Transactions of KSAE, Vol. 32, No. 2, pp.203-212 (February, 2024)

pISSN 1225-6382 / eISSN 2234-0149
DOI http://dx.doi.org/10.7467/KSAE.2024.32.2.203

바이오디젤-CNG 혼소 엔진시스템에서 압축비가 성능 및 연소 특성에 미치는 영향

유 경 현[*1)] **· 원 종 근**[2)]

국립군산대학교 기계공학부[1)] · 건설기계부품연구원 연구정책실[2)]

Effects of Compression Ratio on the Performance and Combustion Characteristics of Biodiesel-CNG Dual-fuel System in a Diesel Engine

Kyunghyun Ryu[*1)] · Jonggeun Won[2)]

[1)]*School of Mechanical Engineering, Kunsan National University, Jeonbuk 54150, Korea*
[2)]*R&D Planning Office, Korea Construction Equipment Technology Institute, 36 Sandan-ro, Gunsan-si, Jeonbuk 54004, Korea*
(Received 17 October 2023 / Revised 22 December 2023 / Accepted 22 December 2023)

Abstract : This paper explores the effects of compression ratio on the performance and emission characteristics of a biodiesel-CNG dual-fuel combustion system in a single-cylinder direct injection diesel engine. Engine tests were conducted with the compression ratios(CR) of 14.5 and 16.5 at an engine speed of 1,700 rpm and various engine loads. This study showed that the cylinder pressure peak of the dual-fuel combustion decreased as CR decreased. The ignition delay periods of the pilot fuel at CR 14.5 increased compared to those at CR 16.5. For maximum output, the pilot injection timing of CR 14.5 should be advanced approximately by 5 % compared to CR 16.5. Engine operation became stable with a COV_{imep} of 3 % at CR 14.5, except when there is no load. The biodiesel-CNG dual-fuel combustion system reduced smoke emissions compared to a conventional single-fuel diesel combustion system. As CR decreased, smoke emission also decreased.

Key words : Diesel engine(디젤기관), Dual-fuel combustion(혼소), Biodiesel(바이오디젤), CNG(압축천연가스), Compression ratio(압축비), Smoke(매연)

1. 서 론

디젤엔진은 높은 열효율과 경제성을 갖고 있으나 매연(Smoke)과 질소산화물(NOx) 등과 같은 심각한 환경오염물질들의 배출 원인으로 지목됨에 따라 디젤엔진에 대한 배출가스 규제를 엄격하게 강화시키고 있다.[1)] 국내에서도 디젤엔진으로 인한 도시지역의 대기오염을 개선하기 위하여 정부에서는 2000년부터 천연가스버스를 보급하여 왔으며, 제작차 중심의 저공해자동차 보급정책뿐만 아니라 오염이 심한 경유(Diesel fuel) 자동차를 대상으로 배출가스 저감장치를 부착하거나 저공해 자동차로 개조하는 정책을 2004년부터 진행하고 있는 실정이다.[2)]

디젤엔진의 배출가스를 저감시키기 위한 방안으로 DPF, DOC, deNOx Trap 등과 같은 후처리장치를 장착하거나 연료의 연소시스템을 개량하는 방법 등 다양한 방법들이 제시되고 있으나, 전 세계적으로 점점 강화되고 있는 배출가스 규격을 만족시키기에는 한계가 있다.

최근 주목받고 있는 기술 중의 하나는 경유를 착화연료로 사용하고 천연가스(Natural gas)를 주 연료로 사용하는 혼소(Dual fuel combustion) 엔진시스템이다. 이러한 혼소엔진 시스템은 비교적 값싸고 깨끗한 연료인 천연가스를 높은 압축비를 갖는 압축착화엔진에 사용할 수 있어 환경적인 측면뿐만 아니라 연비측면에서 유리한 장점을 갖고 있다. 이 혼소엔진시스템은 현재 운행 중인 대형 및 소형 디젤기관을 개조하면 바로 적용할 수도 있어 운행 중인 기관들의 배출가스 저감에도 매우 효과적이라고 보고되고 있다.[3-6)]

특히, 기존 디젤엔진을 혼소엔진시스템으로 개조하는 것은 연소실의 변경없이 천연가스 공급시스템만을 장착

*Corresponding author, E-mail: khryu@kunsan.ac.kr

함으로서 쉽게 천연가스 엔진으로 변경할 수 있는 장점이 있어, 미국에서도 LNG를 이용한 혼소차량 시스템을 개발하여 운영 중에 있는 실정이다. Wong 등[7]은 Micropilot 인젝터를 적용한 혼소시스템의 경우, 불규칙한 착화없이도 배기배출물을 낮출 수 있다고 보고하였으며, Beck 등[3]은 혼소시스템이 기존 디젤엔진보다 빠른 연소와 배기배출물을 적게 배출하는 특성이 있다고 보고하였다. 캐나다의 CAP 사[8]에서는 혼소시스템을 적용한 자동차 기술을 선보기도 하였으며, Abd Alla 등[9]은 간접분사식 디젤엔진에서 메탄이나 프로판을 주 연료로 사용하고 경유를 파일럿 연료로 사용한 경우에 파일럿 연료량이 엔진 성능에 미치는 영향을 보고하기도 하였다.

또한 압축천연가스(CNG, Compressed Natural Gas)의 경우, 기존 디젤엔진을 압축비변경 없이 사용하면 빠른 연소로 인하여 배출가스 중 NOx 발생을 증가시키고, 높은 압축비의 경우 기관의 노킹 및 연소 안정성을 떨어트리게 된다. 하지만 너무 낮은 압축비를 사용하게 되면 열효율 및 배출가스 중 PM 배출 특성에 좋지 않은 영향을 미치게 된다.[10-14] 국내에서도 디젤엔진을 천연가스 전소 엔진시스템으로의 개조 기술에 대한 연구는 어느 정도 보고되고 있고[4,5] 다양한 연구 결과 및 실용화 과정이 여러 차례 보고된바 있으나,[5,6,15-19] 현재까지 천연가스 혼소엔진시스템에 대한 명확한 연소 특성이 규명되지는 못한 실정이다.

한편 바이오디젤(Biodiesel fuel)은 식물성 오일 및 동물성 오일을 에스테르화 과정을 통해 만든 재생연료로써 10 %의 산소를 포함하고 있어 디젤기관에 사용할 경우 경유를 사용했을 때 보다 매연을 적게 배출하는 것으로 알려져 있다.[20,21] 하지만 바이오디젤은 경유와 비교하여 발열량, 세탄가 및 점도 특성이 다르기 때문에 연료의 예열 및 분사압력 증가 등 최적화 운전 조건을 찾을 필요가 있는 실정이나, 관련 연구가 미비한 실정이다. 더군다나, 혼소엔진시스템에서 바이오디젤을 파일럿 연료(Pilot fuel)로 사용한 연구[22]가 미비한 상황에서 바이오디젤을 혼소엔진시스템에 적용할 수 있는 다양한 연구가 필요한 실정이다.

따라서 본 연구에서는 디젤엔진에서 바이오디젤을 혼합연료 연소시스템의 파일럿 연료로 사용한 경우, 바이오디젤-CNG 혼합연료 연소시스템의 엔진 성능, 연소 및 배기 특성을 고찰하고자 한다. 특히, 바이오디젤-CNG 혼소엔진시스템에서 압축비를 변경할 경우 성능 및 배기 특성에 미치는 영향을 파악하여 바이오디젤-CNG 혼소엔진시스템의 운전 영역 확대를 위한 기초 기술을 확보하고자 한다.

2. 실험 장치 및 방법

2.1 실험 장치 및 연료

본 연구에 사용된 디젤엔진은 상용 수냉식, 4기통 직접분사식 디젤엔진을 단기통으로 개조한 것이다. 기존 엔진의 4번 실린더를 제외한 나머지 실린더의 피스톤, 커넥팅로드 및 흡배기 밸브시스템을 모두 탈거하였고, 단기통에 맞는 관성에너지를 갖도록 기존 플라이휠(Flywheel)을 농업용 단기통 디젤엔진(ND 130DI)의 플라이휠로 대체하였다. 실험 엔진은 시동모터에 의해서 시동이 되고 와전류(Eddy current) 엔진 동력계(110 kW)에 의해 기관부하와 회전속도를 임의로 조정할 수 있도록 하였다. Table 1은 실험에 사용된 엔진의 주요 사양을 나타낸 것이다.

압축비 변화에 따른 바이오디젤-CNG 혼합연료 연소특성을 파악하기 위하여 압축비는 실린더 헤드 가스켓의 두께에 변화를 주어 변경하였으며, 기존 엔진의 압축비와 비교하여 압축비의 변경에 따른 영향을 평가하였다.

파일럿(Pilot) 연료를 분사하기 위한 고압연료분사시스템은 엔진에 장착된 커먼레일(Common-rail) 시스템을 사용하였으며, 고압펌프를 이용하여 커먼레일에 연료를 가압하고 커먼레일 PCV Driver(ZB-1100, Zenobalti)로 설정한 압력을 일정하게 유지할 수 있도록 시스템을 구성하였다. 파일럿 인젝터(Injector)는 7-hole 솔레노이드 인젝터(Solenoid injector)를 사용하였으며 연료 분사량은 크랭크축에 장착된 엔코더로부터 받은 신호를 이용하여 엔진 크랭크각도를 기준으로 1° 단위로 제어하였다.

혼소엔진시스템의 주 연료인 천연가스는 흡입행정 시에 공급할 수 있도록 흡기관에 CNG 인젝터를 별도로 장착하였으며, 고압연료탱크에서 공급된 천연가스가 CNG 압력조정기를 통하여 6 bar의 일정한 압력으로 CNG 레일로 공급되도록 하였고, CNG의 분사량은 연료 공급량

Table 1 Specifications of test engine

Description	Specification	Unit
Engine model	Z20DI	-
Number of cylinder	1	-
Combustion chamber	DI	-
Bore × stroke	86 × 86	mm
Displacement volume	499.5	cc
Compression ratio	16.5	-
Fuel injection system	Bosch common-rail	-
Injector type	Solenoid type	-
Number of injector hole	7	-
Coolant temperature	70 ± 2	°C

에 따라 주 제어기(Main controller)에서 펄스(Pulse)를 조절하는 방법으로 제어하였다. 또한, CNG의 공급유량은 천연가스 전용 질량 유량계(TSM-140, MKP)를 사용하여 측정하였으며, 경유나 바이오디젤의 Pilot 연료량은 별도로 설치된 계량병을 이용하여 측정하였다.

실린더 내의 압력신호를 검출하기 위해 실린더 헤드에 피에조 압력센서(6051B1, Kistler)를 설치하였고, 측정된 압력은 증폭기(5015A, Kistler)와 DAQ 보드(PCI-6143, National Instrument)를 통해 컴퓨터에 저장하였으며, 200 cycles의 압력을 측정하여 연소특성을 해석하였다.

배출가스 성능을 평가하기 위하여 엔진동력계에 장착된 실험용 엔진의 배기다기관으로부터 후방 3 m 위치에 Opacimeter(OP-130, EplusT)와 배기가스 분석기(Vario plus, MRU)를 설치하여 배기가스를 채취하여 분석하였다. Fig. 1은 실험장치의 개략도를 나타낸 것이다. Table 2와 Table 3은 실험에 사용된 Pilot 연료인 경유, 바이오디젤, 그리고 CNG의 물성치를 각각 나타낸 것이다.

Table 2 Properties of diesel fuel and biodiesel fuel[22]

Item		Diesel fuel	Biodiesel fuel	Test method
Flash point (PM, °C)		72	78	KS M 2010 : 2004
Kinematic viscosity (40 °C, mm^2/s)		2.52	4.2	KS M 2014 : 2004
Sulfur (mg/kg)		8	1	KS M 2027 : 2005
Cetane index		51.4	54 <	KS M 2610 : 2005
Density (15 °C, kg/m^3)		826	882	KS M 2002 : 2006
Lower heating value (MJ/kg)		43.116	40.001	ASTM D240
Elementary analysis	C	84.15	78.11	-
	H	14.6	12.79	-
	O	0.25	9.1	-
	S	-	-	-

Table 3 Properties of CNG[22]

Item		CNG
Net heating value (MJ/Nm^3)		43.58
Specific gravity (compare to Air)		0.55
Burning range (%)		5~15
Ignition temperature (°C)		537
Component	Methane (Vol. %)	85.12
	Ethane (Vol. %)	9.32
	Propane (Vol. %)	0.58
	i-butane (Vol. %)	0.56
	n-butane (Vol. %)	0.42
	Nitrogen (Vol. %)	0.01

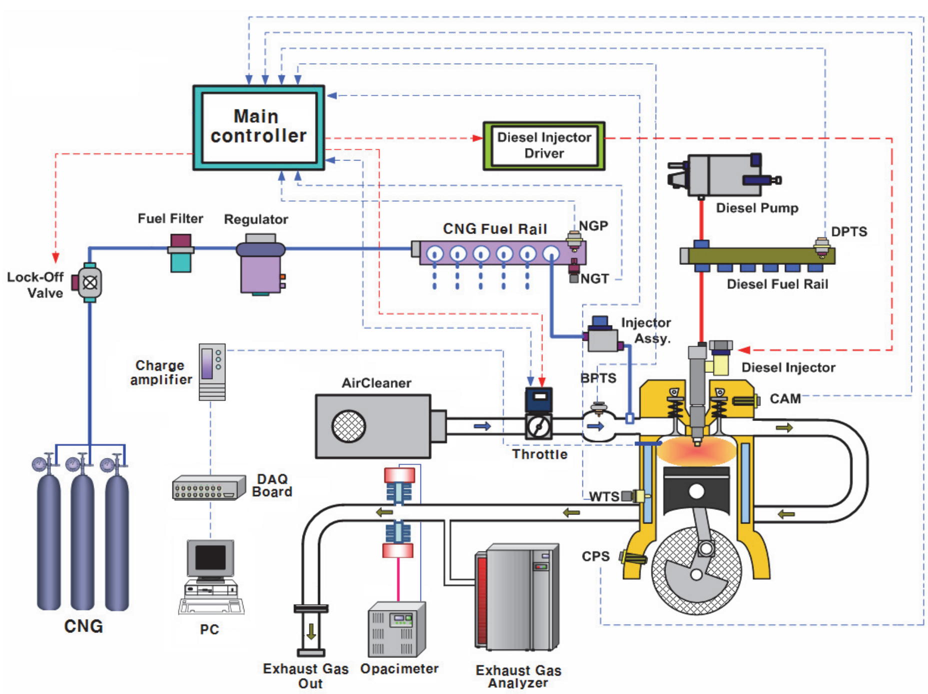


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

2.2 실험 조건 및 방법

본 연구에서는 바이오디젤-CNG 혼합 연료 연소시스템에서 압축비의 영향을 고찰하기 위하여 압축비는 기존 엔진의 압축비가 16.5인 경우와 압축비를 낮춘 14.5의 경우를 고려하였고, 연소 모드는 단일 연료 연소(SFC, Single-Fuel Combustion)와 혼합 연료 연소(DFC, Dual-Fuel Combustion)로 구분하여 실험을 하였다. 단일 연료 연소의 기준 연료로는 경유를 사용하였으며, 혼합 연료 연소시 파일럿 연료(Pilot fuel)는 경유(Diesel fuel)과 바이오디젤(Biodiesel)을 사용하였다.

단기통엔진의 연료경제적인 측면과 안정적인 운전 범위를 고려하여 엔진 회전수는 1,700 rpm으로, 엔진부하는 전부하를 기준으로 0 %, 25 %, 50 %, 75 %, 100 %로 설정하였으며, 모든 실험은 엔진 냉각수 온도를 70±2 ℃로 일정하게 제어한 상태에서 수행하였다. 파일럿 분사량은 엔진회전속도 1,700 rpm과 파일럿 연료의 분사압력 100 MPa 상태에서 안정적인 연소가 형성될 수 있는 최소량을 분사하였으며, 최대 제동토크(MBT, Maximum Brake Torque)가 발생할 수 있는 크랭크 각도를 고려하여 파일럿 연료의 분사시기를 제어하였다. 엔진 회전수 및 부하의 제어는 주 연료인 CNG의 공급량을 변화시켜가면서 조절하였다. 일반적으로 혼소시스템의 경우, 공기과잉율 값을 1.6~1.9의 범위에서 조정하나 본 연구에서는 쓰로틀을 전개한 상태(WOT, Wide-Open Throttle)에서 실험을 수행하였으며, 그 상태에서의 공기과잉율 값의 변화를 고찰하였다. Table 4는 실험 조건을 정리하여 나타낸 것이다.

Table 4 Test conditions

Item		Test conditions
Engine speed (rpm)		1,700
Compression ratio		14.5, 16.5
Engine load (%)		0, 25, 50, 75, 100
Pilot fuel	Pilot fuel	Diesel fuel, Biodiesel fuel
	Injection pressure (MPa)	100
	Injection timing (BTDC, °CA)	5
CNG	Injection pressure (MPa)	0.6
	Injection timing (°CA)	BTDC 356 from expansion stroke
	Amount of injection (°CA)	Variable

3. 실험 결과 및 고찰

3.1 압축비에 따른 Biodiesel-CNG 혼소시스템의 엔진 성능 및 연소 특성

Fig. 2는 엔진의 압축비를 14.5에서 16.5로 변경하였을 경우 모터링(Motoring) 상태에서의 실린더 내 압력 특성을 나타낸 것이다. TDC에서 최대 압력을 갖는 정규분포곡선의 압력 상태를 나타내었으며, 압축비가 14.5일 경우에는 실린더 내 최대 압력이 TDC에서 약 33.80 bar까지 상승하였으나, 압축비를 16.5로 변경하였을 경우에는 약 37.2 bar까지 상승함을 알 수 있다. 이는 압축비가 더 높을 경우, 실린더 내의 압력 상승으로 분위기 온도가 상승하여 분사된 연료를 더 용이하게 착화시킬 수 있다는 것을 의미한다.

Fig. 3은 50 %의 엔진 부하와 1,700 rpm의 엔진 회전속도에서 단일 연료 연소 시 압축비 변화에 따른 실린더 내의 압력 거동을 나타낸 것이다. 압축비가 상대적으로 낮은 14.5에서보다 압축비 16.5에서 착화시기가 더 빠르고 연소 최고 압력이 더 높음을 알 수 있었다. 이는 Fig. 2에서 살펴본 바와 같이 압축비가 높아짐에 따라 실린더 내의 최고 압력이 높아지고, 그에 따라 압축 말기의 연소실 내 온도가 높아져 연료의 착화지연기간이 짧아지기 때문으로 분석된다.

한편 동일한 압축비 상태에서 단일연료 연소와 혼합연료 연소 시 연소실 압력 특성을 비교하여 보았다. Fig. 4는 1,700 rpm의 엔진속도와 50 %의 엔진부하 조건에서 압축비 16.5인 경우에 경유를 단일연료로 사용한 연소(Diesel SFC), 경유-CNG 혼합연료 연소(Diesel+CNG DFC), 그리고 바이오디젤-CNG 혼합연료 연소(Biodiesel+CNG DFC)의 실린더 내 압력 거동을 비교하여 나타낸 것이다. 전체적으로 혼합연료를 사용한 경우보다 단일연료를 사용한 경우의 연소가 더 일찍 시작하고 연소 최고압력도

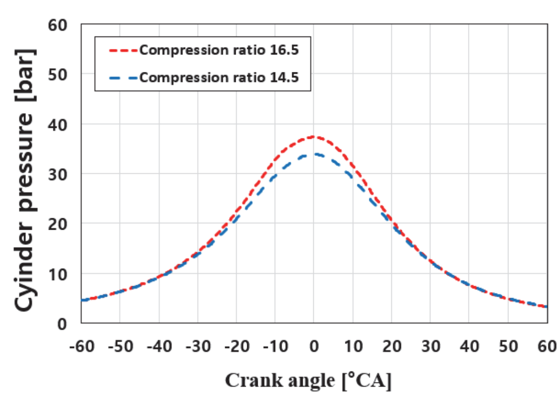


Fig. 2 Cylinder pressure vs crank angle according to the compression ratio during motoring test

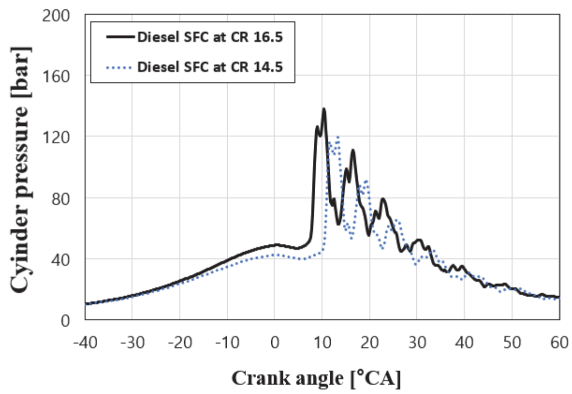


Fig. 3 Cylinder pressure vs crank angle for compression ratio in conventional diesel combustion at engine load of 50 %

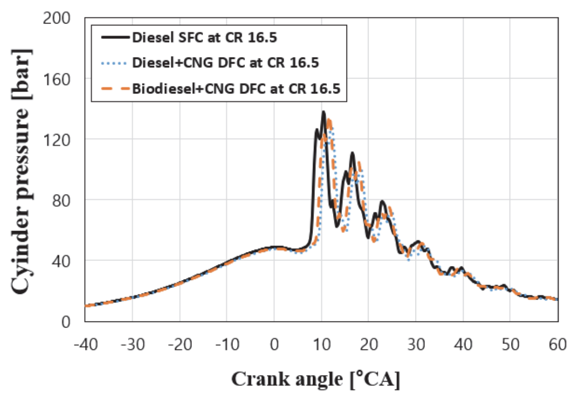


Fig. 4 Cylinder pressure vs crank angle for compression ratio in dual fuel combustion at engine load of 50 %

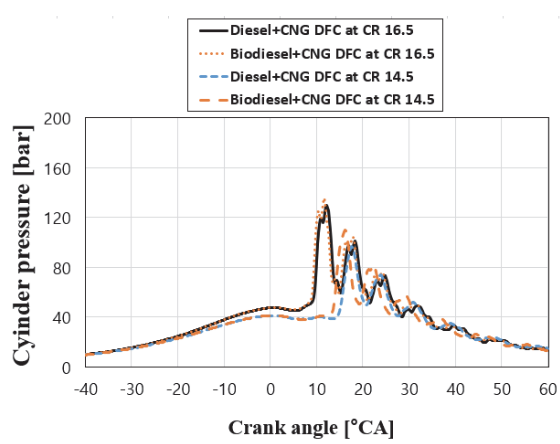


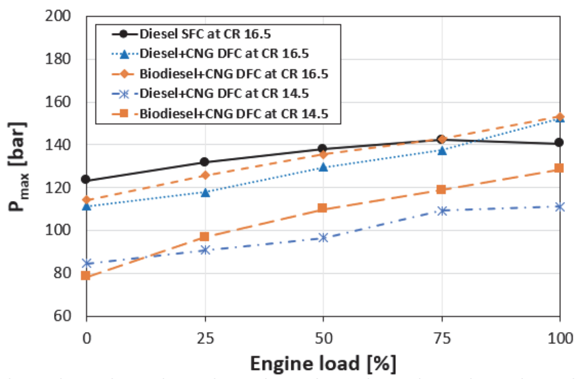
Fig. 5 Cylinder pressure vs crank angle for compression ratio in dual fuel combustion at engine load of 50 %

더 크게 나타남을 알 수 있었다. 이는 혼합연료의 경우, 주연료인 CNG가 자발화 온도가 높고, CNG의 유입으로 연소실 내 온도 강하에 따른 파일럿 연료의 착화가 늦게 나타났기 때문으로 분석된다. 한편 혼합연료 연소의 경우, 파일럿 연료로 경유를 사용한 경우와 바이오디젤을 사용한 경우를 비교한 결과, 바이오디젤을 사용한 경우가 더 빠르게 연소를 시작하고 더 높은 연소 최고압력을 보였다. 이는 바이오디젤이 연료 자체 내에 산소를 함유하고 있기 때문에 착화가 더 빠르게 나타났기 때문으로 판단된다.[21]

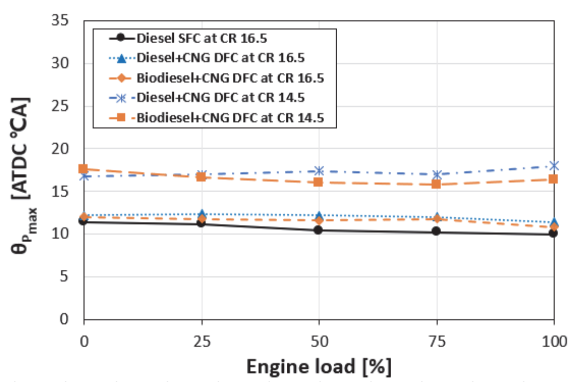
Fig. 5는 1,700 rpm의 엔진속도와 50 %의 엔진부하 조건에서 압축비 변화에 따른 경유-CNG 혼합연료와 바이오디젤-CNG 혼합연료의 연소 압력 거동을 나타낸 것이다. 전체적으로 압축비가 높을 경우, 연소가 더 일찍 시작하고 연소 최고압력도 높게 나타나는 전형적인 특성을 나타냈었다. 또한 압축비가 14.5인 경우에도 경유-CNG 혼합연료의 경우보다 바이오디젤-CNG 혼합연료의 경우에 더 빠르게 연소가 시작되고 최고 압력도 더 높게 나타나는 특성을 보였다.

Fig. 6은 1,700 rpm의 엔진속도에서 압축비 변화에 따른 혼합연료 연소 시의 연소 최고압력과 연소 최고압력이 발생할 때의 크랭크 각도를 나타낸 것이다. Fig. 6(a)의 연소 최고압력을 살펴볼 때, 전반적으로 압축비 14.5일 경우보다 압축비 16.5일 때, 연소 최고압력이 더 높음을 알 수 있으며, 압축비가 동일할 경우에는 파일럿 연료로 바이오디젤을 사용하는 바이오디젤-CNG 혼합연료 연소에서 더 큰 연소 최고압력을 보였다. 주목할 것은 경유 단일연료 연소 시에는 전부하(100 % 엔진 부하)에서 연소 최고압력이 약간 감소하지만, 혼합연료 연소 시에는 전부하에서도 연소 최고압력이 감소하지 않는다는 것이다. 이는 단일연료 연소 시에 발생하는 전부하에서의 출력 감소를 혼합연료 연소방식을 통해 보완할 수 있다는 의미로 해석된다. 한편, 압축비를 14.5로 낮출 경우, 압축비 16.5와 비교하여 바이오디젤-CNG 혼합연료의 연소 최고압력 감소폭이 경유-CNG 혼합연료의 연소 최고압력 감소폭보다 적게 나타났다.

Fig. 6(b)는 연소 최고압력이 발생할 때의 크랭크 각도를 나타낸 것이다. 파일럿 연료의 분사시기를 BTDC 5 °CA로 일정할 때, 전체적으로 압축비가 높은 경우(압축비 16.5)보다 낮은 경우(압축비 14.5)에서 연소 최고압력이 더 지각된 상태에서 발생함을 알 수 있었다. 이는 압축비가 낮아짐에 따라 착화에너지가 감소되었기 때문으로 분석되며, 일반적으로 최대출력을 얻을 수 있는 최고압력 발생시기가 ATDC 10~15 °CA임을 고려할 때, 압축비를 낮출 경우에는 최대 출력 면에서 파일럿 연료의 분사시기를 약 5 °CA 정도 진각시키는 것이 바람직하다고 판단된다. 한편, 압축비가 14.5로 낮은 경우에도 무부하



(a) Maximum cylinder pressure



(b) Crank angle at which maximum cylinder pressure occurs under various compression ratios

Fig. 6 Combustion characteristics of Biodiesel-CNG dual fuel combustion at the pilot injection timing of BTDC 5 °CA

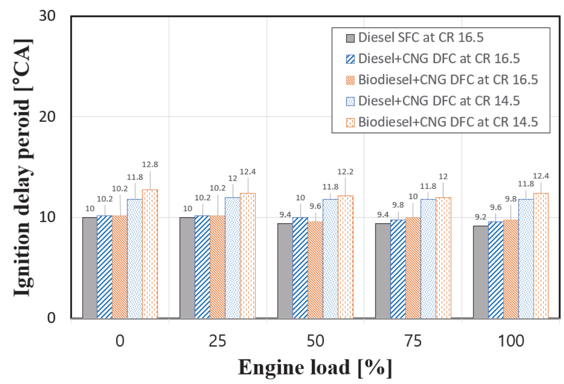


Fig. 7 Ignition delay period with different compression ratio under various combustion modes

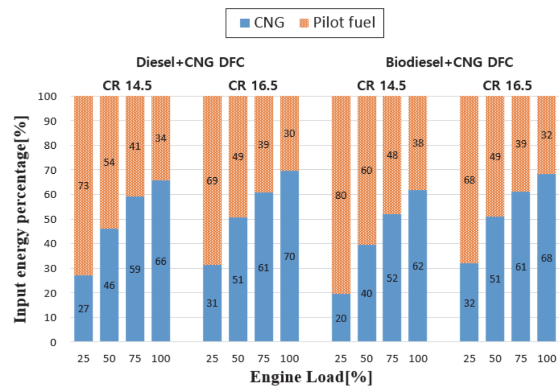


Fig. 8 Energy consumption ratio of pilot fuel and CNG with different compression ratio under dual fuel combustion modes

를 제외하고는 전체적으로 파일럿 연료로 경유를 사용한 경우보다 바이오디젤을 사용한 경우가 연소 최고압력 발생시점이 약간 더 진각되는 특성을 보였다.

혼합연료를 사용한 경우와 압축비 변화에 따른 연소 특성을 고찰하기 위하여 Fig. 7과 같이 착화지연기간을 분석하여 보았다. 단일연료를 사용한 경우, 무부하 상태에서 약 10 °CA의 착화지연을 보이면서 부하가 증가할수록 약간 낮아지는 특성을 보였다. 하지만 혼합연료를 사용한 경우, 단일연료를 사용한 경우보다 착화지연기간이 더 길어짐을 알 수 있었고, 압축비가 낮아질 때 착화지연기간이 약 2 °CA 더 길어짐을 알 수 있었다. 이는 압축비가 낮아짐에 따라서 착화에너지 생성을 위한 실린더 내부의 온도 상승이 지연되었기 때문으로 판단된다.[23] 한편, 압축비가 16.5인 경우에는 파일럿 연료의 종류에 따라 착화지연기간이 큰 차이를 보이지 않았으나, 압축비가 14.5로 낮아질 경우에는 파일럿 연료로 바이오디젤을 사용한 경우가 경유를 사용한 경우보다 착화지연기간이 더 길게 나타났다. 이는 경유가 바이오디젤에 비해 증류온도가 낮은 성분을 많이 함유하고 있어 낮은 온도에서도 착화에 더 유리했기 때문으로 판단된다.

Fig. 8은 압축비 변화에 따른 파일럿 연료와 주연료(CNG)간의 에너지소비비율을 나타낸 것이다. 압축비가 16.5일 경우보다 14.5일 때 전체적으로 전체 에너지 중 파일럿 연료의 비율이 더 높아지고, 경유와 비교하여 바이오디젤의 공급량이 더 많게 나타났다. 이는 압축비가 낮아진 경우, 안정적인 혼합 연료 연소 운전을 위해서는 압축비가 높을 때와 비교하여 파일럿 연료를 더 많이 분사해야 하고, 발열량이 상대적으로 작은 바이오디젤이 경유보다 더 많이 공급되어만 했기 때문으로 분석된다.

Fig. 9는 엔진부하 변화조건에서 압축비 변화에 따른 혼합연료 연소 시의 도시평균유효압력(IMEP, Indicated Mean Effective Pressure)의 사이클 변동(COV_{IMEP}, Coefficient of Variation of IMEP) 특성을 나타낸 것이다. 전체적으로 엔진 부하가 증가할수록 사이클변동이 낮아지는 전형적

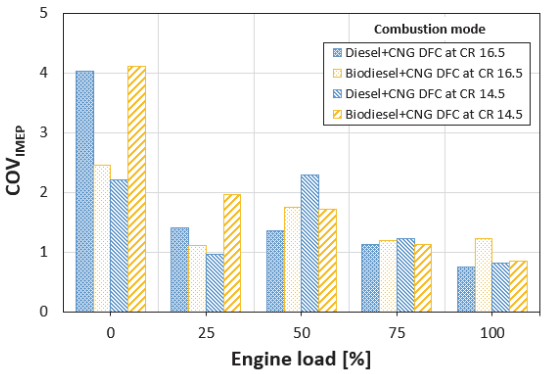


Fig. 9 COV_{IMEP} of dual fuel combustion according to compression ratio at the pilot injection timing of BTDC 5 °CA

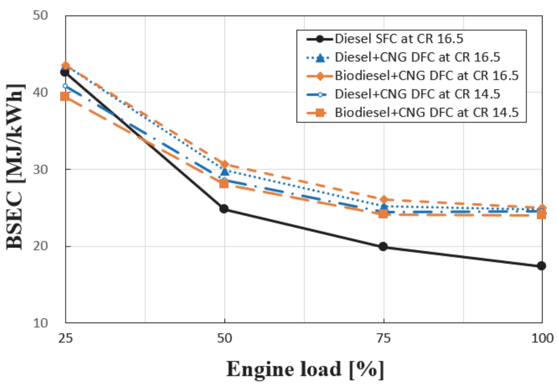


Fig. 10 BSEC characteristics of Biodiesel-CNG dual fuel combustion at the pilot injection timing of BTDC 5 °CA

인 특성을 보였으며, 무부하를 제외하고는 대부분의 조건에서 모두 3 % 이하의 사이클 변동 수치를 보여 매우 안정적인 연소 특성이 있음을 알 수 있었다. 압축비 변화에 따라서는 특정한 경향을 보이지 않았으며, 파일럿 연료의 특성에 따라서도 특정한 경향을 보이지 않았다. 이는 파일럿 연료의 종류와 엔진 부하에 따라서 최대제동토크(MBT, Maximum Brake Torque)를 위한 최적의 분사시기가 존재하나, 본 연구에서는 해당 사항을 고려하지 않고 파일럿연료의 분사시기를 BTDC 5 °CA로 고정시켰기 때문으로 사료된다.

Fig. 10은 압축비 변화에 따른 혼합연료 연소 시의 제동에너지소비율(BSEC, Brake Specific Energy Consumption)을 나타낸 것으로, 전체적으로 단일 연료 연소시보다 혼합연료 연소시에 BSEC가 증가함을 알 수 있었다. 한편 엔진 부하가 증가할수록 BSEC가 전체적으로 감소하는 전형적인 특성을 보였으며, 압축비가 낮아짐에 따라 BSEC도 약간 감소하는 특성을 보였다.

이를 종합하여 볼 때, 바이오디젤-CNG 혼합 연료 연소를 위해 압축비를 낮출 경우, 최대 출력을 위한 안정적인 연소를 위해서는 착화지연기간을 고려하여 파일럿 연료의 분사시기를 약 5 °CA 정도 진각시킬 필요가 있으며 파일럿 분사율도 약간 증가시킬 필요가 있다고 사료된다.

3.2 압축비에 따른 Biodiesel-CNG 혼소시스템의 배출가스 특성

Fig. 11은 1,700 rpm과 다양한 엔진부하 조건에서 압축비 변화에 따른 혼합연료 연소의 매연 배출 특성을 나타낸 것이다. 압축비가 16.5인 경우, 경유를 단일 연료로 사용하거나 혼합 연소의 파일럿 연료로 사용하면 매연 발생량은 큰 차이를 나타내지 않았다. 그러나 압축비를 14.5로 낮출 경우, 저부하 이하에서는 혼합연소가 단일 연소보다 매연이 감소하지만 중부하 이상에서는 매연이 증가하는 것을 알 수 있었다. 한편, 바이오디젤을 혼합연료의 파일럿 연료로 사용한 경우, 압축비와 관계없이 전체적으로 10 % 이하의 낮은 매연을 배출하였고, 경유 단일 연소모드나 경유-CNG 혼소 모드보다 매연을 크게 저감시키는 것으로 나타났다. 또한 일반적으로 압축비가 낮아질 경우 착화에너지의 감소로 연료의 불완전연소를 초래하여 매연을 증가시키는 전통적인 단일 연료 연소의 특성과 다르게, 바이오디젤-CNG 혼소 모드에서는 압축비가 14.5일 때가 압축비 16.5일 때보다 더 적은 매연을 배출하는 특성을 보였다. 이는 압축비가 낮아지면 바이오디젤 함량이 증가(Fig. 8)하고, 바이오디젤 자체 속에 산소를 함유하고 있어 연소 후반부에 완전 연소를 촉진시켰기 때문으로 분석된다.

Fig. 12는 1,700 rpm과 다양한 엔진부하 조건에서 압축비 변화에 따른 혼합연료 연소의 NOx 배출 특성을 나타낸 것이다. 전체적으로 엔진 부하가 증가할수록 NOx의 배출량이 증가하다가 전부하에서 떨어지는 전통적인 특성을 보였다. 그러나 저부하에서는 단일연료 연소 모드보다 혼합연료 연소모드에서 NOx 배출이 적게 나타난 반면, 고부하에서는 단일연료 연소보다 혼합연료 연소에서 더 많은 NOx를 배출하였다. 또한 압축비 16.5에서는 경유-CNG 혼합 연소보다 바이오디젤-CNG 혼합 연소에서 NOx 배출량이 많았으나, 압축비 14.5에서는 중부하 이하에서만 경유-CNG 혼합 연소모드보다 바이오디젤-CNG 혼합 연소모드에서 더 많은 NOx를 배출하여 혼합연소에서는 전통적인 매연과 NOx의 상반관계가 나타나지 않음을 알 수 있었다.

Fig. 13과 Fig. 14는 다양한 엔진부하 조건에서 압축비

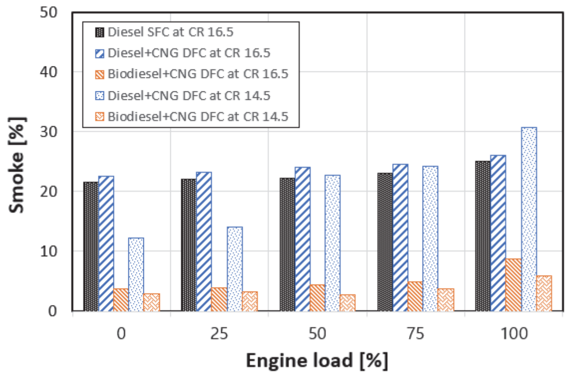


Fig. 11 Smoke with different compression ratio in dual fuel combustion

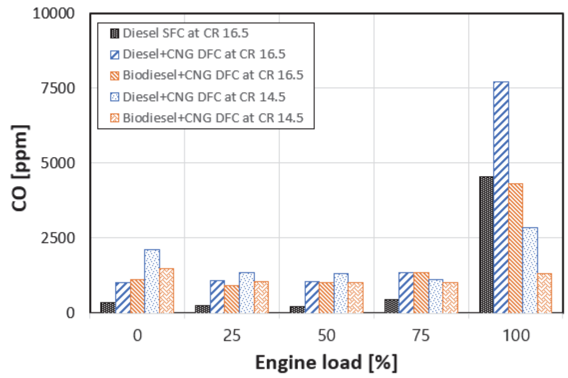


Fig. 13 CO with different compression ratio in dual fuel combustion

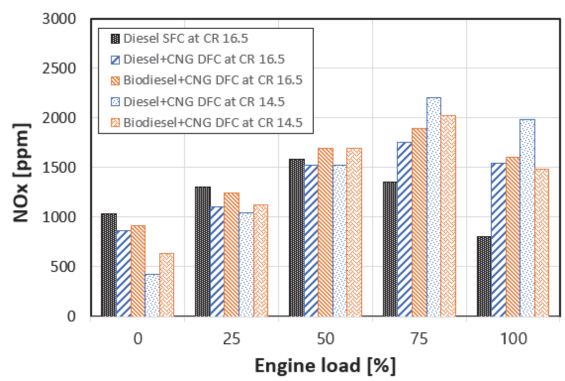


Fig. 12 NOx with different compression ratio in dual fuel combustion

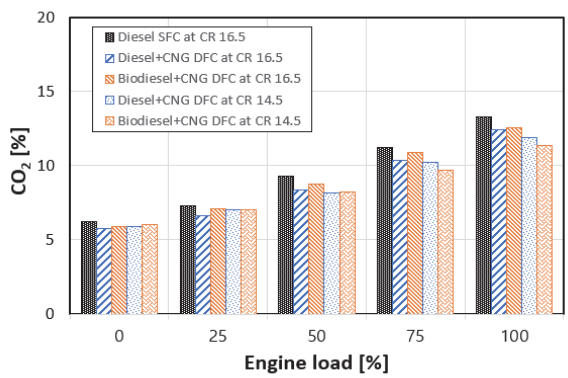


Fig. 14 CO_2 according to compression ratio in dual fuel combustion

변화에 따른 혼합연료 연소의 CO와 CO_2의 배출 특성을 각각 나타낸 것이다. CO의 경우, 전체적으로 전부하에서 매우 크게 증가하는 경향을 보였으나, 바이오디젤-CNG 혼합연소에서는 압축비 14.5에서 상대적으로 작게 증가하는 특성을 보였다. 한편, 압축비가 16.5에서 압축비 14.5로 낮아질 경우, 저부하에서 CO 배출량이 증가하였으며 고부하에서는 감소하는 특성을 보였다. 이는 압축비가 낮을 때는 저부하에서 연소가 활발하지 못하여 상대적으로 연소온도가 낮았기 때문으로 분석된다.

CO_2의 경우, 전체적으로 단일연소보다 혼합연료 연소 시에 더 적게 배출하였으며, 압축비가 낮을 때 고부하에서 약간 더 적게 배출하는 특성을 보였다.

4. 결 론

바이오디젤-CNG 혼합연료 연소시스템에서 압축비 변화에 따른 엔진 성능, 연소 및 배기 특성을 살펴본 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 바이오디젤-CNG 혼합연료 연소 시, 압축비가 낮을 때 실린더 내의 연소 최고압력이 낮아졌으나 최고압력의 감소폭은 경유-CNG 혼합연료 연소의 감소폭보다 적게 나타났으며, 연소변동은 3 %이하로 매우 안정적임을 알 수 있었다.
2) 바이오디젤-CNG 혼합연료 연소 시, 압축비가 낮을 때 파일럿 연료의 착화지연기간이 2 °CA 더 길어짐을 알 수 있었고, 최대 출력을 위해서는 파일럿 연료의 분사시기를 약 5 °CA 진각시키는 것이 바람직함을 알 수 있었다.
3) 안정적인 바이오디젤-CNG 혼합 연료의 연소를 위한 파일럿 연료의 분사율은 압축비가 낮아짐에 따라 증가하였으나, 엔진 부하가 증가함에 따라 감소함을 알 수 있었다.
4) 바이오디젤-CNG 혼합 연료 연소 시, 단일 연료 연소나 경유-CNG 혼합 연료 연소 시보다 전체적으로 매연이 크게 감소하였으며, 경유-CNG 혼합 연소와는 다르게 압축비가 낮아져도 매연 배출량은 감소함을 알 수 있었다.

5) 경유-CNG 혼합 연소와 비교하여, 바이오디젤-CNG 혼합 연소는 압축비 16.5에서 모든 부하에서 더 많은 NOx를 배출하였으나, 압축비 14.5에서는 고부하에서만 증가함을 알 수 있었다.

상기 내용을 종합하여 볼 때, 바이오디젤-CNG 혼합 연료 연소를 위해 압축비를 낮춘다면, 경유-CNG 혼합연료 연소시보다 안정적인 연소와 배출가스 억제 특성을 기대할 수 있을 것으로 판단되나, 최적의 운전 조건을 파악하기 위해서는 추가적인 연구가 필요할 것으로 사료된다.

후 기

본 연구는 2023년도 교육부의 재원으로 한국기초과학지원연구원 국가연구시설장비진흥센터의 지원을 받아 수행된 연구임(No.2023R1A6C101B042). 또한, 본 연구는 2023년도 정부(산업통상자원부)의 재원으로 한국산업기술진흥원의 지원을 받아 수행된 연구임(P0012769, 2023년 산업혁신인재성장지원사업).

References

1) http://www.afsglobal.com/index.html
2) S. J. Kim, “A Special Law for the Environmental Improvement of Air Quality in the Metropolitan Area and a Policy for the Supply of Low Emission Vehicles,” KSAE Fall Conference Special Session Proceedings, pp.31-43, 2004.
3) N. J. Beck, R. L. Barkhimer, W. P. Johnson, H. C. Wong and K. Gebert, “Evolution of Heavy Duty Natural Gas Engines-Stoichiometric, Carbureted and Spark Ignited to Lean Burn, Fuel Injected and Micro-Pilot,” SAE 972665, 1997.
4) Y. C. Han, Y. S. Oh, W. Y. Rha, J. K. Yoon and M. D. Eom, “A Study on Dedicated CNG Engine,” Transactions of KSAE, Vol.7, No.2, pp.72-77, 1999.
5) T. Joo, C. Lee, P. Na, G. Kim, Y. Pyo and Y. Lee, “Engine Performance and Exhaust Characteristics of 2.5 ton Retrofit CNG Truck,” KSAE Fall Conference Proceedings, pp.340-345, 2004.
6) K. H. Ryu, J. C. Park and K. H. Choi, “Performance and Emission Characteristics of Dual-fuel(Diesel-CNG) Combustion in a Diesel Engine,” Transactions of KSAE, Vol.18, No.4, pp.132-139, 2010.
7) H. C. Wong, N. J. Beck and S. K. Chen, “The Evolution of Compression Ignition Natural Gas Engines for Low Emission Vehicles,” ASEM Internal Combustion Engine Division, 2000 Fall Technical Conference, ASME 2000-ICE-318, 2000.
8) R. A. Erickson, K. Campbell and D. L. Morgan, “Application of Dual-Fuel Engine Technology for On-Highway Vehicles,” Internal Combustion Engine Division Spring Technical Conference, Vol.36789, pp.673-678, 2003.
9) G. H. Abd Alla, H. A. Soliman, O. A. Badr and E. M. Abd Rabbo, “Effect of Pilot Fuel Quantity on the Performance of a Dual Fuel Engine,” Energy Conversion and Management, Vol.41, No.6, pp.559-572, 2000.
10) J. Y. Kim and J. Y. Ha, “Performance Characteristics of CNG Engine at Various Compression Ratios,” Transactions of KSAE, Vol.13, No.4, pp.145-151, 2005.
11) K Ryu and J. Won, “Effects of Compression Ratio on the Performance and Combustion Characteristics of Diesel-CNG Dual Fuel System in a Diesel Engine,” Journal of the Korean Society for Power System Engineering, Vol.23, No.4, pp.39-48, 2019.
12) Y. C. Ha, S. M. Lee, B. G. Kim and C. J. Lee, “Performance and Emission Characteristics of a CNG Engine Under Different Natural Gas Compositions,” Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers B, Vol.35, No.7, pp.749-755, 2011.
13) D. W. Nam, T. Trandangquoc and J. T. Lee, “The Characteristic of Power and Emission for Heavy-duty CNG Engine with Direct Injection According to Various Compression Ratio,” Fall Conference Proceedings of KSME, pp.3090-3095, 2008.
14) M. Y. Selim, “Effect of Engine Parameters and Gaseous Fuel Type on the Cyclic Variability of Dual Duel Engines,” Fuel, Vol.84, Nos.7-8, pp.961-971, 2005.
15) S. Nag, P. Sharma, A. Gupta and A. Dhar, “Combustion, Vibration and Noise Analysis of Hydrogen-Diesel Dual Fuelled Engine,” Fuel, Vol.241, pp.488-494, 2019.
16) R. Kang, L. Zhou, J. Hua, D. Feng, H. Wei and R. Chen, “Experimental Investigation on Combustion Characteristics in Dual-Fuel Dual-Injection Engine,” Energy Conversion and Management, Vol.181, pp.15-25, 2019.
17) J. H. Manns, M. Brauer, H. Dyja, H. Beier and A. Lasch, “Diesel CNG - The Potential of a Dual Fuel Combustion Concept for Lower CO_2 and Emissions,” SAE 2015-26-0048, 2015.
18) S. W. Lee, G. H. Lim, C. W. Park, Y. Choi and C. G. Kim, “Effect of Compression Ratio Change on

Emission Characteristics of HCNG Engine," Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers B, Vol.37, No.5, pp.473-479, 2013.

19) G. H. Lim, S. W. Lee, C. W. Park, Y. Choi and C. G. Kim, "Study of Performance and Knock Characteristics with Compression Ratio Change in HCNG Engine," Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers B, Vol.37, No.4, pp.387-394, 2013.

20) J. Kim, Y. Oh and S. Lee, "The Combustion Characteristics of Common Rail Direct Injection and Indirect Injection of Animal Fat Biodiesel," KSAE Spring Conference Proceedings, pp.227-233, 2015.

21) K. Ryu and Y. Oh, "The Durability and Exhaust Emission Characteristics of an IDI Diesel Engine Using Biodiesel Fuel," Transactions of KSAE, Vol.14, No.4, pp.115-122, 2006.

22) K. H. Ryu, "Effects of Pilot Injection Timing on the Combustion and Emissions Characteristics in a Diesel Engine using Biodiesel–CNG Dual Fuel," Applied Energy, Vol.111, pp.721-730, 2013.

23) J. B. Heywood, International Combustion Engine Fundamentals, MaGraw-Hill Book Company, New York, p.543, 1988.