2. 蒸留残りがすの多い燃料を使用する場合には噴射時期を早くするに従つて炭素蓄積は多くなり、適当な噴射時期 (50°~60° 前) において性能は最もよくなる。

3. 炭素の蓄積する原因は噴霧が焼玉に附着するためであるから、これを少なくするには発火遅れを短くし、噴霧の状態で燃焼さすようにすればよい。

4. 低級燃料を使用する場合に噴射圧力を上げると炭素蓄積を減らすことができ性能は向上するが、良質の燃料を使用する場合に噴射圧力をあげても性能に大

差ない。ただ遅く噴射しても燃料消費率はあまり増加しないだけである。

この研究は大阪船用内燃機協会技術委員会の委託により行つたもので実験機関は松下金属株式会社から提供されたものである。

注:一

(1) 昭和 24 年 3 月 19 日 関西支部 165 回講演会において講演
原稿受付 昭和 25 年 2 月 23 日

(2) 正員, 京都大学

(3), (4) 准員, 京都大学

(5) 学生員, 京都大学

予燃焼室式ディーゼル機関の絞り損失について⁽¹⁾

長尾不二夫⁽²⁾ 木谷 清⁽³⁾ 徳永春雄⁽⁴⁾ 村田 博⁽⁵⁾

On the Throttling Loss of Diesel Engines with Ante Chambers

by Fujio NAGAO, Kiyoshi KITANI, Haruo TOKUNAGA and Hiroshi MURATA

For the calculation of the pressure change in the cylinder and the ante chamber of a Diesel engine, hitherto numerical or graphical method has been applied.

The present authors have devised an analytical approximate solution of the pressure difference between the ante chamber and the cylinder, by which the throttling loss and the compression work can be calculated.

The loss of work calculated by this formula are too great to be neglected for the high speed engine practically used. Hence to remove the throttling loss for compression stroke, we contrived a new combustion chamber. From the results of the experiments carried out on the high speed Diesel engines with different kinds of ante chambers, the new combustion chamber was found to be superior to the original one with respect to fuel consumption.

1. 緒 言

副室式燃焼室を有するディーゼル機関の圧縮行程中のシリンダ内圧力その他の近似解法を求め、同行程中の主副両燃焼室連絡通路の絞り作用に伴う損失の特性を明らかにし、その除去機構をそなえた新予燃焼室式ディーゼル機関の理論的、実験的性能を従来のものと比較する。

2. 圧縮行程中のシリンダ内 圧力その他の近似解法

圧縮行程中の絞り損失を勘定するにはまず同行程中の両燃焼室内圧力の変化過程を求めねばならない。この計算については従来多数の研究があり、いずれも数値解法または図式解法によつたものであるが、解法に現われる微分方程式の形から圧縮行程初期の両室内圧力の微小差を正確に求める必要を生じ、両圧力は相当高桁まで計算を余儀なくせられる。のみならず普通この種の微分方程式の数値解法に推奨せられる Runge-

Kutta の方法は事実上適用困難である。

しかるに圧縮行程の全部または少くともその初期の両燃焼室内圧力は、通路の絞りを無視した場合の圧力に近いことに着目してその近似解を求めることができる。さて

V_s 行程体積

V_1, G_1 主燃焼室の体積および空気量

V_2, G_2 副燃焼室の体積および空気量

p_1, v_1 主燃焼室内の圧力および比体積

p_2, v_2 副燃焼室内の圧力および比体積

p_0, v_0, T_0 圧縮初めにおける主副両燃焼室内の圧力, 比体積および温度

f, μ 連絡通路の断面積および流量係数

κ, R 断熱指数およびガス定数

ζ 連絡通路流動の摩擦抵抗係数

とする。時間 dt 中に主燃焼室より流出する空気量 dG は流出空気速度を w とすれば、

$$dG = \mu f \frac{w}{v_2} dt = -d\left(\frac{V_1}{v_1}\right) = d\left(\frac{V_2}{v_2}\right) \dots\dots(1)$$

なお主燃焼室体積 V_1 は次式で求められる。

$$V_1 = V_s \left\{ \varepsilon_c + \frac{1}{2} (1 + \cos \alpha) + \frac{1}{2k} (1 - \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \alpha}) \right\} = V_s [\varepsilon_c + F(\alpha)]$$

ただし

$$F(\alpha) = \frac{1}{2} (1 + \cos \alpha) + \frac{1}{2k} (1 - \sqrt{1 - k^2 \sin^2 \alpha}),$$

$$\varepsilon_c = V_c / V_s$$

V_c は圧縮終りの主燃焼室体積, k はクランク半径と連接棒の長さの比, α は下死点より測つたクランク角である。

流出の状態変化が $p v^m =$ 一定なるポリトロップ変化に従うものとすれば, 主副両燃焼室の圧力比に従い次の二つの場合に分けて考えることができる。

a. 臨界速度以下の場合 この場合流出空気速度 w は次の近似式を用いることができる。

$$\frac{w^2}{2g} = \frac{1}{1+\zeta} \int_{p_2}^{p_1} v dp \cong \frac{1}{1+\zeta} (p_1 - p_2) v_m \quad (2)$$

ここに $v_m = v_0 / [(p_1 + p_2) / 2 p_0]^{1/m}$ で圧力 $(p_1 + p_2) / 2$ の下における比体積である。

主副両燃焼室内 空気の状態変化を $p_1 v_1^{m_1} =$ 一定, $p_2 v_2^{m_2} =$ 一定なるポリトロップ変化とすれば, 式 (1) (2) より

$$\frac{dP_1}{d\alpha} = -C_1 K m_1 P_1^{1-\frac{1}{m_1}} P_2^{\frac{1}{m_2}}$$

$$\sqrt{2g(P_1 - P_2) \left(\frac{2}{P_1 + P_2} \right)^{\frac{1}{m}}} \frac{1}{F(\alpha) + \varepsilon_c}$$

$$- \frac{\pi}{180} m_1 P_1 \frac{F'(\alpha)}{F(\alpha) + \varepsilon_c} \quad \dots\dots\dots (3)$$

$$\frac{dP_2}{d\alpha} = C_1 K \frac{m_2}{\varepsilon_2} P_2 \sqrt{2g(P_1 - P_2) \left(\frac{2}{P_1 + P_2} \right)^{\frac{1}{m}}}$$

$$\dots\dots\dots (4)$$

ここに $P_1 = p_1 / p_0$, $P_2 = p_2 / p_0$, $\varepsilon_2 = V_2 / V_s$,

$$C_1 = \frac{1}{180} \sqrt{\frac{R}{1+\zeta}}, \quad K = \frac{\mu f \sqrt{T_0}}{c F}$$

F, c = ピストン面積および平均速度

(3), (4) より根号内を消去すれば

$$\frac{\varepsilon_2}{m_2} P_2^{\frac{1}{m_2}-1} dP_2 + \frac{1}{m_1} [F(\alpha) + \varepsilon_c] P_1^{\frac{1}{m_1}-1}$$

$$dP_1 + \frac{\pi}{180} P_1^{\frac{1}{m_1}} dF(\alpha) = 0$$

を得る。これを積分し初期条件を入れれば

$$\varepsilon_2 P_2^{\frac{1}{m_2}} + [F(\alpha) + \varepsilon_c] P_1^{\frac{1}{m_1}} = S \quad \dots\dots\dots (5)$$

ここに $S = 1 + \varepsilon_c + \varepsilon_2$

結局 (3), (4) なる連立微分方程式の一つの部分積分 (5) が得られたから, (3), (4) の簡単なる方 (4) と (5) より解けばよいがこれは解析的には解けないので次のごとく, さらに二つの場合に分けて考える。

(i) K が大きく主副両燃焼室の圧力差が小さいとき 渦流室式燃焼室のごとく連絡通路面積が大きい, 機関回転数の比較的遅い場合および副室の体積の小さい場合には, 両燃焼室内圧力と通路の絞りを無視した場合のシリンダ内圧力との相違は小さい。この場合は P_1, P_2 の近似値は次のごとく求められる。

$$\text{いま } P_1 - P = \Delta_1 P, \quad P - P_2 = \Delta_2 P,$$

$$P_1 - P_2 = \Delta P = \Delta_1 P + \Delta_2 P, \quad \dots\dots\dots (6)$$

とおく。ここに

$$P = p / p_0 = S^m / [F(\alpha) + \varepsilon_c + \varepsilon_2]^m \quad \dots\dots\dots (7)$$

で p は絞りを無視した場合のシリンダ内圧力, m はその時のポリトロップ指数である。(6) を (5) に代入し $\Delta_1 P / P, \Delta_2 P / P$ の 2 次以上を省略すれば

$$\varepsilon_2 P^{\frac{1}{m_2}} \left(1 - \frac{\Delta_2 P}{m_2 P} \right) + [F(\alpha) + \varepsilon_c] P^{\frac{1}{m_1}} \left(1 + \frac{\Delta_1 P}{m_1 P} \right) = S$$

ここで $m_1 = m_2 = m$ とし, かつ (7) を用いれば

$$\varepsilon_2 \Delta_2 P = [F(\alpha) + \varepsilon_c] \Delta_1 P \quad \dots\dots\dots (8)$$

$$\therefore \varepsilon_2 \frac{d\Delta_2 P}{d\alpha} = [F(\alpha) + \varepsilon_c] \frac{d\Delta_1 P}{d\alpha}$$

$$+ \frac{\pi}{180} F'(\alpha) \Delta_1 P \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$\text{しかるに } \frac{d\Delta_1 P}{d\alpha} = \frac{d}{d\alpha} (P_1 - P) = \frac{dP_1}{d\alpha} - \frac{dP}{d\alpha},$$

$$\frac{d\Delta_2 P}{d\alpha} = \frac{d}{d\alpha} (P - P_2) = \frac{dP}{d\alpha} - \frac{dP_2}{d\alpha} \quad \text{また (7) より}$$

$$\frac{dP}{d\alpha} = -m \frac{\pi}{180} \frac{S^m F'(\alpha)}{[F(\alpha) + \varepsilon_c + \varepsilon_2]^{m+1}} \quad \dots\dots\dots (10)$$

これらを (9) に代入し (3), (4), (8) の関係を用いれば

$$\frac{\pi}{180} (1-m) \varepsilon_2 \frac{F'(\alpha)}{F(\alpha) + \varepsilon_c + \varepsilon_2} \Delta P$$

$$= C_1 K m \sqrt{2g(P_1 - P_2) \left(\frac{2}{P_1 + P_2} \right)^{\frac{1}{m}}}$$

$$(P_1^{1-\frac{1}{m}} P_2^{\frac{1}{m}} - P_2)$$

両辺を平方し (6) の関係を用い, $\Delta_1 P / P, \Delta_2 P / P$ の 2 次以上を省略し P に (7) を代入し ΔP につき解けば

$$\Delta P = (\Delta P)_0 \left\{ 1 + \frac{(\Delta P)_0}{2mS^m} \frac{[F(\alpha) + \varepsilon_c + \varepsilon_2]^m - [F(\alpha) + \varepsilon_c - \varepsilon_2]^m}{2mS^m} \right\}$$

$$= (\Delta P)_0 \left\{ 1 + \frac{(\Delta P)_0}{2mP} \frac{F(\alpha) + \varepsilon_c - \varepsilon_2}{F(\alpha) + \varepsilon_c + \varepsilon_2} \right\}$$

$$\dots\dots\dots (11)$$

ここに

$$(\Delta P)_0 = \frac{1}{2g} \left(\frac{\pi}{180} \right)^2 \frac{S}{G^2} \frac{\varepsilon_2^2}{K^2} \frac{F'(\alpha)^2}{[F(\alpha) + \varepsilon_c + \varepsilon_2]^3}$$

$$\dots\dots\dots (12)$$

(6), (8) より

$$\Delta_1 P = \frac{\varepsilon_2}{F(\alpha) + \varepsilon_c + \varepsilon_2} \cdot \Delta P,$$

$$\Delta_2 P = \frac{F(\alpha) + \varepsilon_c}{F(\alpha) + \varepsilon_c + \varepsilon_2} \Delta P \dots\dots\dots(13)$$

よつて(6)より容易に P_1, P_2 を求めることができる。
 なお(11)の分母はごく1に近く $\Delta P \cong (\Delta P)_0$ である。

式(13)における ΔP として $(\Delta P)_0$ を用い得る場合は絞りを無視した場合に比し絞りのため圧縮仕事の増加 ΔW は

$$\begin{aligned} \Delta W &= \int_0^{180^\circ} \Delta_1 P dV_1 = \frac{1}{2g} \left(\frac{\pi}{180} \right)^3 \frac{S}{C_1^2} \frac{\varepsilon_2^3}{K^2} p_0 I_1 V_s \\ &= \frac{18}{g} \left(\frac{\pi}{180} \right)^3 (1+\zeta) \left(\frac{n}{\mu f} \right)^2 V_s^3 \frac{I_1}{v_0} S \\ &\dots\dots\dots(14) \end{aligned}$$

$$\text{ここに } I_1 = - \int_0^{180^\circ} \frac{F'(\alpha)^3}{[F(\alpha) + \varepsilon_c + \varepsilon_2]^4} d\alpha, \\ n = \text{rpm}$$

次に副室への流入空気の動エネルギー E は

$$\begin{aligned} E &= \int \frac{\mu f w^3}{2 g v_2} dt = \frac{\mu f}{6n} \frac{(2g)^{1/2} p_0^{3/2}}{(1+\zeta)^{3/2}} \\ &\int_0^{180^\circ} \frac{(P_1 - P_2)^{3/2} v_m^{3/2}}{v_2} d\alpha \dots\dots\dots(15) \end{aligned}$$

ここにおいて $P_1 - P_2 = (\Delta P)_0$, 絞りを無視した場合の比体積を v として $v_m = v$, $\Delta_2 v = v_2 - v$ とおけば

$$\begin{aligned} \Delta_2 v &\cong \frac{1}{m} \frac{v}{P} \Delta_2 P \cong \frac{1}{m} \frac{1}{2g} \left(\frac{\pi}{180} \right)^2 \\ &\times \frac{v_0}{C_1^2 S^m} \frac{\varepsilon_2^2}{K^2} \frac{[F(\alpha) + \varepsilon_c] F'(\alpha)^2}{[F(\alpha) + \varepsilon_c + \varepsilon_2]^{3-m}} \end{aligned}$$

これらを(15)に代入し $1/v_2 = 1/(v + \Delta_2 v) =$

$(1 - \Delta_2 v/v)/v$ なる近似を行い積分すれば

$$\begin{aligned} E &= \frac{18}{g} \left(\frac{\pi}{180} \right)^3 \frac{30^2}{K^2} \frac{S p_0}{R} V_s \varepsilon_2^3 \\ &\times \left[I_1 - \frac{1}{2g} \left(\frac{\pi}{180} \right)^2 \frac{1}{m S^{m-1}} \cdot \frac{1}{C_1^2} \frac{\varepsilon_2^2}{K^2} I_2 \right] \\ &\dots\dots\dots(16) \end{aligned}$$

$$\text{ここに } I_2 = - \int_0^{180^\circ} \frac{[F(\alpha) + \varepsilon_c] F'(\alpha)^5}{[F(\alpha) + \varepsilon_c + \varepsilon_2]^{8-m}} d\alpha$$

K のみを変数として E を最大とする K の値は

$$(K)_{E_{\max}} = \frac{\pi}{180} \frac{\varepsilon_2}{C_1} \sqrt{\frac{1}{g} \frac{1}{m S^{m-1}} \cdot \frac{I_2}{I_1}} \dots\dots\dots(17)$$

第1図は $T_0 = 288^\circ\text{K}$, $\zeta = 0$, $m = 1.4$, $(1 + \varepsilon_c + \varepsilon_2)/(\varepsilon_c + \varepsilon_2) = 13.5$, $R = 29.27 \text{ kgm}^\circ/\text{Kkg}$, $k = 0.25$ として(17)式より計算した $(K)_{E_{\max}}$ の値を同一定数を用いた数値積分による値⁽⁷⁾と比較したものである。

(ii) K が大ならざるとき この場合においても圧縮の初期においては, 主副両燃焼室内圧力と絞りを無視した場合のシリンダ内圧力との差は極めて小さいから式(11)を用い得るので, (11)により等間隔の P_1, P_2 をそれぞれ5個計算してこれを(4)に入れ

第1図 $(K)_{E_{\max}}$ の値

$dP_2/d\alpha$ を計算し余は Levy⁽⁶⁾ の方法によればよい。

b 臨界速度以上の場合 このときは従来行われたように次の微分方程式が成立する。

$$\begin{aligned} \frac{dP_1}{d\alpha} &= -C_1' m_1 K \frac{\Psi}{F(\alpha) + \varepsilon_c} P_1^{3/2 - 1/2 m_1} \\ &- \frac{\pi}{180} \frac{m_1}{F(\alpha) + \varepsilon_c} \frac{dF(\alpha)}{d\alpha} P_1 \dots\dots\dots(18) \end{aligned}$$

ここに

$$\Psi = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \frac{m-1}{m+1} \left(\frac{2}{m+1} \right)^{2/m-1}}, C_1' = \frac{\sqrt{R}}{180}$$

$$\therefore P_1^{1/2 - 1/2 m_1} =$$

$$\begin{aligned} &\frac{[F(\alpha) + \varepsilon_c]^{1/2 - m_1/2}}{\left(\frac{1}{2} - \frac{1}{2 m_1} \right) C_1' K m_1 \Psi \left\{ \int [F(\alpha) + \varepsilon_c]^{-(m_1+1)/2} d\alpha + c_2 \right\}} \\ &\dots\dots\dots(19) \end{aligned}$$

ここに c_2 は積分定数である。 P_1 したがって(5)により P_2 をも求めることができるが実際機関ではこのように絞りの大きい場合は甚だ稀である。

3. 圧縮行程中の連絡通路絞りに 伴う損失の理論的考察

同一要目の単室式機関と副室式機関があり, 両機関は1サイクルにつき発熱量 Hu なる噴射燃料 b の発熱量 bHu のうち $a\%$ がピストンを押す仕事となるものとする。また圧縮仕事は単室式機関は E_c , 副室式機関は $E_c + \Delta W$ とし, ΔW は $\eta \Delta W$ だけ膨脹行程で回収され E_c の回収率は両者同一で η_c とする, 両機関のクランク機構の機械効率を η_m' とすれば, 動作流体・はずみ車・被駆動機械間の1サイクルについての仕事の受授は第2図のごとくなる。よつて単室式機関に比し副室式機関の1サイクル当りの損失正味仕事

第2図 単室式機関と副室式機関の仕事の受授比較

および損失指示仕事をそれぞれ W_{TLE} , W_{TLI} , 機関の機械効率を η_m とすれば

$$\begin{aligned} W_{TLE} &= \eta_m' (JaH_{ub} + \eta_c E_c) \\ &\quad - \frac{E_c}{\eta_m'} - \eta_m' (JaH_{ub} + \eta_c \Delta W + \eta_c E_c) \\ &\quad + \frac{E_c + \Delta W}{\eta_m'} = \left(\frac{1}{\eta_m'} - \eta_m' \eta \right) \Delta W \\ W_{TLI} &= \left(\frac{1}{\eta_m \eta_m'} - \frac{\eta_m'}{\eta_m} \right) \Delta W \dots\dots\dots (20) \end{aligned}$$

副室式機関においては絞りに伴う圧縮仕事の増加による内部エネルギーの増大は、同一圧縮比の単室式機関に比し最高圧力および温度高く単室式機関の圧縮比を増大したと同様の結果となるから、絞り損失を見積るには単室式機関の圧縮比を増して最高圧力を両者同一とするか、あるいは圧縮比は両機関同一とし最高圧力が同一となるよう燃焼するものとして勘定しなければならぬ、何となれば複合サイクルの理論的熱効率は圧縮比の増加、したがって最高圧力の増加によりいかにでも1に近づかせることができるからである。以下後者の場合に従い絞り損失を勘定するものとし次の仮定を設ける。

(a) 圧縮比および最高圧力を両者同一とし、燃焼は等積、等圧燃焼を行いその熱供給は両者同一とす。

(b) 圧縮は単室式機関は $p^{m'} = \text{一定}$ 、膨脹は両機関とも $p^{m''} = \text{一定}$ なるポリトロップ変化に従うもの

第3図 単室式機関と副室式機関のサイクル比較

とす。

(c) 圧縮行程中の外部への熱損失は同一とする。

第3図は以上の条件のもとに両機関サイクルを同一 $i-s$ 線図上に示したもので、副室式機関においては主副両燃焼室内の二つの動作流体のエントロピー、エンタルピー、および重量の和をそれぞれそれらとする一つの動作流体に置換して近似的に表わし単室式機関の相当符号に(′)を附して区別した。

符号の意義は1節に倣うものとし第3図を参照して $\lambda = p_c/p_B$, $\sigma = v_D/v_C$, $\varepsilon = v_A/v_B$ とす。B点とB′点とのエントロピーの差 ΔS は実用機関における如く通路の絞りの甚だしくない場合、例えばKが(17)式の値より小さくないような場合には近似的に

$$\Delta S = S'_B - S_B \cong c_v \log_e \frac{T'_B}{T_B} \cong c_v \frac{\Delta T}{T_B} \quad (21)$$

ただし $\Delta T = T'_B - T_B$, (a) の条件より

$$\begin{aligned} c_p (T'_D - T_D) &= c_v (T'_B - T_B) \\ &= c_v (e^{\frac{\Delta S}{c_v}} - 1) T_B \cong \Delta S T_B \\ \therefore T'_D &= \frac{\Delta S}{c_p} T_B + T_D = \left(\sigma + \frac{\Delta S}{c_p \lambda} \right) \lambda \varepsilon^{m'-1} T_A, \\ T'_E &= \left(\sigma + \frac{\Delta S}{c_p \lambda} \right)^{m''} \varepsilon^{m'-m''} \lambda T_A \\ &\cong \sigma^{m''} \left(1 + \frac{m'' \Delta S}{\sigma c_p \lambda} \right) \varepsilon^{m'-m''} \lambda T_A \end{aligned}$$

よつて副室式機関の膨脹および排気の熱放出が単室式機関に比し ΔQ だけ大であるとすれば

$$\begin{aligned} \Delta Q &= \left(\frac{\kappa - m''}{m'' - 1} \right) c_v (T'_D - T'_E) \\ &\quad + c_v (T'_E - T_E) - \left(\frac{\kappa - m''}{m'' - 1} \right) c_v (T_D - T_E) \\ &= \frac{\Delta S T_A}{\kappa} \left[\frac{\kappa - m''}{m'' - 1} \varepsilon^{m'-1} + m'' \sigma^{m''-1} \right. \\ &\quad \left. \left(1 - \frac{\kappa - m''}{m'' - 1} \right) \varepsilon^{m'-m''} \right] \dots\dots\dots (22) \end{aligned}$$

また動エネルギーは全部摩擦熱に変わるものとするれば両機関の圧縮終りの点B, B′の内部エネルギーの差 $\Delta u = A \Delta W$ であり、また前記同様絞りが甚だしくないという仮定のもとに $\Delta u = c_v (T'_B - T_B) = c_v \Delta T$, よつて(21)式およびこれらの関係を用いれば

$$\begin{aligned} \Delta Q &= \frac{A}{\kappa} \frac{T_A}{T_B} \left[\frac{\kappa - m''}{m'' - 1} \varepsilon^{m'-1} + m'' \sigma^{m''-1} \right. \\ &\quad \left. \left(1 - \frac{\kappa - m''}{m'' - 1} \right) \varepsilon^{m'-m''} \right] \Delta W \dots\dots\dots (23) \end{aligned}$$

よつて(20)式の η は

$$\begin{aligned} \eta &= 1 - \frac{1}{\kappa} \frac{T_A}{T_B} \left[\frac{\kappa - m''}{m'' - 1} \varepsilon^{m'-1} + m'' \sigma^{m''-1} \right. \\ &\quad \left. \left(1 - \frac{\kappa - m''}{m'' - 1} \right) \varepsilon^{m'-m''} \right] \dots\dots\dots (24) \end{aligned}$$

$$W_{TLI} = \frac{\Delta W}{\eta_m} \left[\frac{1 - \eta_m'^2}{\eta_m'} + \frac{\eta_m'}{\kappa} \left\{ \frac{\kappa - m''}{m'' - 1} + m'' \sigma m''^{-1} \left(1 - \frac{\kappa - m''}{m'' - 1} \right) \varepsilon^{1 - m''} \right\} \right] \dots (25)$$

(25) 式において $\eta_m = 0.70$, $\eta_m' = 0.85$, $\kappa = 1.40$, $m_1 = 1.57$, $m_2 = 1.27$, $\sigma = 2.0$, $\varepsilon = 16$ とすれば

$$W_{TLI} = 1.2 \Delta W \dots (26)$$

4. 圧縮行程中の連絡通路絞り損失の除去機構の提案並びにその理論的特性

高速小形ディーゼル機関に多く採用される副室式機関は単室式機関に比し燃焼状態は良好なるにかかわらず一般に燃料消費率は大きい。これは主として絞り損失によるものであることが指摘されており本論文においても圧縮行程中の絞り損失を勘定した。この損失は機関の高速化に従い加速度的に増大し普通この種燃焼室を用いる高速機関においてはもはや閉却できない大きさとなっている。

燃焼室連絡通路の絞り作用による烈しい空気の攪乱は燃料の着火、燃焼を助けるものであるが、予燃焼室式において燃料噴射前の噴入動エネルギーの大部分はただちに熱と化していることが指摘されており、この部の絞り作用は不要であり殊に絞りによる予燃焼室内の温度降下は冷起動困難の主因をなし、絞り損失と共に該機関の二大欠点をなしている。この欠点を除くため新予燃焼室式燃焼室第4図を提案する。これは従来の予燃焼室第5図を改造したものである。作動の概略は圧縮行程の初期通路Cの絞りによる主副両燃焼室の圧力差のために口金Dは上昇し、空気は補助孔C'をも通り予燃焼室内に押込まれる。燃料噴射爆発後は逆の

圧力差のためにDは急激に下降し補助孔C'は無効となり余は従来の予燃焼室式に準ずる。

新予燃焼室式は圧縮仕事は単室式とほぼ同じく、圧縮行程中の絞り損失はほとんど除去でき、絞りに伴う予燃焼室内の温度降下少く、冷起動の困難さは緩和せられ発火遅れ短くノックを減じ得る。また同一燃焼室分割比、したがって同一冷却面積に対し予燃焼室への流入空気量が多いから噴出動エネルギーを増大し、摺動面の摩耗は少く回転力は均一化する等の利点を挙げることができる。燃料着火に必要な渦流は補助孔C'の

第6図 圧縮行程の理論的インジケータ線図

第1表 実験機関要目

機 名	関 称	日立単シリンダ四サイクル 高速ディーゼル機関	
出 力	HP	5~9	
回 転 数	n rpm	1200×2000	
シリンダ内径	D m	9×10 ⁻²	
行 程	S m	12×10 ⁻²	
ピストン面積	F m ²	636×10 ⁻⁴	
行程体積	V _s m ³	763×10 ⁻⁶	
主燃焼室体積	V _c m ³	35×10 ⁻⁶	
副燃焼室体積	V ₂ m ³	16×10 ⁻⁶	
全圧縮体積	V _c +V ₂ m ³	51×10 ⁻⁶	
ε _c =V _c /V _s		0.0459	
ε ₂ =V ₂ /V _s		0.0210	
分 割 比	V ₂ /(V ₂ +V _c)	0.314	
圧 縮 比	ε	1.60	
通 路 面 積	f m ²	旧型 28.9×10 ⁻⁶ 新型 28.9×10 ⁻⁶ +86.7×10 ⁻⁶	
k		0.256

第4図
新予燃焼室断面図

第5図
旧予燃焼室断面図

位置および方向を主燃焼室への噴出方向を顧慮することなく、燃料噴射前の動エネルギーが保存せられ易きよう適当に設け得ることにより補われる。

第 6 図は実験に用いた機関の要目第 1 表にしたがい $\mu=0.65$, $m=1.352$, $\rho_0=1\text{ kg/cm}^3$, $T_0=300^\circ\text{K}$, $\zeta=0.058$ として計算した新予燃焼室式と旧予燃焼室式の圧縮行程中の理論的インジケータ線図で、第 7 図は同じく式 (26) で計算した旧予燃焼室機関の絞り損失を示し、第 8 図も同じく上記の諸数値を仮定し燃料噴射始め付近の予燃焼室内温度を比較したもので上記の仮定のもとではかなりの温度差を認める。

第 7 図 全損失馬力および圧縮行程中の絞り損失

第 8 図 新旧予燃焼室内の空気温度

5. 新予燃焼室式機関の性能実験 および旧予燃焼室との比較

実験には日立製機関を用い要目は第 1 表に示す。

a 機関空転による全損失馬力比較 両燃焼室は負荷運転し定常状態とし、燃料遮断直後電気動力計で逆に機関を空転し、シリンダ温度、潤滑油温度その他同一の条件のもとにただ燃焼室のみを取り換え全損失馬力を測定した結果を第 7 図に示す。冷却損失は同一と

見なされるから全損失馬力の相違は熱力学的な絞り損失と摩擦損失の減少によるものと考えられる。

b 運転性能比較 第 9 図は運転性能を示す。低平均有効圧においては新予燃焼室はかなりの燃料消費率の減少が認められるが、高平均有効圧においては燃料消費率はやや高く最高出力もやや劣っている。これは新予燃焼室式では圧縮行程の絞り損失は平均有効圧の高低にかかわらずほぼ同量減少されているが高平均有効圧部で燃焼状態が悪いためと考えられるが、けだし燃焼室改造の都合上口金 D は過重となつたため燃料爆発後 D の慣性抵抗により補助孔 C の閉塞が遅れ主副両燃焼室の圧力差が早く減少し、着火に続く燃焼を助長すべき渦流が速に衰えるためと思われる。

第 9 図 新旧予燃焼室機関性能

燃料の噴射始めは 1 400~2 000 rpm で新予燃焼室式は上死点前 $30^\circ\sim42^\circ$ 附近で性能最もよく旧予燃焼室式は $31^\circ\sim37^\circ$ で最高出力を得る。新予燃焼室式の燃料噴射圧力の最適値は 90 at で旧予燃焼室式の最適値 120 at より低く、また新予燃焼室式は冷起動やや容易でこれらの点は理論的考察と一致している。

6. 結 び

以上副室式ディーゼル機関の圧縮行程中の通路の絞りに伴う種々の量を計算し、その損失を勘定し普通用いられるこの種高速機関においてはこの損失は閑却できない大きさであることを知った。

この損失を除去すべく考えられた新予燃焼室式機関は理論的性能は優秀でありかつ実験においても絞り損失の減少が認められるが高平均有効圧付近で予期の性能を発揮していない。これは前述の口金 D の過重のためと思われる。第 10 図はこの点を改良したもので弁板 T は極めて軽量に作

第 10 図
新予燃焼室断面図

られ得るため作動は敏捷で閉塞の遅れる心配はほとんどない。これは運転未了であるがその性能の発揮を期待している。

注:—

(1) 昭和 24 年 3 月 19 日 関西支部第 165 回講演会において講演, 原稿受付昭和 25 年 2 月 23 日。

(2) 正員, 京都大学。

(3) 准員, 京都大学。

(4) (5) 学生員, 京都大学

(6) H. Levy and E. A. Baggot, Numerical Studies in Differential Equations Vol. I, p. 127 (1934)

(7) Schlaefke, K; Vorgänge beim Verdichtungsstadium Von Vorkammer Dieselmotoren. Z. V. D.I. Bd. 75 Nr.33 s. 1043 (1931-8)

小形焼玉機関の損失馬力⁽¹⁾

長尾不二夫⁽²⁾ 小早川 隆⁽³⁾ 若林 欽明⁽⁴⁾

The Friction Loss of a Small Hot-Bulb Engine

by Fujio NAGAO, Takasi KOBAYAKAWA and Kinmei WAKABAYASHI.

The brake mean effective pressure of a small hot bulb engine is very low, so that the power loss for compressing the scavenge air in the crank case and the distribution of friction loss to every part of the engine were clarified. The engine employed in the experiments was a small hot-bulb engine with bore and stroke 120mm each, developing 5HP at 900 r. p. m.

The friction loss of every part was measured by motoring, successively removing the air valve and the cylinder cover. Simultaneously, the pressure in the crank case was recorded by an oscillograph using a photo-electric tube indicator. The pumping loss measured from the pressure diagram is fairly coincident with the one obtained by motoring test. The total loss is about 37% of which the friction loss is 18%, pumping loss 9%, friction loss due to cylinder pressure 10%.

1. 目 的

小形焼玉機関の平均有効圧は甚だ低い。損失馬力が各部へどんな割合で分配されているかを明らかにするため、クランク室圧縮に要する動力、摩擦損失等を見出すのが目的である。

2. 実験機関および実験方法

実験機関 海務院型 5 馬力焼玉機関 (120 φmm × 120 mm, 5HP, 900 rpm), 行程体積: 1356.5 cc, クランク室体積: 7133 cc (洗油にて実測), 圧縮有効行程体積 (第一ピストンリングが掃除孔を開くまでの体積): 1124.7 cc, クランク室圧縮比: 1.19

クランク室圧力変化 クランク室蓋に光電管指圧計を取り付け, 自己運転および電動機運転中の圧力変化を電磁オシログラフに記録した。

空気弁開閉時期 空気弁に小さい鉄板を取り付け, その先にコイルを巻いた磁石を接近して設け, その起電力を電磁オシログラフに入れ圧力と同時に記録した。

諸損失の測定 空気弁, シリンダふたを順次取り除き電動機運転により摩擦馬力を測定して算出した。

3. クランク室圧力変化およびポンプ損失

第1図は自己運転, 第2図は電動機運転の場合のオシログラフを圧力行程図に書き直したものである。上死点後 20°~30° で空気弁が閉じ圧縮が始まり, 掃除孔が開いてもなお 30° 位圧縮が続けられる。これは掃除孔開口始めにおける開口面積が小さいのと, 背圧あるいは排気の逆流のためと思われる。掃除が始まると急に圧力は低下し下死点附近ではほとんど大気圧に下がる。そして掃除孔が閉じない内にクランク室は負圧になり, 第1図, 第2図Aに示すごとく空気弁はちよつと開いてすぐ閉じる。この現象は排気管の慣性による。

第1図 クランク室内圧力 (自己運転)