

## 전부하 운전조건에서 메탄올 개질연료를 사용한 가솔린 엔진의 연소특성에 대한 수치해석

이석영\*<sup>†</sup> · 전충환\*\*

\*인하공업전문대학 기계과, \*\*부산대학교 기계공학부  
(2011년 5월 20일 접수, 2011년 6월 15일 수정, 2011년 6월 20일 채택)

## A Numerical Analysis on Combustion Characteristics of the Gasoline Engine using Methanol Reformulated Fuels under WOT Condition

Suk Young Lee\*<sup>†</sup> and Chung Hwan Jeon\*\*

\*Department of Mechanical Engineering, Inha Technical College

\*\*Department of Mechanical Engineering, Pusan University

(Received 20 May 2011, Revised 15 June 2011, Accepted 20 June 2011)

### 요 약

기관의 구조를 변경하지 않는 상태에서 RM50의 사용 가능성에 대한 결정을 하기 위해 수치해석을 수행하였다. 열발생률을 비교한 결과 기관회전수가 증가할수록 각 연료간의 차이가 감소하였으며, RM50, 가솔린의 순서로 열발생률의 최대치가 높음을 알 수 있었다. 이는 연료의 연소속도의 순서와 동일하였다. 난류연소속도는 RM50이 가장 높으며 난류강도의 곡선은 난류 연소속도 곡선과 비슷한 경향을 보이고 있으며 RM50이 다른 연료에 비해 연소속도가 빠르고 소염거리가 짧으므로 연소실의 온도가 높아 NO 배출물을 증가시키는 요인이 되지만 NO의 화학적 반응 동력학의 영향에 의해 결과적으로 NO 배출물을 감소시킨다. 따라서 RM50 연료의 사용 가능성을 예측할 때는 연료의 저위발열량에 의한 실린더내 온도뿐만 아니라 연소속도를 포함한 연소특성까지 고려할 필요가 있다.

**주요어** : 메탄올 개질연료, 난류연소속도, 난류강도, 연소음, 압력레벨

**Abstract**— This research is to decide the possibility of using RM50(reformulated methanol fuel) without any modification of engine by the method of numerical analysis. Comparing the heat release rate, the difference among each fuel was decreased according to the increase of the engine speed, and the maximum heat release rate was higher in the order of RM50 and gasoline fuel. Also, this order corresponds to the order of burning speed. RM50 had the higher turbulent burning speed, and the curve of turbulent intensity was showed similar tendency to the curve of turbulent burning speed. RM50 had relatively high burning speed, short quenching length, high temperature in cylinder, so that it might increase NO emission, but owing to chemical reaction dynamics, it was decreased NO emission. Therefore, in order to predict the possibility of using RM50, it is needed to consider not only the temperature in cylinder by low heating value, but also combustion characteristics including burning speed.

**Key words** : Methanol-reformulated, Turbulent burning speed, Turbulent intensity, Combustion noise, Cylinder pressure level

<sup>†</sup>To whom corresponding should be addressed.  
57 Sosoung-ro Nam-gu, Incheon, 402-752, Korea  
Tel : 032-870-2131; E-mail : sylee@inhac.ac.kr

## 1. 서 론

가솔린 연료를 사용하는 자동차가 무공해 자동차로 대체되는 데는 많은 기간이 소요된다. 따라서 일정기간 동안은 스파크 점화기관에서 기관의 변경 없이 가솔린 연료를 대체할 수 있는 연료의 개발이 필요한 실정이다. 대체 연료 중 메탄올은 가솔린과 비슷한 연료 특성으로 인해 기존엔진의 과도한 개조를 요구하지 않고, 기술적으로도 오랜 기간 연구되어온 대체 연료의 선두주자라 할 수 있으며 이에 대한 선행연구도 다양하다.

먼저, Battista 등 [1]은 스파크 점화기관에서 순수 메탄올과 M85(메탄올 85% 혼합연료) 사용시 냉시동성을 향상시키기 위해 점화 시스템과 연료공급 시스템을 변경하여 메탄올 혼합량의 증가에 따른 냉시동성 불량을 해결하기 위한 방안을 제시하였으며, Justin 등 [2]은 메탄올(M85) 차량에서 냉시동성을 향상시키고, 시동시 발생하는 배기배출물을 저감시키기 위해 수소 공급장치를 별도로 설치하여 시동시에만 수소연료를 사용하고 엔진이 시동된 후 일정 온도에 도달하면 메탄올 연료를 분사하는 방식으로 배기 배출물을 저감하고자 하였다. Houliang 등 [3]은 단기통 엔진에서 메탄올과 에탄올 혼합연료에 대해 연소실에서 발생하는 CO와 CO<sub>2</sub> 등의 발생농도를 크랭크 각도별로 검출함으로써 혼합연료와 가열된 혼합공기와 화학 반응 메커니즘에 대해 연구하였으며, Alasfour [4]는 단기통 엔진에 메탄올 30%, 부탄올 30%, 가솔린 연료를 적용하여 공연비와 점화시기에 따른 출력특성과 연료소비율 및 열 효율에 관해 연구하였고, 이 등 [5]은 가솔린 기관의 구조를 변경하지 않은 상태로 메탄올을 체적단위 10%와 20%로 가솔린에 혼합하여 적용하여 연구하였다.

지금까지의 연구내용을 살펴보면 메탄올 개질연료의 사용 가능성에 대한 다양한 운전조건과 메탄올과 가솔린 연료의 혼합비율 측면에서 다루면서 주로 실험적인 측면에서 분석되었으며 차후 제품개발을 위한 연소현상 분석과 같은 자료구축에 대한 측면이 부족하였다. 따라서 본 연구에서는 실린더내에서 이루어지는 연소현상을 수치해석적으로 접근하기 위해 먼저 실험을 통해 취득된 실린더 압력, 온도 등의 자료를 입력값으로 하여 비주얼 C언어를 사용하여 계산하는 과정을 통해 난류강도, 화염속도 등의 연소현상을 세밀하게 분석할 수 있는 결과 값을 얻고 분석함으로써 엔진의 전자제어장치의 맵핑이나 엔진시험을 위한 테스트 분석시에

기초자료로 제공하기 위해 가솔린과 LPG연료와 더불어 함께 비교 분석하였다.

## 2. 실험장치

### 2-1. 연료

지금까지 메탄올-가솔린 연료에 관한 실험의 대부분은 가솔린과 메탄올 연료를 일정한 체적비율로 혼합한 것이다 [6]. 이에 비해 본 실험에 사용한 연료는 메탄올과 가솔린 연료중의 각종 성분을 이용한 새로운 개질 연료로서 각각의 체적비율과 연료성상은 Table 1에 나타난 것과 같으며, 편의상 가솔린, RM50으로 명명한다.

### 2-2. 실험장치 및 방법

엔진의 제원은 Table 2와 같으며 연소압력 계측을 위해 스파크 플러그형 압력센서를 사용하였으며, 엔진 각

**Table 1.** Comparison of experimental fuel properties.

	Gasoline	RM 50
Fuel composition Vol. (%)	Gasoline 100%	Methanol 54% Aromatic 23% Non-aromatic 23%
Benzene content Vol. (%)	0.86	0.04
Olefin content Vol. (%)	17.5	0.30
Carbon fraction Wt. (%)	84.46	62.89
Hydrogen fraction Wt. (%)	13.89	12.59
Oxygen fraction Wt. (%)	1.65	24.53
Vapor pressure (kPa)	68.65	71.59
Specific gravity (15/4?)	0.7228	0.7797
Octane number (RON)	92.2	121.0
LHV(kJ/kg)	41993	31024

**Table 2.** Specifications of experimental engine.

Item	Specification
Engine type	In-line 4 cylinder, SI engine
Valve mechanism	DOHC
Displacement (cc)	1799
Bore× Stroke (mm)	81.6 × 86.0
Compression ratio	9.8

부의 센서로부터 데이터를 취득할 수 있는 15개 채널의 데이터 취득 시스템이 연결되어 엔진 각부의 상황을 취득 및 모니터링 할 수 있다.

### 3. 수치모델

#### 3-1. 비열비

연소과정에서 비열비는 물성치보다 연소현상을 나타내는 값을 사용하였다. 따라서 연소와 팽창과정에서는 전과 Heywood [8], Cheung과 Heywood [9]가 제시한 값을 사용하였다.

#### 3-2. 2영역 모델

연소가 이루어지고 있는 기간에서 각 영역에서의 온도변화를 열역학 제 1법칙과 상태방정식을 사용하면 다음 식과 같이 표현할 수 있다 [10].

$$\frac{dT_u}{d\theta} = \frac{V_u}{m_u C_{pu}} \frac{dP_c}{d\theta} + \frac{1}{m_u C_{pu}} \frac{dQ_u}{d\theta} \quad (1)$$

$$\frac{dT_b}{d\theta} = \frac{P_c}{m_b R_b} \left[ \frac{dV}{d\theta} \left( \frac{R_b T_b}{P_c} - \frac{R_u T_u}{P_c} \right) \frac{dm_b}{d\theta} - \frac{R_u V_u}{P_c C_{pu}} \frac{dP_c}{d\theta} - \frac{R_u}{P_c C_{pu}} \frac{dQ_u}{d\theta} + \frac{V_c}{P_c} \frac{dP_c}{d\theta} \right] \quad (2)$$

#### 3-3. 연소

층류연소속도는 앞에서 계산된 미연 및 기연가스의 온도와 실험에 의해 측정된 실린더내 가스압력에 의해 Kuehl가 제안한 [11] 다음 식으로 계산된다.

$$S_l = \left[ \frac{1.087 \times 10^6}{(10^4 / T_b + 900 / T_u)^{4.938}} \right] P^{-0.09876} \quad (3)$$

미연가스 밀도는 다음 식으로 계산되며,

$$\rho_u = \frac{P_c}{R_u T_u} \quad (4)$$

미연가스의 체적은 다음식과 같이 계산하였다.

$$V_u = \frac{m_u}{\rho_u} \quad (5)$$

따라서 기연가스의 체적은 식 (5)와 같으며 화염반경  $r_f$  는 식 (6)에서 시행착오 방법으로 계산되고 화

염은 구형으로 전파되는 것으로 가정하였다.

$$V_b = \pi \int_0^{r_f \cos \theta} r_f^2 \sin^2 \frac{\theta}{2} dy + \pi \int_{r_f \cos \theta}^{r_f} (r_f^2 - y^2) dy \quad (6)$$

화염면의 면적은 화염반경의 함수로 화염이 구형으로 전파된다고 가정시 식 (7)과 같다.

$$A_f = 2\pi \int_{r \cos \theta}^r \sqrt{r^2 - y^2} dy \quad (7)$$

난류화염속도는 식 (8)에서 계산된 미연가스의 밀도, 화염면의 면적에 의해 다음 식에 의해 계산된다.

$$S_t = \frac{dm_b/dt}{\rho_u A_f} \quad (8)$$

연소과정을 4개의 구간으로 나누며 제1구간에 해당하는 점화지연시기와 점화가 이루어진 후 화염반경이 0.03 m가 될 때까지의 화염성장시기, 그 이후 연소질량분이 50%에 이를 때까지의 화염이 완전히 발달되는 시기인 3구간과 화염속도가 점차로 감소하는 시기인 제 4구간으로 나누어 아래식과 같이 (9)에서 (11)까지와 같이 계산한다 [12].

$$ff_{I, II} = \left( \frac{r_f}{0.03} \right)^{0.5} ff_{III} \quad (9)$$

$$ff_{III} = 1 + 4.01 \frac{u'}{u_l} \quad (10)$$

$$ff_{IV} = ff_{III} \left[ 4 \left( \frac{1}{ff_{III}} - 1 \right) (x - 0.5)^2 + 1 \right] \quad (11)$$

#### 3-4. 배출가스

$CO_2, O_2, H_2O, N_2$ 의 가스성분은 연소속도에 비해 반응시간이 매우 짧기 때문에 평형계산을 적용했으나,  $NO$ 는 평형에 도달하는 시간이 매우 길어서 비평형으로 계산하였다. 따라서 대기질소로부터  $NO$ 가 생성되는 Zeldovich mechanism은 일반적인 연-공 혼합에서 연소계에 가장 적절하게 적용할수 있으므로  $NO$ 계산을 위한 연소모델에 Zeldovich mechanism을 적용하여 계산하였다.

#### 3-5. 소음 모델

실험에 의해 취득한 압력선도의 압력경과에 대한 주

파수성분을 조사하기 위하여, 압력경과  $P(\theta)$ 를 Fourier 급수로 전개하면 다음식이 된다.

$$P(\theta) = \frac{1}{2} a_0 + \sum_n (a_n \cos \frac{n}{2} \theta + b_n \sin \frac{n}{2} \theta) \quad (12)$$

각 주파수 성분을  $S_n$  이라 하면,

$$S_n = \sqrt{a_n^2 + b_n^2} \quad (13)$$

이 되고, 식 (14)을 음압레벨로 환산한 값을 실린더 압력레벨(CPL)이라 하고, 이것은 다음식이 된다.

$$(CPL)_n = 20 \log_{10}(S_n / 2.8861) + 200 \quad (dB) \quad (14)$$

### 4. 결과 분석

#### 4-1. 화염 및 연소

Fig. 1은 엔진회전수가 1500, 2000, 2500 rpm 조건에서 크랭크 각도에 따른 난류연소속도를 비교한 것이다. 전반적인 곡선이 초기 점화가 이루어지며 연소속도가 상승하다가 연소중반부에서 최대치가 되며 후반부에는 화염이 피스톤이나 실린더벽 근처에 접근함에 따라 벽을 통한 열손실이 증가되어 감소하는 경향을 보인다. 또한 기관회전수별로 비교해 보면, 기관속도가 높을수록 연료별로 연소속도의 차이가 감소하였고 곡선도 마찬가지로 RM50, 가솔린 연료순서로 진각되는 경향을 보여준다. 이러한 경우, RM50은 다른 연료에 비해 최고연소속도를 보이며 연소기간이 단축되므로 따라서 가장 우수한 적응성을 보인다. 기관속

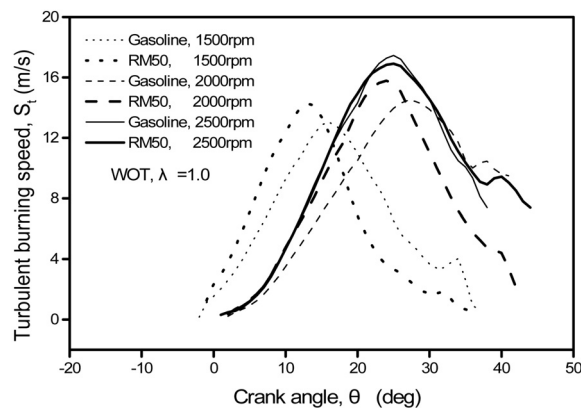


Fig. 1. Comparison of turbulent burning speed versus crank angle for each fuel at 1500, 2000, 2500 rpm, WOT,  $\lambda=1.0$ .

도 증가에 따라 연소속도가 증가함은 실린더내 평균 가스속도 증가에 의해 영향을 받는다. Fig. 2은 Fig. 1의 난류연소속도를 연소기간 동안 평균한 값이다. 전반적으로 RM50이 가장 높으며 기관속도의 증가에 따라 연료에 따른 차이가 감소함을 알 수 있다. Fig. 3는

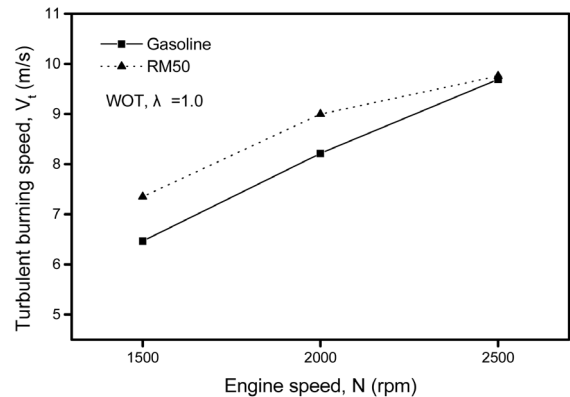


Fig. 2. Comparison of turbulent burning speed in cylinder versus engine speed for each fuel at WOT,  $\lambda=1.0$ .

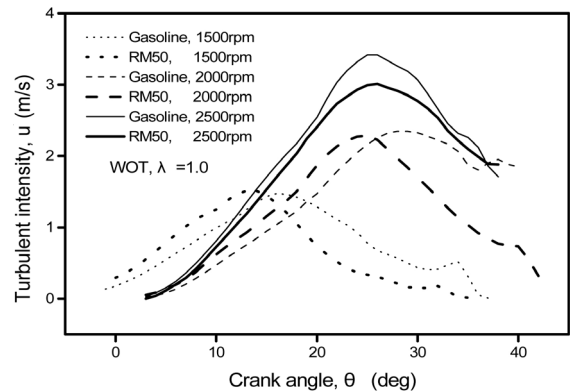


Fig. 3. Comparison of turbulent intensity versus crank angle for each fuel at 1500, 2000, 2500 rpm, WOT,  $\lambda=1.0$ .

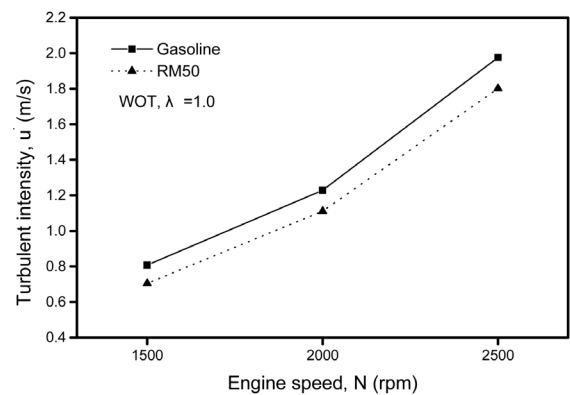


Fig. 4. Comparison of turbulent intensity in cylinder versus engine speed for each fuel at WOT,  $\lambda=1.0$ .

난류강도(turbulence intensity)를 보여주고 있다. 전반적으로 난류연소속도의 선도와 비슷한 경향을 보이며 기관속도가 증가할수록 난류강도의 최대치가 연료에 따라 차이가 커진다. 이는 평균가스속도가 커지기 때문이다. 연소기간 동안 난류강도의 평균값을 기관회전수별로 나타낸 그림이 Fig. 4이다.

#### 4.2. 질소산화물

Fig. 5는 실험과 계산에 의한 질소산화물의 값을 비교한 것이며 유사한 경향을 나타낸다. 이러한 계산값을 크랭크 각도에 따라 나타낸 그림이 Fig. 6이다. NO는 연소행정에서는 고온이기 때문에 반응속도가 빨라져서 평형농도에 도달하는데 시간이 단축된다. 따라서 이 시기의 NO 농도는 Fig. 6에서 보는 바와 같이 상대적으로 높다. 그러나 팽창과정에서는 반응온도가 급격히 저하되면서 반응속도가 느려지므로 평형상태에 도달하는데 많은 시간이 걸리면서 동결되어 평형상태의

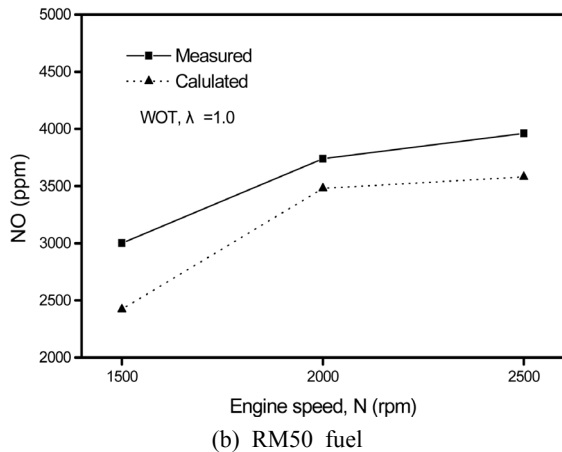
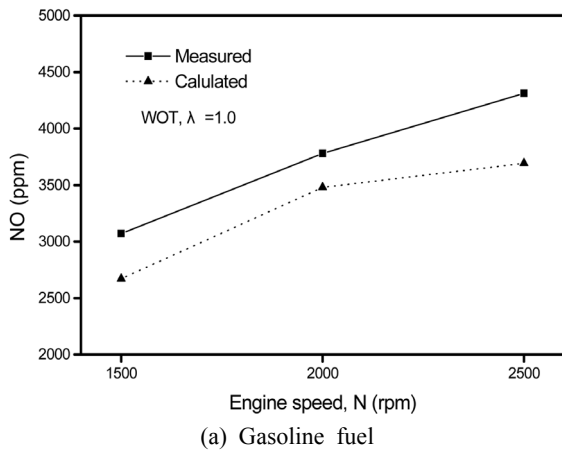


Fig. 5. Comparison of NO versus engine speed for experiment and calculation at each condition.

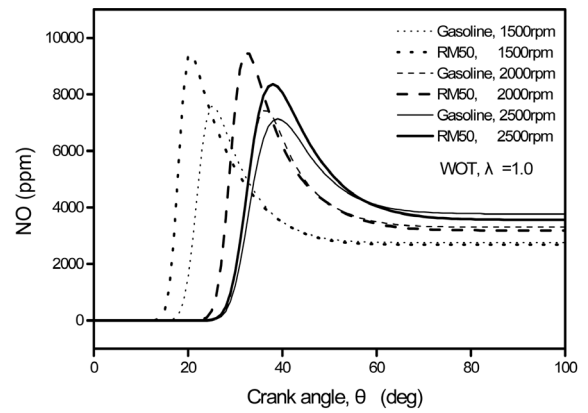


Fig. 6. Comparison of NO calculated versus crank angle for each fuel at 1500, 2000, 2500 rpm, WOT,  $\lambda=1.0$ .

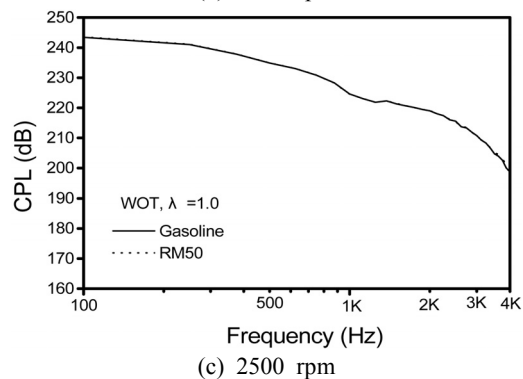
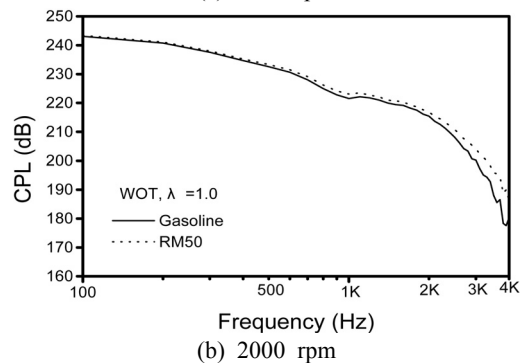
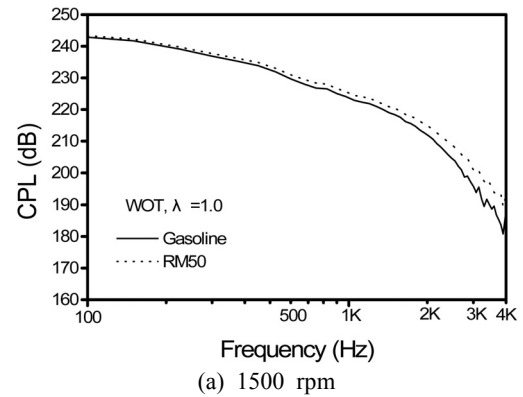


Fig. 7. Comparison of CPL versus frequency by each fuel at 1500, 2000, 2500 rpm, WOT,  $\lambda=1.0$ .

아니라 연소속도를 포함한 연소특성까지도 고려할 필요가 있다고 판단된다.

#### 4.3. 소음

Fig. 7는 연료별로 주파수에 따른 CPL을 나타낸 것이다. 전반적으로 RM50, 가솔린 연료 순으로 CPL이 높는데 이는 연소속도의 순서와 같으며 연소속도가 빠를수록 압력상승률이 높아져 급격한 연소음을 초래하기 때문이다. 또한 기관속도가 증가할수록 그 차이가 작아짐을 보여주는데 이는 앞서 언급했듯이 기관회전수 증가에 따라 연료특성 효과가 작아지기 때문이다. 특히 1 kHz 부근에서 약간 감소하다가 증가하는 경향을 보여준다.

### 5. 결 론

본 연구는 기관의 구조를 변경하지 않는 상태에서 RM50의 사용 가능성에 대한 개선된 비교를 위해 실험자료를 입력값으로 수치해석결과를 얻었다. 연료에 따른 정확한 비교를 위해 가솔린 연료와 상대적인 비교를 하였으며 연소현상, 배출가스와 소음 등을 분석하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

- (1) 열발생률을 비교한 결과 기관회전수가 증가할수록 각 연료간의 차이가 감소하였으며, RM50, 가솔린 연료의 순서로 열발생률의 최대치가 높으며 최대치가 발생하는 시기도 진각되어 나타남을 알 수 있다. 이는 연료의 연소속도순과 동일하다.
- (2) 난류연소속도는 RM50이 가장 높으며 기관의 속도의 증가에 따라 연료에 따른 차이가 감소함을 보였다. 불안정한 운전조건인 1500 rpm, WOT,  $\lambda=1$ 의 조건에서 RM50이 다른 연료에 비해 연소속도가 가장 높고 연소기간이 단축되는 등 가장 우수한 적응성을 보였다.
- (3) 난류강도의 곡선은 난류연소속도곡선과 비슷한 경향을 보이고 기관속도의 증가에 따라 연료에 따른 난류강도의 최대치의 차이가 커진다. 이는 기관회전수의 증가에 따라 난류성분이 커지기 때문이다.
- (4) RM50이 다른 연료에 비해 연소속도가 빠르고 연소실의 온도가 높아 NO 배출물을 증가시키는 요인이 되지만 NO의 화학적 반응 동력학의 영

향에 의해 결과적으로 NO 배출물을 감소시킨다. 따라서 RM50 연료를 사용하여 NO 배출량을 예측할 경우는 저위발열량에 의한 실린더내 온도 뿐만 아니라 연소속도를 포함한 연소특성까지도 고려할 필요가 있다.

- (5) CPL에 대한 주파수 분석의 계산 결과 전반적으로 RM50, 가솔린 연료순으로 CPL이 높는데 이는 연소속도의 순서와 같으며 연소속도가 빠를수록 압력상승률이 커져 급격한 연소음을 초래하기 때문이다.

#### Nomenclature

A	: Area ( $m^2$ )
CPL	: Cylinder pressure level (dB)
Cp	: Specific heat in constant pressure ( $J/kg \cdot K$ )
n	: Order number of noise
m	: Mass (kg)
R	: Universal gas constant ( $J/kg \cdot K$ )
S	: Speed (m/s), frequency component
t	: Time(sec)
u	: Turbulent intensity (m/s)
x	: Mass fraction burned

#### Greeks

Y	: Specific heat ratio
$\theta$	: Crank angle (degree)
$\rho$	: Density ( $kg/m^3$ )

#### Subscript

b	: Burnt
c	: Cylinder
cr	: Crevice
f	: Flame
ht	: Heat transfer
l	: Laminar
t	: Turbulent
u	: Unburnt

### 참고문헌

1. Battista, V., Gardiner, D. P. and Bardon, M. F., 1990, "Review of the Cold Starting Performance of Methanol and High Methanol Blends in Spark Ignition Engines : Neat Methanol," SAE Paper No. 902154.
2. Justin Fulton, Frank Lynch, Bryan Willson, 1995, "Hydrogen for Cold Starting and Catalyst Heating in a Methanol Vehicle," SAE Paper No. 951956.

3. Houliang Li, Srinivasa K. Prabhu, David L. Miller, 1995, "The Effects of Methanol and Ethanol on the Oxidation of a Primary Reference Fuel Blend in a Motored Engine," SAE Paper No. 950682.
4. Alasfour, 1997, "Butanol-A Single Cylinder Engine Study : Engine Performance," Int. J. energy Res., Vol. 21, pp. 221~30.
5. Lee, C. S., 1996, "Effect of Methanol-Blended Fuel Properties on the Combustion Characteristics of a Gasoline Engine," Trans. of the KSME, Vol. 20, No. 10, pp. 3381~3386.
6. <http://www.autoenv.org>
7. Heywood, J. B. (1988). Internal Combustion Engine Fundamentals. Mc-Graw-Hill. New York. 383-390, 413-423.
8. Chun, K. M. and Heywood, J. B. (1987). Estimating Heat Release and Mass of Mixture Burned from SI Engine Pressure Data. Combust. Sci and Tech. 54. 133-143.
9. Cheung, H. M. and Heywood, J. B. (1993). Evaluation of One-Zone Burn Rate Analysis Procedure using Production SI Engine Pressure Data. SAE Paper No. 932749.
10. Bense, R. S., Annand, W. J. D. and Baruah, P. C. (1975). A Simulation Model including Intake and Exhaust System for a Single Cylinder 4-stroke cycle SI Engine. Int. J. Mech. Sci. Vol. 17(2). 97-124.
11. Kuehl, D. K. (1962). Laminar Burning Velocity of Propane-Air Mixture. 8th International Symposium on Combustion. 510-521.
12. Mattavi, J. N. (1982). Effects of Combustion Chamber Design on Combustion in Spark ignition Engines. SAE Paper No. 821578.
13. Newhall, H. K. and Starkman, E. S., "Direct Spectroscopic Determination of Nitric Oxide in Reciprocating Engine Cylinders," SAE Paper No. 670122, 1967.