

天然ガスを吸入する二元燃料ディーゼル機関の 燃焼特性

吉本 康文*, 大村 卓穂**

(平成22年10月29日受理)

Combustion Characteristics of a Dual Fuel Diesel Engine with Natural Gas as the Main Fuel

Yasufumi YOSHIMOTO*, Takatoshi OHMURA**

This paper investigates the performance, exhaust emissions, and combustion characteristics of a dual fuel diesel engine fueled by CNG (Compressed Natural Gas) as the main fuel. The CNG supply rate was defined as the heat energy ratio of the supplied CNG to the total heat energy available in the cylinder. The results showed that the brake thermal efficiency was similar to that of ordinary diesel operation at BMEP=0.67MPa even when the CNG supply rate was raised to 74%. When the CNG supply rate was higher than 75% ignition became very unstable and the brake thermal efficiency decreased significantly as well as the HC emissions increased sharply. The reason for this is considered to be that the appearance of miss fire cycles gave rise to combustion fluctuations. To reduce NOx emissions, the effects of intake air dilution with nitrogen gas were also investigated.

Key words: Diesel Engine, Alternative Energy, Dual Fuel, Natural Gas, Engine Performance, Exhaust Emissions, NOx Reduction

1. はじめに

天然ガスは燃焼過程で排出される二酸化炭素や有害排出成分を削減できるクリーンな燃料であり、石油燃料に比べ資源的にも優位性があることから、近年、とくにコージェネレーション用機関への適用に注目が集まっている。比較的中・小規模の分散システムでは火花点火方式の専用ガスエンジンが開発され実用に供されているが、一方では、熱効率に優れた既存の小形ディーゼル機関に二元燃料方式として適用する研究も試みられてきている^{[1]-[11]}。これは、天然ガスを主燃料として吸気管から吸入し、シリンダ内に生成した予混合気を軽油で着火、燃焼させる方式であり、機関の改造が少なく済むという利点がある。

本研究では、圧縮天然ガス（CNG）を主燃料として吸気管に直接供給を行い、JIS 2号軽油を着火燃料とする二元燃料運転を行った。実験の結果、CNG供給比率が74%までは

* 機械制御システム工学科教授 Department of Mechanical and Control Engineering, Professor

** 大学院工学研究科博士前期課程（高度生産システム工学専攻）学生 Advanced Production Engineering Course, Graduate Student

通常のディーゼル運転と同等の高い正味熱効率が得られることがわかった。一方、CNG 供給比率が 75%を超えると正味熱効率は急激に低下するとともに HC 濃度の大幅な増大が生じた。また、安定運転領域における NO_x 低減を目的として、窒素ガス混合による吸気の希釈効果についても調べた。

2. 実験装置および方法

2.1 供試燃料

吸入空気と予混合させる主燃料には都市ガス 13A 相当の圧縮天然ガス (CNG) を用い、着火燃料として JIS 2 号軽油を用いた。表 1 に主燃料の性状を示す。

2.2 供試機関および測定装置

図 1 に実験装置の概略を示す。実験装置は供試機関、およびガス燃料供給系から構成される。供試機関は水冷・単シリンダ・四ストローク・無過給の小形直接噴射式ディーゼル機関であり、機関および燃料噴射系統の諸元を表 2 に示す。ガス燃料供給系は図 1 に示すように、CNG ボンベ、減圧弁、マスフローコントローラ (山武製 MQV0020)、および逆止弁 (逆火防止装置) で構成されている。

本実験では、吸気管に直接ガスを供給する方法を採用した。エンジンの吸気管取付け部から上流側へ約 130mm 離れた位置にガス導入口を設置し、吸入空気流に対して垂直方向から CNG を供給した。シリンダ内圧力の測定にはひずみゲージ式の指圧計を使用し、燃料噴射時期はホール素子を用いた針弁リフトセンサにより検出した。排気ガス中の NO_x の測定には CLA, HC については FIA, Smoke

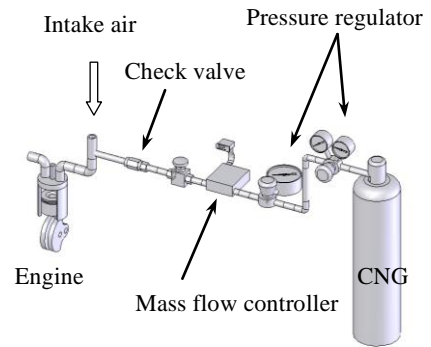


Fig. 1 Experimental setup

Table 1 Properties of the test gas

Test main fuel			CNG
Composition	CH ₄	vol. %	89.0
	C ₂ H ₆	vol. %	6.4
	C ₃ H ₈	vol. %	3.7
	C ₄ H ₁₀	vol. %	0.9
Mean molecular weight	g/mol		18.36
Density	kg/m ³ _N		0.819
Net calorific value	MJ/m ³ _N		40.37
Net calorific value	MJ/kg		49.30
Stoichiometric air-fuel ratio			17.02

Table 2 Engine specifications

Engine type	Single cylinder, 4 stroke, Horizontal, Water cooled
Bore×stroke	82mm×78mm
Compression ratio	18
Combustion chamber	DI (Toroidal type)
Rated output	5.1kW/2400rpm (BMEP=0.62MPa)
Injection pump	Bosch PFR (Plunger 7mm)
Injection nozzle	DLLA 150 (4 - φ 0.2)
Opening pressure	21.7MPa
Injection timing	Fixed (19deg. CA.BTDC)

濃度は光透過式スモークメータを用いてそれぞれ測定した。

二元燃料運転の正味熱効率は負荷が低下するにつれて大幅に低下する^{[1][2][6][7][9][10]}。このため、本研究では BMEP=0.65~0.67MPa 一定のもとで、CNG 流量を 0~18L/min (0°C, 1atm) の範囲に変化させて行った。供試機関への全投入熱量 Q_t に対する CNG の熱量 Q_g の割合 Q_g/Q_t を CNG 供給比率と定義した。CNG 流量が 18L/min(0°C, 1atm) のとき、予混合気の当量比 ϕ_g は 0.64, CNG 供給比率 Q_g/Q_t は 83% である。

3. 実験結果および考察

3.1 主燃料と着火燃料の熱供給比率の影響

図 2 は、全投入熱量に対する CNG 供給熱量の比率 (CNG 供給比率: Q_g/Q_t) を変化させた際の正味熱効率 η_e , CNG 予混合気の当量比 ϕ_g , および総括当量比 ϕ_t を示したものである。また、図 3 には Q_g/Q_t に対する排ガス特性の変化を示す。ここで、 $Q_g/Q_t=0\%$ は着火燃料のみの運転, すなわち、通常のディーゼル運転を表す。図 2 および図 3 から明らかのように、正味熱効率, 当量比, ならびに HC 濃度に関しては、いずれも $Q_g/Q_t \approx 75\%$ を

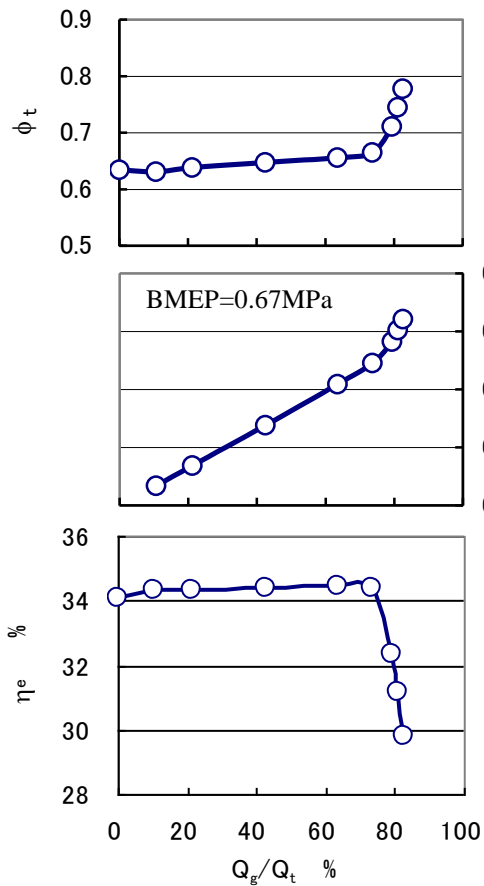


Fig. 2 Brake thermal efficiency and equivalence ratios vs. Q_g/Q_t

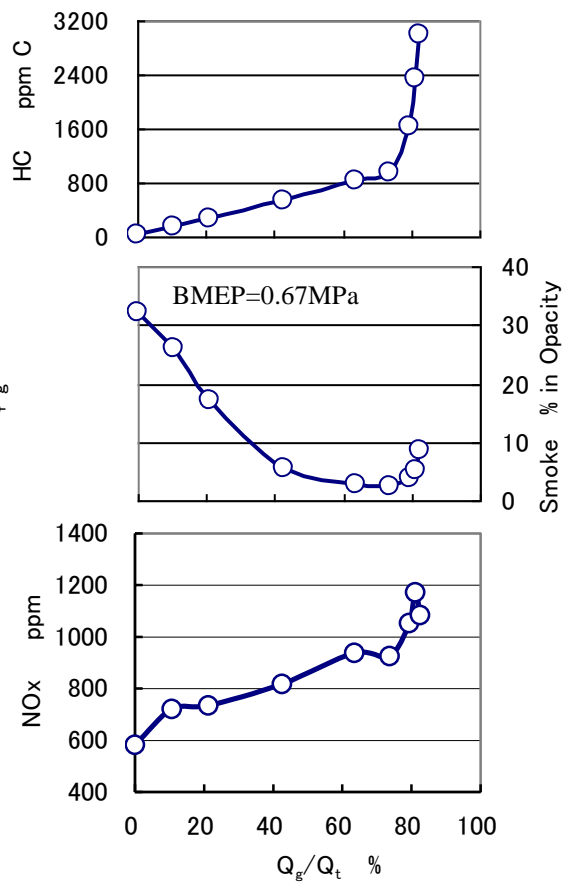


Fig. 3 Exhaust emissions vs. Q_g/Q_t

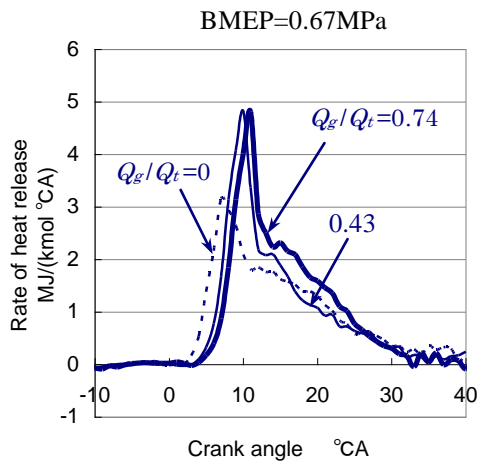


Fig. 4 Heat release rate at different values of Q_g/Q_t

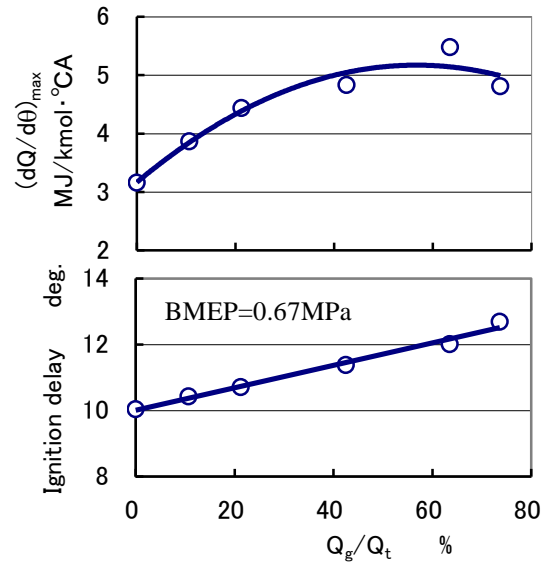


Fig. 5 Combustion Characteristics vs. Q_g/Q_t

境に急激な変化が認められる。これは後述するように、失火サイクルの出現に起因して生じたものと考えられる。そこで、本節では主に $Q_g/Q_t < 75\%$ の範囲を対象に考察、検討を加えることとする。

正味熱効率 η_e は、CNG を供給しても低下することはなく、通常のディーゼル運転と同等の高い値が保たれている。したがって、CNG 供給比率が適正な範囲内であれば、供試機関に二元燃料方式を適用した場合であっても、通常のディーゼル運転と同等の高いエネルギー変換効率特性を有することがわかった。図 4 に、 $Q_g/Q_t < 75\%$ の範囲内における燃焼解析結果を示す。CNG を供給することにより通常のディーゼル運転に比べ着火が遅れる傾向を示す一方、予混合燃焼のピーク値は増大することが明らかである。

図 5 は着火遅れ、および最大熱発生率 $(dQ/d\theta)_{max}$ を CNG 供給比率に対して比較したものである。二元燃料運転における着火遅れは CNG 供給比率に比例して増大することが明らかである。この理由についてはつぎのように考えられる。図 2 に示すように、CNG 供給比率の増大とともに CNG-空気予混合気の当量比 ϕ_g は増大する。その結果、周辺の予混合気が導入される噴霧束内部では当量比が相対的に増大することとなり、このため可燃混合気の形成が遅れて着火遅れが増大する。また、CNG 供給比率が増大するにつれて着火燃料の噴射量が減少するために噴霧の運動量は減少する。その結果、空気との混合速度が低下することも可燃混合気の形成が遅れる一因として考えられる。

二元燃料運転では燃料噴霧が着火遅れ期間中に可燃混合気を形成することに加えて、着火燃料噴霧により巻き込まれた CNG 予混合気の燃焼が同時に生じるために、最大熱発生率ならびに予混合燃焼熱量が顕著に増大するものと考えられる。その結果、燃焼域の局所的なガス温度が上昇し、図 3 にみられるように NO_x 濃度の増大をもたらしたことが考え

られる。なお、NO_x 増大の他の要因として、本実験ではガスマキサーを設置せずに直接吸気管に CNG を供給したため、CNG-空気予混合気が十分なレベルにまで均一化されていないことが考えられる。この問題については今後の検討課題である。

図 3 から明らかなように、 Q_g/Q_t が増加するにつれて Smoke 濃度は顕著な低下を示しているが、これについても予混合燃焼の活性化が一因となって生じたことが考えられる。また、CNG 供給比率が増加するにつれて着火燃料の噴射量が減少することから、噴霧内の燃料過濃部分における‘すす’の生成が抑制される。これらの結果、Smoke 濃度の顕著な低減が得られたものと考えられる。HC 濃度については、 $Q_g/Q_t < 75\%$ の範囲内においてほぼ直線的に増加する結果となっている。二元燃料運転では吸気に混合した CNG がシリンダ壁面などの未燃焼領域にいきわたりやすく、このことが HC 増加の主因として考えられる。また、噴霧束内に巻き込まれずに燃焼室内にとどまっている CNG-空気予混合気がある割合で存在する。その部分では混合気濃度が希薄であるために火炎伝播燃焼を完結することができず、このことも HC が増大した一因として考えられる。

一方、CNG 供給比率が 75%を超えると η_e は急激な低下を示す一方、総括当量比 ϕ_t 、および HC 濃度は急峻な増大を示す。これらは、次節で述べるように失火サイクルの出現によって生じたものと考えられる。

3.2 失火サイクルの影響

CNG 供給比率 Q_g/Q_t が 75%を超えるところでは、着火燃料の噴射量が少なくなりすぎて着火が不安定となる。そこで、一連の運転条件における連続 160 サイクル程度のインジケータを調査し、失火サイクルの出現率を調べた。その結果、図 6 に示すように、 $Q_g/Q_t \geq 79\%$ になったところで失火サイクルが発生しており、その出現割合は CNG 供給比率の増加とともに増加することがわかった。

このような失火サイクルの発生は、図 3 に示されるように排出 HC 濃度の大幅な増大をもたらす。さらに、出力を一定に保ちながらの運転に対して着火燃料の噴射量が増大する

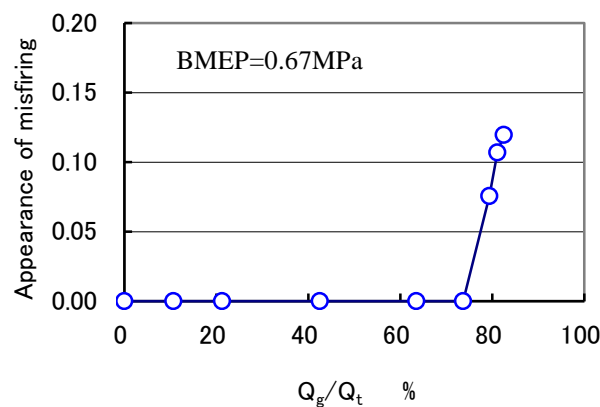


Fig. 6 Appearance rates of misfiring at different CNG supply ratios

こととなり、図 2 に示すように総括当量比 ϕ_t の急激な増加となって表れる。NO_x 濃度の増加については、つぎのように考えられる。失火サイクルにおいては高い当量比の CNG 予混合気 ($\phi_g > 0.56$) が残留することになる。それが次の燃焼サイクルにおいて予混合燃焼における熱発生を増大させ、局所的なガス温度が上昇して NO 生成が増加したものと考えられる。失火サイクル発生にともなう正味熱効率の急激な低下に関しては、つぎのように考えられる。一般に正味熱効率 η_e と理論熱効率 η_{th} 、発熱の等容度 η_{glh} 、燃焼効率 η_u 、冷却損失 ϕ_w 、および機械効率 η_m との間には、つぎの関係が成立する。

$$\eta_e = \eta_{th} \cdot \eta_{glh} \cdot \eta_u (1 - \phi_w) \eta_m \quad (1)$$

CNG 供給比率が過大となった場合には、着火が遅れ、燃焼が不安定となり、失火サイクルが発生する。このような運転状態では、式(1)における燃焼効率 η_u 、発熱の等容度 η_{glh} 、および機械効率 η_m が低下するとともに、冷却損失 ϕ_w の増大が生じて正味熱効率 η_e が大幅に低下するものと考えられる。

3.3 窒素ガス混合の影響

二元燃料運転では NO_x が増加する傾向を示したことから、N₂ ガス混合による吸気の希釈効果について調べた。なお、N₂ 混合は CNG 供給系と同様の配管ラインを増設することで対処した。本研究では、N₂ 混合比率 r を式(2)で定義した。

$$r = \frac{m_{N_2}}{m_{air} + r m_{N_2}} \quad (2)$$

ここで、 m_{N_2} : N₂ 供給量 [kg/s]

m_{air} : 吸入空気量 [kg/s]

図 7 は CNG 供給比率 $Q_g/Q_t=63\%$ 一定の下で、N₂ 混合比率を変化させた場合の正味熱効率 η_e 、NO_x 濃度、および Smoke 濃度の変化を示したものである。図 7 に示すように、N₂ 混合比率が増加しても η_e ならびに Smoke 濃度に及ぼす影響はさほど認められないのに対して、NO_x 濃度は顕著に低減した。このように、二元燃料運転では吸気を N₂ ガスで希釈することによって Smoke の増加を

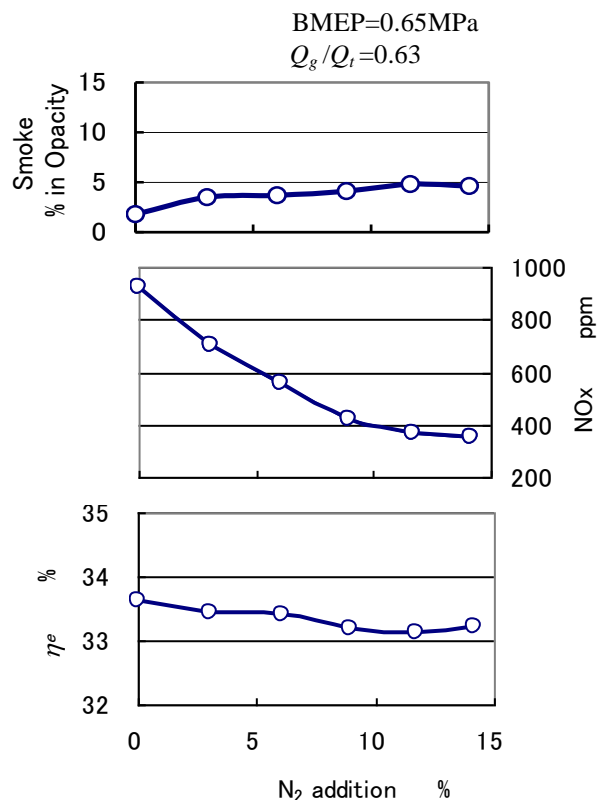


Fig. 7 Brake thermal efficiency, NO_x concentration, and Smoke density at different N₂ addition ratios

抑えながら NO_x を大幅に低減しうる可能性が示唆されたことから、EGR の効果も含め、さらに詳細な検討が必要である。

4. まとめ

CNG (圧縮天然ガス) を主燃料, 軽油を着火燃料とする二元燃料ディーゼル機関の性能, 排ガス特性, 燃焼特性について調べた結果, 以下の結論を得た。

(1) CNG 供給比率が 74% の範囲までは通常のディーゼル運転と同等の高い正味熱効率が得られた。また, CNG 供給比率の増加にともない Smoke 濃度は顕著に低減した。二元燃料運転ではディーゼル運転に比べ着火時期が遅角する。

(2) CNG 供給比率が 75% を超えると着火が不安定となり, 正味熱効率は大幅に低下した。この原因として, 失火サイクルが出現することにより, 燃焼変動の急激な増大が誘起されて生じたことが考えられる。

(3) 二元燃料運転では吸気を N₂ ガスで希釈することによって Smoke の増加を抑えながら NO_x を大幅に低減できる可能性が示唆された。

謝辞

本研究の一部は, 平成 21 年度学内共同研究費の助成を得て行われたものである。実験に際しては平成 21 年度卒研究生であった阿部利治君, 阿部泰之君の熱心な協力を得た。ここに記して, 深く謝意を表します。

文献

- [1] Y. Daisho, K. Takahashi, Y. Iwashiro, S. Nakayama, R. Kihara, T. Saito : Controlling Combustion and Exhaust Emissions in a Direct-Injection Diesel Engine Dual-Fueled with Natural Gas; *SAE Paper*, No. 952436, 1-12, 1995.
- [2] M. Shioji, T. Ishiyama, M. Ikegami, S. Mitani, H. Shibata : Performance and Exhaust Emissions in a Natural-Gas Fueled Dual-Fuel Engine; *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol. 66, No. 647, 1898-1904 (in Japanese), 2000.
- [3] E. Tomita, N. Kawahara, Z. Piao, R. Yamaguchi : Effects of Early Injection and Nitrogen Dilution on Characteristics of Combustion and Exhaust Emissions in a Methane/Light Oil Diesel Engine; *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol. 69, No. 680, 988-994 (in Japanese), 2003.
- [4] N. Mizushima, S. Ito, J. Kusaka, Y. Daisho : Improvement of Combustion in a Dual-Fuel Natural Gas Engine with Half the Number of Cylinders; *SAE Paper*, No. 2003-01-1938, 1-8, 2003.
- [5] K. Kawasaki, K. Yamane : Experimental Study of a Dual-Fuel Diesel Engines with Biodiesel and Low-Calorie Gas Fuels; *SAE Paper*, No. 2007-01-2026, 2007.

- [6] K. Hamasaki, E. Kinoshita, O. Shimotsuchibashi, Y. Ueda : Combustion Characteristics of Dual Fuel Diesel Engines with Biodiesel as an Ignition Fuel (1st Report); *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol. 73, No. 732, 1731-1736 (in Japanese), 2007.
- [7] R. G. Papagiannakis, D. T. Hountalas, C. D. Rakopoulos, D. C. Rakopoulos : Combustion and Performance Characteristics of a DI Diesel Engine Operating from Low to High Natural Gas Supplement Ratios at Various Operating Conditions; *SAE Paper*, No. 2008-01-1392, 1-23, 2008.
- [8] E. Tomita, Y. Harada, N. Kawahara : Effect of EGR on Combustion and Exhaust Emissions in Supercharged Dual-Fuel Natural Gas Engine Ignited with Diesel Fuel; *SAE Paper*, No. 2009-01-1832, 1-12, 2009.
- [9] E. Kinoshita, Y. Ueda, Y. Yoshimoto : Combustion Characteristics of a Dual Fuel Diesel Engine with Coconut Oil Methyl Ester as an Ignition Fuel, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol. 75, No. 756, 1706-1711 (in Japanese), 2009.
- [10] Y. Yoshimoto, K. Kaneko, E. Kinoshita : Combustion Characteristics of a Dual Fuel Diesel Engine with CNG as the Main Fuel (Study for Methyl Oleate Used as an Ignition Fuel), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series B*, Vol. 76, No. 765, 916-923 (in Japanese), 2010.
- [11] Y. Yoshimoto : Combustion Characteristics of a Dual Fuel Diesel Engine with Natural Gas (Study with Fatty Acid Methyl Esters Used as Ignition Fuels), *SAE Paper*, No. 2010-32-0050, 1-8, 2010.