

## 6 L급 압축착화 기관에서 천연가스-디젤 반응성 조정 연소 시 부하에 따른 배기 재순환율이 출력 및 열효율에 미치는 영향 분석

이선엽 · 이석환 · 김창기 · †이정우\*

한국기계연구원 환경시스템연구본부 그린동력연구실,

\*전북대학교 공과대학 기계시스템공학부 교수

(2020년 11월 2일 접수, 2020년 11월 23일 수정, 2020년 11월 24일 채택)

### Effects of Exhaust Gas Recirculation on Power and Thermal Efficiency of Reactivity Controlled Compression Ignition in Different Load Conditions with a 6-L Engine

Sunyoup Lee · Seok-Hwan Lee · Chang-Gi Kim · †Jeong-Woo Lee\*

Department of Engine Research, Korea Institute of Machinery and Materials, Daejeon  
34103, Republic of Korea

\*Department of Mechanical System Engineering, Jeonbuk National University, Jeonju  
54896, Republic of Korea

(Received November 2, 2020; Revised November 23, 2020; Accepted November 24, 2020)

#### 요 약

반응성 조정 압축착화 (Reactivity Controlled Compression Ignition, RCCI) 연소는 착화원인 디젤 연료를 압축 행 정 중 이른 시점에 미리 분사하여, 공기와 미리 섞여 들어온 천연가스 연료뿐만 아니라 디젤 연료 자체도 미리 연소 전에 공기와 혼합하여 착화를 이루는 전체 예혼합 혼소(Dual-fuel combustion) 방식의 일종이다. 따라서 기존의 혼 소 방식 중에서도 RCCI 연소는 질소산화물(Nitrogen Oxides, NOx) 및 매연(Smoke)을 획기적으로 줄일 수 있고, 또 한 높은 열효율을 유지할 수 있는 장점을 지니고 있다. 특히 연소 중 NOx의 발생은 연소 온도와 국부적인 당량비에 관계된 상황에서 당량비를 낮추기 위해 예혼합율을 높이는 시도뿐만 아니라, 연소 온도 감소를 위한 배기재순환 (Exhaust Gas Recirculation, EGR)을 적용하는 것이 효과적이다. 그러나 배기재순환은 대개의 경우 터보차저의 압 축기 전단에서 추출하는 HP-EGR(High Pressure-EGR) 방식을 적용하는 경우가 많으므로, EGR율을 높일 경우 터 빈으로 공급되는 배기의 양이 줄어 배기 엔탈피 감소로 인해 과급이 줄어들어 악영향을 초래할 수 있다.

따라서 본 연구에서는 서로 다른 두 운전조건에서 천연가스-디젤 RCCI 연소를 시행할 때, EGR율 변화에 따른 엔진 시스템의 제동 출력 및 열효율의 변화에 대하여 실험적으로 분석하였다. 실험 조건은 1,200 rpm/29 kW 수준의 조건과 1,800 rpm/90 kW 이하 조건에서 수행하였으며 NOx와 smoke의 배출조건은 Tier-4 final 배기규제를 기준으 로 삼았으며 엔진의 내구성을 고려하여 최고 연소압력은 160 bar를 넘지 않게 제어하였다. 그 결과 1,200 rpm/29 kW 조건에서는 EGR율을 4에서 30 %로 높이더라도 출력 및 열효율의 변화는 미미하였으나, 1,800 rpm 조건에서는 EGR율을 4에서 28 %로 증가할 경우 최대 과급 압력이 2.3에서 1.8 bar로, 최고 출력은 90에서 65 kW로, 열효율은 37에서 33 %로 감소함을 알 수 있었다. 따라서 효과적인 EGR공급을 위해서는 현재 압축기 전단에서 추출하는 EGR을 후단에서 추출하는 LP-EGR (Low Pressure EGR) 시스템이 효과적일 수 있음을 시사한다.

**Abstract** - Reactivity controlled compression ignition (RCCI) combustion is one of dual-fuel combustion systems which can be constructed by early diesel injection during the compression stroke to improve premixing between diesel and air. As a result, RCCI combustion promises low nitrogen oxides (NOx) and smoke emissions comparing to those of general dual-fuel

†Corresponding author: engine@jbnu.ac.kr

Copyright © 2020 by The Korean Institute of Gas

combustion. For this combustion system, to meet the intensified emission regulations without emission after-treatment systems, exhaust gas recirculation (EGR) is necessary to reduce combustion temperature with lean premixed mixture condition. However, since EGR is supplied from the front of turbocharger system, intake pressure and the amount of fresh air supplementation are decreased as increasing EGR rate.

For this reason, the effect of various EGR rates on the brake power and thermal efficiency of natural gas/diesel RCCI combustion under two different operating conditions in a 6 L compression ignition engine. Varying EGR rate would influence on the combustion characteristic and boosting condition simultaneously. For the 1,200/29 kW and 1,800 rpm/(lower than) 90 kW conditions, NO<sub>x</sub> and smoke emissions were controlled lower than the emission regulation of 'Tier-4 final' and the maximum in-cylinder pressure was 160 bar for the indurance of engine system.

The results showed that under 1,200 rpm/29 kW condition, there were no changes in brake power and thermal efficiency. On the other hand, under 1,800 rpm condition, brake power and thermal efficiency were decreased from 90 to 65 kW and from 37 to 33 % respectively, because of decreasing intake pressure (from 2.3 to 1.8 bar). Therefore, it is better to supply EGR from the rear of compressor, i.e. low pressure EGR (LP-EGR) system, comparing to high pressure EGR (HP-EGR) for the improvement of RCCI power and thermal efficiency.

**Key words** : BTE (Brake Thermal Efficiency), CNG (Compressed Natural Gas), Diesel, EGR (Exhaust gas recirculation), Power, RCCI (Reactivity Controlled Compression Ignition)

## I. 서 론

2015년 파리 협약에 의해 시행된 신기후 체제에 의하면 한국에서는 2030년까지 이산화탄소(Carbon dioxide, CO<sub>2</sub>)의 배출량을 전망치 대비 30 % 가량 감소해야 한다 [1]. 대다수의 CO<sub>2</sub> 배출이 연소에 의해서 발생한다는 점을 고려한다면, 열동력 기관의 열효율을 30 % 가량 증대시키는 방법은 어려우며, 저탄소(Low-carbon content) 연료를 적극적으로 사용하는 것이 가장 현실적인 대응책이 될 수 있다.

연소를 기반으로 동력을 발생하는 대표적인 기계인 내연기관도 위의 상황에 직면하였다. 일부 승용 차량의 경우에는 엔진에 모터, 배터리 등을 함께 사용하는 하이브리드(Hybrid) 구동 방식을 빌려 CO<sub>2</sub> 배출량을 줄이는 방법을 시도하고 있으나 파워트레인 구성이 복잡해지고, 배터리 제작을 위한 귀금속 수급 등이 여전히 해결해야 하는 문제가 있는 상황이다.

따라서 액화석유가스(Liquefied Petroleum Gas, LPG)나 압축천연가스(Compressed Natural Gas, CNG)와 같이 기존의 가솔린, 디젤 등의 화석 연료보다 탄소 함유량이 적은 연료의 활용이 해법이 될 수 있다. 이미 LPG 및 CNG 차량은 대중교통 수단 등을 포함하여 도로에서 쉽게 볼 수 있다. 다만 해당 연료들의 특성상 전기점화 방식(Spark Ignition, SI) 엔진에만 주

로 사용될 수 있으며, 기존의 가솔린 연료보다 화염 전파 속도 등에서 차이를 보이기 때문에 같은 연소 방식임에도 다소 낮은 열효율이 문제로 지적되고 있다 [2].

따라서 위의 저탄소 가스 연료들을 압축비가 상대적으로 높아 열효율 역시 좋은 압축착화 방식(Compression Ignition, CI)의 엔진에 적용할 필요성이 있다. 그러나 가스 연료들은 옥탄가(Octane Number, ON)가 높고 자발화 특성이 낮은 편이므로 해당 연료를 전소할 목적으로 압축착화 기관에 사용할 수는 없으며, 착화를 위해 소량의 디젤 연료 등을 공급해줄 필요성이 존재한다. 이러한 이유로 천연가스-디젤 혼소(Dual-fuel combustion) 방식에 대한 연구 필요성이 대두되었다.

이에 Karim은 1980년부터 디젤 압축착화 기관에 천연가스를 공급하는 혼소 방식을 연구하기 시작하였다 [3, 4]. 대개의 경우 소량의 디젤연료가 엔진의 상사점 부근에서 분사되어 착화원으로 작용하며, 주에너지는 천연가스의 연소로부터 발생한다. 저탄소 연료이자 공기와의 예혼합 특성이 디젤보다 우수한 천연가스를 통해 CO<sub>2</sub>의 배출과 매연(Smoke)의 발생이 디젤 엔진에 비해 현격히 줄어들 수 있으나, 틈새체적(Crevise volume) 등에 포함된 가스 연료가 연소에 참여하지 못하고 그대로 배출되면서 배기 중 미연탄화수소(Total Hydrocarbon, THC) 배출이 높아지는 단점

6 L급 압축착화 기관에서 천연가스-디젤 반응성 조정 연소 시  
부하에 따른 배기 재순환율이 출력 및 열효율에 미치는 영향 분석

을 보여주었다.

2000년대 들어서면서 Papagiannakis 등은 천연가스의 분율을 조절해가며 혼소의 특성을 살펴보았으며, 2,000 rpm 조건에서 최대 부하의 80%까지 혼소로 평가를 진행하였다 [5]. 그 결과 동일 디젤 분사시기 조건에서 천연가스의 분율이 높아질 경우, 자발화 특성이 낮은 해당 연료로 인해 연소상이 지각되고 최고 연소실 압력 역시 낮아짐을 보여주었다. 마찬가지로 천연가스의 대체 분율이 높아짐에 따라 질소산화물(Nitrogen Oxides, NOx)과 Soot의 발생이 감소하는 것을 확인하였으나, THC 및 일산화탄소(Carbon monoxide, CO)의 배출이 증가하는 것은 피하지 못했다.

상기 연구들의 문제점은 천연가스의 대체 분율에 따라 디젤 분사시기를 최적화하지 않고, 고정함으로써 전체적인 연소속도가 느리게 되어 CO와 THC 같은 미연물질의 배출이 높아진 점과 열효율 측면에서 이득을 보지 못했다는 점이였다.

이에 Nieman 등은 천연가스-디젤 혼소 조건에서 기존의 상사점 부근에서 분사하는 디젤 분사시기를 60-80 CAD (Crank angle degree), BTDC (Before Top Dead Center) 수준으로 전각함으로써, 디젤 연료 자체의 예혼합 특성도 향상시켜 전체적인 예혼합 연소를 구현하는 반응성 조정 압축 착화 (Reactivity Controlled Compression Ignition, RCCI) 방식을 제시하였다 [6].

RCCI 연소 방식이 기존의 혼소 방식과 다른 가장 큰 차이점은 기존의 혼소 방식의 경우 고온/고압 환경에서 분사된 디젤의 자발화 특성으로 인해 즉각적으로 연소 시점을 조절한다면, RCCI 연소는 디젤 연료를 조기 분사함으로써 연소실 내 반응성 성층화(Reactivity Stratification)를 조절하여 연소 시작 지점을 결정한다는 점이다 [7]. 이에 따라 Nieman 등의 결과에서도 배기가스 후처리 장치가 없이도 디젤-천연가스 RCCI 연소를 통해 NOx 및 smoke의 발생을 최소화할 수 있었으며, 연소효율의 증대를 비롯하여 열효율 역시 기존의 디젤 연소보다 높게 가져갈 수 있다는 것을 보여주었다 [6]. 특히 가솔린-디젤 RCCI 연소 시에는 높은 배기재순환(Exhaust Gas Recirculation, EGR)을 통해 NOx의 배출을 감소시켰다면, 천연가스-디젤 RCCI 연소 시에는 EGR의 사용 없이 흡기압력의 증대를 통한 희박 연소만으로 NOx의 배출을 감소하였다는 점에서 의미가 있다.

그러나 해당 연구는 실제 다기통(Multi-cylinders) 엔진이 아닌 해석상에서 제시된 결과이므로, 과급이나 EGR 공급의 제약이 없는 상황을 가정한 것이므로 실제 엔진에 적용하였을 때 발생할 수 있는 문제점을 확인하지는 못하였다. 특히 EGR을 터보차저의 전단에서 추출하는 현재의 고압 EGR(High pressure EGR,

HP-EGR) 시스템에서는 EGR율의 증대 시 압축기로 공급되는 배기 엔탈피가 감소하여 과급이 줄어드는 문제가 존재하므로, 현실적인 EGR 율의 변화와 과급에 대한 평가가 필요하다.

따라서 본 연구에서는 1,200 rpm의 저부하 조건과 1,800 rpm의 고부하 두 조건에서 EGR 밸브를 변화하여 EGR율을 조절해가면서 엔진의 출력 및 열효율에 미치는 영향에 대해서 분석하였다. 이는 단순히 EGR 율의 변화가 연소에만 미치는 영향을 본 것뿐만 아니라 과급을 포함한 엔진 시스템 전체에 미치는 영향을 함께 파악한 것이라 할 수 있다.

## II. 실험 장치 구성 및 방법

실험에 사용된 엔진은 6 L급 직렬형 6기통 고속직분사식(High Speed Direct Injection, HSDI) 디젤 분사 시스템이 적용된 압축착화형 엔진(현대자동차, G엔진)이다.

해당 엔진은 220 kW급 동력계(Fuchino, ESF-H300)에 장착되어 엔진 속도와 토크를 제어하였다. 디젤 연료는 솔레노이드형 연소실 내 직분사 시스템을 통해 최대 1,800 bar까지 분사 가능하다. 천연가스의 경우 외부 봄베에서부터 공급되어 레귤레이터를 통해 8 bar로 제어된 후 별도의 분사기 없이, 흡기 매니폴드에 직접 공급하였다. 디젤 연료의 유량은 분사 기간을 조절하여 제어하고 전용 유량계(Emerson, Micro Motion Mass Flow Meter)를 통해 측정하였으며, 천연가스의 유량은 기체 유량 제어기(Brooks, SLA)를 이용하여 조절하였다. 공연비의 확인에는 ETAS 社의 LA4 광대역 센서가 사용되었다. 또한 흡입 공기의 유량 측

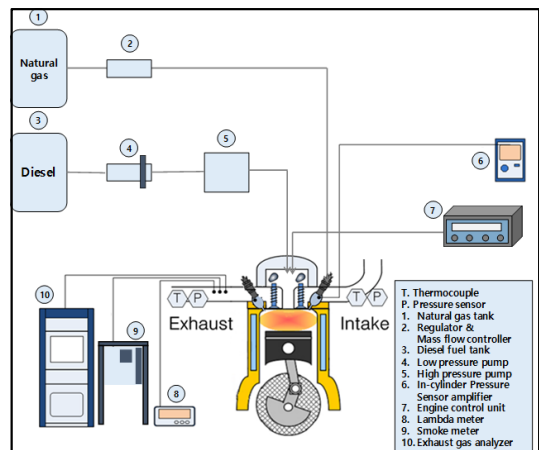


Fig. 1. Schematic diagram of experimental setup.

**Table 1.** Engine specifications.

Parameters	Specification
Cylinder number [-]	6
Displacement [L]	5.9
Bore x Stroke [mm]	103.0 x 118.0
Connecting rod [mm]	200.0
The maximum power output [kW] (by diesel)	165.4 @ 2,500 rpm
The maximum torque [Nm] (by diesel)	686.0 @ 2,500 rpm

**Table 2.** Fuel specifications.

Parameters	Diesel	Natural gas
Chemical formula	C <sub>x</sub> H <sub>2x</sub>	CH <sub>4</sub> (88.9vol%) C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> (8.9vol%) C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> (1.3vol%)
Lower heating value [MJ/kg]	42.5	49.3 (liquid) @ 0 °C/1 atm
Cetane/Octane number [-]	54 (CN)	120 (RON)
Stoichiometric ratio of AF [wt%]	14.6	17.2

정에는 층류 유량 측정계(Laminar flow meter, model Z50MY15-2; Meriam Instrument Co.)가 사용되었다.

실험 중 냉각수 온도는 70 °C, 터보차저를 통해 공급된 흡기는 인터쿨러를 이용하여 40 °C로 제어되었다. 연소압력의 경우 1번 기통에 Kistler 社의 6052 C 센서를 장착하여 측정하였으며, 해당 연소압력을 받아 연소해석에는 Dewetron 社의 DE500을 사용하였다. 연소 해석 결과는 각 200 사이클의 평균으로 정리하였다. 배기분석을 위해 NO<sub>x</sub>, CO, CO<sub>2</sub> 및 THC, 메탄(Methane, CH<sub>4</sub>) 등 기체상 물질의 배기농도는 Horiba 社의 7100-DEGR이 사용하여 측정하였으며, smoke의 경우 AVL 社의 Smokemeter 415-S로 측정하였다. 상세 엔진 제원 및 연료 특성은 각 Table 1과 2에 소개되어 있다.

### III. 실험 조건

실험은 엔진속도 1,200과 1,800 rpm 두 조건에서 수행하였다. 해당 실험은 EGR을 변화에 따른 터보차저

**Table 3.** Experimental conditions.

Engine speed [rpm]	1,200 rpm	1,800 rpm
Operating conditions		
Diesel injection pressure [bar]	950	1,500
Brake power [kW]	near 29	65-90
EGR rate [%]	4.68-30.54	4.41-28.15
Intake pressure [bar]	1.15-1.31 (Reverse to EGR)	1.79-2.34 (Reverse to EGR)
Diesel injection timing [CAD BTDC]	49/49/53/59 (According to EGR rate)	60/60/66/68 (According to EGR rate)
Constraints		
Turbocharger waste gate condition	Always entirely closed. (All the exhaust gases supplies to turbine.)	
Limitation of BSNO <sub>x</sub> [g/kWh]	0.40	
Limitation of BSsmoke [mg/kWh]	20	
Limitation of the maximum in-cylinder pressure [bar]	160	

의 성능 변화 및 엔진 과급, 출력 특성의 변화를 함께 본 것이기 때문에 출력 조건은 제약조건들을 고려하여 변동이 존재한다. (출력의 변화 역시 일종의 종속 변인으로서 실험 결과로 논의한다.) 디젤 분사압력은 상대적으로 저속/저부하인 1,200 rpm 조건에서는 950 bar로 상대적으로 고속인 1,800 rpm에서는 1,500 bar로 분사하여 운전조건에 따른 적합한 디젤 분사압력을 선택하였다.

해당 엔진은 고압 EGR 시스템을 장착하였으며 1,200 rpm 조건에서는 EGR을 변화를 4.6에서 30.5%로 총 네 개의 실험 조건으로 나누어 측정하였다. 이는 EGR 밸브의 개도를 최대 개도치로부터 완전히 닫는 구간까지 3등분하여 밸브 개도량 0,33,66,100%로 실현한 결과이다. 상기 조건과 마찬가지로 1,800 rpm 조건에서도 EGR을 4.4에서 28.1%까지 변화시켰으며 총 네 개의 실험 조건으로 나누어 평가하였다. 이때 EGR율은 흡/배기의 CO<sub>2</sub> 농도 간 비율로 (1) 식과 같이 계산하였으며, 터보차저의 WGT(Waste Gate) 개도량의 경우 EGR 밸브 개도량을 변화에 관계없이 항상 닫아 최고치를 유지하였다.

6 L급 압축착화 기관에서 천연가스-디젤 반응성 조정 연소 시  
부하에 따른 배기 재순환율이 출력 및 열효율에 미치는 영향 분석

모든 EGR을 조건에 대해 디젤 분사시기 및 천연가스와 디젤 간 분율을 고정하여 실험을 진행할 경우 각각의 조건에 대한 최적의 운전 상태라 볼 수 없으므로, 제약조건을 두어 EGR을 별로 디젤 분사시기, 연료 간 분율을 조정하며 실험을 진행하였다. 이때 최적의 운전 상태라 함은 하기의 제약조건을 모두 만족함과 동시에, 해당 EGR을 조건에서 가장 높은 제동 열효율을 갖는 운전 조건을 일컫는다.

제약 조건으로는 상용엔진의 배기 규제 중 하나인 ‘Tier-4 final’ 조건에 따라 제동 출력 기준 NOx 배출량 (Brake Specific NOx, BSNOx) 0.4 g/kWh, Smoke 배출량 (BSsmoke) 20 mg/kWh 이하를 기준으로 삼았다. 또한 엔진의 내구성을 고려하여 최고 연소실 압력은 160 bar 이하로 유지하였다. 최고 연소실 압력은 1,200 rpm 저부하 조건에서는 항상 80 bar 이하였기에 크게 의미가 없는 조건이나, 1,800 rpm 고부하 조건에서는 내구성을 위한 중요한 조건이다. Table 3에 자세한 운전조건을 명기하였으며 Table 4에 각 제한 조건들에 대한 실제 측정값을 기록하였다.

**Table 4.** BSNOx, BSsmoke, The maximum in-cylinder pressure results.

EGR valve opening [%]	1,200 rpm	1,800 rpm
BSNOx [g/kWh]		
0	0.32	0.35
33	0.27	0.33
66	0.23	0.27
100	0.22	0.22
BSsmoke [mg/kWh]		
0	5.88	3.09
33	5.03	10.96
66	6.45	3.58
100	14.26	3.01
The maximum in-cylinder pressure [bar]		
0	All the values are under 80.	159.06
33		141.68
66		140.97
100		117.66

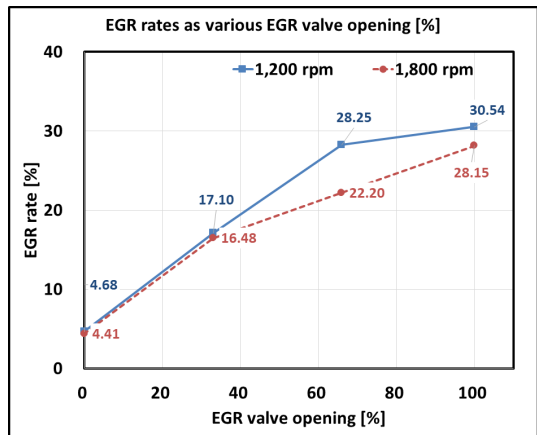
$$EGRrate [\%] = \frac{CO2_{in} - CO2_{amb}}{CO2_{ex} - CO2_{amb}} \quad (1)$$

#### IV. 실험 결과 및 논의

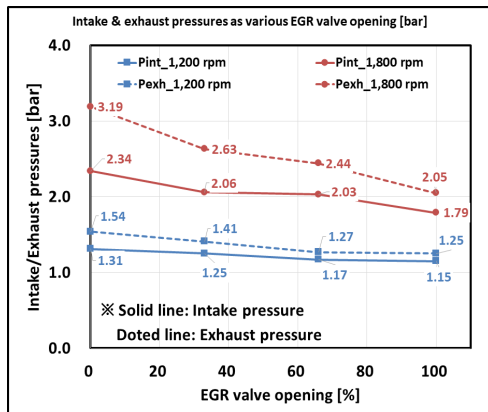
Fig.2는 엔진속도 1,200과 1,800 rpm 조건에서 EGR 밸브 개도량에 따른 외부 EGR율(External EGR rate)을 나타낸다. 먼저 EGR 밸브를 완전히 닫은 가운데에도 흡기 중 CO2 농도가 0.2% 정도는 측정되어 EGR율이 약 4% 정도임을 확인할 수 있었다. 대기 중 일반적인 CO2의 농도는 약 0.04%(=400 ppm) 수준임에 비해 흡기 중 CO2 농도가 조금 더 높음을 알 수 있는데, 이는 EGR밸브 개도가 0%라도 완벽하게 닫히지는 않기 때문에 약 1,600 ppm 정도가 흡기 중으로 유입되었음을 알 수 있다.

이후 EGR 밸브 개도량이 증가함에 따라 최대 개도량에서 1,200 rpm에서는 30.54%, 1,800 rpm에서는 28.15%까지 공급됨을 알 수 있었다. 특히 저부하 조건에서 개도량이 증가하였을 때, EGR의 공급이 더 많음을 알 수 있다. 따라서 EGR 공급량의 제어는 실질적으로 EGR 밸브 개도량을 통해 이루어지지만, 동일한 EGR 밸브의 개도량이라도 흡WGT 개도량에 변화에 따른 흡기압력 결과와 결부되어 공급되는 EGR율은 달라질 수 있음을 시사한다.

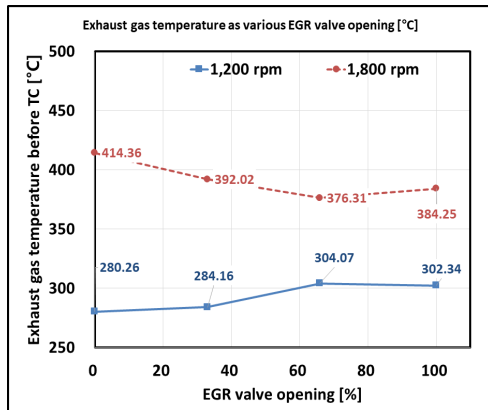
Fig.3-(a)~(c)는 EGR 밸브 개도량에 따른 흡배기 상태 측정 결과를 나타낸다. 먼저 Fig.3-(a)의 EGR 개도량에 따른 흡/배기 압력을 살펴보면, 일반적으로 배기압력이 흡기압력보다 더 높기에 해당 시스템과 같은 고압 EGR 시스템에서 압력 차이에 의한 EGR 공급이 가능함을 알 수 있다. WGT를 모두 닫아



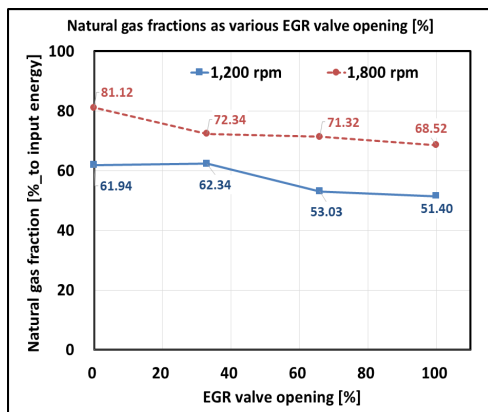
**Fig. 2.** EGR rates as various EGR valve openings under 1,200 and 1,800 rpm conditions.



(a)



(b)



(c)

Fig. 3. (a) Intake/exhaust pressures, (b) exhaust gas temperatures and (c) natural gas fractions to total input energy as various EGR valve openings.

모든 배기가스가 터보차저의 터빈부 (turbine)를 지나가는 상황에 있어서, EGR 밸브 개도량이 증가함에 따라 배기압과 흡기압이 함께 감소함을 알 수 있었다. 이는 터빈 전단에서 EGR을 추출하는 고압 EGR 시스템의 특성으로 인해, EGR을 흡기에 많이 공급할수록 터빈으로 공급되는 배기 엔탈피 (exhaust gas enthalpy)가 감소하여 터보차저의 성능이 저하되어 과급이 감소되는 것에 기인한다 [8]. 또한 해당 배기압은 터보차저 전단에서 측정된 것이므로, EGR율이 높아짐에 따라 배기압이 감소하는 것은 당연한 현상이다.

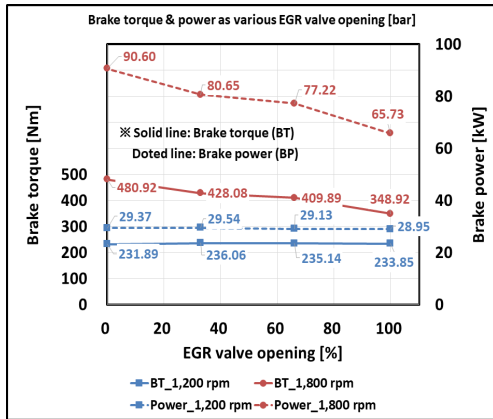
따라서 1,800 rpm 고부하 환경에서 EGR 밸브 개도량이 0%인 경우 최고 흡기압력이 2.34 bar에 달하며, 배기압력도 3.19 bar에 비해 EGR 밸브를 완전히 열 경우, 배기압이 1 bar 이상의 낮아지고 과급 압력도 1.79 bar까지 낮아짐을 확인할 수 있다. 한편 1,200 rpm의 저부하 운전의 경우 EGR 밸브 개도량이 증가함에 따라 흡/배기압이 감소하는 현상은 동일하였으나, 그 감소폭은 상대적으로 작았다. 따라서 상대적으로 고부하인 1,800 rpm 조건보다 저부하 1,200 rpm 조건에서 동일 EGR 밸브 개도량에서 EGR율이 상대적으로 높은 것은 상기 이유에 기인한다고 볼 수 있다.

Fig.3-(b)의 터보차저 전단의 배기온도를 살펴보면, 1,800 rpm 고부하 조건에서는 EGR 밸브 개도량이 증가할수록 배기온도는 감소하는데 반해, 1,200 rpm 저부하 조건에서는 상승하는 경향을 볼 수 있다. 이는 1,800 rpm 조건에서 EGR 밸브 개도량이 높아짐에 따라, 공급되는 에너지의 총량이 감소하기 때문인 것으로 파악되며, 반면 1,200 rpm에서는 EGR 밸브 개도량이 커짐에 따라 보다 농후한 조건에서 연소가 이루어지기 때문에 배기온도도 상승하는 것으로 분석된다.

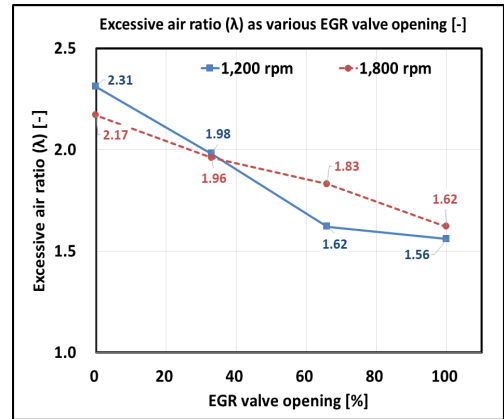
다음으로 Fig.3-(c)는 EGR 밸브 개도량에 따른 각 운전조건에서 전체 공급된 연료의 에너지 대비 천연가스의 공급 분율을 나타낸 결과이다. 각 조건에서의 천연가스 분율은 실험 조건 중 NOx와 smoke의 제한 조건을 만족하면서 연소 안정성도 확보할 수 있는 한도 내의 최대량으로 설정하였다. 고속/고부하 조건에서 착화의 안전성이 높아서 저반응성 연료인 천연가스의 분율을 높게 가져갈 수 있는 반면, EGR 밸브 개도량이 커질수록 천연가스의 공급 분율이 낮아짐을 알 수 있다 [9, 10]. 참고로 위의 실험조건에서 언급한 바와 같이 천연가스의 비율은 NOx 및 smoke, 최고 연소실 압력을 고려하여 최적 지점을 결정하여 사용하였다.

Fig.4-(a)와 (b)에서는 EGR 밸브 개도량에 따른

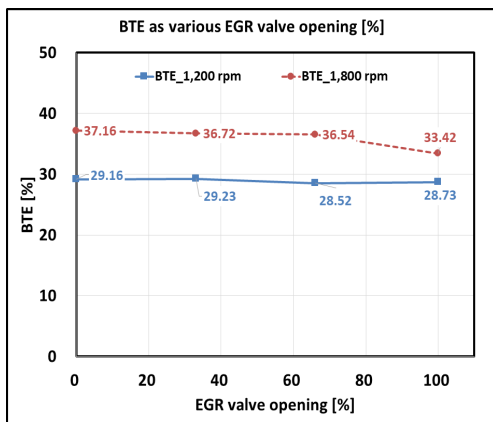
6 L급 압축착화 기관에서 천연가스-디젤 반응성 조정 연소 시  
부하에 따른 배기 재순환율이 출력 및 열효율에 미치는 영향 분석



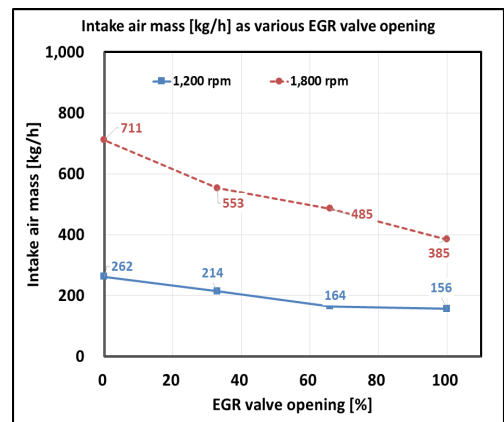
(a)



(a)



(b)



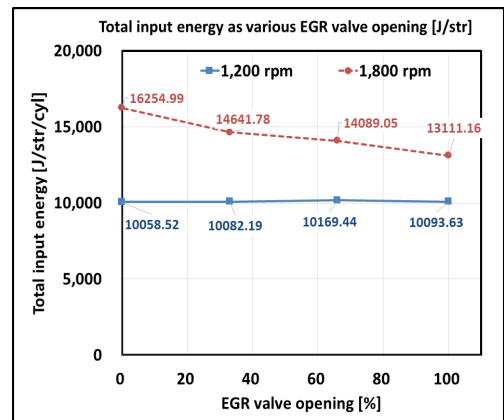
(b)

Fig. 4. Brake torque and power (a) and BTE (b) as various EGR valve openings.

제동 출력(BP, Brake Power) 및 제동 토크 (BT, Brake Torque)와 제동 열효율(BTE, Brake Thermal Efficiency) 결과를 확인할 수 있다. 1,200 rpm에서는 EGR 밸브의 개도량이 변화하더라도 운전조건  
의 최적화를 통해 배기 배출물 및 최고 연소압 제한 조건을 만족하면서 제동 출력, 제동 토크와 BTE를 각각 29 kW, 230 Nm와 29% 내외로 유지할 수 있었다.

반면 1,800 rpm 조건에서는 EGR 밸브 개도량이 증가함에 따라, 각 제한 조건을 만족하는 가운데 최고 출력이 90.60 kW에서 65.73 kW로 크게 감소하였으며, BTE 역시 37.16%에서 33.42%로 감소함을 확인할 수 있었다.

이는 고압 EGR 시스템 환경 하에서 1,200 rpm 저부하 조건에서는 EGR 밸브 개도량에 관계없이



(c)

Fig. 5. (a) Excessive air ratios, (b) intake air mass and (c) total input energy per 6 cylinders as various EGR valve openings.

RCCI 연소를 최적화할 수 있었으나 1,800 rpm 고부하 조건에서는 EGR 밸브 개도량이 증가하면 흡기압력 감소로 인해 오히려 출력이 감소함을 보여 주는 것이다.

이 같은 경향의 원인은 Fig.5-(a)~(c)의 EGR 밸브 개도량에 따른 공기과잉률(Excessive air ratio), 흡입공기량, 총 공급 에너지 결과를 통해 확인해 볼 수 있다. 1,200 rpm 저부하 조건이나 1,800 rpm 고부하 조건 모두 EGR 밸브 개도량이 증가함에 따라 흡기에 공급되는 공기량이 줄어들고, 또한 공기과잉률도 농후해짐을 알 수 있다. 그러나 1,800 rpm 고부하 조건에서는 공기량만 줄어드는 것이 아니라 총 공급 에너지, 즉 전체 연료량도 줄어드는 가운데 공기과잉률이 농후해지는 것이고, 1,200 rpm 저부하 조건에서는 공급되는 총 에너지는 거의 동일한데 비해 공기량만 줄어들어 공기과잉률이 농후해진 것이다.

따라서 EGR 밸브 개도량에 따른 공기과잉률의 경향성만 놓고 보면, 고압 EGR 시스템에 의한 EGR 율 증가가 운전조건과 관계없이 동일한 경향성을 보였으나 실상은 고부하 조건에서는 연소 가능한 전체 연료량의 감소도 불러일으킨 것이라 할 수 있겠다. 따라서 저부하 조건에서는 EGR 율의 증가가 전체 출력 및 BTE에 큰 영향을 주지 않았으나, RCCI 연소 시 최고 출력을 확보하고 높은 열효율을 확보하는 데는 악영향을 미친 것이라 볼 수 있다.

지금까지 파악한 부하 조건 변화에 따른 전체 공급 에너지 변화 경향을 바탕으로 배기배출물 특성 분석 결과는 다음과 같다.

먼저 Fig.6는 CO<sub>2</sub> 배출량을 제동 출력의 비로

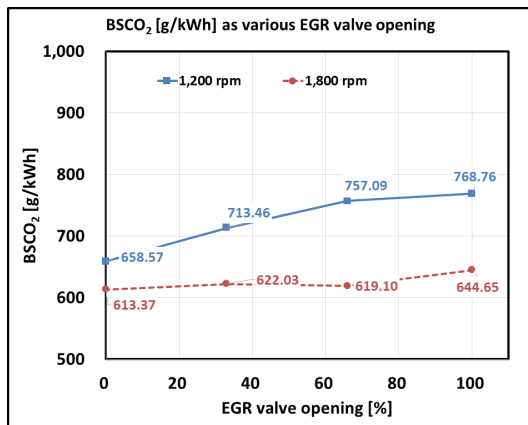


Fig. 6. BSCO<sub>2</sub> emissions as various EGR valve openings.

표현한 BSCO<sub>2</sub>값을 EGR 밸브 개도량에 따라 나타낸 것으로, EGR 밸브 개도량이 증가함에 따라 두 운전 조건 모두에서 BSCO<sub>2</sub> 값은 증가하는 경향을 보였다. 특히 1,200 rpm 저부하 조건에서는 Fig.4에서 보듯 EGR 율의 증가에 따라 BTE 값의 변동이 거의 없었지만, BSCO<sub>2</sub> 값은 악화됨을 알 수 있다.

이는 우선 Fig.3-(c)에서 확인할 수 있듯이 EGR 밸브 개도량이 증가함에 따라, 동일 에너지 밀도당 탄소 함유량이 적은 천연가스 연료의 분율이 감소하기 때문인 것으로 파악된다. 또한 Fig.5-(a)에서 보았듯이 전체 공급되는 공기량이 줄어들어 공기과잉률이 농후해졌기 때문에, 배기 중 CO<sub>2</sub>의 농도가 EGR 율에 따라 최소 4.27%에서 최대 7.17%까지 변한 것으로 파악할 수 있다. 다만 Fig.5-(b)에서 보았듯이 EGR 율이 가장 낮을 때 공기량에 비해 EGR 율이 가장 높을 때 공기량이 약 절반을 조금 넘기 때문에, 농도에 비례해서 두 배 가까운 차이를 보이는 것이 아니라 그보다 작은 최소 BSCO<sub>2</sub> 값 658.57 g/kWh에서 최대 768.76 g/kWh 정도의 차이를 보이게 된 것이다.

반면 1,800 rpm의 고부하 조건에서는 EGR 밸브 개도량에 따른 BSCO<sub>2</sub>값의 차이가 최대 약 31 g/kWh 정도를 보이는데 이는 배기 중 CO<sub>2</sub> 농도의 차이가 최소 4.9 % (EGR 밸브 개도량 0% 조건)에서 6.6% (EGR 밸브 개도량 100% 조건)정도로 1,200 rpm 저부하 조건에 비해 그 차이가 적은 것에 더해, 흡입 공기량과 연료량이 EGR 밸브 개도량이 증가함에 따라 모두 감소하였기 때문으로 질량 기준으로 계산하였을 때는 BSCO<sub>2</sub> 값의 변화가 크지 않다는 것을 알 수 있다. 즉, 공기과잉률과 흡기압

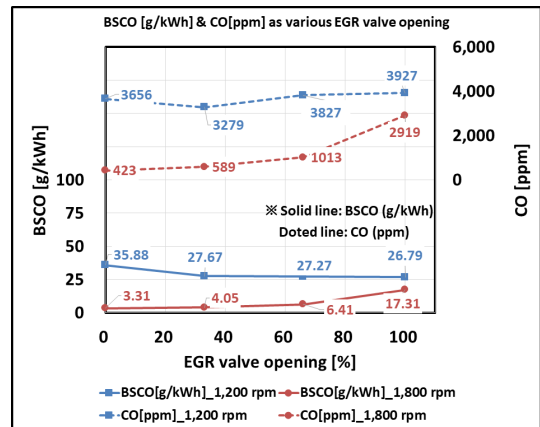


Fig. 7. BSCO and CO emissions as various EGR valve openings.



6 L급 압축착화 기관에서 천연가스-디젤 반응성 조정 연소 시  
부하에 따른 배기 재순환율이 출력 및 열효율에 미치는 영향 분석

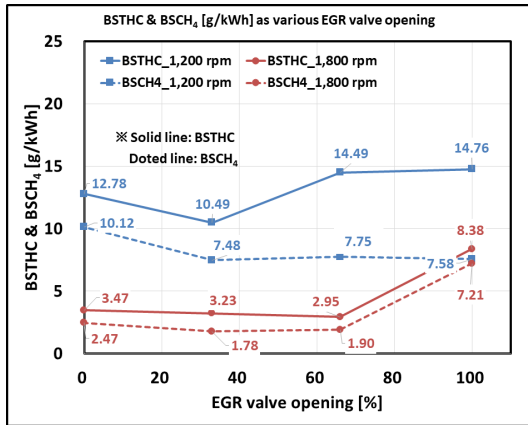


Fig. 8. BSTHC and BSCH4 as various EGR valve openings.

력이 동시에 변하는 상황에서는 BSCO값과 BTE의 경향이 완전히 같지는 않을 수 있다는 점을 시사한다.

Fig.7에서는 연소 효율의 지표 중 하나인 BSCO (g/kWh 단위)와 CO (ppm 단위)를 EGR 밸브 개도량에 따라 표현하였다. 1,200 rpm 저부하 조건인 경우 EGR 밸브 개도량이 0 %인 조건에서 BSCO값이 가장 높고 EGR이 공급됨에 따라 다소 감소하지만 큰 차이는 보이지 않는다. CO를 ppm 단위로 확인하였을 때는 EGR 밸브 개도량에 따라 약 3,200~3,900 ppm 수준으로 EGR 밸브 개도량이 0%인 경우에는 흡입 공기량이 가장 크기 때문에 BSCO 값이 큰 것으로 파악된다. 일반적으로 CO의 생성은 공기과잉률 값에 비례하고, 연소 온도에 따라 CO의 산화율이 결정된다 [8]. 따라서 EGR 밸브 개도량이 증가하여 EGR율이 증가할수록, 공기과잉률이 이론 공연비에 가까워지기 때문에 CO의 생성은 줄어드나 증가한 EGR율에 의해 연소온도가 다소 낮아져 CO의 산화율 역시 줄어들기 때문에 ppm 단위로는 동등 수준을 유지하는 것이라 파악된다.

한편 1,800 rpm 고부하 조건에서는 EGR 밸브 개도량이 증가함에 따라 CO의 배출량이 ppm 단위와 g/kWh 단위 모두 증가하는 경향을 보이는데, 이는 총 발열량의 감소와 이에 따른 연소온도 감소로 CO의 산화율 역시 크게 감소하기 때문으로 분석된다.

마지막으로 Fig.8은 연소 효율의 지표 중 하나인 BSTHC와 이 중 CH4만 측정된 BSCH4 결과를 나타내고 있다. RCCI 연소 시 저반응성 연료로 CH4가 주성분인 천연가스를 사용하였으므로, 배기 중 CH4의 결과도 중요한 지표라 할 수 있다. 먼저 1,200

rpm의 저부하 조건에서는 CO 결과와 유사한 경향의 BSTHC 결과가 나타났다. RCCI 연소 시 THC는 디젤 조기분사로 인한 벽면 침착 현상 (Wall-impingement)와 저반응성 연료가 Crevice 영역으로 숨는 틈새체적 효과 (Crevice effect)가 존재하는데, EGR 밸브 개도량이 0%인 경우는 THC 중 CH4 비중이 높은 것으로 보아 Crevice effect가 큰 것으로 보인다 [11]. 한편 Fig.3-(c)에서 보았듯이 EGR율이 증가함에 따라 연소 안정성을 위해 천연가스의 비율을 감소시켰으므로, CH4의 배출은 다소 감소하고, 이외의 비메탄탄화수소(NMHC, Non-methane hydrocarbon)의 발생 비중이 높아짐을 확인 할 수 있다.

한편 1,800 rpm의 고부하 조건에서는 디젤 분율이 20~30% 수준으로 낮고 (Fig.3-(c) 참고), 연소실 내 압력이 높아 디젤 분무의 길이가 짧아져 Wall-impingement가 거의 발생하지 않기 때문에 THC와 CH4의 배출 경향성이 동일한 것으로 파악된다. 즉, 고부하 조건의 천연가스 비율이 높은 경우 THC의 구성 중 대다수가 CH4임을 유추할 수 있다. 그리고 그 발생 원인과 경향성은 CO와 마찬가지로 연소 온도 감소에 기인하는 것으로 분석된다. 따라서 1,800 rpm 고부하 조건에서 EGR 밸브 개도량이 증가함에 따라 BTE가 감소하는 이유 중 하나는 CO와 THC의 증가에 따른 연소 손실(Combustion Loss)의 증가가 이유일 것으로 파악된다. 그러나 여전히 저속/저부하 조건보다는 고속/고부하 조건에서 RCCI 연소의 BTE가 높음은 이전의 Fig.4에서 확인할 수 있다.

## V. 결론

본 연구에서는 고압 EGR 시스템이 장착된 6 L급 압축착화 엔진에서 디젤과 천연가스를 이용한 RCCI 연소 시, 두 가지 부하 조건에서 EGR 밸브 개도량에 따른 출력 및 BTE, 배기배출물 경향성을 파악하였다. 다음은 해당 연구의 요약이다.

- 1) 고압 EGR 시스템에서 EGR은 터보차저 전단에서 추출하므로, EGR 밸브 개도량이 증가함에 따라 터빈으로 공급되는 배기 엔탈피가 감소하여 과급이 감소하는 현상을 보인다.
- 2) 1,200 rpm 저부하 조건(제동 출력 약 29 kW 수준)에서는 EGR 밸브 개도량이 증가함에 따라 공기량이 감소하지만 제한 조건 내에서 연소 가능한 총 공급 에너지에는 큰 변화가 없으므로, 출력 및 BTE에는 영향이 없음을 확인하였다.

3) 1,800 rpm 고부하 조건(제동 출력 65~90 kW 수준)에서는 NO<sub>x</sub>와 smoke, 최고 연소압력을 고려하였을 때, EGR 밸브 개도량 증가에 따른 흡입 공기량의 감소와 더불어 공급되는 총 에너지량도 감소하여 출력과 BTE가 감소함을 확인할 수 있었다.

4) NO<sub>x</sub>와 smoke의 배출이 Tier-4수준을 만족하도록 디젤 분사시기와 천연가스의 비율 등을 제어할 때, 1,200 rpm 저부하 조건에서 EGR 밸브 개도량이 증가함에 따라 CO와 THC 농도는 큰 차이를 보이지 않으며, CH<sub>4</sub>의 농도는 공급되는 천연가스 비율에 영향을 받았다. 한편 1,800 rpm 고부하 조건에서는 EGR 밸브 개도량이 증가함에 따라 연소 효율이 악화되어 출력의 감소뿐만 아니라 BTE도 감소함을 확인할 수 있었다.

5) 저부하 운전조건에서는 EGR이나 높은 공기 과잉률을 통한 희박 연소(Lean combustion)를 이용하여 낮은 NO<sub>x</sub> 수준을 유지하더라도 출력과 BTE에 미치는 영향이 크지 않기 때문에 RCCI 연소 운전조건을 최적화하는 데 자유도가 상대적으로 크다고 볼 수 있다. 하지만, 고압 EGR 시스템 사용시 EGR율과 과급이 동시에 영향을 받는 환경 하에서 저 NO<sub>x</sub>를 유지하며 RCCI 연소의 최고 출력을 증대시키는 데에는 높은 EGR율의 적용이 악영향을 미칠 수 있음을 확인하였으며, 이를 희박 연소를 통한 저 NO<sub>x</sub>를 유지하며 고출력을 확보하기에는 터보차저를 통한 과급의 한계가 존재하기 때문에, 고출력 RCCI 연소 조건에서 NO<sub>x</sub>를 줄이기 위해 EGR을 공급하기 위해서는 과급에 영향을 주지 않는 저압 EGR(Low Pressure EGR, LP-EGR) 시스템을 사용하는 것이 바람직할 것으로 보인다.

## 감사의 글

본 연구는 한국기계연구원 주요사업 중 “세일가스 지상플랜트 청정 모듈화 및 천연가스 활용 기술 개발” 과제의 지원으로 수행되었으며, 전북대학교 연구 및 산학협력영역의 학술트랙 지원을 통해 작성되어 이에 감사를 표합니다.

## REFERENCES

[1] “The Paris Agreement”, United Nations Climate Change, <https://unfccc.int/process-and-meetings/the-paris-agreement/the-paris-agreement>, (2015)

[2] Amirante, R., Distaso, E., Tamburrano, P., Reitz, R., “Laminar flame speed correlations for methane, ethane, propane and their mixtures, and nat-

ural gas and gasoline for spark-ignition engine simulations”, *International Journal of Engine Research*, **18(9)**, 951-970, (2017)

- [3] Karim, G., “A review of combustion processes in the dual fuel engine—The gas diesel engine”, *Progress in Energy and Combustion Science*, **6(3)**, 277-285, (1980)
- [4] Karim, G., “An Examination of Some Measures for Improving the Performance of Gas Fuelled Diesel Engines at Light Load”, *SAE Transaction: Journal of Fuels and Lubricants*, **100(4)**, 966-974, (1991)
- [5] Papagiannakis, R., Hountalas, D., “Combustion and exhaust emission characteristics of a dual fuel compression ignition engine operated with pilot Diesel fuel and natural gas”, *Energy Conversion and Management*, **45**, 2971-2987, (2004)
- [6] Nieman, D., Dempsey, A., Reitz, R., “Heavy-Duty RCCI Operation Using Natural Gas and Diesel”, *SAE International Journal of Engines*, **5(2)**, 270-285, (2012)
- [7] Kokjohn, S., Reitz, R., Splitter, D., Musculus, M., “Investigation of Fuel Reactivity Stratification for Controlling PCI Heat-Release Rates Using High-Speed Chemiluminescence Imaging and Fuel Tracer Fluorescence”, *SAE International Journal of Engines*, **5(2)**, 248-269, (2012)
- [8] Heywood, J., *Internal Combustion Engine Fundamentals*, McGraw-Hill, New York, (1988)
- [9] Lee, J., Choi, S., Kim, H., Kim, D., Choi, H., Min, K., “REDUCTION OF EMISSIONS WITH PROPANE ADDITION TO A DIESEL ENGINE”, *International Journal of Automotive Technology*, **14(4)**, 551-558, (2013)
- [10] Prikhodko, V., Curran, S., Barone, T., Lewis, S., Storey, J., Cho, K., Wargner, R., Parks, J., “Emission Characteristics of a Diesel Engine Operating with In-Cylinder Gasoline and Diesel Fuel Blending”, *SAE 2010 Powertrains Fuels & Lubricants Meeting*, SAE Technical paper No. 2010-01-2266, (2010)
- [11] Lee, J., “Experimental Study on the Characteristics of Dual-fuel Combustion Modes and Extension of Dual-fuel PCI Operating Range in a CI Engine”, Seoul National University, Ph.D. thesis, (2016)