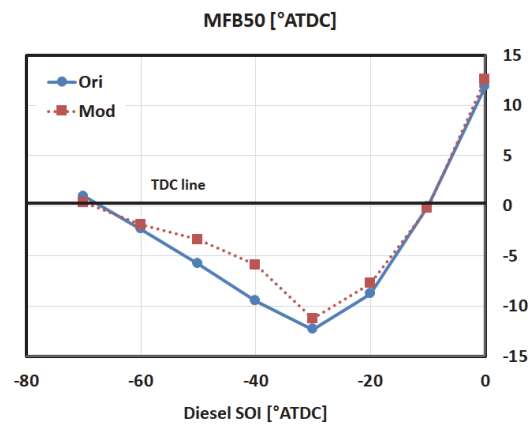
(a)



(a)



(b)

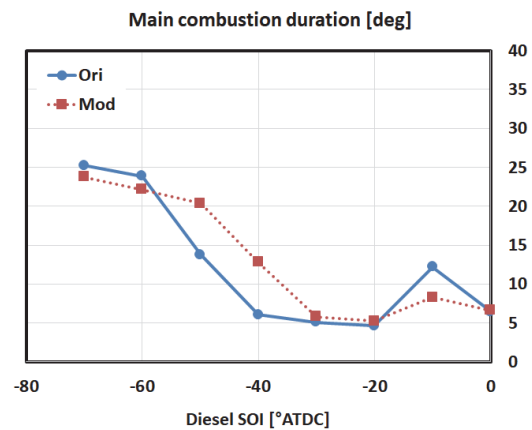


(b)

Fig. 4 Heat release rate(HRR) results comparison between original and modified nozzles under diesel start of injection(SOI) at TDC (a), 70 °BTDC (b)

Fig. 5(a)의 결과에서 볼 수 있듯이 두 인젝터 노즐 간 점화지연기간의 차이는 보이지 않았다. 다만 Fig. 5(b)에서 볼 수 있듯이 디젤 분사시기 20 ~ 60 °BTDC 영역에서 2열 노즐의 수정 인젝터 사용 시 MFB50 지점이 기존 인젝터보다 지각된 것을 확인할 수 있다. 즉, 해당 구간에서는 점화지연기간이 동일함에도 불구하고 전반부 연소 기간인 MFB10-50에 있어서, 수정 인젝터가 더 긴 것을 확인할 수 있다. 전체적인 노즐 구멍의 개수가 많아진 만큼 공기 이용률이 다소 향상되어, 국부적으로 농후한 영역(Local rich region)이 개선되었기에 초기 연소가 늦어진 것으로 추측할 수 있다.^{9,14,15)}

해당 구간에서 길어진 초반부 연소 기간은 결국 전체 연소 기간에도 영향을 주었는데, Fig. 5(c)에서 보듯이 디젤 분사시기 20 ~ 50 °BTDC 영역에서 수정 인젝터의 주 연소 기간이 기존 인젝터보다 긴 것을 확인할 수 있다.



(c)

Fig. 5 Comparison of the ignition delay (a), mass fraction burned 50 %(MFB 50) (b) and main combustion duration(MFB10-90) (c) results between original and modified nozzles as varying diesel SOIs

그 외의 조건에서는 수정 인젝터가 주 연소 기간 단축에 더 효과적임을 알 수 있다.

Fig. 6(a)의 연소실 내 압력 특성에서도 최고 연소압력

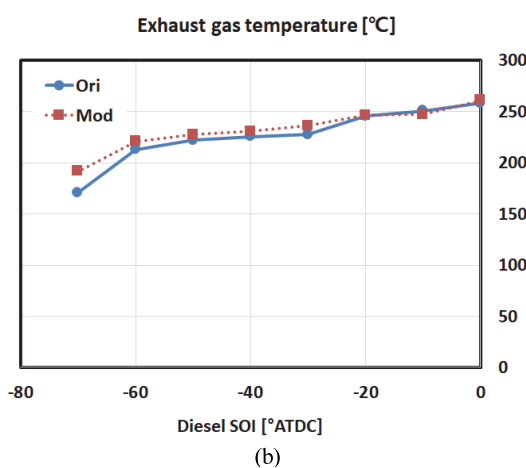
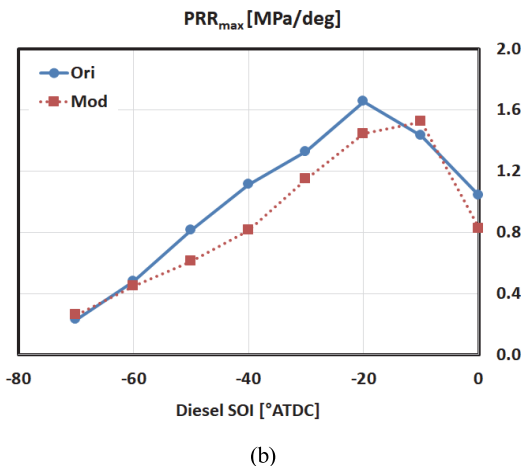
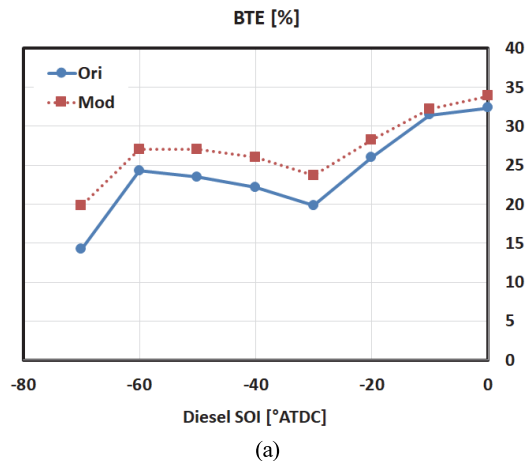
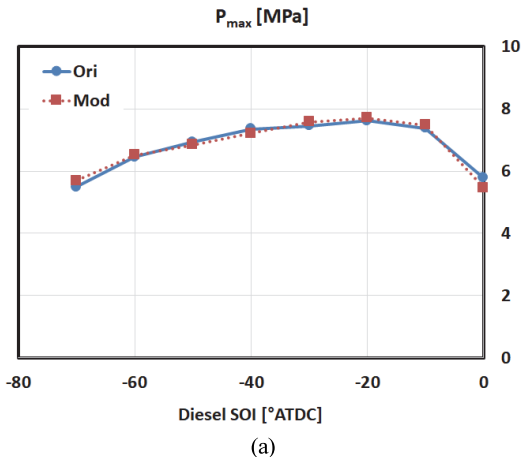


Fig. 6 Comparison of the maximum in-cylinder pressure (P_{max}) (a) and the maximum in-cylinder pressure rise rate(PRR_{max}) (b) results between original and modified nozzles as varying diesel SOIs

Fig. 7 Comparison of the brake thermal efficiency(BTE) (a) and exhaust gas temperature (b) results between original and modified nozzles as varying diesel SOIs

(P_{max} , The maximum in-cylinder pressure)은 두 인젝터 간 차이가 없음을 확인할 수 있다. 해당 인자가 마찰 손실 (Friction loss)에 미치는 영향을 고려하였을 때, 수정 인젝터가 마찰손실에 큰 변화를 주지는 않을 것으로 보인다. 특히 Fig. 6(b)의 연소실 내 최고압력 상승률(PRR_{max} , The maximum in-cylinder pressure rise rate)에 있어서 디젤 분사시기 10 °BTDC 조건을 제외하고, 수정 인젝터의 사용이 더 낮거나 동등 수준을 유지하고 있다. 따라서 수정 인젝터의 사용이 마찰 손실뿐만 아니라, 연소음(Combustion noise)과 내구 특성에도 긍정적인 영향을 미칠 수 있음을 시사한다.¹⁶⁾

Fig. 7(a)는 디젤 분사시기에 따른 제동 열효율(BTE, Brake thermal efficiency)을 나타내고 있으며, (b)는 배기 온도를 보여준다. 연소 해석에는 실험에 사용한 엔진의 냉각수 및 오일 유로 구조상 1번 실린더에만 연소압력

센서를 설치할 수 있었기 때문에, 여섯 기통 모두의 도시 일(Indicated work)을 계산할 수 없었다. 따라서 열효율은 동력계에서 측정된 제동 일(Brake work)을 기반으로 제동 열효율을 계산하였다.

실험 결과, 모든 실험 조건에서 디젤 분사시기에 따른 일반적인 경향성은 두 인젝터에서 모두 동일한 가운데 수정 인젝터의 제동 열효율이 기존 인젝터보다 높음을 알 수 있었다. 특히 상호 간 차이는 디젤 분사시기 30 ° BTDC 이전으로 진각할수록 더 커졌다. 즉, 디젤 조기 분사로 인한 예혼합 연소의 영역이 커질수록 수정 인젝터를 사용 시 에너지 손실을 저감할 수 있다는 뜻이다.

첫 번째로 최고 연소압력은 동일한 가운데 최고 압력 상승률의 저감이 마찰 손실을 줄이는 효과를 일부 가져올 수 있다.^{17,18)} 또한 3.2절에서 다룰 미연탄화수소나 일산화탄소 등 연소 손실(Combustion loss)에 영향을 줄 수

있는 인자에서 이점이 존재한다. 마지막으로 Fig. 7(b)에서 볼 수 있듯이 디젤 분사시기가 진각될수록 수정 인젝터의 배기온도가 상대적으로 높기 때문에, 연소실 내부의 평균 연소 온도(Averaged in-cylinder temperature) 역시 수정 인젝터에서 다소 높았을 것임을 추정할 수 있다. 이는 조기 분사 시 기존 인젝터의 분무가 보울을 벗어나 스퀴시 영역으로 다수 빠지는 가운데, 수정 인젝터의 협각 분무로 인해 연소실 벽면쪽에서 발생하는 연소가 줄어 열전달 손실(Heat transfer loss)이 감소했을 가능성이 존재한다.^{7,8)} 물론 배기 조성비가 상호 간 크게 다르지 않기에, 배기온도가 높은 수정 인젝터의 배기 엔탈피 손실(Exhaust enthalpy loss)은 더 클 수 있다.

3.2 배기 특성

앞서 연소 및 효율과 관련된 비교를 하였으며, 이번 절에서는 엔진에서 배출되는 배기에 대해 논하고자 한다.

Fig. 8은 디젤 분사시기에 따른 기존 인젝터와 수정 인젝터 간의 질소산화물(a)과 매연(b)을 비교한 결과들이다. 일반적으로 질소산화물은 산소농도와 연소 온도가 높은 영역에서 다량 발생하는 것으로 알려졌으며, 매연은 이와 반대로 두 인자가 낮을수록 산화가 덜 되어 다량 배출되는 것으로 분석되므로 상반관계를 가진다.¹⁹⁾

그러나 Fig. 8(a)에서 볼 수 있듯이, 디젤분사시기가 20° BTDC 이전으로 진각될 경우, 수정 인젝터의 질소산화물 배출이 더 낮음을 확인할 수 있었다. 해당 실험은 전체 당량비(Φ , Equivalence ratio) 0.37의 희박 조건에서 수행되었으므로, 흡의 개수가 많은 수정 인젝터 이용 시 공기 이용률 증대에 따라 국부적으로 농후하거나 이론공 연비 수준의 영역을 개선한 것이라 볼 수 있다.^{20,21)}

또한 Fig. 8(b)에서 보듯이 디젤 분사시기 30 ~ 60° BTDC 사이에서 수정 인젝터의 매연 저감 효과도 뚜렷한 것으로 확인되었다. 이에 두가지 영향이 존재할 수 있

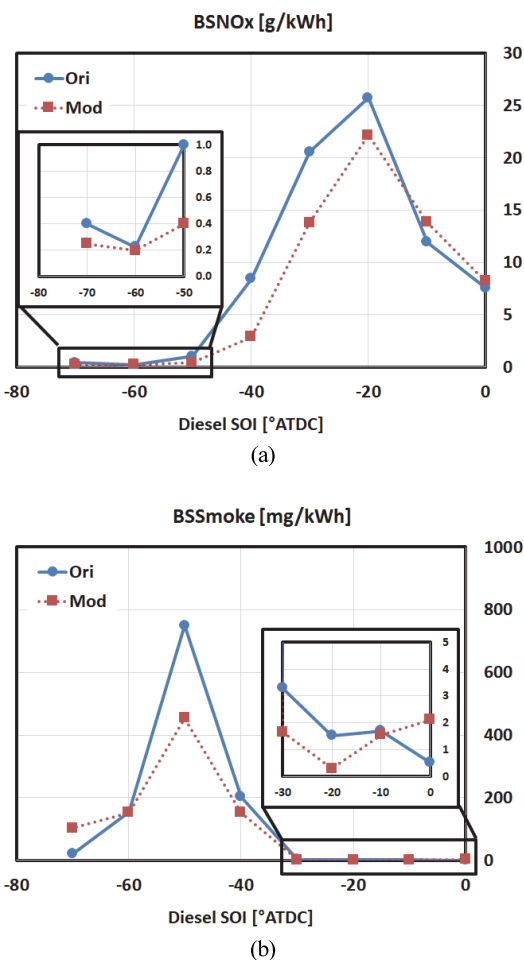


Fig. 8 Comparison of the brake specific NOx(BSNOx) (a) and BSSmoke (b) results between original and modified nozzles as varying diesel SOIs

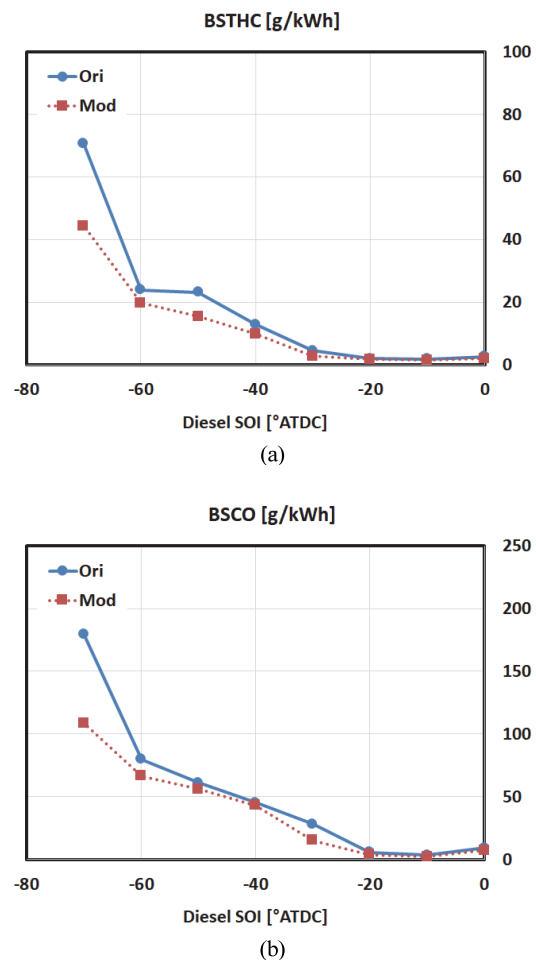


Fig. 9 Comparison of the BSTHC (a) and BSCO (b) results between original and modified nozzles as varying diesel SOIs

는데, 첫 번째는 바로 앞에서 설명한 바와 같이 국부 농후 지역의 개선이다. 또 다른 하나는 수정 인젝터의 평균적인 분무 관통 길이가 짧아지고, 또한 연소실 벽면으로 향하는 분무가 줄어들어 미연 물질의 저감을 이룬 것도 영향을 주었을 것이라 판단된다. 다만 디젤 분사시기 70 °BTDC 조건에서 기존 인젝터를 사용할 시 제동 열효율이 15 % 미만일 정도로 연소실 내 온도가 낮았을 것으로 보여, 일견 LTDC와 같이 매연의 생성 자체가 덜 이루어졌을 것이라 생각된다.

즉, 질소산화물-매연 상반관계를 깨고 2열 노즐의 수정 인젝터가 기존 인젝터보다 높은 제동 열효율과 함께 주요 유해 배기를 모두 저감할 가능성이 존재한다는 것을 의미한다. 특히 수정 인젝터를 사용할 시 디젤 분사시기 70 °BTDC 조건에서는 엔진에서 배출되는 질소산화물이 0.4 g/kWh, 매연이 20 mg/kWh에 불과하여(해당 값들은 Tier-4 final의 후처리 장치 이후 결과 값 수준임.) 저온 연소 효과를 확실히 누린 것으로 판단된다.

Fig. 9(a)와 (b)에서, 미연탄화수소와 일산화탄소는 동일한 경향을 가지며 일견 매연의 발생과도 깊은 연관성을 갖는다. 두 배기 모두 국부적으로 농후한 영역이 발생할 경우 다량 발생하며, 혹은 점화지연이 길어 과도 혼합(Over-mixing)이 일어날 경우 다량 발생하기도 한다.²²⁻²⁴⁾ 따라서 디젤 분사시기가 진각됨에 따라 두 배기 배출물이 증가하는 것은 자연스러운 현상이나 그중에서 수정 인젝터를 사용할 시 두 배기 배출물의 저감을 이루었다는 것은 다시 말해 예혼합 연소 증가 시 연소 효율 향상에 기여할 수 있다는 것을 의미한다.

이에 덧붙여 미연탄화수소의 경우 연소실 내 국부적

인 농후 영역에서 발생하는 것 이외에도, 벽면에 연료가 묻어 미연 물질로 배출되는 경우가 포함될 수 있다. 따라서 험각인 이유뿐만 아니라 보다 많은 홀을 사용하는 수정 인젝터가 이와 같은 벽면 분무 침착 현상 저감에도 긍정적인 영향을 미친 것으로 파악할 수 있다.

마지막으로 Fig. 10에서는 기존 인젝터 실험 시 이산화탄소 배출량을 100으로 지표삼아 수정 인젝터 적용 시 이산화탄소 배출량을 표준화하여 저감율을 나타낸 그래프이다. 이산화탄소 배출량은 열효율과 직결되는 지표이자 탄소중립 시대에 중요한 결과라 할 수 있다. Fig. 7 (a)에서 제동 열효율이 수정 인젝터에서 좋았던 만큼, 배기 중 이산화탄소의 배출량 역시 1.5 ~ 15.8 % 가량 저감할 수 있었다. 특히 제동 열효율과 마찬가지로 디젤 분사시기가 진각될수록 상호 간 차이가 커지므로, 수정 인젝터가 예혼합 연소 영역에서 배기저감 및 효율 증대에 유리하다는 점을 확인할 수 있다.

4. 결론

본 연구에서는 6 L급 디젤 엔진의 기존 인젝터에 90 ° 험각 노즐을 추가하여 2열 노즐 인젝터로 만들어 1,200 rpm 부분 부하 조건에 적용해보았다. 운전 변수로는 디젤 분사시기를 단발 분사(Single injection)로 상사점에서부터 70 °BTDC까지 변화하며, 기존 1열 인젝터와 비교하였다. 그 결과에 대한 정리는 다음과 같다.

- 1) 2열 노즐을 가지는 수정 인젝터를 사용할 경우 대체로 최고 압력상승률이 감소하는 것을 제외하면 연소적인 측면에서 큰 차이를 보이지는 않았다. 즉, 수정 인젝터로 구동 시에도 정상적인 연소가 가능함을 보였으며 디젤 분사시기를 진각함에 따라 예혼합 연소 영역이 증대 시 연소상이 기존 인젝터에 비해 다소 진각되는 모습을 보였다.
- 2) 제동 열효율의 경우 디젤 분사시기에 상관없이 기존 인젝터에 비해 높은 결과를 보였다. 미연 물질의 저감에 따른 연소 효율의 증대와 험각 노즐들에 의해 연소가 연소실 벽면보다는 보울 안쪽에서 이루어져 열전달 손실이 저감하는 등의 원인에 기인하는 것으로 파악된다. 또한 최고 연소압력은 상호 간 동등 수준이나 최고 압력상승률의 감소로 마찰 손실 저감에도 긍정적인 영향을 미친 것으로 파악된다.
- 3) 수정 인젝터를 사용하는 경우 질소산화물과 매연의 동시 저감을 기대할 수 있으며, 특히 이 효과는 디젤 분사시기가 30 ~ 60 °BTDC 정도 진각되는 경우(즉, 예혼합 연소 영역)에 두드러졌다. 수정 인젝터의 홀의 개수가 총 12개로 기존 인젝터보다 4개 더 많으며

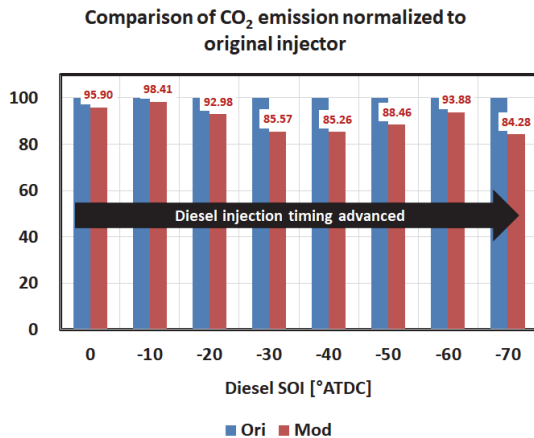


Fig. 10 Comparison of CO₂ emission normalized to the value of original injector between original and modified nozzles as varying diesel SOIs

로, 각 홀의 분무 관통 길이가 감소하고 전체적인 공기 이용률이 향상된 이유로 볼 수 있다. 같은 이유로 디젤 분사시기 전각 시 미연탄화수소와 일산화탄소 등 미연 물질 저감에 효과적이며, 제동 열효율의 경향과 마찬가지로 전 영역에서 이산화탄소의 배출도 수정 인젝터를 통해 저감 가능성을 확인할 수 있었다.

- 4) 디젤 분사시기가 상사점 부근일 경우, 수정 인젝터와 기존 인젝터 간의 연소, 효율 및 배기적인 특성 차이가 크지 않았으나 디젤 분사시기의 전각에 따라 수정 인젝터의 장점이 두드러졌다. 이는 수정 인젝터가 예혼합 연소를 구현함에 있어서 보다 적합함을 증명하는 결과이며, 따라서 디젤 단일 연료 예혼합 분사뿐만 아니라 이중 연료 간 ‘반응성 조정 압축착화 연소(RCCI, Reactivity Controlled Compression Ignition)’에도 적극 활용이 가능함을 시사한다.

후 기

본 연구는 한국기계연구원 주요사업 중 “세일가스 지상플랜트 청정 모듈화 및 천연가스 활용 기술 개발”(과제번호: SC1370) 과제의 지원으로 수행되었으며 이에 감사의 뜻을 전합니다. 또한 본 연구는 2022년 해양수산부 재원으로 해양수산과학기술진흥원의 지원을 받아 수행된 연구임을 밝힙니다(과제명: 2,100마력급 LNG-암모니아 혼소 엔진 개발). 또한 결과의 분석 및 논문 작성에 전북대학교 연구 및 산학협력영역의 학술트랙 지원을 받아 이에 감사의 뜻을 전합니다. 마지막으로 노즐 가공에 고생해주신 ‘한국메카’ 일동과 실험 장비 설치에 도움을 주신 ‘트리버스’에도 감사의 말씀을 전합니다.

References

- 1) Diesel Gate, Journalism for the Energy Transition, <https://www.cleanenergywire.org/factsheets/diesel-gate-timeline-car-emissions-fraud-scandal-germany>, 2022.
- 2) Global Warming of 1.5 °C, IPCC Special Report, <https://www.ipcc.ch/sr15>, 2018.
- 3) R. O’Hayre, S. Cha, W. Colella and F. Prinz, Fuel Cell Fundamentals, John Wiley & Sons, 2016.
- 4) H. Eichlleder, T. Wallner, R. Freymann and J. Ringler, “The Potential of Hydrogen Internal Combustion Engines in a Future Mobility Scenario,” SAE 2003-01-2267, 2003.
- 5) M. Handwerker, J. Wellnitz and H. Marzbani, “Comparison of Hydrogen Powertrains with the Battery Powered Electric Vehicle and Investigation of Small-Scale Local Hydrogen Production Using

- Renewable Energy,” Hydrogen, Vol.2, pp.76-100, 2021.
- 6) J. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-hill New York, 1988.
- 7) B. Walter and B. Gatellier, “Near Zero NOx Emissions and High Fuel Efficiency Diesel Engine:the NADI™ Concept Using Dual Mode Combustion,” Oil & Gas Science and Technology, Vol.58, No.1, pp.101-114, 2003.
- 8) B. Gatellier, A. Ranini and M. Castagné, “New Developments of the NADI™ Concept to Improve Operating Range, Exhaust Emissions and Noise,” Oil & Gas Science and Technology, Vol.61, No.1, pp.7-23, 2006.
- 9) J. Lee, S. Choi, S. Shin, H. Choi and K. Min, “Experimental Analysis of Emission Reduction by the Split Injection Strategy using Close Post Injection with a Double-row Nozzle in Heavy EGR Conditions,” Journal of Mechanical Science and Technology, Vol.26, No.4, pp.1265-1274, 2012.
- 10) S. Choi, S. Shin, J. Lee, K. Min and H. Choi, “The Effects of the Combustion Chamber Geometry and a Double-row Nozzle on the Diesel Engine Emissions,” Institution of Mechanical Engineers: Part D Journal of Automobile Engineering, Vol.229, No.5, pp.590-598, 2015.
- 11) J. Oh, S. Oh, C. Kim, S. Lee, S. Lee, H. Jang and J. Lee, “Effect of Multi-angle Diesel Injector Nozzle on Emission and Efficiency of Natural Gas/diesel Dual-fuel Combustion in Compression Ignition Engine,” Fuel, Vol.316, Paper No.123442, 2022.
- 12) S. Kimura, O. Aoki, H. Ogawa, S. Muranaka and Y. Enomoto, “New Combustion Concept for Ultra-clean and High Efficiency Small Di Diesel Engines,” SAE 1999-01-3681, 1999.
- 13) R. Hasegawa and H. Yanagihara, “HCCI Combustion in DI Diesel Engine,” SAE 2003-01-0745, 2003.
- 14) A. Helmantel and V. Golovitchev, “Injection Strategy Optimization for a Light Duty DI Diesel Engine in Medium Load Conditions with High EGR Rates,” SAE 2009-01-1441, 2009.
- 15) 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.
- 16) Y. Lee, S. Lee, H. Choi and K. Min, “Analysis of Vibration on an Engine Block Caused by Combustion in a Diesel Engine,” Int. J. Automotive Technology, Vol.20, pp.187-195, 2019.
- 17) M. Kaiadi, P. Tunestal and B. Johansson, “Using

- Hythane as a Fuel in a 6-Cylinder Stoichiometric Natural-gas Engine,” SAE 2009-01-1950, 2009.
- 18) C. Knauder, H. Allmaier, D. Sander and T. Sams, “Investigations of the Friction Losses of Different Engine Concepts. Part 1: A Combined Approach for Applying Subassembly-Resolved Friction Loss Analysis on a Modern Passenger-Car Diesel Engine,” Lubricants, Vol.7, No.39, Paper No. 7050039, 2019.
- 19) J. Dec, “A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-sheet Imaging,” SAE 970873, 1997.
- 20) K. Okude, K. Mori, S. Shiino and T. Moriya, “Premixed Compression Ignition(PCI) Combustion for Simultaneous Reduction of NOx and Soot in Diesel Engine,” SAE 2004-01-1907, 2004.
- 21) M. P. B. Musclus, “Multiple Simultaneous Optical Diagnostic Imaging of Early-Injection Low-Temperature Combustion in a Heavy-Duty Diesel Engine,” SAE 2006-01-0079, 2006.
- 22) C. Koci, Y. Ra, R. Krieger, M. Andrie, D. Foster, R. Siewert, R. Durrett, I. Ekoto and P. Miles, “Detailed Unburned Hydrocarbon Investigations in a Highly-dilute Diesel Low Temperature Combustion Regime,” SAE 2009-01-0928, 2009.
- 23) D. Kim, I. Ekoto, W. Colban and P. Miles, “In-cylinder CO and UHC Imaging in a Light-duty Diesel Engine During PPCI Low-temperature Combustion,” SAE 2008-01-1602, 2008.
- 24) N. Horibe and T. Ishiyama, “Relations Among NOx, Pressure Rise Rate, HC and CO in LTC Operation of a Diesel Engine,” SAE 2009-01-1443, 2009.