

直噴ディーゼル機関の低騒音燃焼システムの研究

神田 好作・宇田 和史

A Study on Noise Reduction-Combustion Systems of Direct Injection Diesel Engines

Kohsaku KANDA and Kazufumi UDA

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 increasing also 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, it's already developed by KANDA¹⁾, introducing J. 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 parameter "a" and "m" from measured heat release rate of engine.

In this paper, theoretical examination of ideal low noise combustion system and test result of the effect of some improvement in the shape of combustion chamber, compression ratio, the number of injection nozzle hole and injection timing of naturally aspirated direct injection diesel engine are reported.

1. 結 論

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、高速ディーゼル機関の分野では燃料消費率の少ない直噴ディーゼル機関の占める割合が増加している。

しかし、直噴ディーゼル機関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および補機等の非共振化が行われ、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。

筆者等はこれ迄に高速直噴ディーゼル機関をモデルに選び、現状の燃費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。

そこで筆者等は、諸性能値の予測精度向上のために、拡散燃焼の熱発生モードの近似関数に J. Wiebe の超越関数を導入した新サイクルシミュレーションプログラムを開発し、実験機関に適用した。その結果、諸性能値は実測値とよく一致することが明らかとなり、低騒音燃焼法を理論的に検討することを可能にした¹⁾。

さて、低騒音燃焼法の研究ではこれまでに、圧縮比一定で、燃料噴射時期、燃料噴射弁噴孔数、燃焼室形状を変化させ、低騒音効果を報告した¹⁾。

そこで本研究では、圧縮比を本機関標準の 15.8 から

17.0 に上げた新形燃焼室を考案し、上述の燃焼パラメータの種々の組み合わせについて検討した。

サイクルシミュレーションを行うにあたり、まず新形燃焼室の熱発生モードに適合する J. Wiebe 関数のパラメータ (a, m) を実測より求め、これらの特性を明らかにした。

そして本プログラムを使用し、熱発生モード、着火時期、圧縮比等の燃焼支配因子をパラメータとし、最大ガス圧力 P_{\max} 、最大圧力上昇率 $(dP/d\theta)_{\max}$ 、指示平均有効圧力 P_{mi} 、指示燃費率 b_i 等を導き、低騒音燃焼サイクルの方向を理論的に検討した。

その解析結果に基づき、具体的な方策として、燃焼室形状をトロイダル形から新リエントラント形、燃料噴射弁噴孔数を 5 穴から 4 穴、燃料噴射時期を上死点前 24° から 20° 、圧縮比を 15.8 から 17.0 にそれぞれ変更することにより、現状の機関性能を維持し、3.1 dB (A) の騒音低減を達成した。以下に、その概要を報告する。

2. 熱発生率関数の決定

2.1 J. Wiebe の燃焼則

直噴ディーゼル機関の拡散燃焼過程に J. Wiebe の燃焼伝播関数を用いれば¹⁾、混合気が着火後のクランク回転角 φ 迄の間に燃焼した燃料の質量 M は、次の式 (1) で与えられる (Fig. 1 参照)。

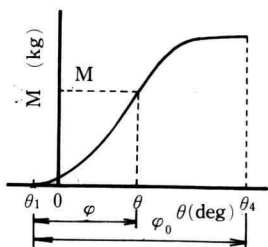


Fig. 1. Propagation function of combustion.

$$M = M_0 \{1 - e^{-a(\varphi/\varphi_0)^{m+1}}\} \quad (1)$$

ここに、

M : 燃焼開始クランク角 θ_1 からのクランク回転角 φ 迄の間に燃焼した燃料の質量 (kg)

φ : $\theta - \theta_1$ (deg)

θ : 上死点基準のクランク角 (deg)

M_0 : 1 サイクル中に供給された燃料の質量 (kg)

φ_0 : 全燃焼期間 (deg)

$\varphi_0 = \theta_4 - \theta_1$ (deg)

θ_4 : 燃焼終了のクランク角 (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 φ における熱発生率 $dQ/d\theta$ (Fig. 2 参照) は、式 (1) を微分すれば式 (2) で与えられる。

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

ここに、

$Q_0 = H_u M_0$: 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)

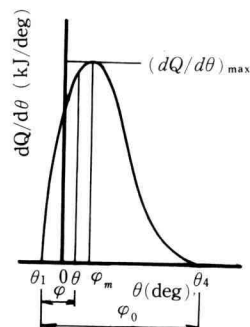


Fig. 2. Heat release rate diagram.

$dQ/d\theta$ の最大となるクランク回転角 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、

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

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 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) の相対する 1 組の根を a, m とし, a, m に十分近い i 番目の近似値を 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,

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

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

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

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

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

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 $(i+1)$ 番目の近似値は, 次式で与えられる。

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

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

ここに,

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

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,

$$c_v = R/(\gamma - 1) \quad (26)$$

式 (25), (26) を式 (24) に代入すれば,

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

上式を dP について解けば,

$$dP = \frac{1}{V} \{(\alpha - 1)dQ - \alpha PdV\} \quad (28)$$

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。

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

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,

α_i : クランク角 θ_i におけるガスの比熱比であり, これは J.H. Keenan & F.G. Kage のガステーブルより, 曲線近似により得た次式で求める。

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

$$C_0 = 1.437, C_1 = -0.1318 \times 10^{-3}$$

$$C_2 = 0.0312 \times 10^{-6}, C_3 = -0.048$$

λ_i : クランク角 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 : クランク角 θ_i までのに燃焼した燃料の質量

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

\bar{M}_i : クランク角 θ_i における筒内ガス質量

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

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ープ変化に従うものとし, 燃焼行程は前述した J. Wiebe の燃焼関数を導入した。

3.1 圧縮行程 (ポリトロープ変化)

圧縮行程はポリトロープ変化に従うものとするれば,

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

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

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

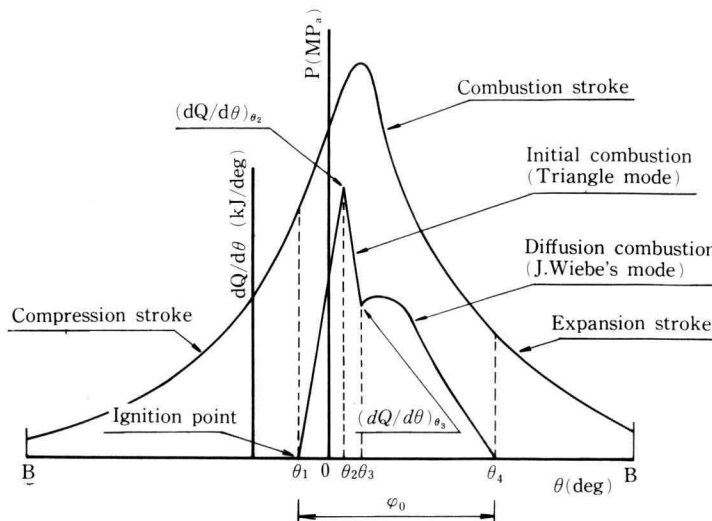


Fig. 3. Heat release rate and gas pressure diagram.

ここに,

- P_1 : 下死点における吸気圧力 (MP_a)
 T_1 : 下死点における吸気温度 (K)
 P_i : クランク角 θ_i における筒内ガス圧力 (MP_a)
 T_i : クランク角 θ_i における筒内ガス温度 (K)
 V_i : クランク角 θ_i におけるシリンダ容積 (cm^3)
 V_0 : 燃焼室容積 (cm^3)
 S : ストローク (cm)
 A_a : シリンダ断面積 (cm^2)
 θ_i : クランク角度 (燃焼時上死点を 0° とする (deg))
 l : コンロッド長さ (cm)
 n_c : 圧縮行程のポリトロップ指数

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 J. 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) $\theta_1 \leq \theta_i \leq \theta_2$

$\varphi = \theta_i - \theta_1$ とおけば

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

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

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

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

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

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

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

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

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

$$\therefore Q_i = \frac{(dQ/d\theta)_{\theta_3} - (dQ/d\theta)_{\theta_2}}{2(\theta_3 - \theta_2)} \psi^2$$

$$+ \left(\frac{dQ}{d\theta} \right)_{\theta_2} \psi + Q_{\theta_2} \quad (39)$$

$\psi = \varphi_3 = \theta_3 - \theta_2$ とおけば,

$$Q_{\theta_3} = \frac{1}{2} \left\{ \left(\frac{dQ}{d\theta} \right)_{\theta_3} + \left(\frac{dQ}{d\theta} \right)_{\theta_2} \right\} \varphi_3 + Q_{\theta_2} \quad (40)$$

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

$\varphi = \theta_i - \theta_1$ とおけば, J. 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 : 燃焼開始クランク角 θ_1 から任意のクランク角 θ_i までにガスに与えられた熱量 (kJ)

$dQ/d\theta$: クランク角 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 (ポリトロップ変化)

燃焼終了後, 下死点までの膨張行程はポリトロッ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 (MP_a)

T_{θ_4} : 燃焼終了時の筒内温度 (K)

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概要フローチャート

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。その概要フローチャートを, 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。

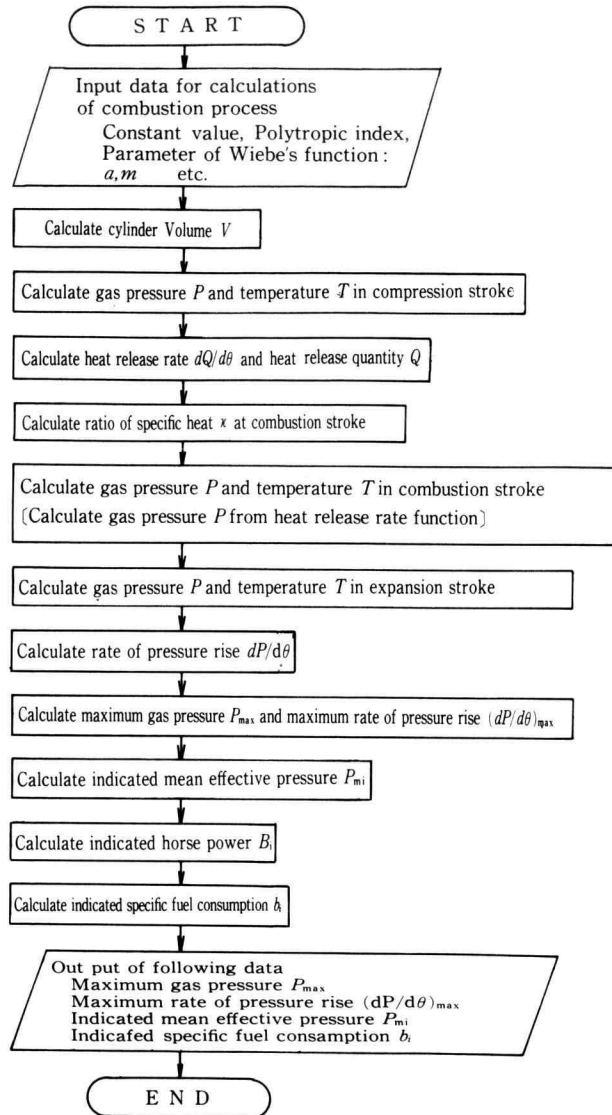


Fig. 4. Flow chart of combustion cycle simulation.

供試機関は4サイクル、水冷4気筒直噴、無過給機関であり、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. 4 シリンダの指圧計により、またクランク角度 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転送に GP-IB インターフェースボードを用いた。そのデータファイルから J. Wiebe のパラメータ a 、 m 、ポリトロプ指数 n 、筒内圧力周波数分析値 $C.P.L.$ 等を算出する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 1 m 離れた位置 (JISB-8005-1975 準拠) で、10 秒間の平均騒音

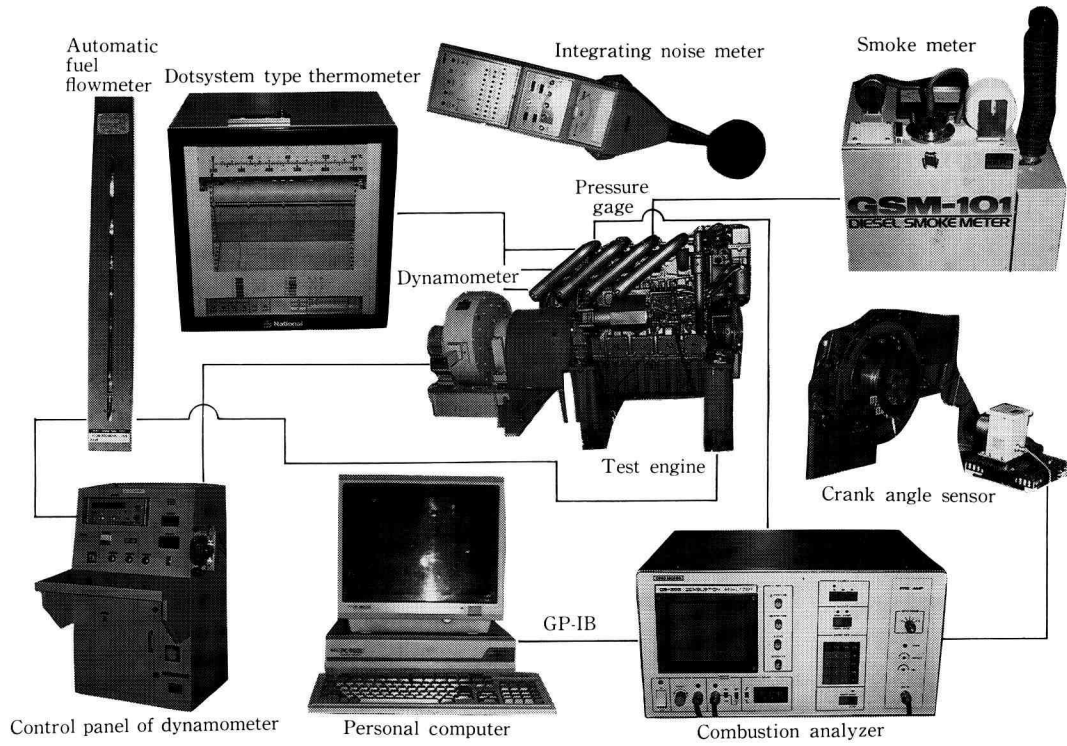


Fig. 5. Experimental device.

Table 1. Engine specification.

Type	4 cycle, water cooled, Naturally aspirated diesel engine
Cylinder arrangement	4L
Bore×Stroke	$\phi 135 \times 150$ mm
Combustion system	Direct injection
Compression ratio	15.8 : 1
Rated output	110 kW (150 PS)/2200 rpm
Dimensions (L×W×H)	1554×1056×1097 mm
Firing order	1-3-4-2
Dry weight	1000 kg
$P_{me} \times$ Piston speed	0.701 MPa (7.15 kgf/cm ²) × 11 m/s
Original specification	Combustion chamber : Toroidal type (Cavity diameter : $\phi 90$ mm) Number of injection nozzle hole : 5 holes Injection timing : 24° BTDC

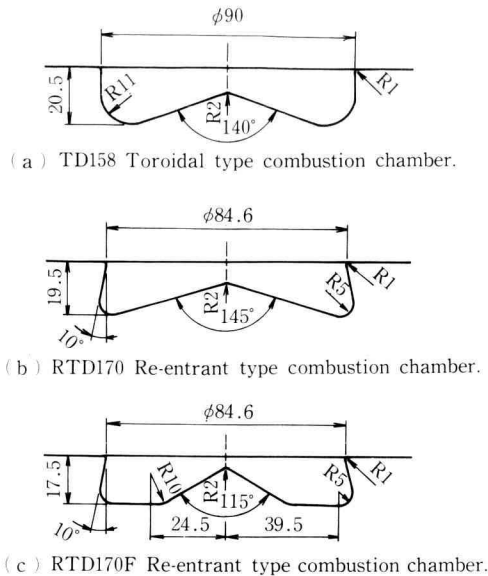


Fig. 6. Configuration of combustion chamber.

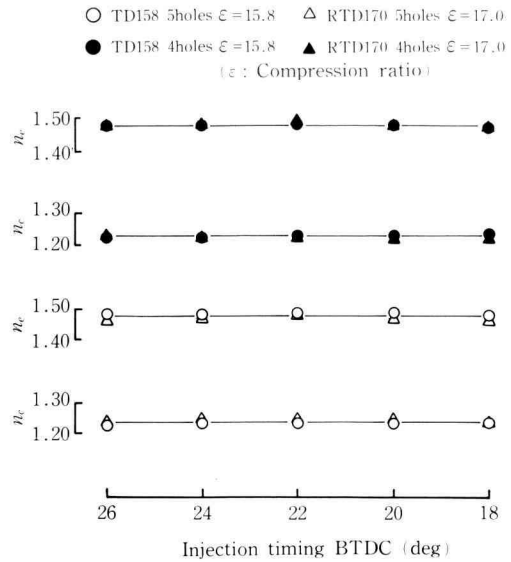


Fig. 7. Change of polytropic index due to the change of injection timing.

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、各部温度は打点式温度計で、それぞれ計測した。

4.2 供試部品

(1) ピストン

ピストンは熱発生パターンを変えるため、Fig. 6 に示すように、燃焼室形状を TD 158 (トロイダル形燃焼室、キャビティ径 $\phi 90$)、RTD 170 (リエントラント形燃焼室、キャビティ径 $\phi 84.6$) および、RTD 170 F (リエントラント形燃焼室、キャビティ径 $\phi 84.6$ 、燃焼室底面に平坦部を有する) の 3 種類について計測した。

なお、RTD 170 F は予備実験の結果より排煙濃度が汎用機関規定値 (Bosch 濃度 2) を大幅に上回ることが明らかとなった。これは、シリンダ内の燃焼状態が良好でないと考えられるため、本研究の対象から除外し、以後の燃焼制御試験は、標準形 TD 158 および改善形 RTD 170 について行った。

(2) 噴射ノズル

噴射ノズルは、 $\phi 0.33 \times 160^\circ \times 5$ 穴および $\phi 0.37 \times 160^\circ \times 4$ 穴の 2 通りとし、両者の噴孔面積は一定とした。

(3) 燃料噴射時期

本機関の正規燃料噴射時期(以後、噴射時期と呼ぶ)

は上死点前 24° (静的) であるが、これを上死点前 $26^\circ \sim 18^\circ$ (2° 間隔) まで変更し、試験を行った。

4.3 実験結果

(1) ポリトロップ指数

圧縮行程および膨張行程(ただし、燃焼行程は除く)のポリトロップ指数は $P-V$ 線図から最小二乗法により求めた。その結果 Fig. 7 に示すごとく、燃焼室形状、噴射ノズル、噴射時期等による変化はほとんどなく、圧縮行程: $n_c=1.22$ 、膨張行程: $n_e=1.48$ であった。なお、第 5 章における燃焼サイクルシミュレーションでは、この値を用いた。

(2) 熱発生率

Fig. 8 には、燃焼室形状、噴射弁噴孔数および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、噴射弁噴孔数を減少させ、圧縮比を増大 (燃焼室形状はトロイダル形からリエントラント形に変化) させることにより、大幅に低減している。また、噴射時期を遅延させることにより、($Q'_{pre})_{max}$ はさらに低減している。

ii) 拡散燃焼

Wiebe 関数のパラメータ a, m は、燃焼室形状、圧

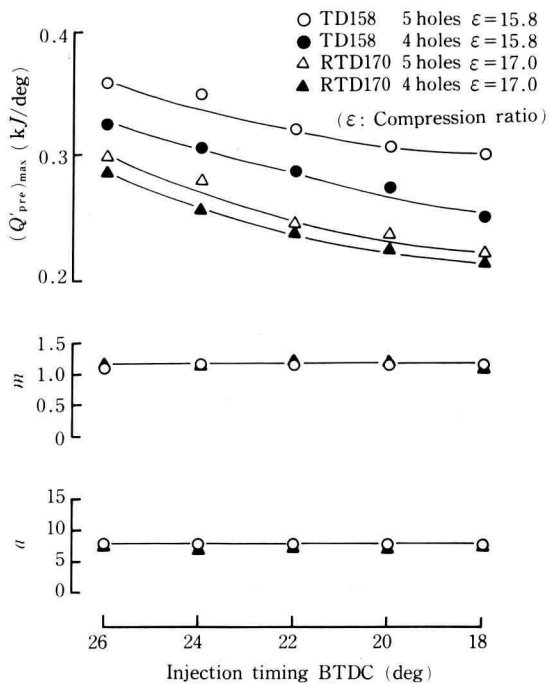


Fig. 8. Change of combustion function due to the change of injection timing.

縮比, 噴射弁噴孔数および噴射時期によらずほぼ一定であり, $a=8.40$, $m=1.20$ である。よって第5章における燃焼サイクルシミュレーションでは, この値を用いた。

また, Fig. 9 には, TD 158 形燃焼室, 噴射弁噴孔数 5 穴, 噴射時期 24° BTDC の場合について, Fig. 8 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分る。

(3) 騒音レベルと最大圧力上昇率

燃焼室形状, 圧縮比, 噴射弁噴孔数を変更した場合の $4/4$ 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. 10 に示す。Fig. 10 より, 騒音レベル $S.P.L.$ は最大圧力上昇率 $(dP/d\theta)_{\max}$ の減少につれて, ほぼ直線的に低下していることが分る。

また, $(dP/d\theta)_{\max}$ と初期熱発生量 Q_p の関係は Fig. 11 に示すように, $(dP/d\theta)_{\max}$ の減少に従って Q_p は直線的に減少する。

以上のことより, Q_p を抑制することにより $(dP/d\theta)_{\max}$ が減少し, それに伴ない騒音レベルが低下する

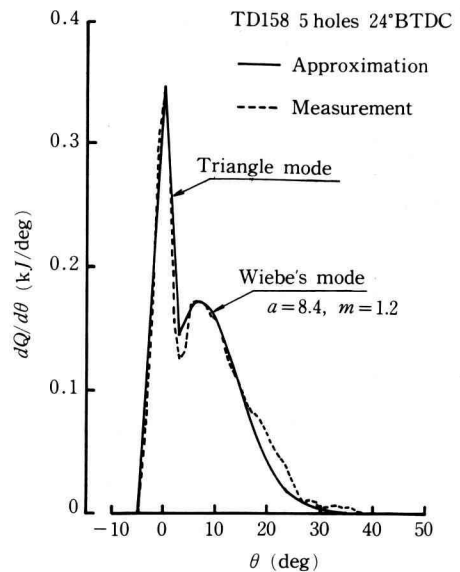


Fig. 9. Comparison with measurement and approximation curve for heat release rate.

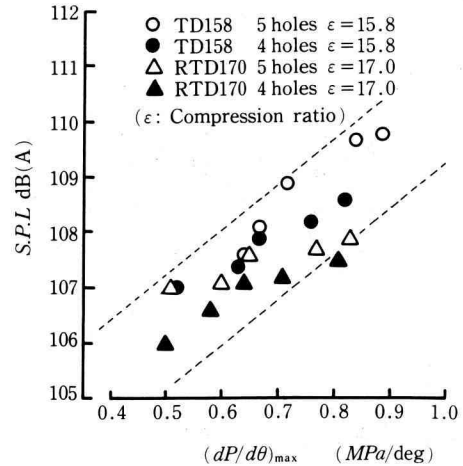


Fig. 10. Change of noise level due to the change of maximum rate of pressure rise.

ことが分る。

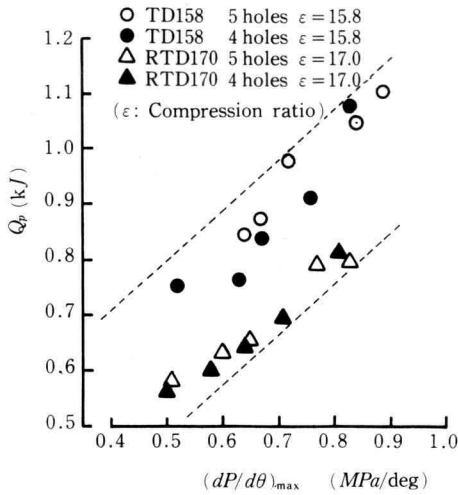


Fig. 11. Change of initial heat release quantity due to the change of maximum rate of pressure rise.

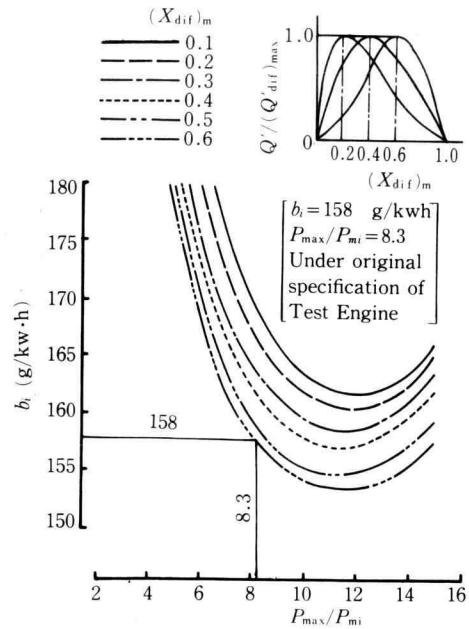


Fig. 13. Change of indicated specific fuel consumption due to the change of peak position $(X_{dif})_m$ in heat release rate.

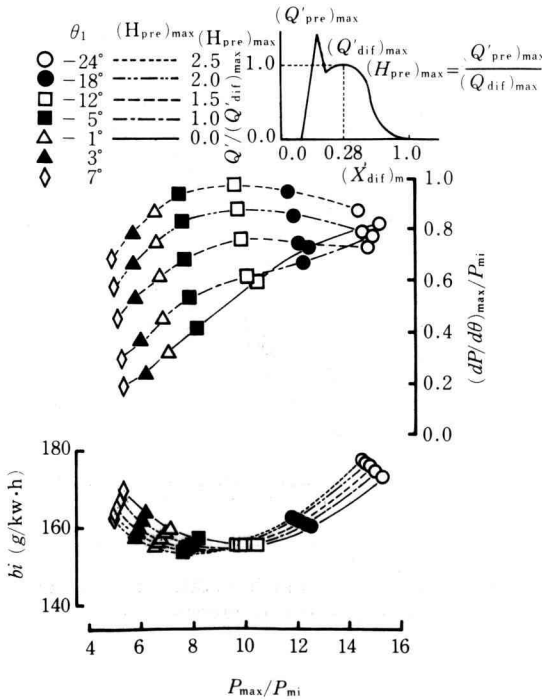


Fig. 12. Change of indicated specific fuel consumption and maximum rate of pressure rise due to the change of maximum pressure.

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

既に述べた 4.3 節の実験結果より、標準仕様（トロイダル形燃焼室、噴射弁噴孔数 5 穴、噴射時期 24° BTDC）において、4/4 負荷時のポリトロップ指数、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、4.3(3) 項より、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 $(dP/d\theta)_{max}$ 、最大圧力 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. 12 には初期熱発生率の影響を評価するために、 $(H_{pre})_{max} = (Q'_{pre})_{max} / (Q'_{dif})_{max}$ ($(Q'_{pre})_{max}$: 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、横軸には最大圧力 P_{max} を指示平均有効圧力 P_{mi} で除した値を

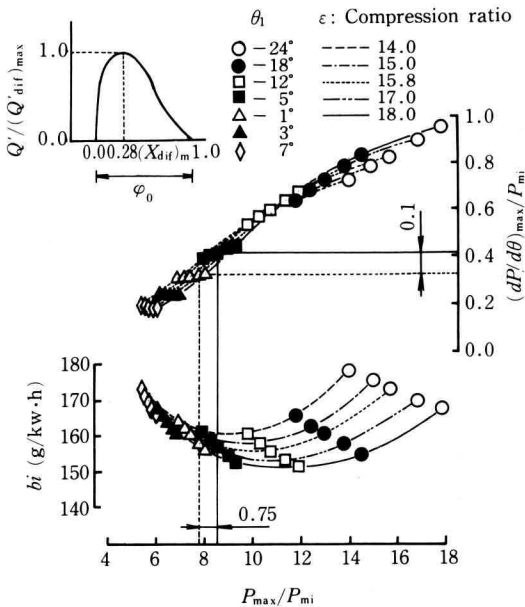


Fig. 14. Change of indicated specific fuel consumption and maximum rate of pressure rise in case of peak position (($X_{dif})_m=0.28$) in heat release rate.

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み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 $(X_{dif})_m = \varphi_m/\varphi_0$ (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(0.28)とした。なおこの値は、標準仕様における $dQ/d\theta - \theta$ の実測値より求めたものである。

Fig. 12において、本機関の $P_{max}/P_{mi}=8.0$ 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_i を遅らせる程 $(dP/d\theta)_{max}$ は減少することが分る。

- (2) 拡散燃焼における熱発生ピーク位置の影響
 拡散燃焼を Wiebe の燃焼関数で近似した場合、着火

からピーク迄の勾配が $(dP/d\theta)_{max}$ を支配している。従って、 $(X_{dif})_m = \varphi_m/\varphi_0$ をパラメータとし $(X_{dif})_m$ を変化させ、低騒音化への最適モードを検討した。

Fig. 13には、各熱発生ピーク位置に対して、圧縮比 ϵ 、着火時期 θ_i を変化させた場合の最低燃費率を結ぶ包絡線を示しており、横軸には P_{max}/P_{mi} をとった。

Fig. 13より $P_{max}/P_{mi} < 12$ であれば、 $(X_{dif})_m$ を大きくする程、 b_i 一定ならば P_{max} を低減することができ、また、 P_{max} 一定ならば b_i が低減することが明らかとなった。

なお本機関標準仕様の場合、指示燃費率 $b_i=158$ (g/kw·h)、 $P_{max}/P_{mi}=8.3 < 12$ である。

Fig. 14には、 $(X_{dif})_m=0.28$ (拡散燃焼モード一定)で、圧縮比 ϵ と着火時期 θ_i を変化させた場合の、最大圧力上昇率 $(dP/d\theta)_{max}$ 、指示燃費率 b_i の変化を示す。横軸には、 P_{max}/P_{mi} をとった。

Fig. 14より明らかごとく、本研究の目的である低燃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費率 $b_i=158$ (g/kw·h)で検討すると、圧縮比 ϵ を2程度上げ、着火時期 θ_i を $4^\circ \sim 5^\circ$ 遅らせることにより、 P_{max}/P_{mi} が約 0.75、または $(dP/d\theta)_{max}/P_{mi}$ が約 0.1 減少することが分る。

以上の解析結果より、低騒音化のための理想とす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。

5.2 燃焼サイクルシミュレーションの精度

Table 2には、既に述べた 4.3 節で行った実測値(ポリトロープ指数 n 、Wiebe 関数のパラメータ a, m)を基に、トロイダル形燃焼室、圧縮比 15.8、噴射弁噴孔数 5 穴、噴射時期 24° BTDC についてサイクルシミュレーションを行い、実測値と比較した結果を示す。

Table 2. Precision of combustion cycle simulation.

Item	Dimension	Measurement	Calculation	Error (%)
P_{max}	MPa	8.15	8.27	1.5
$(dP/d\theta)_{max}$	MPa/deg	0.84	0.87	3.6
P_{mi}	MPa	1.01	1.01	0.0
b_i	g/kW·h	158	154	2.5

Table 3. Improvement of combustion systems.

Aim	Approach	Practice	Countermeasure	
			Original	Modification
Control of initial combustion	1. Shortening of the period of ignition lag	Ingestion timing retard	24° BTDC	20° BTDC
		Increase of compression ratio	15.8	17.0
	2. Reduction of number ignition points	Small number of nozzle hole	5 holes	4 holes
Promotion of diffusion combustion	3. Controlling of movement and diffusion of spray by means of wall of combustion chamber	Improvement of combustion chamber	Toroidal type Cavity diameter : $\phi 90.0$ mm	Re-entrant type Cavity diameter : $\phi 84.6$ mm

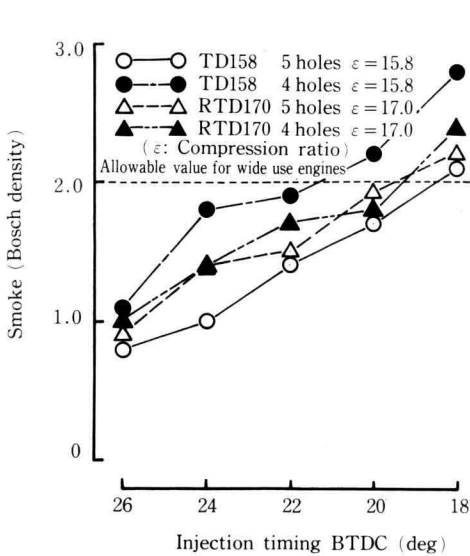


Fig. 15. Change of exhaust gas density due to the change of injection timing.

Table 2 より、実測値とシミュレーション値の誤差は4%以内であり、本シミュレーションによる計算値は実用上十分の精度がある。

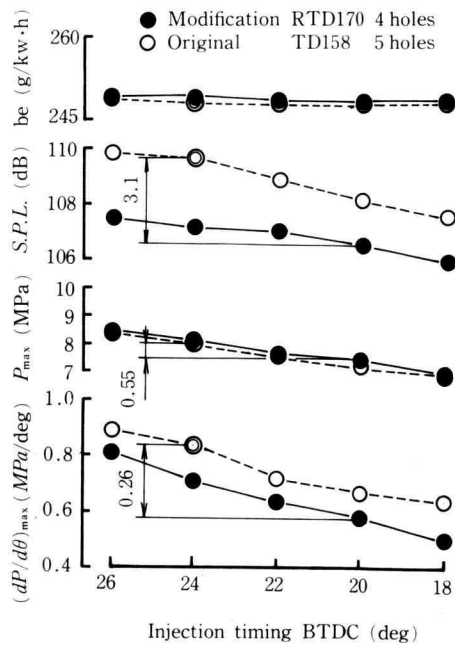


Fig. 16. Results of performance test.

6. 低騒音化のための燃焼制御試験

6.1 燃焼システムの改善

Fig. 15 は、TD 158 (トロイダル形燃焼室、圧縮比 15.8) と RTD 170 (リエントラント形燃焼室、圧縮比

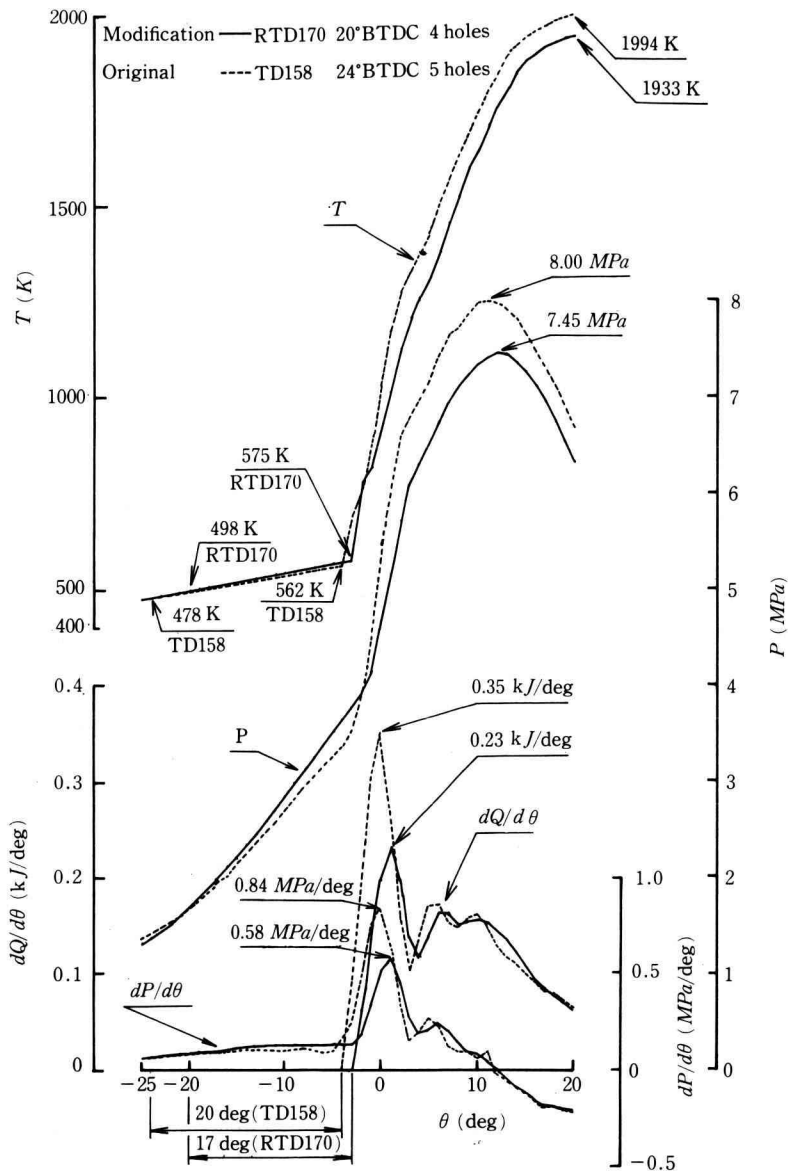


Fig. 17. Comparison with thermodynamic properties of original and modification combustion systems.

17.0)の2種類および噴射弁噴孔数5穴, 4穴の2種類を各種組み合わせ, 噴射時期を26° BTDC~18° BTDCまで変化させた場合の, 排煙濃度を示した。

Fig. 15より, TD 158, 噴射弁噴孔数4穴は, 排煙濃度が汎用機関の規定値(Bosch濃度2)を上回り, また, RTD 170, 5穴は Fig. 8に示すごとく, $(Q_{pre})_{max}$ がRTD

170, 4穴より高い値を示している。

よって上記2種は除外し, 第5章で述べた燃焼サイクルシミュレーションの解析結果および Fig. 15等から, 具体策である低騒音燃焼システムとして, Table 3に示すような改善を図った。

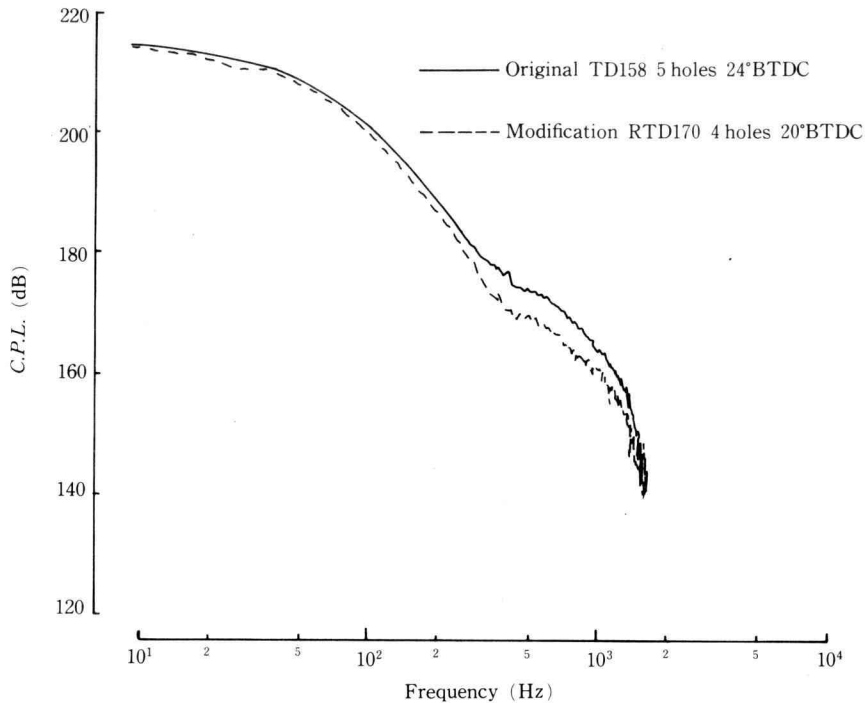


Fig. 18. Change of C.P.L. due to improvement of combustion systems.

6.2 試験結果

Fig. 16 には、Table 3 に示した標準仕様（トロイダル形燃焼室、圧縮比 15.8、噴射弁噴孔数 5 穴）と改善策（リエントラント形燃焼室、圧縮比 17.0、噴射弁噴孔数 4 穴）の噴射時期を 26° BTDC \sim 18° BTDC まで変化させた場合の、最大圧力上昇率 $(dP/d\theta)_{\max}$ 、最大圧力 P_{\max} 、エンジン前端部の騒音レベル S.P.L. (A 特性)、正味燃費率 b_e の変化を示す。

Fig. 16 より、標準仕様、改善策ともに噴射時期を遅延することにより、正味燃費率 b_e はわずか $1.8 \text{ g/kw}\cdot\text{h}$ ($1.3 \text{ g/ps}\cdot\text{h}$) の増加であるので、ほぼ熱効率を維持したまま、 $(dP/d\theta)_{\max}$ を低減し、騒音レベルも低減することができた。

特に改善策は、標準仕様と比較して、 $(dP/d\theta)_{\max}$ およ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、 3.1 dB (A) の低減効果があった。

Fig. 17 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)、温度線図 ($T-\theta$ 線図) を示し

た。改善策は標準仕様に比べて、着火遅れ期間が短縮され、その期間に形成された可燃混合気量が減少し、初期燃焼が抑制された。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。

Fig. 18 には、標準仕様と改善策の筒内圧力スペクトラム C.P.L. の解析結果を示す。また、Fig. 19 には Fig. 18 の周波数 $500 \text{ Hz}\sim$ 2000 Hz 付近を拡大して示す。

Fig. 18 より、C.P.L. は人間の可聴域である $500 \text{ Hz}\sim$ 3000 Hz 付近で、標準仕様に比べて改善策は大幅に低減していることが分る。

以上を総合して、 2200 rpm 、出力 $4/4$ 負荷において、改善策は標準仕様に比べ、燃費率はほぼ一定の条件で、 P_{\max} は 0.55 MPa (5.4 kgf/cm^2)、 $(dP/d\theta)_{\max}$ は 0.26 MPa/deg ($2.5 \text{ kgf/cm}^2/\text{deg}$) 低減し、騒音レベル S.P.L. はエンジン前端部において、 3.1 dB (A) の低減を達成した。

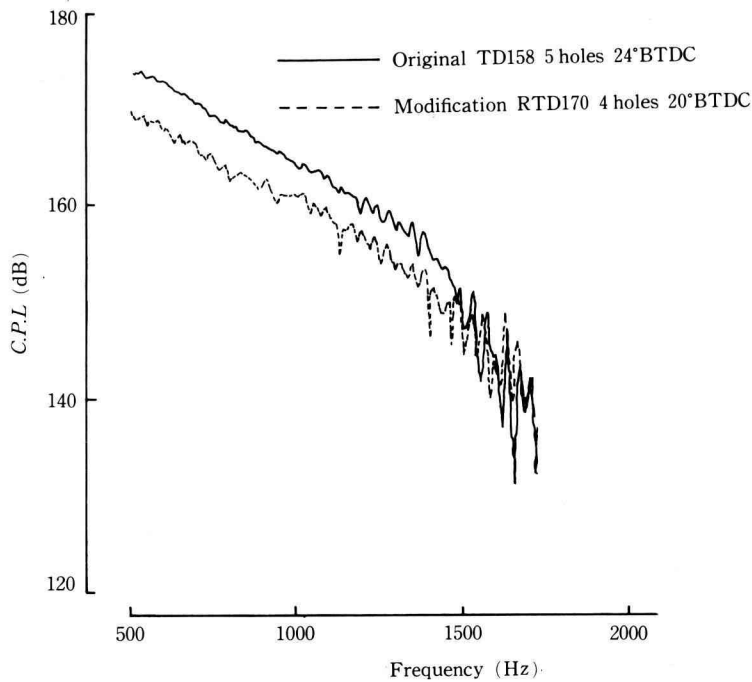


Fig. 19. Change of C.P.L. due to improvement of combustion systems (Expanded view).

7. 結 論

燃焼制御による低騒音化にあたり、燃焼システムの改善を理論的に検討し、その効果を実験的に検証した。

その結果、現状の機関性能を維持し、オーバーオール値で 3.1 dB (A) (音響パワーレベル 51%) の騒音低減を達成した。最後に、本研究の成果を要約すると次の通りである。

- (1) 燃焼室形状、噴射弁噴孔数および燃料噴射時期等を変化させた場合の熱発生モードを実測し、実測曲線に適合する J. Wiebe 関数のパラメータ a 、 m を超越連立方程式の数値計算法によって解き、各燃焼室の a 、 m の特性を明らかにした。
- (2) 燃焼サイクルシミュレーションでは、拡散燃焼における熱発生率を J. Wiebe の燃焼関数で近似したことにより、各性能の計算値と実測値の誤差は 4% 以内であり、実用上十分な精度が得られた。
- (3) 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するサイクル、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検証された。

- (4) 具体的な低騒音燃焼システムとして、新リエントラント形燃焼室、圧縮比の増大、少噴射弁噴孔数および燃料噴射時期の遅延等を採用した。その結果、現状の機関性能を維持し、 P_{\max} 、 $(dP/d\theta)_{\max}$ を低減させ、燃焼制御のみで 3.1 dB (A) の騒音低減を達成した。

最後に、本研究を進めるに当たって協力を得た昭和 61 年度卒研究生、大久保直人君、大津暁雄君、鳥居弘臣君に対し、感謝の意を表する。

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 (1986)
- 2) K. KANDA: Noise Reduction of High Speed

Direct Injection Diesel Engines; The 15th Conseil International des Machines a Combusion (CIMAC) in Paris D 10.5 (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)