

367-20095220 ボアスコープによるディーゼル燃焼の直接観察と火炎温度*

藤野 竜介¹⁾ 青柳 友三²⁾ 長田 英朗³⁾ 山口 卓也⁴⁾

Direct Observation of Clean Diesel Combustion using Bore Scope in a Single Cylinder HDDE

Ryusuke Fujino Yuzo Aoyagi Hideaki Osada Takuya Yamaguchi

The bore scope system, which contents a high-speed video camera and a bore scope installed into the cylinder head, can visualize not only diesel combustion in the research engine but also in actual diesel combustion in a multi-cylinder engine. The video camera used for this study is nac GX-1 and the bore scope is made by nac. The experimental engine has 2.0-liter displacement and has an external supercharger with up to five times the boost pressure of the naturally aspirated engine condition.

From observed data under the several experimental conditions such as increased injection pressures and EGR rates, the flame temperature and KL factor were obtained by two-color method analysis. The diesel combustion processes are understood well by analyzing high-speed movies of the diesel flame motion and its temperature.

Key Words: Diesel Engine, Bore Scope, High-speed Video Camera, Visualization, Two-Color Method, Flame Temperature, KL factor ④

1. はじめに

ディーゼルエンジンは、CO₂削減と排出ガス低減が強く望まれている⁽¹⁻³⁾。ディーゼル排出ガスは、高圧噴射やスワール比の選定、そしてインタークーラ付き高過給および高EGR化により改善できることが報告されてきた⁽⁴⁻¹³⁾。ディーゼル排出ガスの低減と熱効率改善のためには、火炎の観察と火炎温度および、すす濃度と関係の深いKL値を計測することが重要である。そのため両者の情報が得られる二色法により、ディーゼル燃焼は研究されてきた⁽¹⁴⁻²¹⁾。

ディーゼル燃焼火炎の主な観測方法は、大きく分けて二つある。一つは、ピストン底部を石英などの強化ガラスにして、燃焼室の下部から観測するボトムビュー方式である⁽¹⁶⁻¹⁸⁾。もう一つは、シリンダヘッドから燃焼室を観測するボアスコープ方式である⁽¹⁹⁾。後者はエンジンの改造が少なく、実際のピストン燃焼室が使える、ほぼ実機燃焼なので、本論文はボアスコープ方式を適用した。

2. 実験装置および実験条件

2.1. 研究用エンジン

実験は単気筒4サイクル直噴式ディーゼルエンジンを使用した⁽⁶⁾。このエンジンの諸元を表1に示す。実験装置は、外部過給機による過給を501.3kPaまで行うことに加えて、任意のEGR率、EGRガス温度で運転できるシステムとしている⁽²²⁾。このシステムを図1に示す。

2.2. ピストン燃焼室

ピストンはオリジナルモノサームピストン⁽⁶⁾で、従来使用してきたピストンキャビティ径(以下キャビティ径) $\phi 107\text{mm}$ (D107)燃焼室⁽²²⁾を基本とし、ボアスコープと干渉しないように若干の機械加工したものを使用した(図2)。加工部分はわずかであるため圧縮比の低下は0.5%以下で、従来圧縮比 $\epsilon=16.0$ とみなすことができる。加工部分から燃焼室を見た画像とボアスコープから燃焼室を観察した画像を図3に示す。

2.3. 実験条件

実験条件は、エンジン回転速度 $N_e=1200\text{rpm}$ 、図示平均有効圧力 $\text{IMEP}=1.2\text{MPa}$ 、燃料噴射量 $q=135\text{mm}^3/\text{st}$ において、過給圧 $P_b=271.3\text{kPa}$ を共通とし、コモンレール圧力 $P_{cr}=150\text{MPa}$ 、ヘッドスワール比 $R_s=1.4$ 、EGR率=0%を標準条件として実験を行った。噴射ノズルはミニサックノズル $\phi 0.177 \times 8-150^\circ$ (噴孔径 $\phi 0.177\text{mm}$ 、噴孔数8、噴孔角 150°) を使用し、高負荷側の対応を考えたオイル流量(油圧流量) $1500\text{cm}^3/\text{min}$ を確保したものである。実験はまずコモンレール圧力 P_{cr} を変更した実験を行い(表2)、次に標準条件に対しEGR率を変更した実験を行った(表3)。

また実験中のEGRガスを含んだ吸気の酸素濃度はインタークマニホールド内で計測し、排気圧力は吸気圧力 P_b と同一圧力に調整し、エンジン吸気温度 T_{in} は $50 \pm 1^\circ\text{C}$ に合わせ実験を行った。これらの条件は、性能・排出ガス試験と同一条件である。

2.4. 供試燃料および潤滑油

供試燃料は、低硫黄分のJIS-2号軽油(S分3ppm、セタン価59.7)を使用し、また潤滑油には硫黄分と硫酸灰分の少ない低公害タイプのエンジンオイル⁽⁷⁾を使用した。

*2009年5月22日自動車技術会春季学術講演会において発表。
1)・2)・3)・4) (株)新エイシーイー(305-0822 茨城県つくば市
荻間2530 (財)日本自動車研究所内)

2.5. 撮影装置

撮影カメラは毎秒 200,000 コマ(200,000fps)まで可能なナック社製高速度撮影ビデオカメラ Gx-1 を使用した。ボアスコープ(図 4)は外径×長さがφ8.5mm×140mm で、シリンダヘッド内を通して燃焼室内を直接観察した。

2.6. 火炎温度の計測ソフト

本論文で使用した火炎温度分布解析ソフトは、すす粒子に注目して温度を求める二色法で、火炎温度とすす濃度と関係する値である KL 値を求めるソフトである。

二色法解析のために必要な標準光源は、ボトムビュー式の場合は同一画面に映し込むことが可能だったが、ボアスコープ式の場合は同一画面に映し込むことができないので、標準光源のみの画像を別で撮影し、ソフト上で読み出して参照し

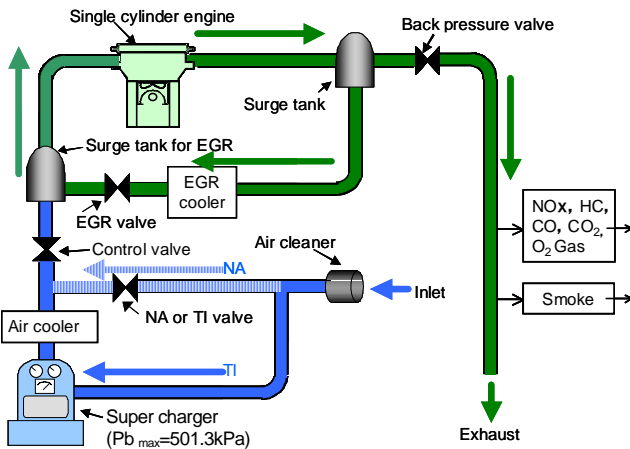


Fig. 1 Experimental apparatus

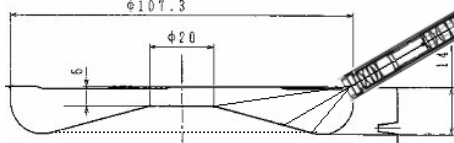


Fig. 2 The cross section of the combustion chamber

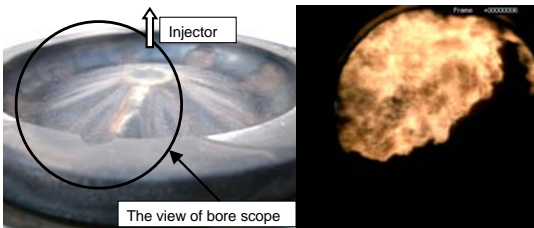


Fig. 3 The view of the combustion chamber from reworked section (left), The view of the bore scope (right)



Fig. 4 The bore scope

ている。今回解析した火炎位置である噴孔部近傍と燃焼室壁面付近、その中間位置を燃焼画像(図 5)と火炎解析結果(図 6)に示す。図 6 のそれぞれの 3 箇所は、定点観測を行った点を示す。

3. 実験結果

3.1. 噴射圧力増加の効果

噴射圧力 P_{inj} を増加させた実験における排出ガス結果(図 7)および熱発生解析結果(図 8)を示す。表記上、噴射圧力 P_{inj} は、コモンレール圧力 P_{cr} とほぼ等しいとみなす。クランク角ごとの燃焼画像(図 9)および定点観測(図 6)で噴孔部近傍(図 10)と噴霧火炎の中央部(図 11)に着目した、二色法解析による火炎温度と KL 値の結果を示す。

観察結果およびソフト解析による火炎温度と KL 値および排出ガスなどの関係を考察する。

噴射圧力 P_{inj} が増加するほど

1. 燃焼温度は初期が高く NO_x が増加する傾向にある
2. 火炎の動きから、空気と燃料の混合が速いため、初期燃焼が大きくなる
3. 輝炎の消滅が早いため燃え切りが早く、燃焼速度が速い
4. 温度解析より、拡散燃焼期の火炎温度が高くなる。これに対し KL 値の発生時間が短くなる
5. KL 値はピーク値が下がり、早く消滅する
6. 噴孔部近傍火炎の温度は、他の 2 箇所よりも火炎温度が低い
7. 噴霧火炎の中央部が火炎温度もすす濃度も高い

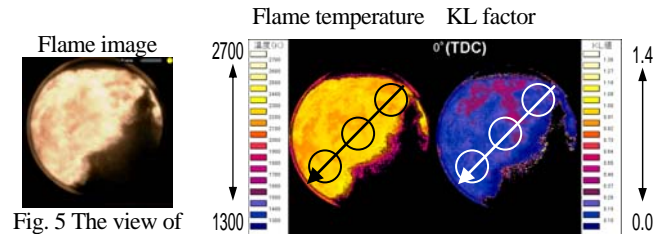


Fig. 5 The view of the bore scope

Fig. 6 The flame temperature and KL factor distribution by two-color method and observation points (each three circles)

Table 2 Experimental Conditions 1 (changing common rail pressure ($P_{cr}=P_{inj}$))

| Engine speed (Ne) | Injection quantity (q) | Common rail pressure (Pcr) MPa | Boost (Pb) kPa | Start of combustion (SOC) degATDC | Swirl ratio (Rs) | EGR rate % |
|-------------------|--|--------------------------------|----------------|-----------------------------------|------------------|------------|
| 1200 rpm | 135 mm ³ /st (IMEP ≒ 1.2 MPa, load 40%) | 90 | 271.3 | 0 (TDC) | 1.4 | 0 |
| | | 120 | | | | |
| | | 150 | | | | |
| | | 180 | | | | |
| | | 200 | | | | |

Table 3 Experimental Conditions 2 (changing EGR rate)

| Engine speed (Ne) | Injection quantity (q) | Common rail pressure (Pcr) MPa | Boost (Pb) kPa | Start of combustion (SOC) degATDC | Swirl ratio (Rs) | EGR rate % |
|-------------------|--|--------------------------------|----------------|-----------------------------------|------------------|------------|
| 1200 rpm | 135 mm ³ /st (IMEP ≒ 1.2 MPa, load 40%) | 150 | 271.3 | 0 (TDC) | 1.4 | 0 |
| | | | | | | 30 |
| | | | | | | 40 |
| | | | | | | 50 |

噴射圧力 P_{inj} が増加するほど火炎温度が高くなり、KL 値のピークは変わらないが、発生期間は短くなる。これは噴射圧力 P_{inj} が高くなると NO_x が高くなり、スモークの発生が少なくなることと強く対応する。

3.2. EGR 率増加の効果

EGR 率を増加させた実験における排出ガス結果(図 12)および熱発生解析結果(図 13)を示す。クランク角ごとの燃焼画像(図 14)および定点観測(図 6)で噴孔部近傍(図 15)と噴霧火炎の

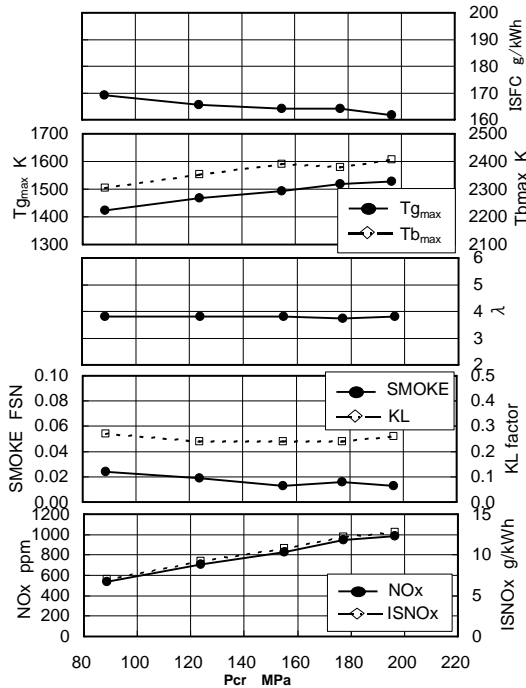


Fig. 7 The exhaust emission with the increasing Pcr 90MPa to 200MPa in EGR=0%

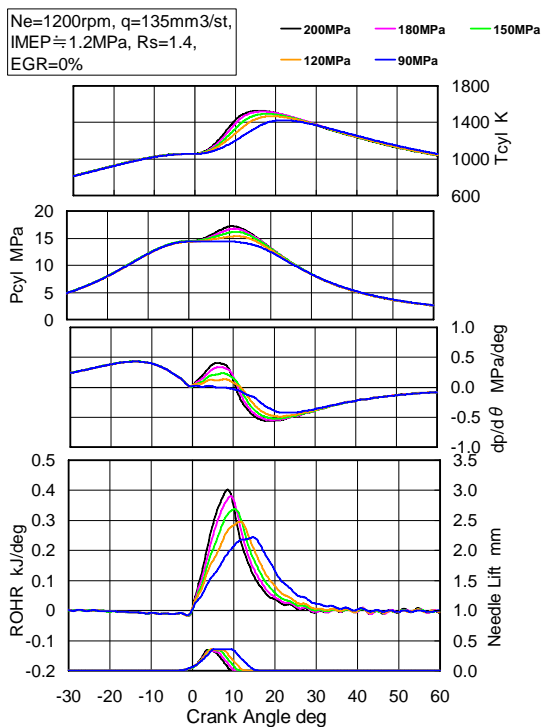


Fig. 8 The heat release analysis of the each Pcr (=Pinj 90MPa to 200MPa)

中央部(図 16)に着目した、二色法解析による火炎温度と KL 値の結果を示す。

観察結果およびソフト解析による火炎温度と KL 値および

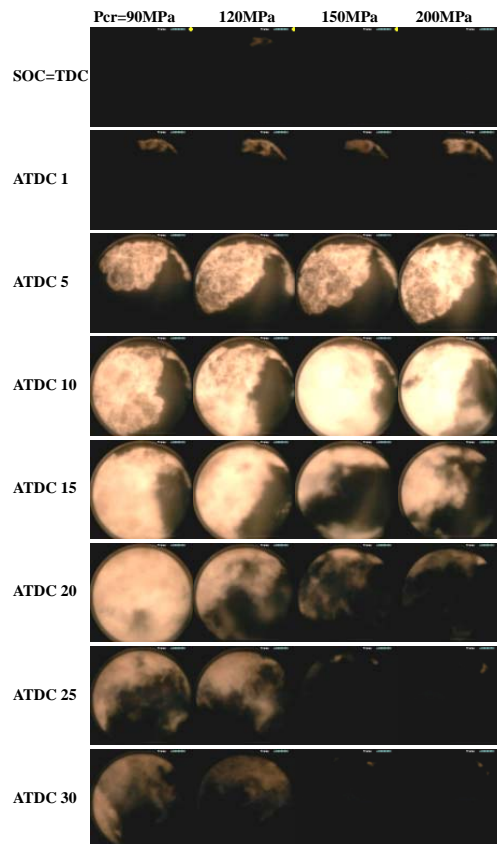


Fig. 9 The photos of diesel combustion flame of each Pcr (=Pinj 90 to 200MPa in EGR=0%)

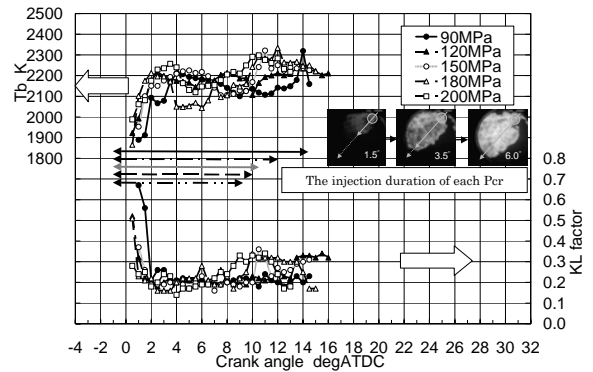


Fig. 10 The flame temperature and KL factor curves at the injection hole of each Pcr (90MPa to 200MPa in EGR=0%)

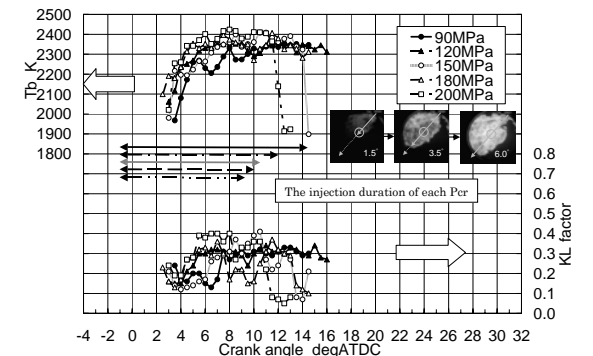


Fig. 11 The flame temperature and KL factor curves at the middle of injection spray of each Pcr (90MPa to 200MPa in EGR=0%)

排出ガスなどの関係を考察する。

EGR 率が高くなるほど

1. 熱発生は着火遅れが増して、燃焼期間が長くなる傾向がある
2. 火炎の動きから、火炎の輝度が低くなっていき、上記結果とともに燃焼が緩慢になる
3. 火炎温度が低くなり KL 値が増加しかつ観測される期間

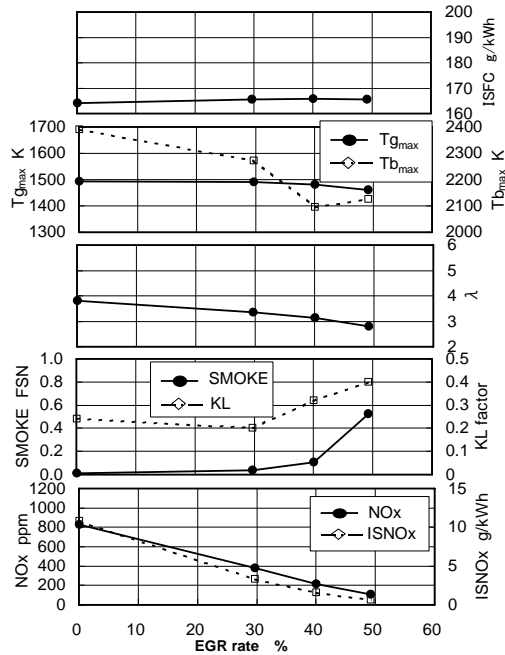


Fig. 12 The exhaust emission with the increasing EGR rate 0% to 50% in Pcr=150MPa

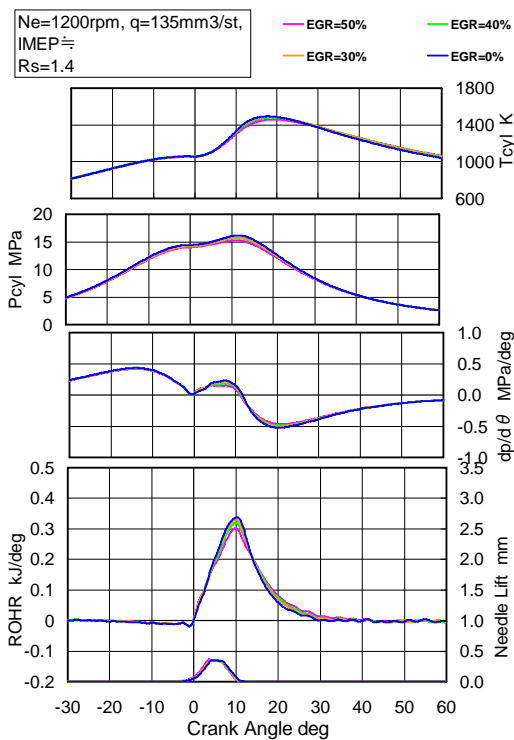


Fig. 13 The heat release analysis of each EGR rate (0% to 50% in Pcr=150MPa)

間が長くなっているのので、すすの酸化が行われにくくなる

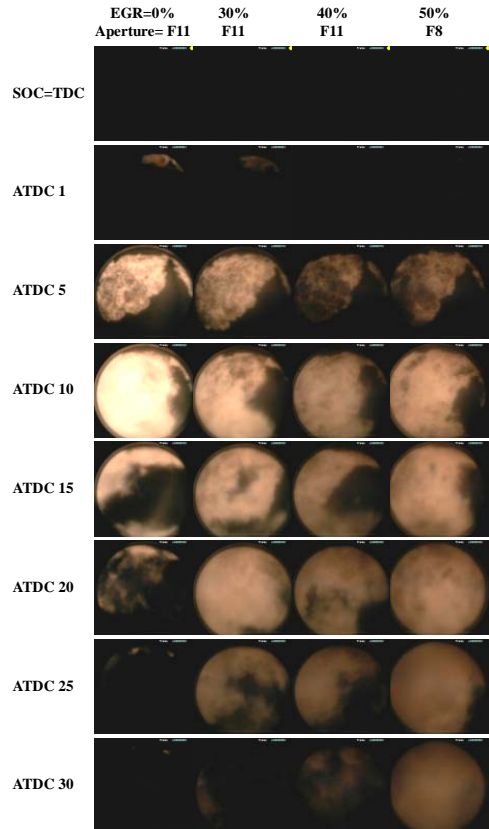


Fig. 14 The photos of diesel combustion flame of each EGR rate (0% to 50% in Pcr=150MPa)

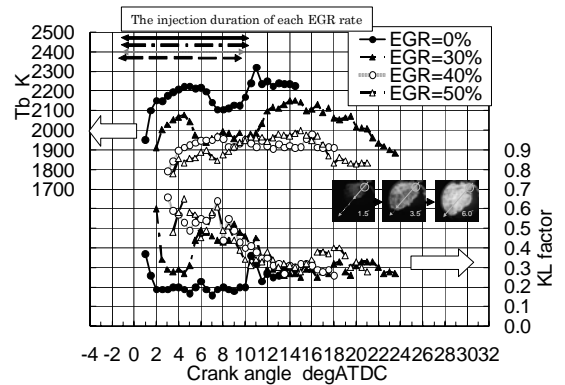


Fig. 15 The flame temperature and KL factor curves at the injection hole of each EGR rate (0% to 50% in Pcr=150MPa)

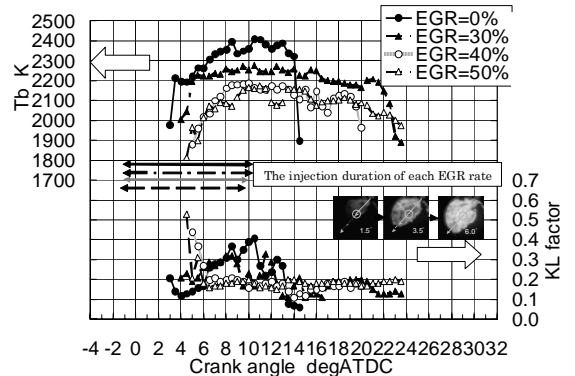


Fig. 16 The flame temperature and KL factor curves at the middle of injection spray of each EGR rate (0% to 50% in Pcr=150MPa)

- NOx が減少し、スモークが増加する傾向がある
- 噴霧火炎中央部では KL 値が減少する
- 噴孔部近傍火炎の温度は、他の 2 箇所よりも火炎温度が低い
- 噴霧火炎の中央部が他の 2 箇所よりも火炎温度が高く、他の 2 箇所よりもすす濃度が低い

EGR 率が増加するほど、火炎温度が低くなり KL 値のピークが増大し発生期間が長くなる傾向がある。初期燃焼が増加し、燃焼期間が長くなる。これは EGR 率が増加すると NOx が低くなり、スモークの発生が増えることと対応する。

4. 考察

以上の結果から、各条件での最高火炎温度($T_{b,max}$)と NOx 値、SMOKE 値をまとめたグラフを図 17 に示す。

噴射圧、スワール比、EGR 率を変化させて得た火炎温度および NOx、SMOKE には、火炎温度が高くなると NOx が増加して SMOKE が減少し、火炎温度が低くなると NOx が減少して SMOKE が増加するというトレードオフが得られた。そして NOx と SMOKE がどちらも低減する最高火炎温度の範囲が、おおよそ 2000K~2200K^(14,15)ということが分かった。

最高火炎温度を 2000K~2200K に制御するには、図 17 のグラフから噴射圧やスワール比を変化させるよりも EGR 率を増加させることが良好であることが分かった。

5. まとめ

ボアスコープ方式による高速度ビデオカメラを用いて、排出 NOx のクリーンでかつ PM の少ないスーパークリーンディーゼル仕様の単気筒エンジンにて、火炎の観察と火炎温度および KL 値を測定した。エンジン回転速度 $N_e=1200$ rpm における燃焼観察(自然吸気全負荷相当 $q=135\text{mm}^3/\text{st}$, IMEP $\approx 1.2\text{MPa}$ (負荷 Load=40%), 吸気温度 $T_{in}=50\text{degC}$, スワール比 $R_s=1.4$)を行った。エンジン仕様をコモンレール圧力 $P_{cr}=90\sim 200\text{MPa}$, EGR 率 0~50%に変化させて以下の結果を得た。

- ボアスコープ方式による高速度ビデオカメラを用いて、燃焼観察を行い、鮮明な映像が得られた。本燃焼観察に火炎温度分布解析ソフトを適用し、エンジン仕

様の違いが燃焼温度および KL 値の違いに表れることが分かった。

- コモンレール圧力 P_{cr} を 90MPa から 200MPa に上げると、燃焼火炎は輝度が高くなり火炎温度も高くなる。KL 値はピーク値が下がり、早く消滅する。排出ガスの NOx は高くなり、スモークは減少する
- EGR 率を 0% から 50% に上げると、燃焼火炎は輝度が下がり火炎温度が低くなる。KL 値はピーク値が上がり燃焼終了まで下がらない。排出ガスの NOx は低くなり、スモークは増加する
- 排出 NOx の低く、かつ PM も少ないエンジンにおいても、最高火炎温度と NOx、SMOKE には関連があり、NOx と SMOKE の排出を同時に低減するためには、最高火炎温度を 2000K~2200K に保つ必要があることを再確認できた

謝辞

本研究は、新エィシーイーの出資会社の年間研究費により推進した。

記号の説明

| | | |
|-------------------|----------------------|---------------------|
| Ne | : エンジン回転速度 | rpm |
| Pb | : 吸気圧力(絶対値) | kPa |
| Pcr | : コモンレール圧力 | MPa |
| Pinj | : 燃料噴射圧力(=Pcr) | MPa |
| q | : 一行程あたりの燃料噴射量 | mm ³ /st |
| Rs | : ヘッドスワール比 | - |
| T _{in} | : エンジン吸入空気温度(EGR+新気) | degC |
| SOC | : 燃焼開始時期 | degATDC |
| IMEP | : 図示平均有効圧力 | MPa |
| λ | : 空気過剰率 | - |
| Pcyl | : 筒内圧力 | MPa |
| dP/d θ | : 筒内圧力上昇率 | MPa/deg |
| ROHR | : 熱発生率 | kJ/deg |
| Tg | : 筒内平均ガス温度 | K |
| Tg _{max} | : 最高筒内平均ガス温度 | K |
| Tb | : 火炎温度 | K |
| Tb _{max} | : 最高火炎温度 | K |

参考文献

- Japan Ministry of Environment, About New Automotive Emission Standards in future (8th Report) (in Japanese), 2005
- Aoyagi Y, "Present and Future Technologies for Reducing Exhaust Emissions in Diesel Engines (in Japanese with English summary)", Journal of JSAE, Vol.55, No.9, pp.10-16, 2001
- Aoyagi Y, "Challenge to Super High Thermal efficiency of Diesel Engine (in Japanese with English summary)", Journal of the JSME, Vol.105 No.1007, pp.667-671, 2002
- Shundoh S, Kakegawa T, Tsujimoto K, and Kobayashi S, "A Study on Combustion of Direct Injection Diesel Engine with 150MPa Injection Pressure", Proceedings of International Symposium COMODIA 90, pp. 607-612, 1990
- Woods M, Kamo R, and Bryzik W, "High Pressure Fuel Injection for High Power Density Diesel Engines", SAE Paper 2000-01-1186, 2004

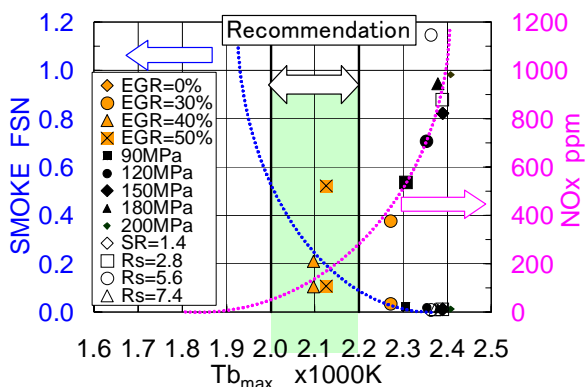


Fig. 17 The relation of flame temperature, SMOKE and NOx

- (6) Aoyagi Y, Kunishima E, Asami Y, and Aihara Y, "Diesel Combustion and Emission using High Boost and High Injection Pressure in a Single Cylinder Engine", *JSAE International Journal Series B*, Vol.48, No.4, pp.648-655, 2005
- (7) Sugihara H, Nakagawa H, Shouyama K, and Yamamoto A, "Hino New K13C Diesel Engine Equipped With Common-rail Type Fuel Injection Equipment (in Japanese)", *Engine Technology*, Vol.01 No.04, pp.40-45, 1999
- (8) Itoh S, and Nakamura K, "Reduction of Diesel Exhaust Gas Emission with Common Rail System (in Japanese with English summary)", *Journal of JSAE*, Vol.55, No.9, pp.46-52, 2001
- (9) Endo S, et al., "An Improvement of Pumping Loss of High Boosted Diesel Engines", *SAE Paper 885102*, 1988
- (10) Aoyagi Y, Osada H, Misawa M, Hirosawa T, Odaka M, and Goto Y, "Diesel Emission Reduction using High Boost and High EGR Rate in a Single Cylinder Engine", *JSAE Review of Automotive Engineering*, Vol.26 No.4, 2005
- (11) Tsujita M, Niino S, Ishizuka T, Kakinai A, and Sato A, "Advanced Fuel Economy in Hino New P11C Turbocharged and Charge-Cooled Heavy Duty Diesel Engine", *SAE Paper 930272*, 1993
- (12) Stover T R, Reichenbach D, and Lifferth E, "The Cummins Signature 600 Heavy Duty Diesel Engine", *SAE Paper 981035*, 1998
- (13) Knecht W, "European Emission Legislation of Heavy Duty Diesel Engines and Strategies for Compliance", *Proceedings of the Thermo-and fluid Dynamic Processes in Diesel Engines (THIESEL 2000)*, pp.289-302, 2000
- (14) Kamimoto T, Aoyagi Y, Matsui Y, and Matsuoka S, "The Effects of Some Engine Variables on Measured Rates of Air Entrainment and Heat Release in a DI Diesel Engine", *SAE P-86 800253*, pp.219-230, 1980
- (15) Aoyagi Y, Kamimoto T, Matsui Y, and Matsuoka S, "A Gas Sampling Study on the Formation Processes of SOOT and NO in a DI Diesel Engine", *SAE P-86 800254*, pp.231-245, 1980
- (16) Kobayashi S, Sakai T, Nakahira T, Komori M, and Tsujimura K, "Measurement of Flame Temperature Distribution in D.I. Diesel Engine with High Pressure Fuel Injection", *SAE Paper 920692*, 1992
- (17) Genzale C L, Reitz R D, and Musculus M P B, "Effects of Jet-Bowl and Jet-Jet Interactions on Late-Injection Low-Temperature Heavy-Duty Diesel Combustion", *Proceedings of the Thermo-and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines (THIESEL 2008)*, pp.277-297, 2008
- (18) Mancaruso E, Merola S S, and Vaglieco B M, "Study of the multi-injection combustion process in a transparent direct injection common rail diesel engine by means of optical techniques", *International Journal of Engine Research*, vol.9 No.6, pp.483-498, 2008
- (19) Shiozaki T, Miyashita A, Aoyagi Y, and Joko I, "The Analysis of Combustion Flame in a DI Diesel Engine (Part 2-Hydroxyl Radical Emission versus Temperature)", *International Symposium COMODIA 94*, pp.523-528, 1994
- (20) Matsui Y, Kamimoto T, Matsuoka S, and Oguri A, "The Study on Measurement of Diesel Combustion Flame (in Japanese)", *Transactions of JSME*, Vol.44 No.377, pp.228-237, 1978
- (21) Ahn S G, Matsui Y, Kamimoto T, and Matsuoka S, "Measurement of Flame Temperature Distribution in a D.I. Diesel Engine by Means of Image Analysis of Nega-Color Photographs", *SAE Transactions Vol.90*, Paper No. 810183, 1981
- (22) Osada H, Aoyagi Y, Fujino R, Shimada K, Goto Y and Suzuki H, "Diesel Combustion Improvement using High Boost, Wide Range and High Rate EGR in a Single Cylinder Engine (First Report) - Changing Combustion Chamber Shapes-", *Transactions of JSAE Vol.39 No.1*, pp.77-82, 2008