



## 디젤기관에서의 경유-메탄올 혼합유의 연소 안전성과 연소특성에 관한 연구

# A Study on the Combustion Stability and Characteristics for D.O - Methanol Blending Oil in Diesel Engine

김상암\* · 왕우경\*\*\*

Sang-Am Kim\* and Woo-Gyeong Wang\*\*\*

(Received 03 January 2018, Revision received 24 January 2018, Accepted 25 January 2018)

**Abstract:** It has recently been reported that methanol fuel has been used in the product carrier with established dual fuel engine, which has been greatly reducing emissions of CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub> and SO<sub>x</sub> from the engine. However, to use methanol alone as fuel oil in a general diesel engine, design modification of cylinder head is needed because the ignition aid device or the dual fuel injection system is needed. On the other hand, only if the mixer is installed on the fuel oil supply line, diesel oil - methanol blending oil can be used as fuel oil for the diesel engine, but there is a problem of the phase separation when two fuels are mixed. In this study, diesel oil and methanol were blended compulsorily in preventing the phase separation with installing agitators and a fuel oil boost pump on fuel line of a test engine. Also, cylinder pressure and fuel consumption quantity were measured according to engine load and methanol blending ratio, and indicated mean effective pressure, heat release rate and combustion temperature obtained from the single zone combustion model were analyzed to investigate the effects of latent heat of vaporization of methanol on combustion stability and characteristics. As a result, the combustion stability and characteristics of 10% methanol blending oil are closest to the those of diesel oil, and it could be used as fuel oil in existing diesel engines without deterioration of engine performance and combustion characteristics.

**Key Words :** Methanol, Latent heat of vaporization, Combustion characteristic, Combustion stability, Coefficient of variation

### 1. 서 론

화석연료의 매장량의 한계, 연소가스에 의한 지구 온난화 문제 및 대기오염 등으로 인해 석유대

체연료에 관한 연구가 계속되어 왔으며, 자동차 및 선박의 석유계 연료의 대체연료로서는 메탄올, 바이오에탄올, 바이오디젤, 수소 등의 연료들이 연구의 대상이 되고 있다. 특히 자동차 및 선박용

\*\*\* 왕우경(교신저자) : 전남대학교 해양기술학부

E-mail : wangwk@jnu.ac.kr, Tel : 061-659-7136

\*김상암 : 전남대학교 공학대학

\*\*\* Woo-Gyeong Wang(corresponding author) : Faculty of Marine Technology, ChonNam University.

E-mail : wangwk@jnu.ac.kr, Tel : 061-659-7136

\*Sang-Am Kim : College of Engineering Sciences, ChonNam University.

기관의 석유대체연료는 성능, 경제성 및 배기가스 규제를 모두 만족시킬 수 있어야 하므로, 이런 관점에서 메탄올이 석유 대체 연료로서 주목받고 있다.

메탄올은 석탄(합성가스) 또는 천연가스와 촉매의 반응에 의해 생산되거나 바이오매스에 의해 생산되며, 옥탄가가 가솔린보다 높아 기관의 고압축비를 통해 연소효율을 향상시킬 수 있으며 또한 수산기(OH)가 포함된 합산소 연료로서 연소를 촉진시킬 수 있다. 그리고 메탄올은 그 원료가 되는 합성가스, 천연가스, 바이오매스의 공급이 원활하므로 장기적으로 대량생산이 가능하고 가격도 안정적이며, 탄소의 원자수가 적어 매연과 입자상물질도 크게 줄일 수 있다. 특히 증발잠열이 크므로 인해 연소온도를 낮출 수 있어 질소산화물의 배출도 줄일 수 있는 장점이 있다. 그러나 금속을 부식시키고 고무를 부풀게 하며, 연소로 인해 포름알데히드를 배출시키는 단점이 있으며 발열량도 가솔린의 절반밖에 되지 않는다.

메탄올을 디젤기관의 연료유로 사용하기 위한 연구들이 일부 보고되었으나, 증발잠열의 과다에 따른 착화성 및 경유와의 혼합성 문제 등으로 인해 실제 디젤기관의 연료유로는 거의 사용되지 않았다. 그러나 최근에 이중연료엔진(duel fuel engine, ME-LGI engine)<sup>1)</sup>을 탑재한 석유화학제품 운반선의 연료로 메탄올이 사용되어 선박 엔진에서 배출되는 이산화탄소, 질소산화물 및 황산화물을 획기적으로 줄이고 있다고 보고되었다. 그러므로 기존의 디젤기관에 메탄올을 연료로 사용하면 대기오염을 크게 줄일 수 있을 것이다.

디젤기관의 연료로 메탄올을 사용하는 방법은 강제착화 보조장치를 이용하는 방법<sup>2)</sup>, 이중 연료 시스템을 채용하는 방법<sup>3)</sup>, 등이 이용되어 왔으나, 이들은 보조착화장치 또는 이중연료 분사장치의 설치를 위해 실린더 헤드의 설계 변경이 필요하다. 그러나 메탄올을 경유와 혼합하여 사용하면, 기존 디젤기관의 구조개선 없이 메탄올을 사용할 수 있으나 두 연료의 상분리가 문제<sup>4)</sup>가 된다.

따라서 본 연구에서는 기관의 구조변경 없이 소형 직분식 4행정 디젤기관의 연료공급계통에

교반기와 연료가압펌프를 장치하여 메탄올을 경유와 강제 혼합하여 기관에 공급함으로써 상분리 문제를 해결하였다. 그리고 메탄올의 증발잠열이 연소안정성 및 연소특성에 미치는 영향을 조사하기 위하여, 기관의 부하와 경유와 메탄올의 혼합 비율에 따라 측정된 연소압력으로부터 연소최고압력, 연소최고압력의 크랭크 각, 도시평균유효압력 및 열발생을 등을 각각 분석하였다. 그리고 연소압력과 열발생을 입력으로 한 단일영역연소 모델을 이용하여 연소온도를 구하였으며, 동일한 운전조건에서 메탄올 혼합비율에 따른 분석결과들을 경유의 자료와 비교하여 연소안정성 및 연소특성을 판단하였다.

## 2. 실험장치 및 방법

### 2.1 실험장치

실험장치는 ①실험용 기관(광양 안마 2TD), 기관의 회전전수와 토크를 제어하여 제동성능을 측정하기 위한 ②와전류식 동력계와 ③콘트롤러, 연료혼합 공급장치(⑩, ⑪, ⑫) 및 ⑬연료소비량 측정장치, 분사시기 및 분사시간을 측정하는 ⑭니들리프트 센서(AVL-423), 연소실 압력 측정을 위한 ⑮압력변환기(Kistler 6061-B)와 데이터 수집장치(⑰, ⑱) 등으로 구성되어 있으며, Table 1과 Fig. 1은 실험용 기관의 주요제원 및 실험장치의 개략도를 각각 나타낸다.

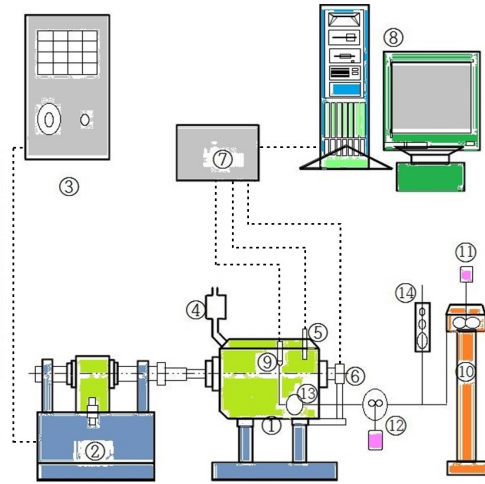
Table 1 Specifics of test engine

Type	4 stroke DI diesel engine
Number of cylinder	2
Bore × Stroke	100 × 115 mm
Compression ratio	17
Injection pressure	20 MPa
Injection nozzle	Multi-hole nozzle ( 5 holes, φ 0.28 mm )
Power	19 kW ( 2,100 rpm )

### 2.2 실험방법

실험에 사용한 연료유는 경유와 경유에 메탄올

을 각각 10%, 20% 및 30%의 중량비율로 혼합한 혼합유를 사용하였으며, Table 2는 연료유의 특성을 나타내고 있다.



- |                       |                            |
|-----------------------|----------------------------|
| ① Engine              | ⑧ Computer                 |
| ② Dynamometer         | ⑨ Needle lift sensor       |
| ③ Dynamo controller   | ⑩ Fuel tank                |
| ④ Exhaust pipe        | ⑪ 1 <sup>st</sup> agitator |
| ⑤ Pressure transducer | ⑫ 2 <sup>nd</sup> agitator |
| ⑥ Rotary encoder      | ⑬ F.O boost pump           |
| ⑦ A/D converter       | ⑭ Fuel flow meter          |

Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

Table 2 Properties of test fuels

Properties	Diesel oil	Methanol
Molecular formula	$C_n H_{1.8n}$	$CH_3OH$
Oxygen content ( wt% )	0	49.9
Density ( $kg/m^3$ )	840	790
Calorific value ( $kJ/kg$ )	42490	19780
Cetane number	45~55	3
Ignition temperature ( $^{\circ}C$ )	250~350	470~530
Heat of vaporization ( $kJ/kg$ )	270	1103
Boiling point ( $^{\circ}C$ )	145~390	64.4

기관운전조건은 실험기관의 연속최대출력(2,100 rpm, 86.5 N·m, 19 kW)을 4/4부하로 하여 고정피치프로펠러법칙<sup>5)</sup>에 따라 각 부하에서의 회전수와 토크를 결정하였다. 실험시의 냉각수 출구온도는  $60 \pm 5^{\circ}C$ 로 유지하였으며, 연료유 온도는 분사펌프 입구에서  $32 \pm 2^{\circ}C$ , 실내온도는  $27^{\circ}C$ 로 측정되었다. 그리고 실험 시에 혼합유의 상분리를 방지하기 위해 연료유 탱크 내의 1차 교반기, 기관 측의 2차 교반기 및 연료기압펌프를 설치하여 경유와 메탄올을 혼합하여 공급하였다. 측정값들은 크랭크 각  $1^{\circ}$ 마다 1사이클에 720개씩 5사이클씩 연속 수집되었으며, 5회 측정된 25사이클을 연소안정성과 연소특성을 규명하는데 이용하였다.

### 3. 실험결과 및 고찰

#### 3.1 연소안정성

Fig. 2는 실험조건에 따라 구한 각 사이클의 도시평균유효압력(IMEP)을 평균한  $IMEP_{mean}$ 와 IMEP 변동계수( $COV_{IMEP}$ )의 관계를 나타낸다. 실린더 압력 자료로부터 구해지는  $COV_{IMEP}$ 는 한 사이클당 도시일의 주기적 변동성을 나타내며, 연소최고압력( $P_{max}$ )의 변동계수( $COV_{Pmax}$ )와 함께 연소 안정성의 척도가 된다. 그리고  $COV_{IMEP}$ 가 약 10%를 초과하면 기관의 운전에 문제를 일으킨다고 알려져 있으며<sup>6)</sup>, 일반적으로 5% 이하일 때 안정적인 연소상태로 판단되고 있다<sup>7)</sup>. 그림에서 보면, 경유는 모든 부하의 범위에서 5% 미만의 비교적 낮은  $COV_{IMEP}$ 의 값을 나타내고 있으나, 메탄올 10% 혼합유(M10)의 경우에는 고부하에서, 20% 메탄올 혼합유(M20) 및 30% 메탄올 혼합유(M30)는 중부하에서 5%를 초과하고 있다. 그러나 M20 및 M30의 경우는 고부하에서 오히려  $COV_{IMEP}$ 가 오히려 낮게 되었다. 이는 1사이클 당 분사되는 연료에 포함된 메탄올의 증발잠열이 착화시점에서 연소실의 분위기온도에 예민하게 영향을 미쳐 연소과정을 지배하기 때문이며, 기관의 부하에 따른 그 범위가 있는 것으로 생각된다.

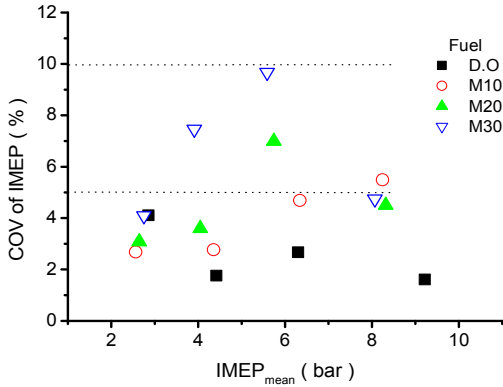


Fig. 2 Coefficient of variation of IMEP at various loads and blending ratio

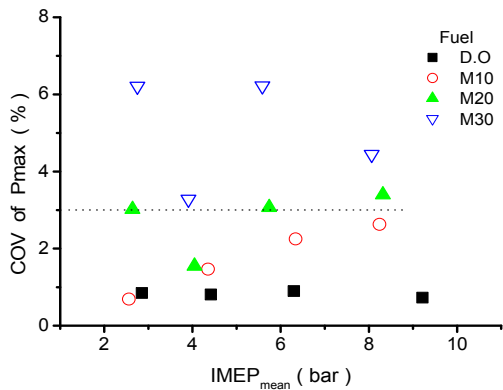


Fig. 3 Coefficient of variation of Pmax at various loads and blending ratio

Fig. 3은  $COV_{P_{max}}$ 와  $IMEP_{mean}$ 의 관계를 나타낸다. 경유의 경우는 모든 실험범위에서  $COV_{P_{max}}$ 가 1% 정도의 낮은 값을 나타내었고, M10은 기관부하에 따라  $COV_{P_{max}}$ 가 0.7~2.6 정도였다. 그리고 M20 및 M30은  $COV_{P_{max}}$ 가 거의 모든 부하범위에서 3% 이상 크게 되었다.  $P_{max}$ 는 무제어 연소기간 중에 연소하는 가연혼합기량에 의해 좌우되며, 착화지연기간(ignition delay period)이 길어지면 가연혼합기량이 증가한다. 따라서 경유는 착화성이 좋아 각 부하에서 사이클마다 착화지연기간이 거의 비슷하여  $COV_{P_{max}}$ 가 작고, 메탄올 혼합유는 혼합비 및 기관부하 증가에 따라 1사이클 당 분사량 중 메탄올 함량의 증가와 함께 메탄올의 증발잠열도 증가함으로 인해 사이클마다 착화시기가 불

안정하여 연소최고압력의 변동도 크게 된다고 생각된다. 한편 M20 및 M30에서 고부하측에서  $COV_{P_{max}}$ 가 낮은 것은 메탄올의 증발잠열이 과도하여 착화시기에 미치는 영향이 오히려 일정하게 되기 때문이라 생각된다.

Fig. 4는 각 실험조건에서 1회 분사량이 가지는 증발잠열을 나타낸다. 경유의 경우는 1회 분사량의 증발잠열이 부하에 따라 5.1~10.7 Joule정도이며, 혼합유의 경우는 메탄올의 혼합비가 증가할수록 증발잠열이 크게 증가하였으며, M30의 증발잠열은 부하에 따라 약 12.7~21.7 Joule로서 경유의 2배였다. Fig. 2에서  $COV_{IMEP}$ 가 5%를 상회하는 영역과 Fig. 3에서  $COV_{P_{max}}$ 가 3%를 초과하는 영역의 운전조건과 혼합비를 보면, 메탄올의 혼합비가 큰 경우 또는 고부하에 해당함을 알 수 있으며, 또한 이들 영역의 1사이클 연료 분사량의 증발잠열은 약 13.7~21.7 Joule로서, 경유를 연료유로 사용하는 실험용 기관의 연속최대출력의 1사이클 분사량에 해당하는 증발잠열인 10.7 Joule의 약 1.3~2배를 초과하였다.

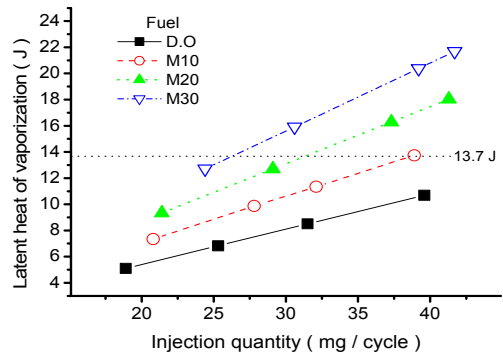


Fig. 4 Latent heat of vaporization of a injection quantity per cycle

### 3.2 연소특성

Fig. 5는 중부하(1,666 rpm, torque 54 N·m)에서 메탄올의 혼합비율에 따른 실린더 압력과 열발생율을 나타낸다. M10은 경유의  $P_{max}$ 와  $\Theta_{P_{max}}$ 도 비슷하나 최고 열발생율이 경유보다 높고 그 위치는 약간 늦게 나타났다. M20은 경유의  $P_{max}$ 와 비슷하나  $\Theta_{P_{max}}$ 가 늦고 최고 열발생율은 경유보다 약간

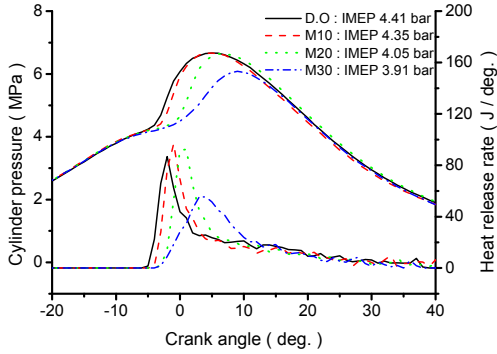


Fig. 5 Cylinder pressure and heat release rate at medium load

높았으며 그 위치는 더욱 늦어졌다. M30은  $P_{max}$ 가 많이 낮고  $\Theta_{P_{max}}$ 도 더욱 늦어지며, 열발생율도 아주 낮게 나타났다. 이는 착화지연기간과 예혼합연소기간(premixed combustion phase) 중의 연소량과 밀접한 관계가 있으며, 세탄가가 낮은 메탄올의 혼합비율이 증가함에 따라 착화지연이 길어지거나 기관의 부하가 낮은 운전조건이므로 연소실 분위기 온도가 낮아 경유, M10 및 M20의 경우는 가연혼합기가 거의 비슷하게 생성되어 예혼합연소기간 중에 연소하기 때문이며, M30의 경우는 메탄올의 증발잠열이 다른 연료유에 비해 높음으로 인해 가연혼합기의 생성이 늦어 분사된 연료가 피스톤 볼(bowl)에 충돌한 후에 가연혼합기가 착화하여 낮은 연소율로 연소하기 때문이라 생각된다.

Fig. 6은 고부하(2,100 rpm, torque 85 N·m)에서 메탄올의 혼합비율에 따른 실린더 압력과 열발생율을 나타낸다. M10, M20 및 M30의  $P_{max}$ 는 경유에 비해 낮고, M10 및 M20의  $\Theta_{P_{max}}$ 는 경유와 비슷하며 M30의  $\Theta_{P_{max}}$ 는 많이 늦어졌다. 최고 열발생율은 경유와 M10은 거의 비슷하나 M20과 M30 높게 나타났다. 경유의 경우는 착화지연기간이 짧지만 증발잠열이 작고 연소실이 고온의 분위기 조건이므로 그 기간 중에 가연혼합기가 많이 형성되어 연소되므로  $P_{max}$ 가 높고  $\Theta_{P_{max}}$ 도 빠르게 된다고 생각된다. M10 및 M20의 경우는 메탄올 혼합비가 증가할수록 착화지연기간이 길어지고 연소실이 고온의 분위기 조건이므로 그 기간에 비

례하여 가연혼합기도 많이 형성되어 고온의 분위기 조건하에서 높은 연소율로 연소하므로 인해 최고 열발생율이 높아져  $\Theta_{P_{max}}$ 가 경유와 비슷하게 되나, 그 기간 중의 생성된 가연혼합기의 양이 경유에 미치지 못하므로 인해  $P_{max}$ 가 낮아진다고 생각된다. M30의 경우는 착화지연기간 중 형성된 가연혼합기의 양은 많으나 그 기간이 너무 길어 팽창행정 중에 연소하므로 인해  $P_{max}$ 가 특히 낮아진다고 생각된다.

Fig. 7은 1사이클 당 분사된 연료의 화학적 발열량( $Q_{ch}$ )과 근사적 정미 열발생량( $Q_n$ )의 비율을 부하에 따라 나타낸 것이다<sup>8)</sup>. 경유의  $Q_n/Q_{ch}$ 는 부하의 증가에 따라 거의 선형적으로 증가함을 알 수 있다. 메탄올 혼합유의 경우는 부하의 증가에 따라  $Q_n/Q_{ch}$ 가 증가하나 그 증가율이 일정하지 못함을 알 수 있으며, 경유에 비해  $Q_n/Q_{ch}$ 가 비교적 낮게 나타났다. 이는 부하가 증가할수록 연소실 분위기 온도가 상승하여 액적증발을 촉진하고 기관회전수의 상승이 증발액적들과 공기와의 혼합율을 증가시키므로 인해 연소율이 증가하나, 메탄올 혼합비율이 증가할수록 증발잠열이 커지고 혼합유의 세탄가가 낮아져서 착화가 불안정하게 되고 이로 인해 열효율과 기관의 출력이 감소된다고 생각된다.

Fig. 8은 부하에 따른 각 연료유의 예혼합연소량을 나타낸다. 부하가 증가할수록 예혼합연소량이 증가하였으며, 특히 고부하에서는 메탄올의 혼합비율이 증가할수록 그 양이 증가하였다. 또한

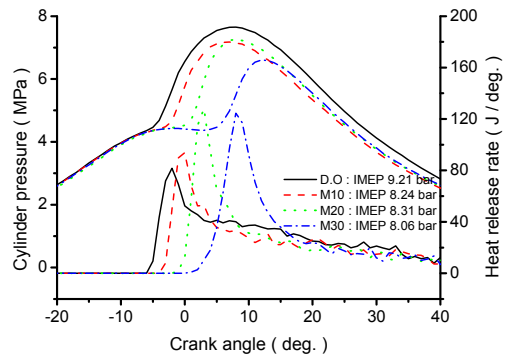


Fig. 6 Cylinder pressure and heat release rate at high load

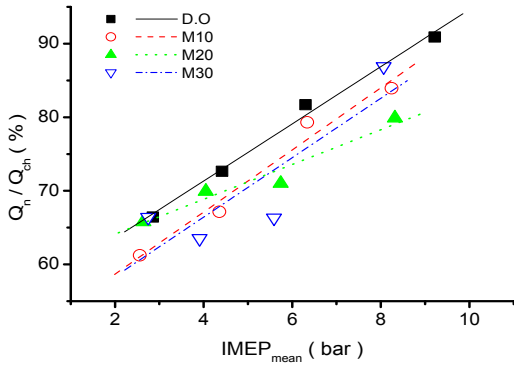


Fig. 7 Ratio of net heat release to chemical energy of fuel at various loads and blending ratio

부하에 따른 M10의 예혼합연소량은 경유와 거의 일치하였다. 앞서 언급한 바와 같이, 저부하의 기관운전조건에서는 연소실의 분위기 온도가 낮고 또한 메탄올의 큰 증발잠열로 인해, 분사초기에 분사된 연료 중 경유의 일부만 증발하여 가연혼합기를 형성하기 때문에 그 양이 거의 비슷하다고 생각된다. 고부하에서는 연소실 분위기 온도가 높아 분사초기에 분사된 연료유 중의 경유와 메탄올이 증발하면서 착화성에 영향을 미치고, 메탄올 혼합비율이 높을수록 착화지연기간이 길어져 가연혼합기를 많이 형성하기 때문에 예혼합연소량이 증가하는 것으로 생각된다.

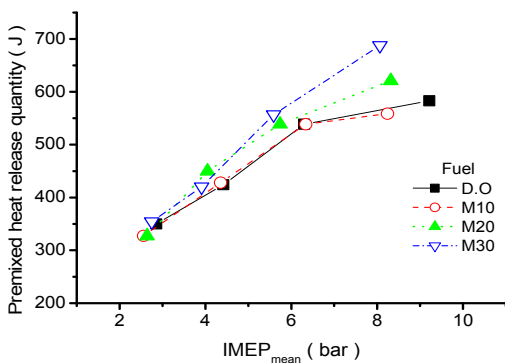


Fig. 8 Premixed heat release quantity at various loads and blending ratio

Fig. 9는 연소압력과 열발생율을 입력으로 한 단일영역연소모형을 이용하여 구한 경유와 메탄

올 혼합유의 부하에 따른 착화온도를 나타낸다. 계산구간은 압축행정 시작부터 배기밸브가 열릴 때까지의 단함기간 동안이며, 흡기밸브 단함시의 실린더 내 공기온도는 315 K, 압력은 각 실린더 압력 자료의 하사점부터 흡기밸브 단함 시까지의 실린더 평균압력을 입력자료로 이용하였다. 그림에서 보면, 경유의 경우는 부하가 증가하여도 착화온도가 거의 일정하였으나, 메탄올 혼합유는 부하 증가 및 혼합비 증가에 따라 착화온도가 높아졌다. 한편 연소실 내로 분사된 연료는 고온의 분위기에서 증발하여 주위 공기로 확산하여 혼합기를 형성하여 가연조건을 만들어 가며, 이 조건 중에서 가장 착화하기 쉬운 위치 즉 착화온도가 가장 낮은 최저착화온도를 갖는 혼합비에서 착화한다. 그리고 이는 연료의 특성, 혼합기의 당량비, 분위기 압력과 온도 및 유속 등에 따라 변화한다고 알려져 있다<sup>9)</sup>. 따라서 경유는 최저착화온도를 갖는 혼합비가 부하에 관계없이 거의 일정하며, 메탄올 혼합유는 부하의 증가 및 혼합비가 클수록 메탄올 분사량이 증가하여 증발잠열이 크게 되므로 인해 최저착화온도를 갖는 혼합비가 보다 높은 온도에서 형성되기 때문이라 생각된다.

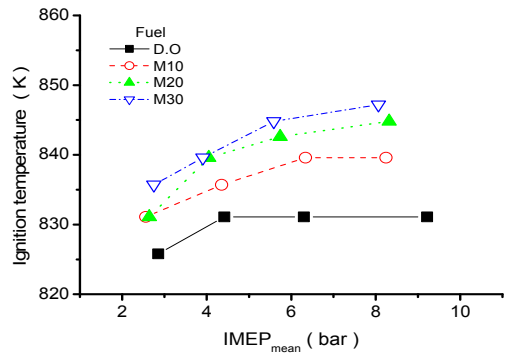


Fig. 9 Ignition temperature at various loads and blending ratio

Fig. 10은 부하에 따른 각 연료유의 연소최고온도를 나타낸다. 여기서 연소온도는 특정시간에 있어서의 실린더 내 평균온도를 의미한다. 그림에서 보면, 부하가 증가할수록 연소최고온도가 증가하고 있으며 경유 및 M10의 경우가 가장 선형적으

로 증가하고 있음을 알 수 있다. 그리고 IMEP 8.06~9.21 bar의 고부하에서는, 부하의 차이가 다소 있지만 경유의 최고연소온도를 메탄올 혼합유의 부하쪽으로 이동시켜 보면, 경유에 비해 메탄올 혼합유의 연소최고온도가 낮은 것을 알 수 있다. 연소최고온도는 질소산화물(NOx)의 생성과 밀접한 관계가 있으며, 연소최고온도가 높을수록 그 배출량은 기하급수적으로 증가한다고 알려져 있다<sup>10)</sup>. 따라서 고부하에서 메탄올의 혼합비가 증가하면 기관출력이 약간 감소되는 경향이 나타나지만 연소최고온도가 낮아지므로 인해 질소산화물의 생성을 억제할 수 있을 것으로 생각된다.

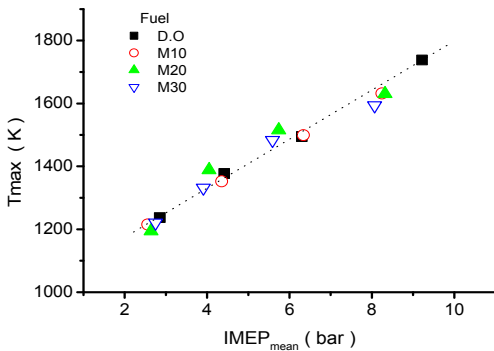


Fig. 10 Maximum combustion temperature at various loads and blending ratio

#### 4. 결 론

경유에 메탄올을 질량비로 10%, 20% 및 30% 강제혼합시켜 기존의 직분식 디젤기관의 연료유로 사용하여 연소안정성과 연소특성을 조사한 결과는 다음과 같다.

- 1) 메탄올의 혼합비가 증가할수록 IMEP의 변동계수 및 P<sub>max</sub>의 변동계수가 크게 되었다.
- 2) 연속최대출력에서 경유의 1사이클 분사량에 해당하는 증발잠열인 10.7 Joule의 약 1.3~2배를 초과할 때, IMEP 및 P<sub>max</sub>의 변동계수가 크게 되었다.
- 3) 다른 연료유에 비해 M30의 경우는 P<sub>max</sub>가 낮고  $\Theta_{P_{max}}$ 도 많이 늦어졌다.
- 4) 부하가 증가할수록 각 연료유의 예혼합연소량이 증가하였으며, 경유와 M10의 예혼합연소량

은 거의 비슷하였다.

5) 경유는 부하가 증가하여도 착화온도가 거의 일정하였으나, 메탄올 혼합유는 부하 증가 및 혼합비 증가에 따라 착화온도가 높아졌다.

6) 부하가 증가할수록 연소최고온도가 증가하였으며, 경유 및 M10의 경우가 가장 선형적으로 증가하였다.

위의 결과에 의하면, 10% 메탄올 혼합유의 연소안정성 및 연소특성이 경유의 자료에 가장 근접하였으며, 기관성능 및 연소특성을 악화시키지 않고 디젤기관의 연료유로 사용할 수 있을 것으로 판단된다.

#### References

1. Technical paper, 2014, "Using Methanol Fuel in MAN B&W ME-LGI Series", MAN Marine Engines & Systems, Copenhagen, Denmark.
2. T. Saito, N. Takemura, Y. Daisho and Y. Yoshida, 1988, "Improvement of efficiency and emissions at light load in a spark-assisted methanol engine", 8<sup>th</sup> international symposium on Alcohol Fuel Technology, pp. 507-512.
3. T. Seko, M. Suto and S. Kobayashi, 1984, "Methanol Diesel Engine and Its Application to a Vehicle", SAE Paper 840116.
4. T. Kamimoto and H. Kobayashi, 1991, "Combustion Processes in Diesel Engines", Progress in Energy and Combustion Science, Vol. 17, pp. 182-183.
5. Technical paper, 2008, "Basic Principles of Ship Propulsion", MAN Marine Engines & Systems, Copenhagen, Denmark, p. 20.
6. J. B. Heywood, 1988, "International Combustion Engine Fundamentals", McGraw-Hill Book Company, New York, p. 417.
7. H. J. Jang, S. Y. Lee, C. G. Kim, J. K. Cho, J. H. Lim and J. K. Yoon, 2017, "A Study on the Performance and Combustion Characteristics with CNG Substitution Rate in a Diesel Engine",

- Journal of the Korea Academia- Industrial cooperation Society, Vol. 18, No. 5, pp. 700-707.
8. A. C. Alkidas, 1987, "On the Premixed Combustion in a Direct Injection Diesel Engine", ASME, Vol. 109, pp. 187-192.
  9. B. C. Choi, 2016, "Combustion Engineering", Munundang, Seoul, p. 146.
  10. Y.A. Zeldovich, 1946, "The Oxidation of Nitrogen in Combustion and Explosions", Acta Physicochim, Vol. 21, No. 4, pp. 577-628.