

小型ディーゼル機関の当量比及び回転速度が 機関性能に及ぼす影響について*

大八木 敏博・吉原 計一・森下 晋一
末次 昂之・金岡 浩

Effect of Equivalence Ratio and Engine Speed on Engine
Performance in Small-sized Diesel Engine

By

Toshihiro ŌYAGI, Keiichi YOSHIHARA, Shin-ichi MORISHITA,
Takayuki SUETSUGU, and Hiroshi KANAOKA

In recent years small-sized diesel engine has been improved enough to develop larger power ratio and higher thermal efficiency. Thus it has been used widely and produced numerously, as the power source of agricultural equipments, constructional and other industrial machineries, and ships. Operation of diesel engine is influenced by the fluctuation of load, the property of fuel oil and the air at the place the engine is set. Therefore, in order to keep the operation at its best, it is better to adjust each point of the engine to variation of these influential factors. The adjustment gives a clue to examine the performance characteristics of small-sized diesel engine. So, this paper gave a detailed performance test of the engine, using four-stroke-cycle diesel engine supplied with gas oil under the standard condition of atmosphere there. As a result, the test clarified both the performances of the examined engine moving at each speed and the characteristics of the machine used as the driving force of a propeller.

1. まえがき

最近の小型ディーゼル機関は、質、量ともに目覚ましく発展し、その用途も農業用、建設用、一般工業用及び船用等の原動機として、各方面に使用されている。従って小型ディーゼル機関は多目的として製造され、使用者によって作業機械と結合される場合も多く、負荷特性は用途によ

て異なる。また使用地域も広いために運転環境が広範囲である。更に使用燃料は昭和48年に始まった石油異変を契機に安価な低質油も使用され、種々雑多である。このように小型ディーゼル機関は車両用、船用及び大出力発電用機関等、用途を明らかにしたものとは全く異なった使用特性を持つので、その各使用特性における機関性能特性を把握することにより、最良の運転状態で機関性能を十分発揮させ

* 水産大学校研究業績 第1089号, 1986年7月10日受理。

Contribution from Shimonoseki University of Fisheries, No. 1089. Received July 10, 1986.

* 小型ディーゼル機関の性能特性— I

ることが出来、また機関寿命、燃料経済の改善を行うことが可能である。すなわち吸気圧力、温度、湿度及び燃料油の性状が変われば機関の運転状態が変わるため、最適な運転状態とするためには運転条件の変化に適応する機関各部の調整並びに調節を行う必要がある。そのためには規準燃料を用い、標準大気状態における機関の基本性能特性が明らかでなければならない。そこで小型ディーゼル機関に規準燃料として軽油を用い、機関回転数は最低から定格までの間を4区分し、各回転数におけるトルクは最小から最大までを4段階に変更して、小型ディーゼル機関の基本性能特性を求める試みを行った。その結果、定速特性及び舶用特性の基本性能が明らかになった。以下にその詳細を報告する。

2. 記号表

A : 仕事の熱当量 kcal/(kgf·m)
 A_0 : 理論空気量 kgf/kgf
 B : 燃料消費量 kgf/h
 b_e : 燃料消費率 kgf/(PS·h)
 C : 動力計の係数
 c_{p_k} : 排気ガスの等圧比熱 kcal/(kgf·°C)
 c_{p_w} : 水の比熱 kcal/(kgf·°C)
 D_e : 排気ガス中の残留酸素濃度割合 %
 $dP/d\theta$: 圧力上昇率 kgf/(cm²·deg)
 E : 当量比
 f : ノズル孔面積 m²
 G_s : 吸入空気量 kgf/h
 g : 重力の加速度 m/s²
 H_u : 燃料油の低発熱量 kcal/kg
 L : 負荷率 %
 m : ポリトロップ指数
 N : 機関回転数 rpm
 N_e : 軸馬力 PS
 N_i : 図示馬力 PS
 $P_1 \cdot P_2$: ノズル上流・下流側絶対圧力 kgf/cm²
 P_a : 大気圧力 mmHg
 P_b : 吸気圧力 kgf/cm²
 P_c : 発火点圧力 kgf/cm²
 P_{c_0} : 圧縮圧力 kgf/cm²
 $P_e \cdot P_i$: 正味・図示平均有効圧力 kgf/cm²
 P_{max} : 最高圧力 kgf/cm²
 P_f : 摩擦平均有効圧力 kgf/cm²

P_s : 大気の飽和蒸気圧力 mmHg
 $Q_k \cdot Q_w$: 排気・冷却熱量 kcal/h
 r : クランク半径 mm
 t_a : 大気温度 °C
 $t_{k1} \cdot t_{k2}$: 吸気・排気ガス温度 °C
 $t_{w1} \cdot t_{w2}$: 冷却水入口・出口温度 °C
 V_i : 間隙容積 m³
 V_h : 行程容積 m³
 W : 動力計荷重 kgf
 x : 上死点からのピストン変位 mm
 α : ノズル流量係数
 β : 空気膨張補正係数
 γ_0 : 標準状態における湿り空気の比重量 kgf/m³
 γ_a : t_a °C, P_a mmHg, ϕ における湿り空気の比重量 kgf/m³
 γ_N : 0 °C, 760mmHg における乾燥空気の比重量 kgf/m³
 γ_w : 大気の飽和蒸気の比重量 kgf/m³
 ϵ : 圧縮比
 ξ : 排気に含まれる熱量の割合
 η_c : 充てん効率 %
 η_e : 正味熱効率 %
 η_x : 排気損失 %
 η_i : 図示熱効率 %
 η_m : 機械効率 %
 η_w : 冷却損失 %
 θ : クランク角度 deg
 θ_0 : 噴射始め角度 deg
 θ_1 : 発火点角度 deg
 θ_r : 発火遅れ角度 deg
 θ_s : 最高圧力点角度 deg
 θ' : 発火点より最高圧力点までの角度 deg
 κ : 吸入空気の比熱比
 λ : 接合棒とクランク半径の寸法比
 ρ : 爆発度
 τ_f : 発火遅れ時間 s
 ϕ : 大気の相対湿度 %

3. 実験装置及び燃料油

実験装置の概要を Fig. 1 に示す。この図の供試機関及び主要な計測装置の仕様は次の通りである。

3・1 供試機関

機関型式 ST 95 L

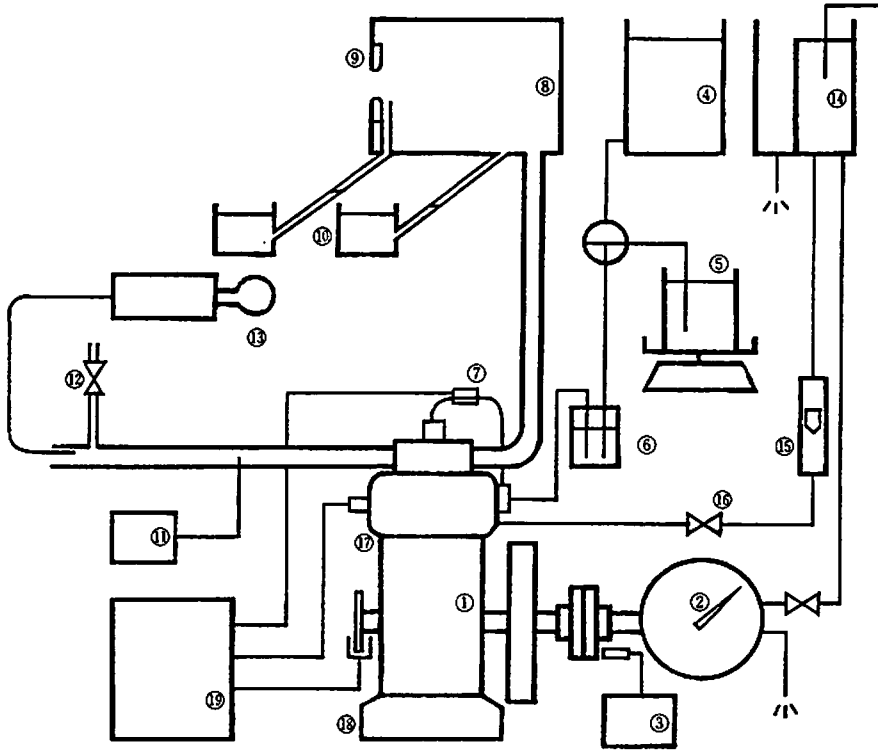


Fig. 1. Schematic diagram of experimental apparatus.

- | | |
|-------------------------------------|--------------------------------|
| ① Diesel engine | ⑩ Thermometer of exhaust gas |
| ② Water brake dynamometer | ⑪ Exhaust gas sampling tube |
| ③ Tachometer | ⑫ Smoke meter |
| ④ Fuel oil tank | ⑬ Water tank |
| ⑤ Scale of fuel oil consumption | ⑭ Flow meter of cooling water |
| ⑥ Air vessel | ⑮ Flow regulator valve |
| ⑦ Detector of fuel injection timing | ⑯ Pressure transducer |
| ⑧ Surge tank | ⑰ Pickup of crank angle |
| ⑨ Nozzle | ⑱ Electromagnetic oscillograph |
| ⑩ Inclined tube manometer | |

燃焼室方式 予燃焼室式
 シリンダ数 1
 シリンダ直径 95 mm
 ピストン行程 115 mm
 回転数・馬力 1500 rpm・7.5 PS

3・2 動力計測装置

型式名称 ユンカース型水動力計TJ-10
 動力計係数 1/2500
 アーム長さ 0.2865 m

3・3 クランク角度検出装置

回転スリット円板 外径230 mm,360 P/R(パルス/回転)
投・受光器 PP-917

3・4 燃料噴射時期検出装置

燃料噴射管にストレンゲージを張り付け、その抵抗値を
変化させ、電気量に換算する。

3・5 排気ガス分析装置

- a) ガスクロマトグラフ
型式 GC-7 AG
b) 反射式スモークメータ
型式 DSM-10 B

3・6 吸入空気量計測装置

丸形ノズル 直径2.399 cm
ノズル流量係数 0.822
サージタンク寸法 40 cm × 40 cm × 79 cm

3・7 燃料油

供試燃料油の性状は Table 1 に示す通りである。

Table 1. Properties of Fuel Oil

	Gas oil
Specific Gravity, 15/4 °C	0.8414
Flash Point, °C	83
Viscosity at 30 °C, cSt	5.129
Pour Point, °C	-22.5
Sulfur, wt. %	0.23
Cetane Index	61
Gross Calory, cal/g	10870

4. 実験方法

本実験における機関運転条件の設定には回転数及び軸トルクを各々変更して行った。回転数は、無負荷で安定した運転が得られる最低限度である500 rpm から供試機関の定格回転数である1500 rpm までの間を4区分し、500, 750, 1000, 1250及び1500 rpm とした。軸トルクは、各回転数における最小値から機関の排気色の濃度で決まる最大値までの間を4段階に変更し、5種類とした。ただし最低回転

数及び最大軸トルクは予備実験によりあらかじめ求めた。

運転条件として、大気は標準状態に近い時期を選び、冷却水出口温度は70 °C となるように Fig. 1 に示す冷却水の重力タンク⑩と供試機関①の間に設置した流量調節弁⑤で行い、機関回転数及び軸トルクの調整はガバナハンドル及び動力計への給水量調節で行う。

次に示す各部の計測及び採取は機関の運転状態が安定するのを待って行う。

燃料消費量は電子上皿天びん⑤を用いて10 g の燃料油を消費するに要する時間を計測して求めた。吸入空気量を求めるため、槽壁ノズル⑨の上流側と下流側との差圧、大気圧力、気温及び湿度を計測した。冷却水の流量は面積流量計⑥を用い、機関出口、入口の各温度は熱電対温度計を用いて計測した。

機関出力及び軸トルクを求めるため、水動力計②と反射形光電式回転計③を用いて動力計荷重及び回転数を計測した。

その他、排気温度及び排気煙濃度の計測を行い、それと並行して、燃料噴射時期及び指圧線図の採取と排気ガス分析を行った。

燃料噴射時期及び指圧線図は噴射管内圧力及びシリンダ内ガス圧力とクランク角度を電磁オシログラフの紙送り速度40 cm/min と400 cm/s との2種類について採取した。

クランク角度の検出は次の3種類で、上・下両死点、回転スリット円板の360 P/R による1度間隔及び十分分法で図示平均有効圧力を求めるためにピストン行程を10等分し、更にその間を2等分した位置に相当するクランク角度である。

ピストン変位とクランク角度との関係は次式で表される。

$$x = r(1 - \cos\theta) + \lambda r \left(1 - \sqrt{1 - \frac{\sin^2\theta}{\lambda^2}} \right) \dots \dots \dots (1)$$

ただし、供試機関の場合には、 $\lambda = 4.0$

次に、排気ガスをガスクロマトグラフにより分析した。O₂とN₂の分離には2 mのカラムに充てん剤としてモレキュラシーブ5 A を用い、熱伝導度検出器により濃度を求めた。

実験順序は次の通りである。まず機関回転数を500 rpm とし、予備実験で求めた5種類の軸トルクにするため、動力計への給水量を調節して、各軸トルクによる各部の計測及び採取を行った。

次に回転数を順次750, 1000, 1250, 1500 rpm と増加し、各回転数において500 rpm の場合と同じ方法で各部の計測

及び採取を行った。

5. 実験結果

実験中の大気状態及び機関運転条件は次の通りである。
 気温19.5~26.5℃, 湿度50.0~62.0%, 気圧760.9~765.1 mmHg, 冷却水入口温度20.5~21.5℃, 出口温度67.5~71.5℃, 吸入空気温度19.5~28.5℃。

本実験で得られる各特性値を内燃機関の燃焼に大きな影響を及ぼす可燃性混合気の濃度を表す当量比 E との関係で表わす。この E は次式で示される。

$$E = \frac{A_0 B}{G_s} \dots\dots\dots (2)$$

ただし供試燃料油は軽油であり $A_0 = 14.22 \text{ kg/kg}$ とし, G_s は次式¹⁾で求めた。

$$G_s = 3600 \alpha \beta f \sqrt{2g \gamma_a (P_1 - P_2)} \dots\dots\dots (3)$$

$$\gamma_a = \gamma_N \frac{P_a - \phi P_2}{760} \cdot \frac{273}{273 + t_a} + \phi \gamma_w$$

$$\beta = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{P_1}{P_1 - P_2} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\kappa - 1} \right]}$$

各回転数及び船用特性 ($N_e \propto N^3$) における G_s と E との関係を Fig. 2 に示す。ただし船用特性の各回転数における E は Fig. 4 より後述の方法で求めた。

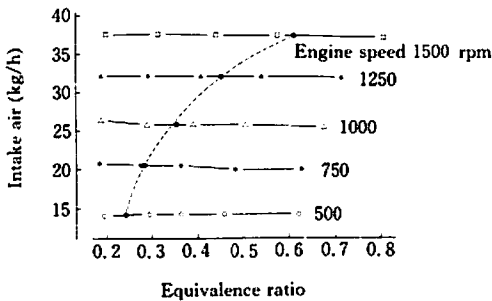


Fig. 2. Weight flow of intake air.
 ● : Calculated value to conform the propeller law

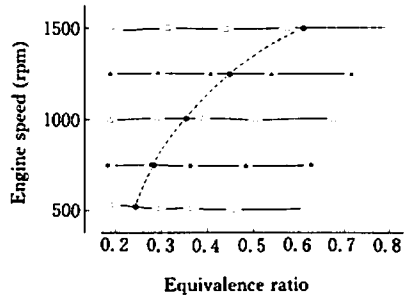


Fig. 3. Engine speed.
 The mark is the same as that shown in Fig. 2.

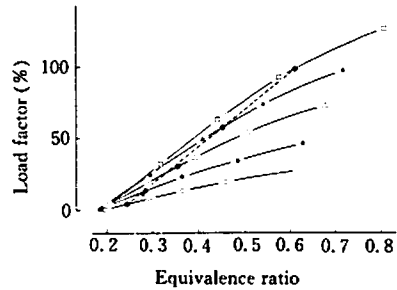


Fig. 4. Load factor.
 The mark is the same as that shown in Fig. 2.

次に供試機関の定格出力は7.5 PSであるから、負荷率 L は次式で示される。

$$L = \frac{N_e}{7.5} \times 100 = \frac{CWN}{7.5} \times 100 \dots\dots\dots (4)$$

ただし船用特性の場合 $L = N^3 / 1500^3$ である。

この式から各 N に対する L を求め、Fig. 4 を用いて各 N に対応する L より E を求めた。なお Fig. 2 以外の図においても●印及び破線は船用特性を示す。

機関回転数、負荷率及び燃料消費量を Fig. 3~5 に、また、燃料消費量と軸馬力より求めた燃料消費率を Fig. 6 に示す。計測した排気温度を Fig. 7 に、また次式で求めた排気損失及び冷却損失を各々 Fig. 8, 9 に示す。

$$\eta_x = \frac{Q_x}{H_u B} \times 100$$

$$Q_g = (G_f + B) c_{ps} (t_{s1} - t_{s2})$$

$$\eta_w = \frac{Q_w}{H_u B} \times 100$$

$$Q_w = G_w c_{pw} (t_{w2} - t_{w1})$$

ただし、 $H_u = 10870 \text{ kcal/kg}$ とする。

次に電磁オシログラフによる指圧線図より求めた図示平均有効圧力を Fig. 10に、また動力計で求めた軸馬力より次式を用いて正味平均有効圧力を算出し、これを Fig. 11 にしめす。

$$P_e = \frac{0.9 N_e}{V_h N}$$

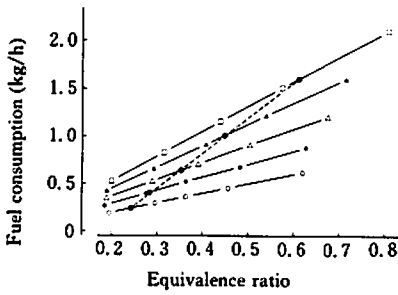


Fig. 5. Fuel consumption.
The mark is the same as that shown in Fig. 2.

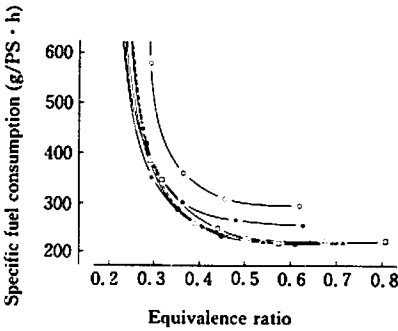


Fig. 6. Specific fuel consumption.
The mark is the same as that shown in Fig. 2.

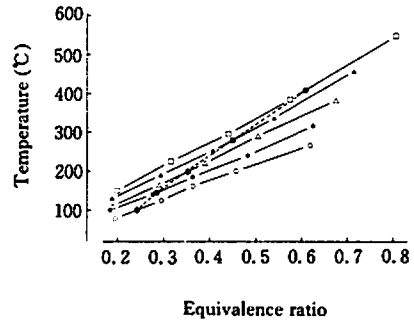


Fig. 7. Exhaust gas temperature.
The mark is the same as that shown in Fig. 2.

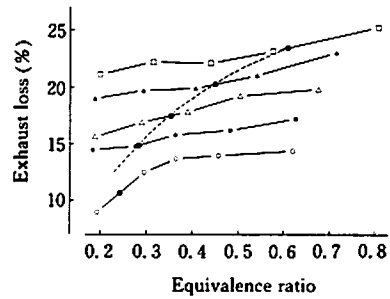


Fig. 8. Exhaust loss.
The mark is the same as that shown in Fig. 2.

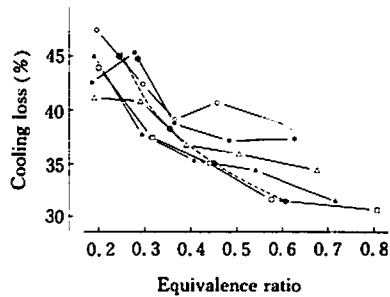


Fig. 9. Cooling loss.
The mark is the same as that shown in Fig. 2.

* 粟野誠一：内燃機関工学，山海堂，P39，図2・1

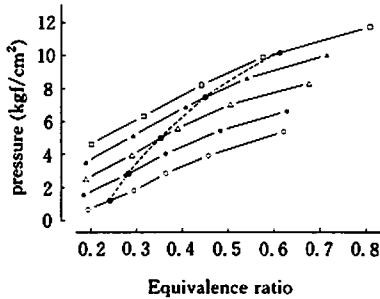


Fig. 10. Indicated mean effective pressure.
The mark is the same as that shown in Fig. 2.

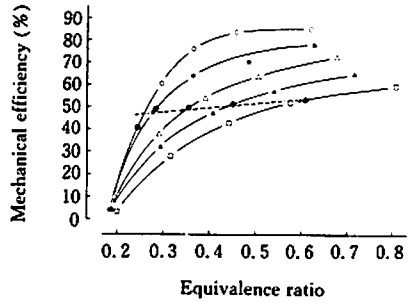


Fig. 12. Mechanical efficiency.
The mark is the same as that shown in Fig. 2.

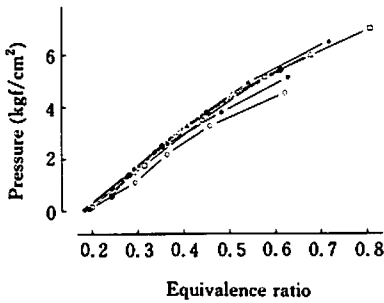


Fig. 11. Brake mean effective pressure.
The mark is the same as that shown in Fig. 2.

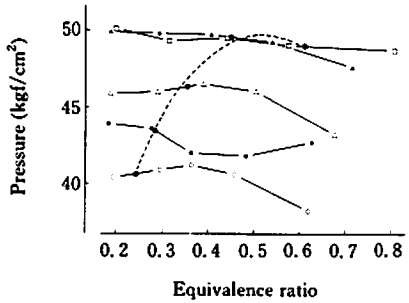


Fig. 13. Pressure of ignition time.
The mark is the same as that shown in Fig. 2.

この正味平均有効圧力と図示平均有効圧力より機械効率を求め Fig. 12に示す。

更に指圧線図と燃料噴射管内圧力から発火点圧力、最高圧力、最高圧力となるクランク角度、圧力上昇率、噴射始め角度、発火点角度及び発火遅れ角度を求め、Fig. 13～19に示す。

ただし発火点圧力及び角度は指圧線図の発火・燃焼により圧力上昇が急激になる点のガス圧力及びクランク角度とした。また最高圧力は紙送り速度40 cm/minとした指圧線図の50サイクルの平均である。圧力上昇率は紙送り速度400 cm/sの指圧線図に圧力上昇線を引き、その線と大気圧力線との角度より求めた。

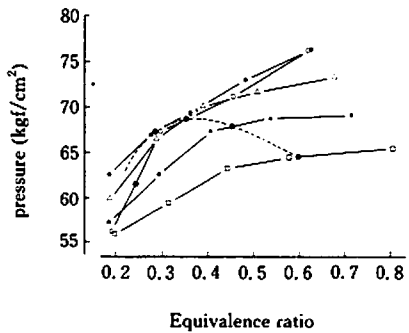


Fig. 14. Maximum pressure.
The mark is the same as that shown in Fig. 2.

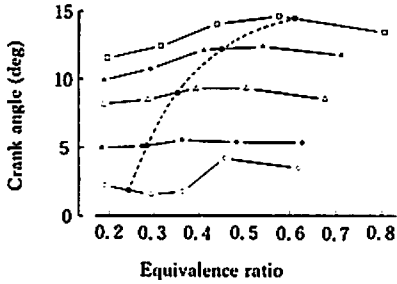


Fig. 15. Crank angle of maximum pressure time.
The mark is the same as that shown in Fig. 2.

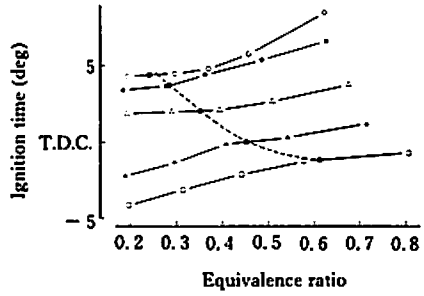


Fig. 18. Crank angle of ignition time.
The mark is the same as that shown in Fig. 2.

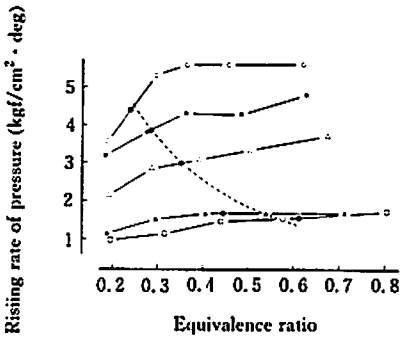


Fig. 16. Rising rate of pressure.
The mark is the same as that shown in Fig. 2.

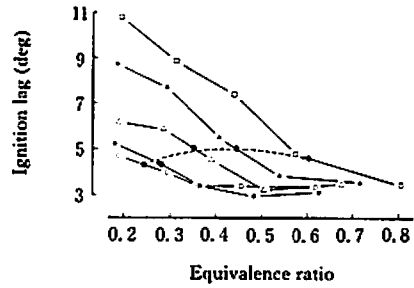


Fig. 19. Ignition lag (angle).
The mark is the same as that shown in Fig. 2.

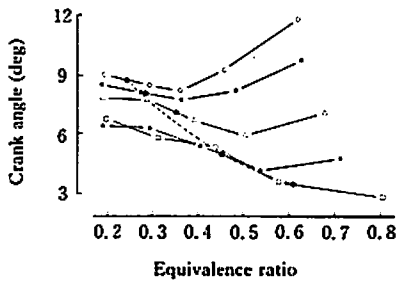


Fig. 17. Crank angle of fuel injection time.
The mark is the same as that shown in Fig. 2.

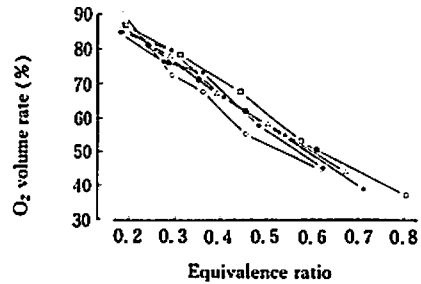


Fig. 20. O₂ volume ratio of exhaust gas to intake air.
The mark is the same as that shown in Fig. 2.

噴射始め角度は、燃料ポンプの吐出が始まると噴射管内の圧力は次第に上昇するが、噴射が始まると管内圧力は急激に下降するので、この圧力低下の始まる角度とした。

発火遅れ角度は噴射始め角度と発火点角度との差として求めた。

残留酸素濃度割合はガスクロマトグラフにより、排気管の途中から採取したガスを分析して窒素と酸素の割合を求め、それと大気中の窒素と酸素の割合との比で求めた。この結果を Fig. 20 に示す。またスモークメータにより排気煙濃度を求め、Fig. 21 に示す。

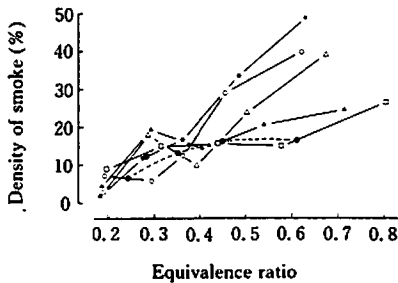


Fig. 21. Density of smoke in exhaust gas. The mark is the same as that shown in Fig. 2.

6. 結果の考察

6・1 運転状況

a) 当量比・機関回転数

当量比 E は (2) 式で示すように、燃焼に必要な理論空気量と実際の供給空気量との比であるから $E \propto B/G$ であり、 G は Fig. 2 に示すように、回転数 N によって決り E による変化は小さい。従って同一 N であれば $E \propto B$ となる。この事は Fig. 5 から明らかである。すなわち同一 N において機関出力を増大するために燃料噴射量を増せば E は直線的に大きくなる。

N は 500, 750, 1000, 1250 及び 1500 rpm となるように運転したが、各回転数及びその変化は Fig. 3 に示すように 500 rpm 以外では速度変化は小さく、1%以内である。

500 rpm で E が 0.2 の場合、すなわち無負荷で最低速運転ではガバナの働きにより平均回転数は一定であるが、降

時の N にはわずかな発火時期及び燃焼状態の変化が大きな影響を及ぼし、安定した運転が得られず、速度変化が大きい、計測時はその変動のため N が大きかったと思われる。

b) 吸入空気量・充てん効率

Fig. 2 に示す G は丸形ノズルを用いて計測した値である。充てん効率は η_c 、 V_h 、 N を用いて次式で表される。

$$\eta_c = \frac{G}{30\%V_h N} \dots\dots\dots(5)$$

(5)式より求めた η_c を Fig. 22 に示す。この図で示すように N を増すと η_c は減少する。また同一 N において E を増せばわずかに η_c は減少する。ただし 500 rpm で E が 0.2 の場合、 η_c が小さいのは Fig. 3 で示すように N が大きいためである。

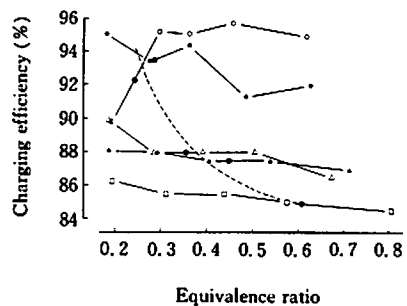


Fig. 22. Charging efficiency. The mark is the same as that shown in Fig. 2.

N を増すと η_c が減少するのは、(5)式から明らかなように G は増大し、吸気系及び排気系を通過するガス速度は大きくなり、一方、吸・排気弁の時間面積は減少し、吸・排気作用が十分行なわれないためである。また E を増せば燃焼ガス温度が上昇し、燃焼室壁温度も高くなり、さらに N の増大に伴い空気流動も盛んになるため熱伝達は促進され、空気温度の上昇により密度が減少するためである。

c) 燃料消費量

燃料消費量 B は Fig. 5 に示すように各 N とも E に比例して増加している。その増加割合は N が大きいほど増大している。しかし同一 E において N を増せば B も増加するが、その増加割合は N の方が大きい。

(5)式より $G_c \propto \eta_c N$ となり、また(2)式より $G_c \propto B/E$ と

なる。この両式より B は次式で表される。

$$B \propto \eta_c NE \dots\dots\dots(6)$$

(6)式より N を一定とすれば Fig. 22 に示すように η_c もほぼ一定であるから、 B は E に比例する。

次に N を増せば B も増加する。Fig. 5 より各 N における E と B との関係は次に示す一般式となる。

$$B = aE + b \dots\dots\dots(7)$$

ただし、 a, b は定数

各 N 及び船用特性とした場合の近似式は次の通りである。

500 rpm の場合	$B = E - 0.015$
750 rpm の場合	$B = 1.37E + 0.016$
1000 rpm の場合	$B = 1.76E + 0.015$
1250 rpm の場合	$B = 2.22E + 0.008$
1500 rpm の場合	$B = 2.58E + 0.012$
船用特性とした場合	$B = 3.7E - 0.671$

これらの式より (7) 式の a と N との関係は Fig. 23 となり、また次の近似式で表される。

$$a = 1.58 \times 10^{-3} N + 0.21 \dots\dots\dots(8)$$

次に Fig. 5 に示すように、同一 E において N を増せば B も増加するが N の増加割合のほうが大きい。これは(6)式において、同一 E で、 η_c が N によって変わらなければ B は N に比例するが、 η_c は Fig. 22 から明らかなように N を増せば減少するためである。

d) 負荷率

負荷率 L は Fig. 4 に示すように、各 N と E の小さい

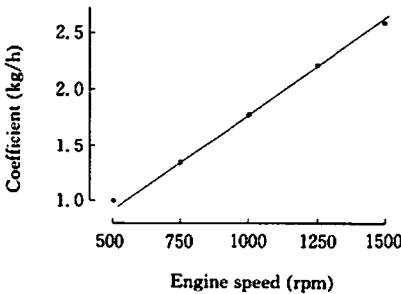


Fig. 23. Coefficient of increasing rate of fuel consumption.

ところでは $L=0$ であるが E を増せばほぼ直線的に増大し、更に増せば L の増加割合は次第に減少する。また N を増すと L の増加割合は増大する。

これは(4)式より $L \propto N_e = N_i \eta_m \propto P_i \eta_m N = P_e N$ となり、(6)式より $B \propto \eta_c NE$ であり、同一 N の場合 Fig. 22 より η_c もほぼ一定であるから $B \propto E$ となる。従って燃焼状態が変わらなければ $B \propto N_e \propto P_i$ となるはずである。しかし Fig. 10 に示すように E を増せば P_i の増加割合は減少している。すなわち E を増せば燃焼状態が悪化することを示している。

また P_e は Fig. 11 に示すように、 N に関係なくほぼ同一であり、 P_e の小さいところでは E の増加に伴いほぼ直線的に増大するが、更に E を増せば P_e の増加割合が小さくなるため、 L も E の小さいところではほぼ直線的に増大し、更に E を増せば L の増大割合は小さくなる。

次に回転数の影響は(7)式と(8)式より $B \propto EN$ となり、Fig. 5, 10 に示すように同一 E において、 N を増せば B 及び P_e とも大きくなる。しかし P_e は Fig. 11 に示すように N の影響は小さく、同一 E における各 N の P_e は大差ない。従って $L \propto P_e N$ であるから L は N に比例して増大する。

次に船用特性とした場合の各 N における L と E との関係は Fig. 4 の●印及び破線であり、次の近似式で表される。

$$L = 265.6E - 62.2$$

e) 機械効率

機械効率 η_m は Fig. 12 に示すように E を増せば増大し、更に E を増せば η_m の増大率は減少する。また N の影響は、 N の小さいほうが η_m は大きく、 E の小さいところでの η_m の増大率も大きい。 $\eta_m = P_e / P_i$ であり、摩擦平均有効圧力を P_r とすると $P_r = P_i - P_e$ であるから、次式となる。

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i} = \frac{P_e}{P_e + P_r} = 1 - \frac{P_r}{P_e + P_r} = 1 - \frac{P_r}{P_i} \dots\dots\dots(9)$$

Fig. 10, 11 の P_i 及び P_e から P_r を求め Fig. 24 に、またこの図より各 N における P_r の平均と N との関係を図. 25 にしめす。

Fig. 24, 25 より P_r は N の影響を大きく受けるが、 E にはほとんど無関係である。従って同一 N では、 P_r は一定であり、 P_i 及び P_e と E との関係は Fig. 10, 11 に示すように E の小さいところではほぼ直線的に増大するが、 E が大きくなると増大率は減少する。また無負荷 ($P_r = 0$) では $P_i = P_e$ となり $\eta_m = 0$ となる。そのため(9)式より明らか

なように E の小さいところでは双曲線となるが、 E を増すと η_m の増大率は減少する。

また Fig. 11 に示すように P_e は N の影響が非常に小さく、一方 P_e は Fig. 25 に示すように N の増加割合より大きいため (9) 式から明らかなように N を小さくするほうが η_m は大きくなる。

f) 燃料消費率

燃料消費率 b_e は次式で表される。

$$b_e = \frac{1000B}{N_e} \dots\dots\dots (10)$$

また η_i は与えた熱量に対し N_i となった熱量の比であるから

$$\eta_i = \frac{632N_i}{H_u B} \dots\dots\dots (11)$$

(10), (11) 式より

$$b_e = \frac{632000N_i}{H_u \eta_i N_e}$$

一方 $\eta_m = N_e/N_i$ であり、 H_u は一定であるから

$$b_e \propto \frac{1}{\eta_i \eta_m} \dots\dots\dots (12)$$

運転条件により η_i が変わらないとすれば b_e は η_m の逆数となる。この特性は Fig. 12, 6 に示されている。しかし N による影響は、 b_e が η_m の逆数とすれば Fig. 12 より N を小さくすると η_m は大きくなるので、 b_e は小さくなるはずであるが、Fig. 6 に示すように大きくなっている。これは N を小さくすれば η_i の減少割合が大きいとためと考えられる。すなわち N を小さくすれば摩擦損失は小さくなるが、線図係数の減少割合が大きいことを示している。

Fig. 6 で各 N とも E を小さくすれば b_e が無限大となるのは、Fig. 11 に示すように各 N とも E を小さくすれば P_e は 0 に近付き、(9) 式より η_m も 0 に近づくため (12) 式より b_e は急激に増大する。

また b_e は次式で表される。

$$b_e = \frac{632 \times 1000}{H_u \eta_e} \dots\dots\dots (13)$$

$$\eta_e = \frac{632N_e}{H_u B} \dots\dots\dots (14)$$

次に 1 回の噴射量を w とすれば (2), (5) 式及び毎時噴射回数は $30N$ であるから

$$w = \frac{V_h \gamma_0 \eta_e E}{A_0} \dots\dots\dots (15)$$

w による正味仕事を W_e とすれば $AW_e = wH_u \eta_e$ であり

$$P_e = \frac{W_e}{10000V_h} = \frac{wH_u \eta_e}{10000AV_h} \dots\dots\dots (16)$$

(15), (16) 式より

$$P_e = \frac{H_u \eta_e \gamma_0 \eta_e E}{10000AA_0} \dots\dots\dots (17)$$

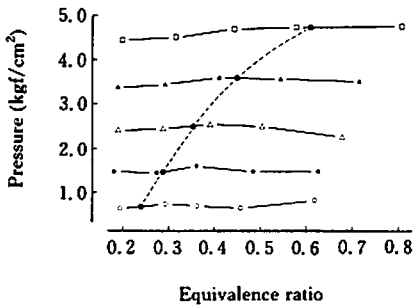


Fig. 24. Friction mean effective pressure. The mark is the same as that shown in Fig. 2.

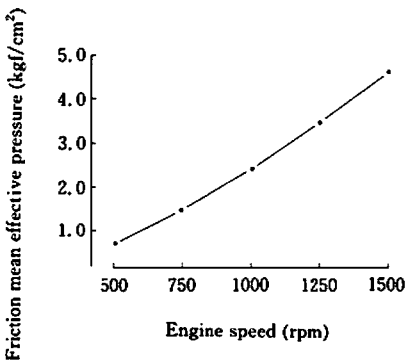


Fig. 25. Relationship of engine speed to friction mean effective pressure.

03. 07式より

$$b_e = \frac{63.2 \gamma_0 \eta_e E}{A A_0 P_e}$$

なお A, A₀ 及び γ₀ は定数であるから

$$b_e \propto \frac{\eta_e}{P_e} E \dots\dots\dots 08$$

Fig. 6 に示すように b_e は E の小さいところで急激に増加し、E の大きいところではほぼ一定となっている。

これは08式の E/P_e は Fig. 11 に示すように P_e ∝ E であるから、ほぼ一定であり、また η_e は Fig. 22 に示すように同一 N では変化が小さいため、b_e はほぼ一定となる。しかし更に E を増して E の最大値に近付くと P_e は E に比例して増加しないため、E/P_e は大きくなるが η_e は小さくなるので b_e の変化は小さい。E の小さいところで E を減少すれば、b_e が急激に増加するのは Fig. 24 で示すように P_e は E の影響が小さく、P_e ∝ E であるから P_e が小さくなるため、(9)式より明らかなように η_m は急激に減少し、b_e は η_m の逆数であるためである。すなわち摩擦馬力が機関出力にかかわらずほぼ一定なためである。

回転数の影響は08式と Fig. 11, 22 から P_e は N による影響が小さく、η_e は N を増せば小さくなるため、N を増せば b_e は小さくなる。しかし Fig. 22 に示すように 1000 rpm 以上となれば N による η_e の変化が小さいため b_e の変化も小さくなる。

g) 排気温度

機関へ供給した熱量 H_uB のうち排気に失う熱量の割合を ζ とすると、H_uBζ の熱量で吸入空気量 G_i を吸気温度 t_{e1} より排気温度 t_{e2} まで加熱したとすれば t_{e2} は近似的に次式で表される。

$$t_{e2} = \frac{H_u B \zeta}{G_i c_{pK}} + t_{e1} \dots\dots\dots 09$$

ただし c_{pK} は E を大きく、高温とすれば大きくなる。また E ∝ B/G_i であり、H_u 及び t_{e1} を一定とすれば09式は次式となる。

$$t_{e2} \propto \frac{\zeta}{c_{pK}} E$$

Fig. 7 に示すように t_{e2} は同一 N で、E を大きくすればほぼ直線的に増大している。これは ζ/c_{pK} が一定であることを示している。すなわち E を大きくすれば c_{pK} は大きく

なるが ζ も同じ割合で大きくなる。

次に N の影響は N を増すと t_{e2} は大きくなる。これは Fig. 5, 2 に示すように N を増せば B 及び G_i 共に増大するため E は変わらないが、ζ/c_{pK} が大きくなるためである。

N を増すと、燃焼速度は大きくなるが N に比例して増大しないため、相対的に燃焼期間の増加及び燃焼室壁への冷却損失の減少により ζ は大きくなる。この特性は Fig. 8, 9 に示す η_e 及び η_m から明らかである。一方 c_{pK} は N を増大しても E は変わらず、ガス温度の上昇により大きくなる。しかしその割合は ζ と比較してわずかである。

6・2 発火遅れ

発火遅れ θ_f は Fig. 19 に示すように E を増すと減少し、N を増すと増大する。しかし E の増加による θ_f の減少割合は N を増せば増大するため、E の大きいところでは N による θ_f の差は小さい。

θ_f は燃料噴射が始まって発火するまでの期間であるから Fig. 17, 18 に示す θ₀ と θ₁ との差となる。

θ₀ は Fig. 17 に示すように E を増すと次第に小さくなり、更に E を増すと逆に大きくなる。θ₀ の最小となる E は N の増大に伴い大きいほうに移行する。また N を増せば θ₀ は小さくなっている。

供試機関の噴射ポンプは有効行程を増すと、噴射始めが早くなる方式であり、またボッシュ噴射ポンプの特性から N を増せば噴射始めは早くなる。しかし噴射管内の圧力波の速度は N に関係なくほぼ一定であるため、圧力波がポンプから噴射弁まで達する時間は変わらない。従って N を増すとこの間の回転角は大きくなり、噴射始めは遅くなる。すなわち θ₀ は小さくなる。

この結果より同一 N において E を増せば Fig. 5 から明らかなように B は増大し、有効行程の始まりは早くなり、θ₀ は大きくなるはずであるが、B の増大のためポンプ吸入側圧力が下り、ポンプ吸入率低下のため、実際の有効行程の始まりは遅らされるように働く。

本実験の場合、計測及び操作の都合より燃料消費量計測用はかりの位置が低く（噴射ポンプからの高さ 50 cm）、また、はかりからポンプまでの油管が長く、更にポンプの吸入による脈動を緩和して計測を容易にするため、ポンプとはかりの間に空気室を設置した。このため一般の使用状態よりポンプ吸入側圧力は低い。

従って E を増すと供試機関のポンプ特性及びボッシュ

噴射ポンプの特性は θ_0 を大きく、一方、ポンプ吸入率低下は小さくするように作用する。この両作用が同時に働くため E の小さいところでは後者の影響が大きく、 θ_0 はわずかに小さくなる。しかし更に E を増すと前者の影響が大きくなり θ_0 は大きくなる。

次に N を増せば Fig. 5, 23 から明らかなように B が増加するため、ポンプ吸入率の低下が大きく、後者の影響は大きくなり、更に角速度の影響も加わる。この両影響のため θ_0 は小さくなり、また θ_0 の最小値は E の大きい方へ移行する。

本実験の場合、 N の増大に伴い、ポンプ吸入側圧力の低下は脈動緩和に用いたガラス製空気室内の油面低下からも明らかである。

Fig. 17 に示す 1500 rpm の場合、実験範囲内で E を増しても θ_0 は大きくなる。これはポンプ吸入側圧力低下及び角速度増加の影響が大きいためである。

次に θ_1 は Fig. 18 に示すように E を増せば大きくなり、 N を増せば小さくなる。

E を増せば θ_1 が大きくなるのは、 N の小さい場合は Fig. 17 に示すように、 θ_0 が大きいためであり、 N の大きい場合には θ_0 が小さいにもかかわらず θ_1 が大きくなるのは、Fig. 19 に示すように θ_1 の減少割合が大きいためである。

次に N を大きくすれば θ_1 が小さくなるのは、 θ_0 の小さい事に加えて、角速度の増加のためである。

以上の結果より Fig. 19 に示す特性は Fig. 7 に示すように E を増せば t_{22} が大きくなる。従って燃焼室壁温度も上昇し、発火遅れ時間 τ_f が短くなるため θ_1 は小さくなると考える。 N を増せば t_{22} は大きくなり、また燃焼室内の空気流動も盛んになるため τ_f は更に小さくなるが、角速度 ω ($\omega = 2\pi N/60$) は大きくなる。

$\theta_1 = \omega \tau_f$ であるから N を変更した場合、 ω と τ_f とのどちらの影響が大きいかによって、 θ_1 の増減は決まることになる。

Fig. 7 に示すように N の小さい場合は E を大きくしても t_{22} の増加割合は小さく、 N を増すと t_{22} の増加割合は大きくなる。

従って N の小さい場合は E を大きくしても、 t_{22} の増加が小さいので、 τ_f の減少も小さいため、 θ_1 の減少割合は小さい。 N の大きい場合は t_{22} が大きくなり、 τ_f の減少割合は大きい。しかし ω が N に比例して大きくなるので、 $\theta_1 = \omega \tau_f$ より E の小さいところでは θ_1 は大きく、 E を大きくすれば τ_f の減少割合が大きいため、 θ_1 の減少割合は

大きくなる。

Fig. 19 は発火遅れを角度で示したものであるが、これを時間に換算して示したのが Fig. 26 である。

この図より N を大きくすれば τ_f は小さくなる。ただし 750 rpm 以上では N の影響は小さい。

τ_f は燃焼室壁温度及び燃焼室内ガス流動、すなわち t_{22} 及び N の影響を受けると考えた。Fig. 26 より 500 rpm の場合は両影響を大きく受けたと考えられるが、750 rpm 以上の場合にはガス流動の影響より燃焼室温度上昇による影響の方が大きいと考えられる。

500 rpm から 750 rpm までの間は N を増せば、ガス流動が急激に盛んになり τ_f は減少するが、750 rpm ではガス流動は大きく、これ以上ガス流動を増しても τ_f の変化は小さくなるものと考ええる。

6・3 シリンダ内ガス圧力の変化

a) 発火点圧力

圧縮圧力 P_{c0} は理論的に次式で表される。

$$P_{c0} = \epsilon^n P_0 \dots\dots\dots (20)$$

$$\epsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c}$$

発火点の角度を T. D. C. より θ_1 とし発火時の間隙容積 V_c' を $V_c + \Delta V_c$ とすれば、(1)式より ΔV_c は近似的に次式で表される。

$$\Delta V_c = \frac{1}{2} \left[(1 - \cos \theta_1) + \frac{1}{4\lambda} (1 - \cos 2\theta_1) \right] V_h \dots\dots\dots (21)$$

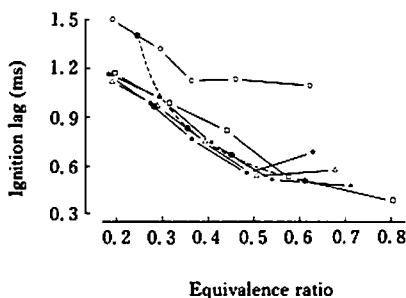


Fig. 26. Ignition lag (timing). The mark is the same as that shown in Fig. 2.

圧縮始めの容積は $V_h + V_c$ であり、発火点により変化しないので発火点における圧縮比を ϵ_1 とすると次式となる。

$$\epsilon_1 = \frac{V_h + V_c}{V_c'} = \epsilon \frac{V_c}{V_c + \Delta V_c} \dots\dots\dots (22)$$

$\Delta V_c \geq 0$ であるから $\epsilon_1 \leq \epsilon$ となり、発火点の圧力 P_c は次式となる。

$$P_c = \epsilon^m P_0 \dots\dots\dots (23)$$

m は断熱変化の場合 $m = \kappa$ 、圧縮行程の前半のように熱供給のある場合 $m > \kappa$ 、圧縮行程の後半のように熱損失のある場合 $m < \kappa$ である。

従って同一 N で噴射量を増せば燃焼室壁温度が上昇し、圧縮空気との温度差は小さくなり、熱損失が少なくなるため、 m は大きくなる。また N を増せば冷却時間も短くなり、更に熱損失の減少のため m は大きくなる。

P_c は Fig. 13 に示すように E を増せば、 N の小さい場合にはわずかに大きくなり、更に E を増すと小さくなる。 N の大きい場合には E の増大と共にわずかに小さくなる。また N を増すと P_c は大きくなるが、1250 rpm と 1500 rpm とではほとんど差がない。

N の小さい場合、 E を増せば前述の理由により m が大きくなるため、(23)式の P_c は大きくなる。更に E を増せば燃焼室の温度及び残留ガス温度が高く、圧縮始めの温度も上昇し、圧縮空気温度も高くなるため、 m の増加割合は小さくなる。また Fig. 18 に示すように θ_1 が大きくなるため、(21)式より ΔV_c は大きくなり、(22)式より ϵ_1 は小さくなる。従って(23)式より P_c は小さくなる。 N の大きい場合、 θ_1 は E の小さいところで大きく、 E を増すに伴い小さくなるため ϵ_1 は大きくなる。一方 m は圧縮空気温度上昇により小さくなる。従って E を増しても P_c の変化は小さい。

次に N の影響について考えると、(23)式では N によるガス漏洩の影響を考慮していないが、実際には N を大きくするとガス漏洩が少なくなり P_c は大きくなる。また N を大きくすると前述の理由（温度差及び冷却時間の影響）により m は大きくなる。しかし N を大きくすると吸入空気は絞られ P_0 が小さくなるため、 m の増大による影響が相殺されて、Fig. 13 に示すように 1250 rpm と 1500 rpm の各 P_c はほぼ同一となる。

b) 最高圧力

最高圧力 P_{max} は次式で表される。

$$P_{max} = \rho P_{co} \doteq \rho P_c \dots\dots\dots (24)$$

発火は Fig. 18 に示すように T. D. C. で起らないから P_c は P_{co} と等しくならないが、発火点は T. D. C. に近いため近似的に等しいと考えて大差ない。

P_{max} は Fig. 14 に示すように E を増せば大きくなり、 N を増せば小さくなる。

これは E を増せば ρ が大きくなり、 N を増せば ρ が小さくなるためである。すなわち Fig. 13, 14 から E を増せば P_c は減少し、 P_{max} は増加するが、 N を増せば P_c は増加し、 P_{max} は減少するので、(24)式より ρ の影響であることは明らかである。従って、 ρ は噴射量を増せば大きくなるが、回転数を上げれば小さくなる。

噴射量を増せば燃焼室及び圧縮空気の温度は高くなり、発火時の可燃性混合気量と発火点より P_{max} 点までの角度 θ' に形成される可燃性混合気との和が多くなり、 P_{max} 点までに燃焼による熱発生量が多くなるため ρ は大きくなると思える。

θ' は Fig. 15, 18 に示す θ_2 と θ_1 との差であり Fig. 27 に示す。この図より θ' は E を増せば大きくなる。従ってこの間に形成される可燃性混合気量も多くなる。

次に N を増せば燃焼及び圧縮空気の温度は上昇し、また Fig. 19 に示すように θ_1 は大きくなるが、 τ_1 は Fig. 26 に示すように 500 rpm 以外は大差ないため、発火点の混合気量の増加は少ない。また Fig. 27 に示すように θ' は N が大きい場合には大差ないから P_{max} 点までの熱発生量は多くなるが、その割合は小さい。一方 N を増すことにより Fig. 18, 15 に示すように発火、燃焼は遅れ、T. D. C. 過ぎの角度は大きくなり、膨張行程が進むため、熱発生量が多くなっても ρ は小さくなり P_{max} は小さくなる。逆に N

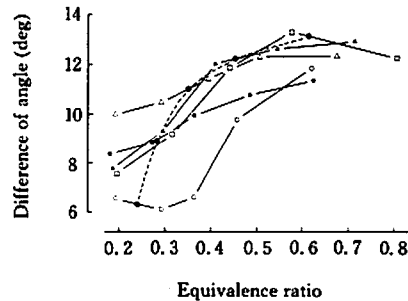


Fig. 27. Crank angle from ignition time to maximum pressure time. The mark is the same as that shown in Fig. 2.

を減少すると発火、燃焼は早く、圧縮行程中の燃焼割合が多くなるため P は大きくなり、 P_i は小さいが P_{max} は小さくならない。

c) 圧力上昇率

圧力上昇率はクランク回転角 $d\theta$ に対する圧力変化 dP の割合であり、 dP はピストンによるシリンダ内の圧縮空気圧力変化 dP' と燃焼による圧力変化 dP'' との和である。

$dP'/d\theta$ は発火点で変わる。すなわちT. D. C. 前では $dP'/d\theta > 0$ 、T. D. C. を過ぎれば $dP'/d\theta < 0$ 、T. D. C. に近づけば $dP'/d\theta$ の絶対値は減少し、T. D. C. では $dP'/d\theta = 0$ となる。

一方 $dP''/d\theta$ は $d\theta$ 間の供給熱量、すなわち熱発生率を増せば大きくなる。

従って $dP/d\theta$ は発火点が同一ならば発火時の可燃性混合気量が増せば大きくなる。この可燃性混合気量は発火遅れ期間中の燃料噴射量、噴射率、圧縮空気の温度・圧力等の影響を受ける。

Fig. 16に示すように $dP/d\theta$ は E を増すと大きくなり、 N を増すと小さくなる。

E を増せば燃焼室温度及び圧縮空気の温度も上昇し、Fig. 19に示すように θ_i は小さくなり、発火遅れ期間中の噴射量は減少するが、圧縮空気の温度上昇により油粒の受熱、気化が盛んになるため、可燃性混合気量は噴射量と蒸発率との変化割合によって決まる。すなわち噴射量と蒸発率との積となる。 E の小さいところでは蒸発率が小さいため、可燃性混合気量は少なく、 $dP''/d\theta$ は小さいが、 E を増し0.3位までは蒸発率の増加割合が大きく $dP''/d\theta$ は大きくなる。しかし E を更に増せば発火遅れ期間中の噴射量が減少するため、蒸発率の増大による影響が相殺されて $dP''/d\theta$ の変化は小さい。一方 $dP'/d\theta$ はFig. 18に示すように E を増せば発火点が進むため大きくなる。従って E の小さい所では E を増すと $dP'/d\theta$ と $dP''/d\theta$ の両方が大きくなるため $dP/d\theta$ の増加は大きい。更に E を増すと $dP''/d\theta$ の変化は小さく、 $dP/d\theta$ の増加は主に $dP'/d\theta$ の増加によるものと考えられる。

次に N を増せばFig. 19に示すように θ_i は大きくなり、この間の噴射量は多く、また圧縮空気の圧力・温度も高く、 r_i は500 rpm 以外では大差ないので、油粒の過熱時間は短く、蒸発時間は長くなり、発火時の可燃性混合気量は多くなるため $dP''/d\theta$ は大きくなるはずである。しかしFig. 18に示すように発火点は遅れ $dP''/d\theta$ は小さくなり、1500 rpm の場合には $dP''/d\theta < 0$ となる。従って $dP''/d\theta$ は増加しても $dP'/d\theta$ の減少割合が大きいため $dP/d\theta$ は小さ

くなる。すなわち爆発的燃焼期間の熱発生率は大きくなり $dP''/d\theta$ は増大するが、それ以上に発火点の遅れの影響による $dP''/d\theta$ の減少のほうが大きいためである。

500 rpm の場合には圧縮空気の圧力・温度が低いため過熱時間の割合が増し、蒸発時間の割合は減少するが、 r_i が大きいため発火時の可燃性混合気量は少ないとは限らない。

6・4 排気ガス

a) 排気煙濃度

煙発生の主原因として空気量不足の場合はもちろんであるが、空気量が十分であっても次に示す(A)及び(B)の場合²⁾が考えられる。

(A)空間的あるいは時間的に酸素不足の個所があると炭素粒を発生する。

(B)炭素粒の燃焼には炎温度の高いことが必要である。また炎温度を下げるような因子はすべて炭素粒を増す。

供試機関は予燃焼室式のため、圧縮行程中は主燃焼室圧力のほうが高く予燃焼室への流入空気の速度はT. D. C. 前10~20度で最大となる³⁾。発火、燃焼が始まると予燃焼室圧力は急激に上昇し、ガスは主燃焼室へ噴出し、主燃焼室でも燃焼が始まる。従って予燃焼室圧力は降下する。一方主燃焼室圧力は上昇するため、一時的に両燃焼室の圧力差は小さくなる。しかし主燃焼室はピストンによる膨張で圧力は下り、再び両室の圧力差は大きくなる。発火時にはほとんど臨界速度で主燃焼室へ噴出するがその後の噴出速度は両室の圧力差に比例する。すなわち N を増せば噴出速度は大きくなる。

排気煙濃度 S_m はFig. 21に示すように E を増せば大きくなる。また E の小さいところでは N の影響は小さく、 S_m は大差ないが、 E を増せば N の小さいほうが S_m の増加割合が大きい傾向を示している。

E を増せば S_m が大きくなるのは発火後の噴射量が多くなり、噴射油粒による炎の冷却作用が大きくなるため(B)の理由と、発火後の両燃焼室の圧力差が小さい時期に予燃焼室への噴射量が多くなるため(A)の理由による。

E の小さいところで N の影響は小さく、また S_m も小さいのは E の最小値では各 N とも無負荷の運転状態であり、発火後の噴射量が非常に少なく、(A)及び(B)の影響が小さいためである。

E を増すと S_m に対する N による影響が大きくなるのは N の増加によりピストン速度が増し、両燃焼室の圧力差が大きくなり、また燃焼室壁及びガス温度も高くなること

による。従って(A)及び(B)の影響は小さくなり、炭素粒発生の減少と、発生した炭素粒が膨張行程中に燃焼する割合が大きいためである。

Fig. 21より N が大きい場合には E を増しても S_m の増加はわずかであるが、排気色の変化は大きい。すなわち反射式スモークメータによる S_m 値と人間の視覚による目測値とは一致しない。

計測に用いたスモークメータは330 mlの排気試料をろ紙に通して、ろ紙表面の反射率を比較測定して汚染度%で示す方式である。従って排気流量や流速と無関係な煙濃度となるが、目視による場合には排気管出口近傍の炭素粒の量に関係するため、同一煙濃度の排気であっても流量を増せば排気色濃度は上昇する。このことから同一排気色の場合、 N の小さいときは S_m 値は大きく、 N の大きいときは小さい値を指示する。

b) 排気ガスの酸素濃度

排気ガス中の残留酸素濃度割合 D_e は吸入空気中の酸素量 G_1 と排気ガス中の残存酸素量 G_2 との比である。燃焼効率を一定とすれば酸素消費量は燃料噴射量に比例するから D_e は次式で表される。

$$D_e = \frac{G_2}{G_1} = \frac{G_1 - \alpha_1 B}{G_1}$$

(2)式より $B = G_2 E / A_0$ であり、 G_1 は G_2 に比例するから $B = \alpha_2 G_1 E / A_0$ となる。従って

$$D_e = 1 - \alpha_0 E \dots \dots \dots 25$$

ただし、 $\alpha_0 = \alpha_1 \alpha_2 / A_0$

$\alpha_1 \alpha_2$: 比例定数

(25)式より理論的には D_e は N に無関係であり、 E を増せば直線的に減少する。

本実験の場合、Fig. 20に示すように500 rpm 以外では(25)式による理論的な特性を示している。500 rpm の場合は低速回転で吸入空気量が少ないために、流量計測用ノズル前後の圧力差は小さく、計測誤差の影響が大きく、また吸入空気量計測装置の特性として流量が非常に少ない場合には誤差が大きくなると考えられる。

各 N における D_e の最小値では排気色の濃度及び安定した回転力の限度であり、これ以上 E を増すと急激に燃焼は悪化し、出力は低下する。すなわち安定した燃焼の得ら

れる限度である。従って Fig. 20からこの限度は N を増せば D_e は小さくなるがその変化は小さく、本実験の場合 37.5~45% である。

Fig. 21より N の小さい場合、 E を大きくすると急激に S_m は大きくなるが Fig. 20に示す D_e から酸素の絶対量不足ではなく、燃焼過程に生成された炭素粒が膨張行程中に酸素と出合ってもガス温度が低いため燃焼する割合が少ない、一方 N の大きい場合にはガス温度が高く、またガス流動も盛んなため膨張行程中に炭素粒の燃焼する割合が大きいため S_m は小さくなるを考える。

7. まとめ

供試機関の規準燃料として軽油を用い、標準大気に近い状態で運転し、機関回転数及び軸トルクを各々変更したときの機関の基本性能特性を得た。本実験の目的はこの特性を求めることであり、所期の目的は達せられた。

この基本性能から定速回転特性のみならず船用特性の性能も明らかとなった。その要点は次の通りである。

1. 回転数を下げると摩擦損失は小さくなるが発火、燃焼が悪く、圧力上昇率が大きく、機関の円滑な運転が得られないので500 rpm 以下としない方がよい。
2. 噴射ポンプ吸入側の圧力変化が噴射時期に大きく影響する。従って高粘度油使用等には特に注意を要する。
3. スモークメータによる排気煙濃度と排気ガスの色とは一致しない場合がある。同一排気ガス色の場合には回転数の大きいほうが排気煙濃度は低い値を示す。また排気ガス色は回転数に関係なく、排気ガス中の残留酸素濃度の減少に伴い濃くなる。

文献

- 1) 八田桂三・浅沼 強・松木正勝：内燃機関計測ハンドブック、初版、朝倉書店、東京、1978、P.250
- 2) 長尾不二夫：内燃機関講義上巻、15版、養賢堂、東京、1964、P.232
- 3) 長尾不二夫：内燃機関講義上巻、15版、養賢堂、東京、1964、P.293
- 4) 長尾不二夫：内燃機関講義上巻、15版、養賢堂、東京、1964、P.292