

高速直接噴射ディーゼル・エンジンの 低騒音燃焼法の研究

亀井 延明*・神田 好作*・中島 紀高**

A Study on Noise Reduction-Combustion Method of
High Speed Direct Injection Diesel Engines

Nobuaki KAMEI, Kousaku KANDA and Noritaka NAKAJIMA

Abstract

Since the oil crisis in 1973, the world-wide trend toward energy saving has prevailed and the application of diesel engines has been expanding because of its high fuel economy. The shares of direct injection diesel engines with their low fuel consumption are also increasing in the field of high speed diesel engines.

However, the noise in the direct injection diesel engine is unavoidable because of its rapid combustion property. Therefore an early development of noise reduction technology is strongly desired.

Then, for theoretical examination of noise reduction by controlling combustion only, the authors used a cycle simulation program, already developed by Kanda¹⁾, introducing Wiebe's transcendental function for the heat release mode during diffusion combustion. And for the introduction of Wiebe's formula, we used a numerical calculation method to determine the parameters "a" and "m" from measured heat release rate of engine.

In this paper the theoretical examination of ideal low noise combustion method and the test result for the effect of some improvement in the compression ratio and injection timing of high speed direct injection diesel engine are reported.

1. 緒 言

1973年の石油危機以来、世界的に省エネルギー志向が強まり、高速ディーゼル・エンジンの分野では燃料消費率の少ない直接噴射ディーゼル・エンジンの占める割合が増加している。

しかし、直接噴射ディーゼル・エンジンは初期の衝撃的な燃焼特性のために騒音レベルが高く、低騒音化技術の早期開発が強く要求されている。

従来の低騒音化の研究は、ディーゼル燃焼が複雑であるため、主に直接的な音の放射源である機関本体及び補器での非共振化が扱われ、これらの起振源である

燃焼による衝撃力に着目した研究は極めて少ない。

筆者の1人はこれ迄に高速直接噴射ディーゼル・エンジンをモデルに選び、現状の熱効率を維持しつつ低騒音化を図る研究を行い、クランクケースの構造改良と燃焼制御により、大幅な騒音低減を達成した^{2,3)}。この研究では、理想とする低騒音燃焼法の検討に際して、拡散燃焼の熱発生モードに三角モードを仮定してサイクル・シミュレーションを行った。この方法では、燃焼を支配する因子の方向づけには有用であるが、機関諸性能の予測値に十分な精度が期待できなかった。

そこで本研究では、高速直接噴射ディーゼル・エンジン(直列6シリンダ、7,000 cc級)を供試機関として用い、直接噴射ディーゼル・エンジンの長所である現状の燃料消費率を維持しつつ、騒音発生を支配因子である最高ガス圧力 P_{\max} 、最大圧力上昇率 $(dP/d\theta)_{\max}$

1995年9月18日受理

* 機械システム工学科

** 機械システム工学科大学院生

の低減を図る研究を行った。すなわち、熱発生モードとして初期燃焼を三角モード、拡散燃焼をWiebeの超越関数¹⁾で近似することにより、その燃焼特性を明らかにし、さらに、任意の負荷、任意の噴射時期における熱発生モードを算出する燃焼サイクル・シミュレーション・システムを開発し、実測値と比較することにより、その精度が5%以内であることを検証し、その適応性を実証した。

また、圧縮比、着火時期などをパラメータとし、上述のサイクル・シミュレーション・システムを用い、指示平均有効圧力 P_{mi} 、指示燃料消費率 b_i 、 P_{max} 、 $(dP/d\theta)_{max}$ 等を導き、諸特性を総合的に検討した。

その結果、理想とする低騒音燃焼システムは初期燃焼を抑制し、拡散燃焼を促進し、燃焼速度を遅延させたサイクル、すなわち熱発生モードを後ろ高にする燃焼サイクルであることがわかった。

また、本供試機関における最適な低騒音燃焼システムは、圧縮比は16.5で、燃料噴射時期を 9° BTDC(現状 11° BTDC)にすることでである。その場合、現状の性能を維持しつつ、SPL(等価騒音レベル)101.2 dB(A)から99.7 dB(A)に低減することに成功した。

以下に、その詳細を報告する。

2. 熱発生率関数の決定

2.1 J. Wiebe の燃焼則

直接噴射ディーゼル・エンジンの拡散燃焼過程にWiebeの燃焼伝播関数を用いれば、混合気が着火後のクランク回転角度 φ 迄の間に燃焼した燃料の発熱

量 Q は次の式(1)で与えられる (Fig. 1 参照)。

$$Q = Q_0 \{1 - e^{-a(\varphi/\varphi_0)^{m+1}}\} \quad (1)$$

ここに、

Q : 燃焼開始クランク回転角度 θ_1 からクランク回転角度 φ 迄の間に燃焼した燃料の発熱量 (kJ)

φ : $\theta - \theta_1$ (deg)

θ : 上死点基準の任意のクランク回転角度 (deg)

Q_0 : $= H_u M_0$: 1 サイクル中に供給した燃料の発熱量 (kJ)

H_u : 燃料 1 kg 当りの低位発熱量 (kJ/kg)

M_0 : 1 サイクル中に供給した燃料の質量 (kg)

φ_0 : 全燃焼期間 (deg)

$\varphi_0 = \theta_4 - \theta_1$

θ_4 : 燃焼終了時のクランク回転角度 (deg)

a, m : 燃焼伝播関数の形状を定めるパラメータ

よってクランク回転角度 φ における熱発生率 $dQ/d\theta$ (Fig. 2 参照) は、式(1)を微分し、式(2)で与えられる。

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{dQ}{d\varphi} = \frac{Q_0}{\varphi_0} a(m+1) \left(\frac{\varphi}{\varphi_0}\right)^m e^{-a(\varphi/\varphi_0)^{m+1}} \quad (2)$$

$dQ/d\theta$ の最大となるクランク回転角度 φ_m は式(2)を φ で微分して0とおけば、式(3)で与えられる。

$$\varphi_m = \left[\frac{m}{a(m+1)} \right]^{\frac{1}{m+1}} \varphi_0 \quad (3)$$

式(3)を式(2)に代入して、最大熱発生率 $(dQ/d\theta)_{max}$ を求めれば、

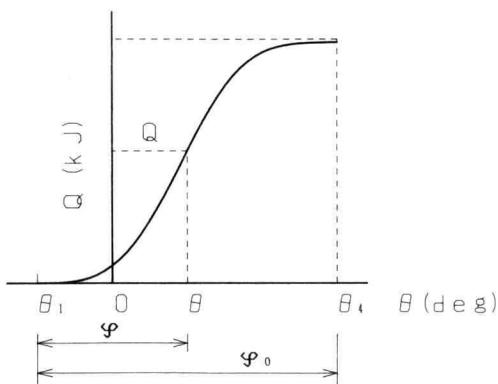


Fig. 1. Propagation function of combustion.

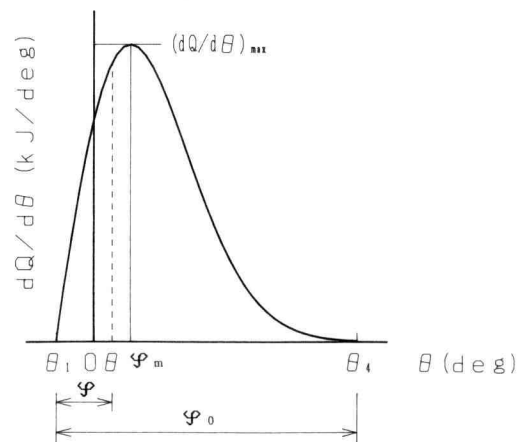


Fig. 2. Heat release rate diagram.

$$\left(\frac{dQ}{d\theta}\right)_{\max} = \frac{Q_0}{\varphi_0} a(m+1) \left[\frac{m}{a(m+1)e}\right]^{\frac{m}{m+1}} \quad (4)$$

となる。

2.2 実測熱発生率曲線より J. Wiebe の燃焼伝播関数のパラメータ (a, m) の算出法

燃焼解析器による実測熱発生率曲線 $dQ/d\theta - \theta$ より、式 (3), (4) における 1 サイクル中の全発熱量 Q_0 、全燃焼期間 φ_0 、熱発生率が最大となるクランク回転角度 φ_m が求められるから、これらの値を式 (3), (4) に代入すれば、次の連立方程式を得る。

$$\left[\frac{m}{a(m+1)}\right]^{\frac{1}{m+1}} = \frac{\varphi_m}{\varphi_0} = p \quad (5)$$

$$a(m+1) \left[\frac{m}{a(m+1)e}\right]^{\frac{m}{m+1}} = \left(\frac{dQ}{d\theta}\right)_{\max} \frac{\varphi_0}{Q_0} = q \quad (6)$$

ここに、

p, q : 実測より求めた値

式 (5), (6) は a, m に関する超越連立方程式であり、これを解析的に解くことは不可能である。そこで、次に述べる逐次近似法により算出した。

式 (5), (6) を変形して、

$$F(a, m) = \left[\frac{m}{a(m+1)}\right]^{\frac{1}{m+1}} - p = 0 \quad (7)$$

$$G(a, m) = a(m+1) \left[\frac{m}{a(m+1)e}\right]^{\frac{m}{m+1}} - q = 0 \quad (8)$$

とおき、式 (7), (8) の相对应する 1 組の根を a, m とし、 a, m に十分近い i 番目の近以値を a_i, m_i とすれば、

$$a = a_i + \delta a_i \quad (9)$$

$$m = m_i + \delta m_i \quad (10)$$

よって、 $F(a, m), G(a, m)$ は次式で与えられる。

$$F(a, m) = F(a_i + \delta a_i, m_i + \delta m_i) = 0 \quad (11)$$

$$G(a, m) = G(a_i + \delta a_i, m_i + \delta m_i) = 0 \quad (12)$$

上式を Talor の定理により $\delta a_i, \delta m_i$ のべきの項で展開し、2 次以上の項を省略すれば、

$$F(a, m) = F'_a \delta a_i + F'_{m_i} \delta m_i + F(a_i, m_i) = 0 \quad (13)$$

$$G(a, m) = G'_a \delta a_i + G'_{m_i} \delta m_i + G(a_i, m_i) = 0 \quad (14)$$

式 (13), (14) より、 $\delta a_i, \delta m_i$ について解けば

$$\delta a_i = \frac{-F(a_i, m_i)G'_{m_i} + G(a_i, m_i)F'_{m_i}}{F'_a G'_{m_i} - G'_a F'_{m_i}} \quad (15)$$

$$\delta m_i = \frac{F(a_i, m_i)G'_a - G(a_i, m_i)F'_a}{F'_a G'_{m_i} - G'_a F'_{m_i}} \quad (16)$$

従って、

$$\delta a_i = a - a_i \doteq a_{i+1} - a_i \quad (17)$$

$$\delta m_i = m - m_i \doteq m_{i+1} - m_i \quad (18)$$

であるから、式 (15), (16) より第 ($i+1$) 番目の近以値は次式で与えられる。

$$\begin{aligned} a_{i+1} &= a_i + \delta a_i \\ &= a_i + \frac{-F(a_i, m_i)G'_{m_i} + G(a_i, m_i)F'_{m_i}}{F'_a G'_{m_i} - G'_a F'_{m_i}} \end{aligned} \quad (19)$$

$$\begin{aligned} m_{i+1} &= m_i + \delta m_i \\ &= m_i + \frac{F(a_i, m_i)G'_a - G(a_i, m_i)F'_a}{F'_a G'_{m_i} - G'_a F'_{m_i}} \end{aligned} \quad (20)$$

ここに、

$$\left. \begin{aligned} F'_a &= \left(\frac{\partial F}{\partial a}\right)_{m=m_i}^{a=a_i} \doteq \frac{F(a_i, m_i) - F(a_{i-1}, m_i)}{a_i - a_{i-1}} \\ F'_{m_i} &= \left(\frac{\partial F}{\partial m}\right)_{m=m_i}^{a=a_i} \doteq \frac{F(a_i, m_i) - F(a_i, m_{i-1})}{m_i - m_{i-1}} \\ G'_a &= \left(\frac{\partial G}{\partial a}\right)_{m=m_i}^{a=a_i} \doteq \frac{G(a_i, m_i) - G(a_{i-1}, m_i)}{a_i - a_{i-1}} \\ G'_{m_i} &= \left(\frac{\partial G}{\partial m}\right)_{m=m_i}^{a=a_i} \doteq \frac{G(a_i, m_i) - G(a_i, m_{i-1})}{m_i - m_{i-1}} \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

式 (19), (20) を用いて、次式を満足するまで、逐次近似計算を行い、 a, m を求める。

$$\left. \begin{aligned} \frac{\Delta a}{a} = \frac{a_{i+1} - a_i}{a_i} < \varepsilon_1 \\ \frac{\Delta m}{m} = \frac{m_{i+1} - m_i}{m_i} < \varepsilon_2 \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

ここに、

$\Delta a/a, \Delta m/m$: 相対誤差

$\varepsilon_1, \varepsilon_2$: 許容相対誤差

2.3 熱発生率より筒内ガス圧力および温度の算出法

燃焼中の圧力曲線は熱発生率の時間割合によって定まるので、熱力学の第一法則より、

$$dQ = \bar{M} du + PdV \quad (23)$$

$du = C_v dT$ であるから、これを式 (23) に代入して、

$$dQ = \bar{M} C_v dT + PdV \quad (24)$$

一方、 $PV = \bar{M} RT$ より、全微分をとれば、

$$dT = \frac{1}{MR}(PdV + VdP) \quad (25)$$

また,

$$C_v = \frac{R}{\gamma - 1} \quad (26)$$

式(25), (26)を式(24)に代入すれば,

$$dQ = \frac{1}{\gamma - 1}(VdP + \gamma PdV) \quad (27)$$

上式を dP について解けば,

$$dP = \frac{1}{V} \{(x-1)dQ - xPdV\} \quad (28)$$

従って, θ_i のときの筒内圧力 P_i は, 次式によって求められる

$$P_i = P_{i-1} + dP_i = \frac{P_{i-1} + \frac{x_i - 1}{V_i} dQ_i}{1 + \frac{x_i}{V_i} dV_i} \quad (29)$$

次に, θ_i のときの筒内温度 T_i はガスの状態方程式より, 次式で求められる。

$$T_i = \frac{P_i V_i}{M_i R} \quad (30)$$

ここに,

x_i : クランク回転角度 θ_i におけるガスの比熱比であり, これは J.H. Keenan らの物性値表⁴⁾より, 曲線近似により得た次式より求められる。

$$x_i = C_0 + C_1 T_i + C_2 T_i^2 + (C_3/\lambda_i)$$

$$C_0 = 1.437$$

$$C_1 = -0.1318 \times 10^{-3}$$

$$C_2 = 0.0312 \times 10^{-6}$$

$$C_3 = -0.048$$

λ_i : クランク回転角度 θ_i における空気過剰率

$$\lambda_i = \frac{1}{L_0} \frac{M_a}{M_i}$$

L_0 : 理論空気量 (kg/kg)

M_i : クランク回転角度 θ_i までに燃焼した燃料の質量

$$M_i = \frac{Q_i}{H_u} \quad (\text{kg})$$

\bar{M}_i : クランク回転角度 θ_i における筒内ガス質量

$$\bar{M}_i = M_a + M_i \quad (\text{kg})$$

M_a : 圧縮始めの筒内ガス質量 (kg)

3. 筒内サイクル解析法

筒内サイクル解析にあたっては, Fig. 3 に示すように圧縮行程および膨張行程はポリトロップ変化に従うものとし, 燃焼行程は前述した Wiebe の燃焼関数を導入した。

3.1 圧縮行程 (ポリトロップ変化)

圧縮行程はポリトロップ変化に従うものとするれば,

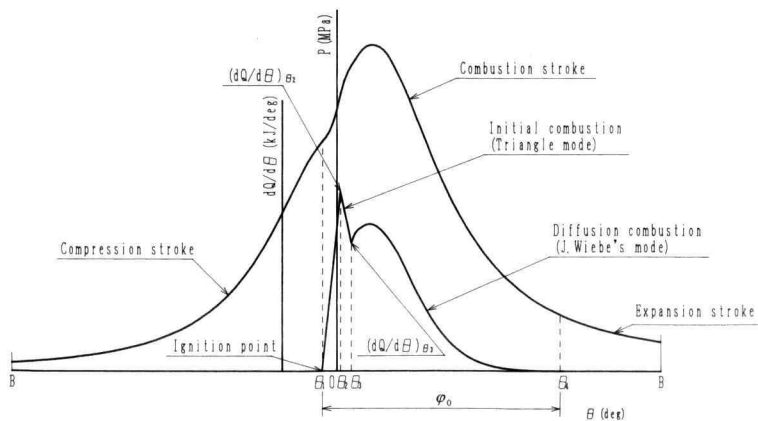


Fig. 3. Heat release rate and gas pressure diagram.

$$P_i = P_1 \left(\frac{V_1}{V_i} \right)^{n_c} \quad (31)$$

$$T_i = T_1 \left(\frac{P_i}{P_1} \right)^{\frac{n_c-1}{n_c}} \quad (32)$$

$$V_i = V_0 + \frac{S}{2} A_a \left\{ 1 - \cos \theta_i + \frac{2l}{S} - \sqrt{\left(\frac{2l}{S} \right)^2 - \sin^2 \theta_i} \right\} \quad (33)$$

ここに、

P_1 : 下死点における吸気圧力 (MPa)

V_1 : 下死点における筒内容積

T_1 : 下死点における吸気温度 (K)

P_i : クランク回転角度 θ_i における筒内ガス圧力 (MPa)

T_i : クランク回転角度 θ_i における筒内ガス温度 (K)

V_i : クランク回転角度 θ_i におけるシリンダ容積 (m^3)

V_0 : 燃焼室容積 (m^3)

S : ストローク (m)

A_a : シリンダ面積 (m^2)

θ_i : クランク回転角度 (燃焼時上死点を 0° とする) (deg)

l : コンロッド長さ (m)

n_c : 圧縮行程のポリトロープ指数

3.2 燃焼行程 (初期燃焼, 拡散燃焼)

熱発生率曲線は、初期熱発生率を三角モードで、拡散燃焼の熱発生率は、Wiebe の燃焼モードで近似した。すなわち、Fig. 3 に示したように、3つの区間に分けて計算を行った。

$$(1) \quad \theta_1 \leq \theta_i \leq \theta_2$$

$\varphi = \theta_i - \theta_1$ とおけば、

$$\frac{dQ}{d\varphi} = \frac{(dQ/d\theta)_{\theta_2}}{\theta_2 - \theta_1} \varphi \quad (\text{kJ/deg}) \quad (34)$$

$$\therefore Q_i = \frac{(dQ/d\theta)_{\theta_2}}{2(\theta_2 - \theta_1)} \varphi^2 \quad (\text{kJ}) \quad (35)$$

また、 $\varphi = \varphi_2 = \theta_2 - \theta_1$ とおけば、

$$Q_{\theta_2} = \frac{1}{2} \left(\frac{dQ}{d\theta} \right)_{\theta_2} \varphi_2 \quad (36)$$

$$(2) \quad \theta_2 \leq \theta_i \leq \theta_3$$

$\varphi = \theta_i - \theta_1$, $\varphi_3 = \theta_3 - \theta_1$, $\varphi_0 = \theta_4 - \theta_1$ とおき、Wiebe の熱発生率の式 (2) に $\varphi = \varphi_3$ を代入すれば、

$$\begin{aligned} \left(\frac{dQ}{d\theta} \right)_{\theta_3} &= \left(\frac{dQ}{d\theta} \right)_{\varphi_3} \\ &= \frac{Q_0}{\varphi_0} a(m+1) \left(\frac{\varphi_3}{\varphi_0} \right)^m e^{-a(\varphi_3/\varphi_0)^{m+1}} \end{aligned} \quad (37)$$

よって、 $\psi = \theta_i - \theta_2$ とおくと

$$\begin{aligned} \frac{dQ}{d\psi} &= \frac{dQ}{d\theta} \\ &= \frac{(dQ/d\theta)_{\theta_3} - (dQ/d\theta)_{\theta_2}}{\theta_3 - \theta_2} \psi + \left(\frac{dQ}{d\theta} \right)_{\theta_2} \end{aligned} \quad (38)$$

$$\therefore Q_i = \frac{(dQ/d\theta)_{\theta_3} - (dQ/d\theta)_{\theta_2}}{2(\theta_3 - \theta_2)} \psi^2 + \left(\frac{dQ}{d\theta} \right)_{\theta_2} \psi + Q_{\theta_2} \quad (39)$$

$\psi = \psi_3 = \theta_3 - \theta_2$ とおけば、

$$Q_{\theta_3} = \frac{1}{2} \left\{ \left(\frac{dQ}{d\theta} \right)_{\theta_3} + \left(\frac{dQ}{d\theta} \right)_{\theta_2} \right\} \psi_3 + Q_{\theta_2} \quad (40)$$

$$(3) \quad \theta_3 \leq \theta_i \leq \theta_4$$

$\varphi = \theta_i - \theta_1$ とおけば Wiebe の熱発生率の式 (2) より、

$$\frac{dQ}{d\theta} = \frac{dQ}{d\varphi} = \frac{Q_0}{\varphi_0} a(m+1) \left(\frac{\varphi}{\varphi_0} \right)^m e^{-a(\varphi/\varphi_0)^{m+1}} \quad (41)$$

$$\therefore Q_i = Q_0 \{ e^{-a(\varphi_3/\varphi_0)^{m+1}} - e^{-a(\varphi/\varphi_0)^{m+1}} \} + Q_{\theta_3} \quad (42)$$

ここに、

Q_i : 燃焼開始クランク回転角度 θ_1 から任意のクランク回転角度 θ_i までにガスに与えられた熱量 (kJ)

$dQ/d\theta$: クランク回転角度 θ_i における熱発生率 (kJ/deg)

以上の式より、熱発生率曲線が求められたので、式 (29) より筒内圧力 P_i を求め、式 (30) より筒内温度 T_i を求める。

3.3 膨張行程 (ポリトロープ変化)

燃焼終了後、下死点までの膨張行程はポリトロープ変化に従うものとするれば、

$$P_i = P_{\theta_4} \left(\frac{V_{\theta_4}}{V_i} \right)^{n_e} \quad (43)$$

$$T_i = T_{\theta_4} \left(\frac{P_i}{P_{\theta_4}} \right)^{\frac{n_e-1}{n_e}} \quad (44)$$

ここに、

P_{θ_4} : 燃焼終了時の筒内圧力 (MPa)

T_{θ_4} : 燃焼終了時の筒内温度 (K)



Fig. 4. Flow chart of combustion cycle simulation.

n_e : 膨張行程のポリトロップ指数

3.4 燃焼サイクル・シミュレーションのフローチャート

これ迄に述べた諸式を用いて燃焼サイクル・シミュレーションを行う。そのフローチャートを、Fig. 4 に示す。

4. 実験装置および実験結果

4.1 実験装置および実験方法

Fig. 5 に、実験装置を示す。

供試機関は 4 サイクル・ターボ・インタークーラ付

高速直接噴射ディーゼル・エンジンであり、主要諸元を Table 1 に示す。実験方法としては、渦電流式電気動力計で負荷 (1/4~4/4) をかけ、そのときのガス圧力 P を No. 6 シリンダの指圧計により、またクランク回転角度 θ はクランク角度検出器により、それぞれリアルタイムで燃焼解析器に入力し、 $P-\theta$ を計測する。また、燃焼解析器内で $P-\theta$ を微分あるいは積分を行い、 $dP/d\theta-\theta$ 、 $P-V$ 、 $dQ/d\theta-\theta$ および $Q-\theta$ を算出する。なお、実測データ処理の迅速化を図るために、燃焼解析器からパソコンへのデータの転送に GP-IB インターフェイスボードを用いた。そのデータファイルから Wiebe 関数のパラメータ a 、 m 、ポリトロップ指数 n 、筒内圧力周波数分析値 C.P.L. 等を算出する。

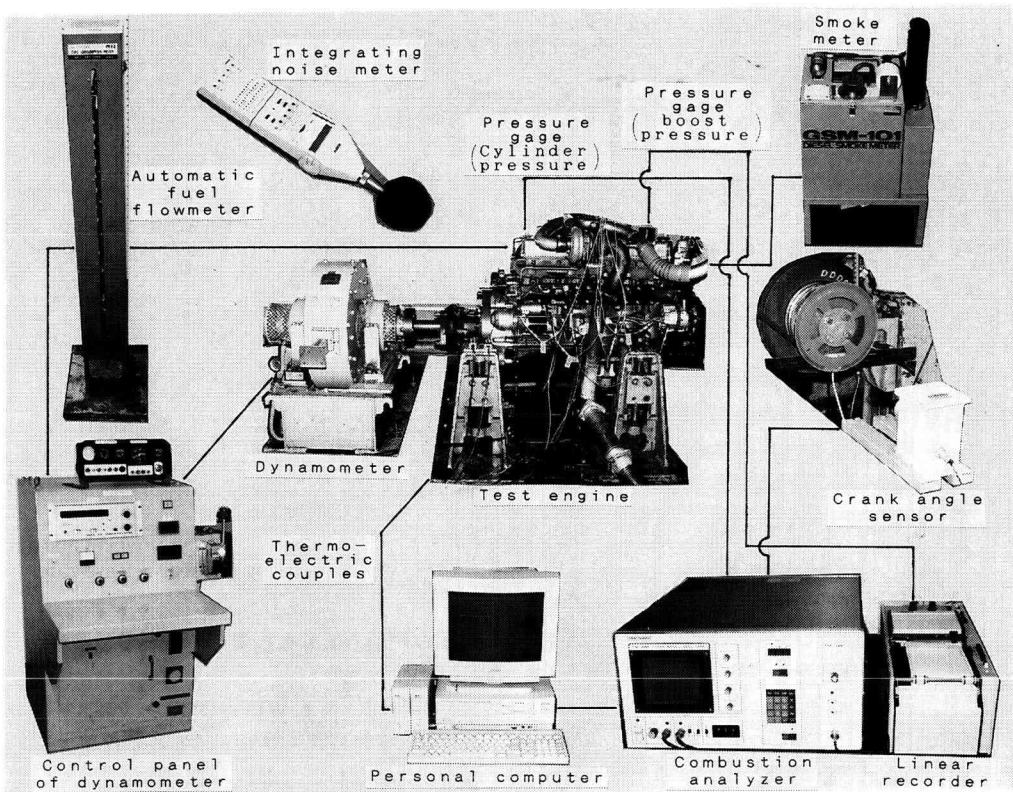


Fig. 5. Experimental device.

Table 1. Engine specification

Type	4cycle, water cooled Turbo charged diesel engine with intercooler
Cylinder arrangement	6L
Bore×Stroke	φ113×115mm
Combustion system	Direct injection
Compression ratio	16.5:1
Rated output	169kW(230PS)/2700rpm
Dimensions(L×W×H)	1262×810×878mm
Firing order	1-5-3-6-2-4
Dry weight	585kg
P _{max} ×Piston speed	1.086MPa(11.08kgf/cm ²) ×10m/s
Original specification	Injection timing:11°BTDC

プログラムを開発し、実測から解析までの一貫実行を可能にし、データ処理の効率化を図った。

一方、積分騒音計によりエンジン外壁から1m離れた位置 (JIS B-8005-1975 準拠)、No.6 シリンダ上部より10cm離れた位置で、10秒間の平均騒音を計測した。その他、排気色はろ紙式スモークメータで、燃料

消費率は容量式自動燃費計で、各部の温度は熱電対を用い、データをA/D変換ボードから、パーソナルコンピュータに転送し、計測した。

4.2 実験結果

(1) ポリトロープ指数

圧縮行程および膨張行程(ただし、燃焼行程は除く)のポリトロープ指数はP-V線図から最小自乗法により求めた。その結果 Fig. 6 に示すごとく、一定の負荷においては噴射時期による変化はほとんどないことがわかる。

(2) 熱発生率

Fig. 7 には、噴射時期による初期熱発生率最大値 ($Q'_{pre})_{max}$ 、Wiebe 関数のパラメータ a 、 m の特性を示す。

i) 初期燃焼

初期熱発生率最大値 ($Q'_{pre})_{max}$ は、噴射時期を遅延させることにより、4/4 負荷においては噴射時期9°

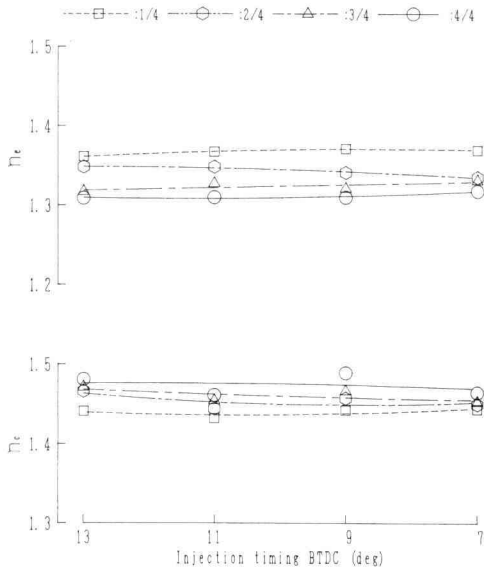


Fig. 6. Change of polytropic index due to the change of injection timing.

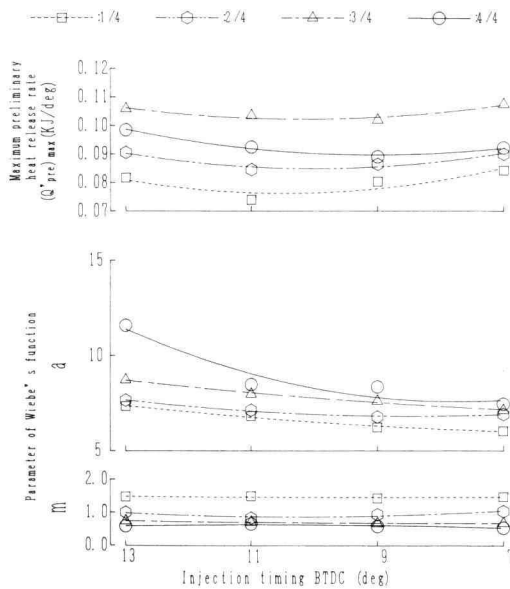


Fig. 7. Change of value of a , m and $(Q'_{pre})_{max}$ due to the change of injection timing.

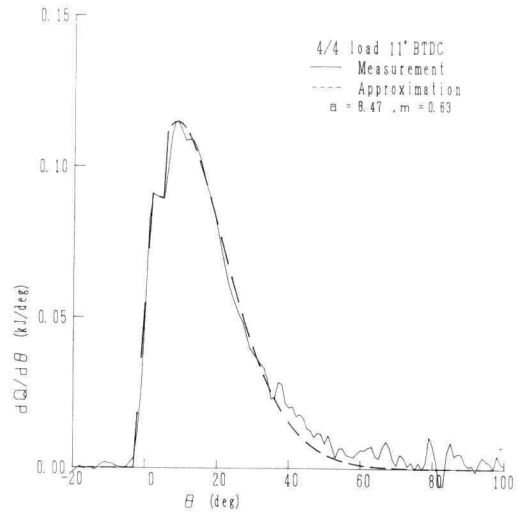


Fig. 8. Comparison with measurement and approximation curve for heat release rate.

BTDC が最も低くなっていることがわかる。

ii) 拡散燃焼

噴射時期による Wiebe 関数のパラメータ a , m の特性は、噴射時期を遅延させると a は減少し、 m はあまり変化しないことがわかる。

また、Fig. 8 には、4/4 負荷、噴射時期 11° BTDC の場合について、Fig. 7 より求めた a , m を用いて熱発生モードを計算し、実測と比較したものであり、拡散燃焼の Wiebe モードは実測結果によく一致している。初期燃焼については、三角モードで実測結果に充分近似していることがわかる。

(3) 任意の負荷、任意の噴射時期における燃焼サイクル・シミュレーション

i) 算出法

Fig. 6, 7 の曲線群を最小自乗法の近似式にすることにより、任意の負荷、任意の噴射時期のサイクル・シ

Table 2. Precision of combustion cycle simulation (load 5/8, Injection timing 11° BTDC)

Item	Dimension	Measurement	Calculation	Error (%)
Maximum gas pressure P_{max}	MP a	9.131	9.327	2.2
Indicated mean effective pressure P_m	MP a	0.946	0.910	4.8
Indicated specific fuel consumption b_i	g/kW·h	169.9	163.0	4.1
Maximum rate of pressure rise $(dp/dθ)_{max}$	MPa/deg	0.321	0.310	3.4

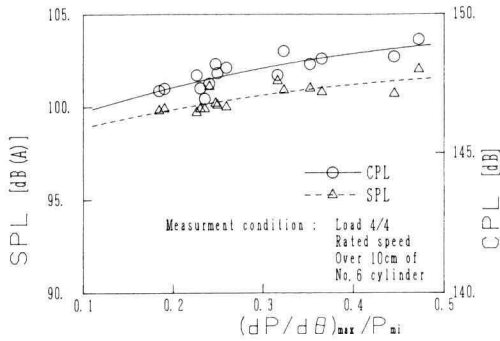


Fig. 9. The relation between $(dP/d\theta)_{max}$ and CPL, SPL.

ミュレーションを可能にした。

ii) 精度

Table 2 は、任意の 5/8 負荷、11°BTDC の熱発生モードを推定してサイクル・シミュレーションを行い、性能の理論値を算出し、実測値と比較したもので、その誤差は 5% 以内である。したがって、本シミュレーションによる計算値は実用上十分な精度があることがわかった。

(4) 騒音レベルと最大圧力上昇率

噴射時期を変更した場合の 4/4 負荷時における騒音レベルと最大圧力上昇率との関係を、Fig. 9 に示す。Fig. 9 より、SPL (騒音レベル) と CPL (筒内圧カスペクトラム) は、 $(dP/d\theta)_{max}/P_{mi}$ の減少につれて、低下していることがわかる。すなわち、 $(dP/d\theta)_{max}/P_{mi}$ を低減することにより、騒音が低減することがわかる。

5. 低騒音化のための燃焼サイクル・シミュレーション

5.1 解析結果

すでに述べた 4.2 節の実験結果より、標準仕様(噴射時期 11°BTDC)において、4/4 負荷時のポリトロープ指数、Wiebe 関数のパラメータ a , m の値を用いて計算を行った。

また、4.2(4) より、最大圧力上昇率 $(dP/d\theta)_{max}$ を低減することが低騒音化へつながらることから、本シミュレーションでは、現状の熱効率を維持し、最大圧力上昇率 $(dP/d\theta)_{max}$ 、最高ガス圧力 P_{max} を低減させる熱発生モードを見いだす検討を行った。

(1) 初期熱発生率の影響

Fig. 10 には初期熱発生率の影響を評価するために、

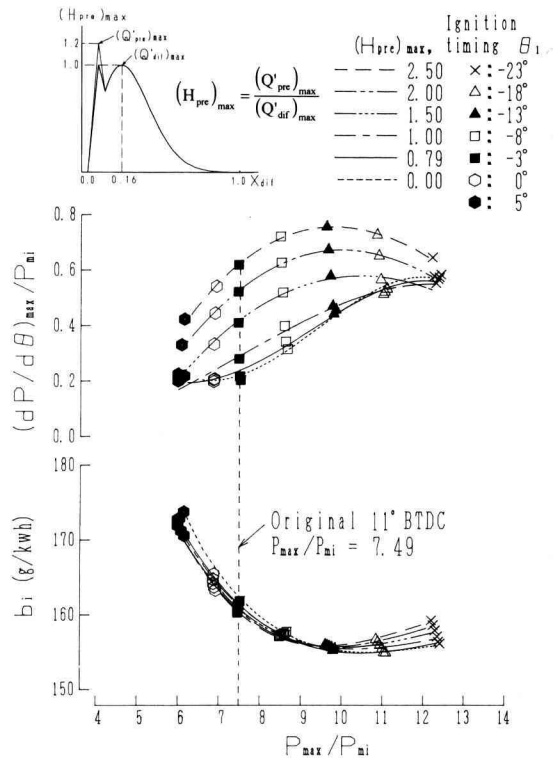


Fig. 10. Change of indicated specific fuel consumption and maximum rate of pressure rise due to the change of maximum pressure.

$(H_{pre})_{max} = (Q'_{pre})_{max} / (Q'_{dif})_{max}$ (初期熱発生率の最大値、 $(Q'_{dif})_{max}$: 拡散燃焼における熱発生率の最大値) の変化が指示燃料消費率 b_i 、最大圧力上昇率 $(dP/d\theta)_{max}$ に与える影響を示した。また、横軸には最高ガス圧力 P_{max} を指示平均有効圧力 P_{mi} で除した値をとり、 P_{mi} によらない評価を可能にした。

初期熱発生率の与える影響を見るために計算条件として、圧縮比 ϵ 、全燃焼期間 φ_0 、拡散燃焼の熱発生率ピーク位置 $X_{dif} = \varphi_m / \varphi_0$ (φ_m : 着火から拡散燃焼の熱発生率が最大になるまでの期間) を一定 (0.16) とした。なおこの値は、標準仕様における $dQ/d\theta - \theta$ より求めたものである。

Fig. 10 において、本機関の $P_{max}/P_{mi} = 7.49$ 一定の条件では、 $(H_{pre})_{max}$ の変化による b_i の変化は少ないが、初期熱発生率を抑制する程、また着火時期 θ_1 を遅らせるほど $(dP/d\theta)_{max}$ は減少することがわかる。

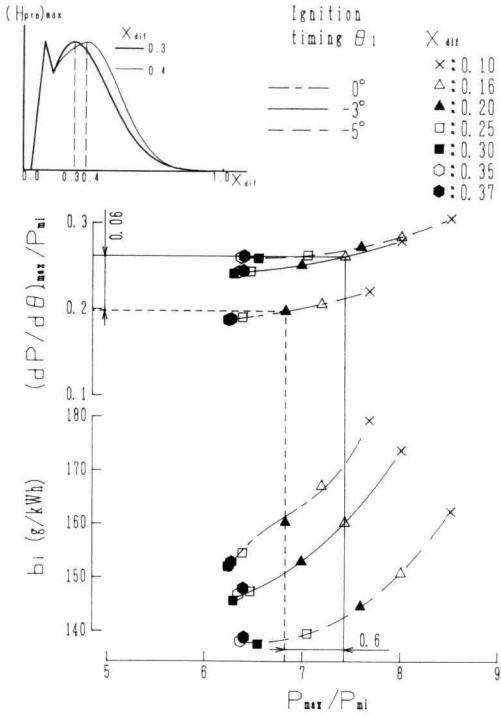


Fig. 11. Change of indicated specific fuel consumption and maximum rate of pressure rise due to the change of peak position X_{dif} in heat release rate.

(2) 拡散燃焼における熱発生ピーク位置の影響

Fig. 11 は、 X_{dif} を変化させた場合の b_i , $(dP/d\theta)_{max}/P_{mi}$ の変化を示したものである。

Fig. 11 より着火時期 θ_1 一定の基では X_{dif} が大きいほど b_i , $(dP/d\theta)_{max}/P_{mi}$ が減少することがわかる。

また、 $b_i=161$ (g/kw・h) で検討すると、 θ_1 を 3° 遅らせ X_{dif} を 0.04 程度増加させると、 P_{max}/P_{mi} が 0.6, $(dP/d\theta)_{max}/P_{mi}$ が 0.06 減少することがわかる。

Fig. 12 には、(X_{dif})= 0.16 (拡散燃焼モード一定)で、圧縮比 ϵ と着火時期 θ_1 を変化させた場合の、最大圧力上昇率 $(dP/d\theta)_{max}$, 指示燃料消費率 b_i の変化を示す。横軸には、 P_{max}/P_{mi} をとった。

Fig. 12 より明らかごとく、本研究の目的である低燃料消費率と低騒音を両立させるのは、左下の方向である。

一例として、本機関の標準仕様における指示燃料消費率 $b_i=161$ (g/kw・h) で検討すると、圧縮比 ϵ を 2 程度上げ、着火時期 θ_1 を $4^\circ\sim 5^\circ$ 遅らせることにより、

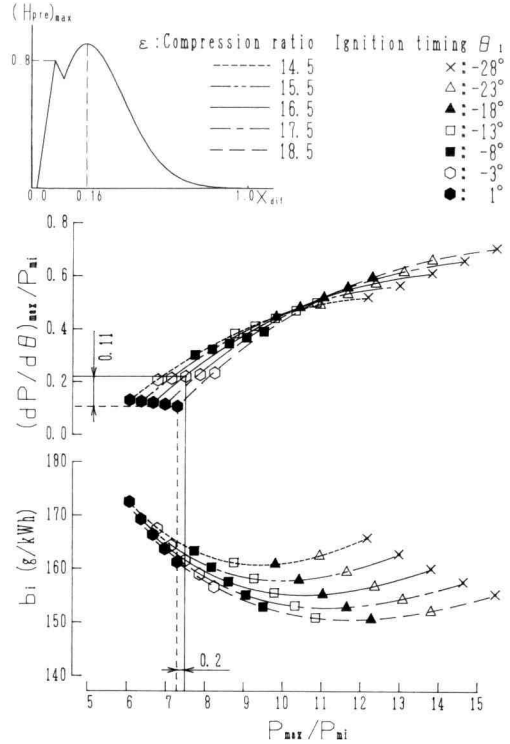


Fig. 12. Change of indicated specific fuel consumption and maximum rate of pressure rise due to the change of compression ratio.

P_{max}/P_{mi} が約 0.2, または $(dP/d\theta)_{max}/P_{mi}$ が約 0.11 減少することがわかる。

熱発生モードは次のとおりである。

- i) 圧縮比を高め、着火時期を遅らせ、初期熱発生率を抑制する。
- ii) 熱発生ピーク位置を後ろ高にして、なだらかな熱発生とする。

6. 低騒音化のための燃焼制御試験

6.1 試験結果

噴射時期を $13^\circ\text{BTDC}\sim 7^\circ\text{BTDC}$ まで変化させた場合の、No.6 シリンダの騒音レベル SPL (A 特性), 筒内圧力スペクトラム解析値 CPL, $(dP/d\theta)_{max}/P_{mi}$, b_i の変化を示す。

Fig. 13 より、噴射時期を標準仕様 11°BTDC より改善策 9°BTDC に遅延することにより、指示燃料消費率 b_i はわずか 2.7 g/kw・h の増加であるので、ほぼ熱効

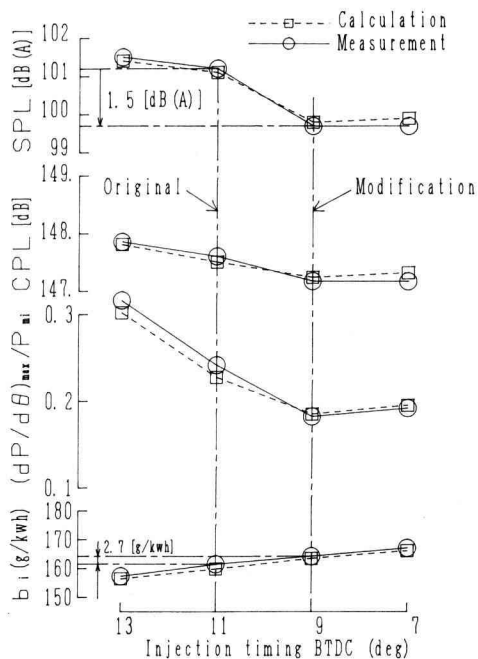


Fig. 13. Results of performance test.

率を維持したまま、 $(dP/d\theta)_{max}$ を低減し、改善策(9° BTDC)の騒音レベルは標準仕様(11° BTDC)と比較して1.5 dB(A)の低減効果があった。

また改善策は、標準仕様と比較して、 $(dP/d\theta)_{max}$ 及び騒音レベルの低減率が大きく、前者の騒音レベルは後者と比較して、1.5 dB(A)の低減効果があった。

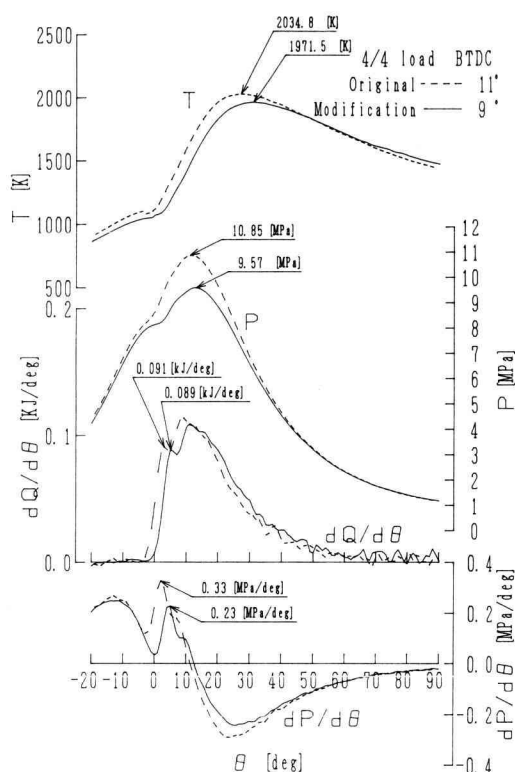


Fig. 14. Comparison with thermodynamic properties of original and modified combustion systems.

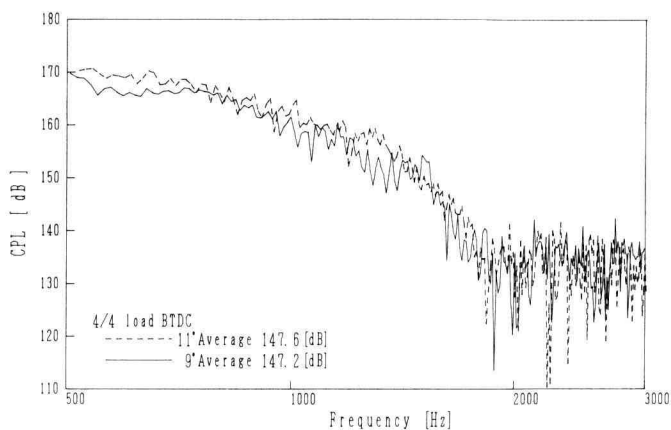


Fig. 15. Change of CPL due to improvement of combustion systems. (500~3,000[Hz])

Fig. 14 には、標準仕様と改善策の指圧線図 ($P-\theta$ 線図)、熱発生率曲線 ($dQ/d\theta-\theta$ 線図)、圧力上昇率線図 ($dP/d\theta-\theta$ 線図)、筒内温度線図 ($T-\theta$ 線図) を示した。改善策は標準仕様に比べて、初期燃焼が抑制され、その結果、圧力の急激な上昇が減少して $(dP/d\theta)_{\max}$ が低減し、 P_{\max} も低減していることが分る。また、改善策の熱発生モードは標準仕様よりも後ろ高の傾向にあり、これにより熱効率が維持されたものと考えられる。

6.2 筒内圧力スペクトラム CPL の解析結果

Fig. 15 には、標準仕様と改善策の周波数 500 Hz ~ 3,000 Hz の筒内圧力スペクトラム CPL の解析結果を示す。

Fig. 15 より、CPL は人間の可聴域である 500 Hz ~ 3,000 Hz 付近で、標準仕様に比べて改善策は低減していることがわかる。

以上を総合して、2,700 rpm、出力 4/4 負荷において、改善策 (9° BTDC) は標準仕様 (11° BTDC) に比べ、 P_{\max} は 1.28 MPa、 $(dP/d\theta)_{\max}$ は 0.1 MPa/deg 低減し、騒音レベル SPL は No. 6 シリンダ上部において、1.5 dB (A) の低減を達成した。

7. 結 論

騒音低減を図る燃焼支配因子の影響を検討するため、燃焼サイクル・シミュレーションプログラムを開発した。それを用いて、供試機関についてコンピュータ・シミュレーションを行った。その成果を要約すると次のとおりである。

- (1) 熱発生率曲線の初期燃焼を三角モード、拡散燃焼を Wiebe の燃焼伝播関数で近似し、供試機関の任意の負荷 (1/4~4/4 負荷)、任意の噴射時期 (BTDC 7° ~ 13°) の筒内サイクル・シミュレーション・プログラムを開発し、種々のデータについて検証した結果、その諸数値と実測値の誤差は 5% 以内であり、実用上十分な精度が得られ、筒内サイクル・シミュレーションに成

功した。

- (2) 供試機関において、噴射時期 (11° BTDC) の出力、燃料消費率を維持しつつ低騒音化を図るためには、噴射時期の遅延を行うことにより、騒音発生 of 支配因子である最高ガス圧力 P_{\max} 、最大圧力上昇率 $(dP/d\theta)_{\max}$ を低減することである。

しかし、噴射時期 (9° BTDC) 以降遅延しても $(dP/d\theta)_{\max}$ の変化は微小で、指示燃料消費率 b_i は増加 (悪化) する傾向にあるので、本供試機関においては、

圧縮比 16.5

噴射時期 (BTDC) 9 (deg)

に設定することが低騒音、低燃費化に最も有効であった。

この場合、

指示燃料消費率 $b_i = 163.7$ (g/kw · h)

騒音レベル (SPL) 99.7 (dB(A))

となり、現状 11° BTDC の SPL 101.2 dB(A) に比べ 1.5 dB(A) (音響パワーレベル 30%) の騒音低減を達成した。

参 考 文 献

- 1) 神田他：直噴ディーゼル機関の燃焼サイクルシミュレーションと燃焼制御による低騒音化の研究；システム工学会誌 Vol. 10, No. 1-2, 論文集 p. 31~54.
- 2) K. KANDA: Noise Reduction of High Speed Direct Injection Diesel engines; The 15th Conseil International des Machines a Combustion (CIMAC) in Paris D10.5 (1983).
- 3) 神田他：コンピュータ利用による高速直噴ディーゼル機関の低騒音化手法について；システム工学会誌 Vol. 8, No. 2, 論文集 p. 25~41 (1984).
- 4) Joseph. H. Keenan, Jing Chao and Joseph Kaye, GAS TABLES, (1983), John Wiley and Sons.