

小型ディーゼル機関の吸入空気量の減少が 機関性能に及ぼす影響について*

末次昂之・大八木 敏博・吉原計一
森下晋一・金岡 浩

Effect of the Decreased Volume of Intake Air on Performance
Characteristics of Small-sized Diesel Engine

By

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

The present experiment clarified the performance characteristics of the small-sized diesel engine with four-stroke-cycle which was decreased the volume of intake air. Volume of intake air is said to be one of elements which have influence on the performance characteristics of an engine, and vary with the developed powers, a stain of intake pipe line and a drop of atmospheric pressure etc. So, in the present experiment, six points were selected out of the load factors shown by the developed powers of propeller law of the used engine, and, as for each load factors, four different volumes of intake air were examined through the valve attached to the intake pipe on the condition that the range of the valve opening was between the full wide and the minimum aperture observed by the density of smoke in exhaust gas. The performance characteristics of the engine in this paper was compared with those of the engine supplied with gas oil under the standard condition of atmosphere in the previous paper. When the volume of intake air was decreased, the firing and burning of fuel oil were out of condition. In consequence, the consumptive rate of fuel oil increased, the maximum pressure of the cylinder lowered, the temperature of the exhaust gas rised, and a shade of the smoke got darker.

1. まえがき

小型ディーゼル機関は用途が広く、各用途によって使用特性も異なる。また使用地域も広く、運転環境が広範囲なため機関性能も変化する。この性能に影響を及ぼす因子は多いため前報¹⁾では一連の実験の基準となる機関の基本性

能特性を、規準燃料として軽油を用い、標準大気状態における実験より求めて報告した。

本報では機関性能に大きく影響する因子の一つである吸入空気量に着目する。即ち通常ディーゼル機関の出力調節は吸入空気量を変えないで燃料噴射量を変え、当量比を変えて行う。ただし過給を行ったり、あるいは自動車用

* 水産大学校研究業績集 第1174号, 1988年7月12日受理。

Contribution from Shimonoseki University of Fisheries, No. 1174. Received July 12, 1988.

* 小型ディーゼル機関の性能特性—II

ディーゼル機関のように吸気管に絞り弁を設けて、燃料の自動調節を行う場合には、吸入空気量も変化する。また吸入フィルターの汚損、吸・排気弁の調整不良及び高地での気圧低下等により吸入空気量は減少する。

そこで吸入空気量の減少が機関性能に及ぼす影響を求めため、吸気管に絞り弁を設けて船用特性における出力を6区分し、各出力において吸入空気量を4段階に変更した。

運転条件は吸入空気量の変更以外、基本性能を求めた場合と同一となるように各部の調節を行った。その結果、吸入空気量の減少が機関性能に及ぼす影響が明らかになった。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 : 毎回の噴射量	mgf/cycle
b_e : 燃料消費率	gf/(PS · h)
c_{pv} : 排気ガスの等圧比熱	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/(cm ² · deg)
E : 当量比	
G_s : 吸入空気量	kgf/h
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_a : 大気圧力	mmHg
P_h : 絞り弁後の圧力	mmHg
P_o : 吸気圧力	kgf/cm ²
P_c : 発火点圧力	kgf/cm ²
P_E : 排気ガス圧力	mmHg
$P_e \cdot P_i$: 正味・図示平均有効圧力	kgf/cm ²
P_{max} : 最高圧力	kgf/cm ²
P_f : 摩擦平均有効圧力	kgf/cm ²
t : 絞り弁後の温度	°C
$t_{s1} \cdot t_{s2}$: 吸気・排気ガス温度	°C
V_h : 行程容積	m ³
γ_0 : 標準状態における湿り空気の比重量	kgf/m ³
ϵ : 圧縮比	

ζ : 排気に含まれる熱量の割合

η_c : 充てん効率 %

η_k : 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_1 : 発火遅れ角度 deg

θ_i : 最高圧力点角度 deg

λ : 接合棒とクランク半径の寸法比

τ_i : 発火遅れ時間 s

3. 実験装置及び燃料油

実験装置の概要を Fig. 1 に示す。この図は前報¹⁾の装置に吸入空気絞り弁(仕切り弁 5K-1 $\frac{1}{2}$) ㊸と排気ガス圧力計測装置(U字管マノメータ) ㊹を追加したものである。この図の供試機関(ST 95 L)及び計測装置の仕様は前報¹⁾と同一であり、燃料油の性状は Table 1 に示す通りである。

Table 1. Properties of Feul 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は船用特性としての負荷率が5, 25, 50, 75, 100及び110%に対応する各々の機関回転数及び軸トルクにおいて吸入空気量を変更して行った。

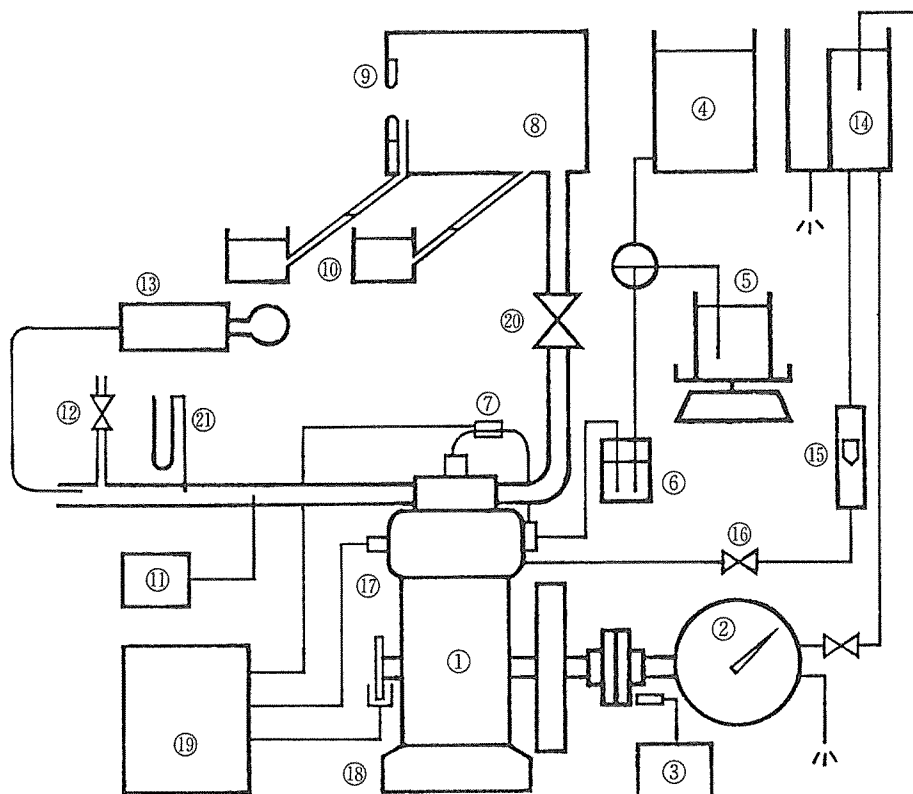


Fig. 1. Schematic diagram of experimental apparatus.

- | | |
|-------------------------------------|--------------------------------|
| ① Diesel engine | ⑫ Exhaust gas sampling tube |
| ② Water brake dynamometer | ⑬ Smoke meter |
| ③ Tachometer | ⑭ Water tank |
| ④ Fuel oil tank | ⑮ Flow meter of cooling water |
| ⑤ Scale of fuel oil consumption | ⑯ Flow regulator valve |
| ⑥ Air vessel | ⑰ Pressure transducer |
| ⑦ Detector of fuel injection timing | ⑱ Pickup of crank angle |
| ⑧ Surge tank | ⑲ Electromagnetic oscillograph |
| ⑨ Nozzle | ⑳ Slide valve of intake air |
| ⑩ Nozzle tube manometer | ㉑ U-tube manometer |
| ⑪ Thermometer of exhaust gas | |

機関回転数及び軸トルクの調節はガバナハンドル及び動力計への給水量で行う。吸入空気量の変更は各負荷とも Fig. 1 の㉑で示す絞り弁の開度を全開から機関の排気色の濃度及び機関運転状態で決まる最小開度までの間を開弁面積で3段階に変更し、4種類とした。ただしこの4種類の開度は予備実験によりあらかじめ求めた。

その他機関各部の調整、計測及び採取方法は前報¹⁾と同

じである。

実験順序は次の通りである。まず吸入空気絞り弁を全開とし、負荷率5%に対応する機関回転数及び動力計荷重に設定し、各部の計測及び採取を行った。続いて予備実験で求めた絞り弁の各開度において同様な計測及び採取を行った。

次に負荷率を順次25, 50, 75, 100及び110%と増加し、

各々に対応する機関回転数及び動力計荷重に設定し、負荷率 5 % 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

実験中の大気及び機関運転状態は次の通りである。

気温25.0~26.0℃, 気圧760~761.3 mmHg, 湿度50.0~52.0%, 冷却水入口温度21.3℃, 冷却水出口温度69.2~70.8℃, 吸入空気温度(サージタンク内)26.0~28.3℃, 負荷率及び ν (機関回転数)5.0~5.1%(551~557 rpm), 24.6~25.1(943~951), 50.2~50.7(1192~1196), 75.2~76.0(1362~1369), 99.9~100.3(1499~1504), 109.7~111.1(1547~1555)。

本実験で得られる各特性を前報¹⁾と同様に、当比量 E との関係で表す。この E は次式で示される。

$$E = \frac{A_0 B}{G_s} \dots\dots\dots(1)$$

ただし供試燃料油は軽油であり $A_0 = 14.22 \text{ kgf/kgf}$ とし、 G_s は前報¹⁾と同様な方法で求めた。

各 L における G_s と E との関係を Fig. 2 に示す。

次に燃料消費量, 排気温度, 排気ガス圧力, 図示平均有効圧力及び最高圧力を Fig. 3~7 に, また燃料消費量と軸馬力より求めた燃料消費率を Fig. 8 に示す。ただし Fig. 7 の最高圧力は50サイクルの平均値である。

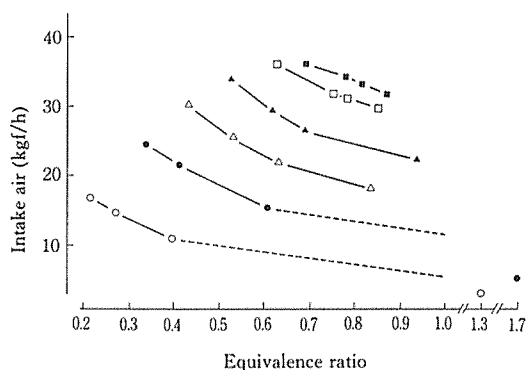


Fig. 2. Volume of intake air.
 ■: Load factor of 110% shown by the propeller law.
 □: Load factor of 100% shown by the propeller law.
 ▲: Load factor of 75% shown by the propeller law.
 △: Load factor of 50% shown by the propeller law.
 ●: Load factor of 25% shown by the propeller law.
 ○: Load factor of 5% shown by the propeller law.

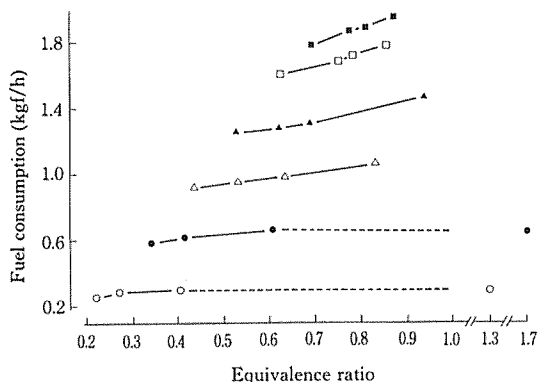


Fig. 3. Fuel consumption.
 The mark is the same as that shown in Fig. 2.

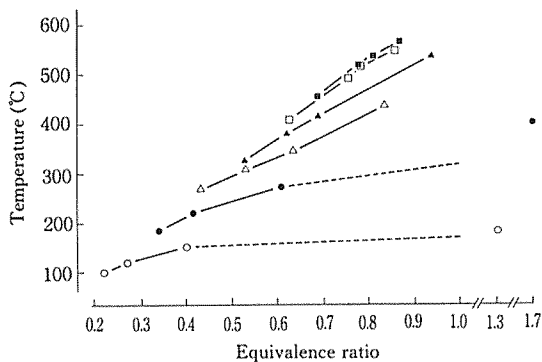


Fig. 4. Exhaust gas temperature.
 The mark is the same as that shown in Fig. 2.

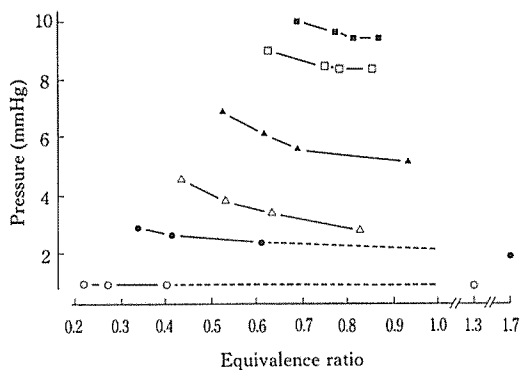


Fig. 5. Pressure of exhaust gas.
 The mark is the same as that shown in Fig. 2.

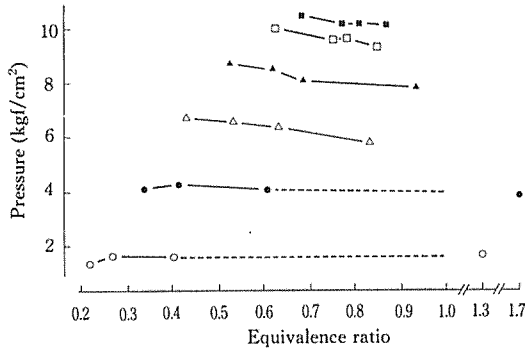


Fig. 6. Indicated mean effective pressure.
The mark is the same as that shown in Fig. 2.

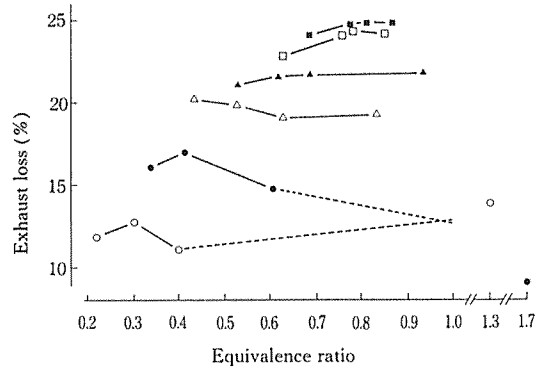


Fig. 9. Exhaust loss.
The mark is the same as that shown in Fig. 2.

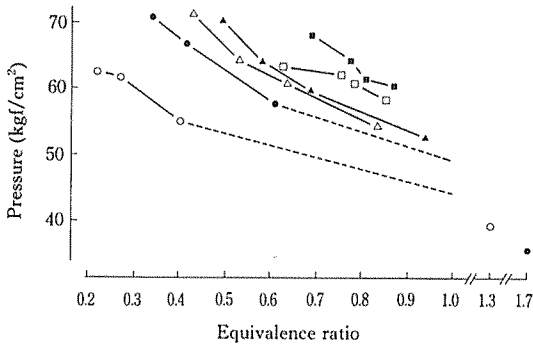


Fig. 7. Maximum pressure.
The mark is the same as that shown in Fig. 2.

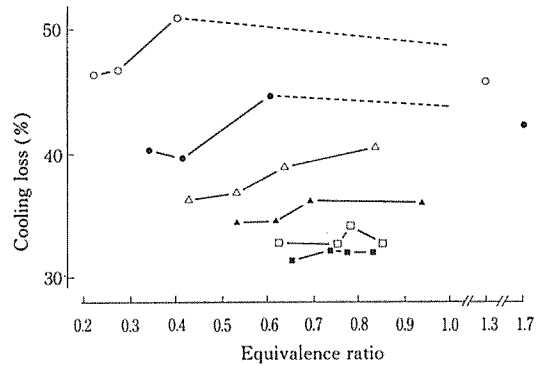


Fig. 10. Cooling loss.
The mark is the same as that shown in Fig. 2.

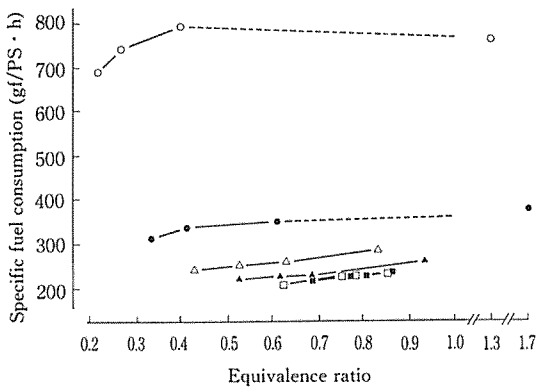


Fig. 8. Specific fuel consumption.
The mark is the same as that shown in Fig. 2.

排気損失及び冷却損失は前報¹⁾と同様な方法で求め、各々を Fig. 9 及び Fig. 10 に示す。

電磁オシログラフにより求めた噴射始め角度、発火点角度、発火点圧力、最高圧力点角度及び圧力上昇率を Fig. 11~15 に示す。

前報¹⁾と同じ方法で求めた残留酸素濃度割合を Fig. 16 に、また排気煙濃度を Fig. 17 に示す。

6. 結果の考察

本実験の運転条件は船用特性に従って出力を変更し、その出力において吸入空気量 G_s を変更して行った。

以後の考察は主として負荷率 L の影響と各 L における

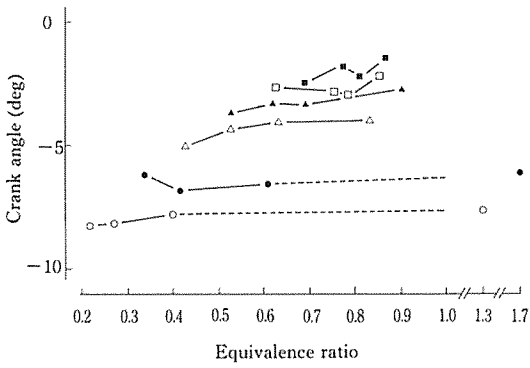


Fig. 11. Crank angle of fuel injection time.
The mark is the same as that shown in Fig. 2.

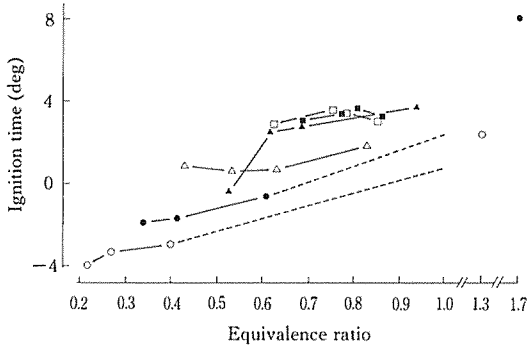


Fig. 12. Crank angle of ignition time.
The mark is the same as that shown in Fig. 2.

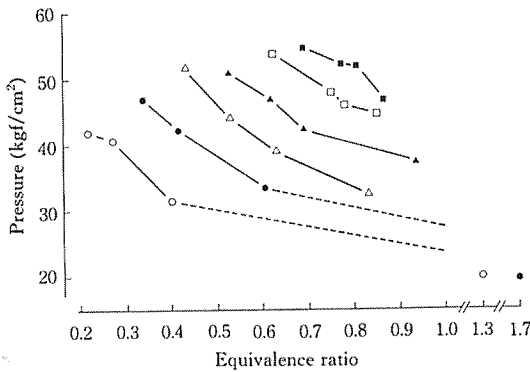


Fig. 13. Pressure of ignition time.
The mark is the same as that shown in Fig. 2.

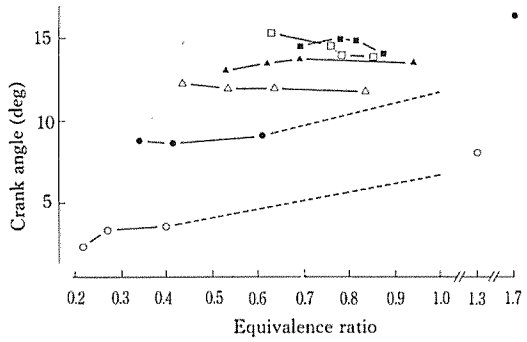


Fig. 14. Crank angle of maximum pressure time.
The mark is the same as that shown in Fig. 2.

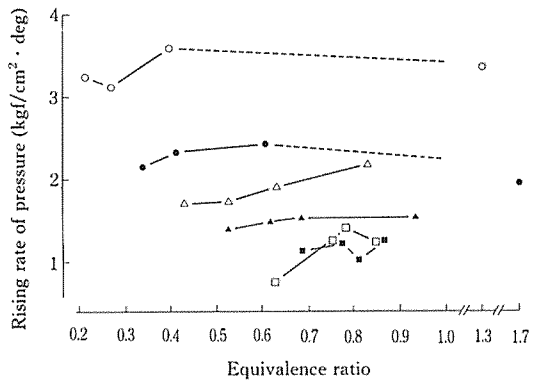


Fig. 15. Rising rate of pressure.
The mark is the same as that shown in Fig. 2.

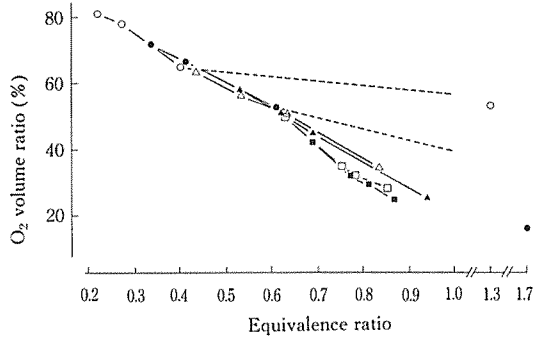


Fig. 16. O₂ volume ratio of exhaust gas to intake air.
The mark is the same as that shown in Fig. 2.

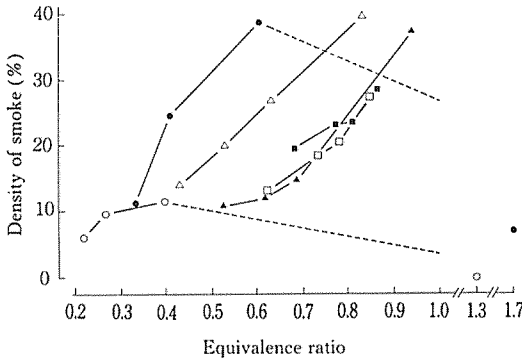


Fig. 17. Density of smoke in exhaust gas.
The mark is the same as that shown in Fig. 2.

当比量 E の影響について行う。

この L の影響は Fig. 1 の絞り弁 \otimes を全開した状態での L を変更した場合であり、 E の影響は絞り弁の開度を変えて G_s を変更した場合である。

この結果 L が 5% 及び 25% で絞り弁の開度を最小とした場合、(1)式より E は 1.3 及び 1.7 となる。ただしこの場合 G_s が非常に小さいため空気計測用ノズル前後の圧力差が小さくなり、計測誤差の影響が大きく、また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。即ち G_s は実際値より小さく求められるため、 E は大きく表示されていると考える。

また $E \geq 1$ では更に E を増しても燃焼質量割合は変わらないので、この範囲の結果及び特性は理論的にも価値は低いものとする。従って以後図の E の値は 1.0 までとし、 L が 5% では 0.4 及び 25% では 0.6 以上の値を破線で示す。

6.1 運転状況

a) 負荷率・機関回転数 本実験の場合、負荷率 L と機関回転数 N との関係は $L = 100N^3/1500^3$ であるから、 L を 5, 25, 50, 75, 100 及び 110% とすると N は 553, 945, 1191, 1363, 1500 及び 1548 rpm となるが、5. 実験結果で示すように、この目標回転数に近似しており、また G_s を変更した場合も N の変化は小さい。これは供試機関がガバナハンドルで N を調節する方式のためである。

さらに各 L における動力荷重 W も適性値であり、その変動が小さいのは動力計への給水量及び N をほぼ一定に保持することができるためである。また N の変化も小さく、 $L \propto WN$ であるから L の変化も小さい。

次に本実験の結果、 E と L との関係は前報¹⁾で求めた次式と非常に近似している。

$$L = 265.6E - 62.2 \dots\dots\dots(2)$$

従って L を増せば E も N も大きくなる。ただし次式より明らかなように N の増加は小さい。

$$N = \sqrt[3]{\frac{1500^3 L}{100}} \dots\dots\dots(3)$$

b) 吸入空気量・充填効率 吸入空気量 G_s は Fig. 2 に示すように L を増せば大きくなり、各 L において E を増せば減少している。

供試機関のように 4 サイクルで、弁重合の小さい場合、 G_s は次式²⁾で表される。

$$G_s = 24.6(1.09 - 0.09E) \frac{P_b}{(510 + t)} \frac{\epsilon}{(\epsilon - 1)} \times \left[1 - 3.60 \left(\frac{P_E}{P_b} \frac{1}{\epsilon} \right) \right] \sum V_h N \dots\dots\dots(4)$$

ただし P_b , t は絞り弁後の圧力、温度、 P_E は排気ガス圧力、 ϵ は圧縮比、 V_h は行程容積である。

絞り弁全開時には $P_b = P_b$, $t = t_{e1}$ であるが、弁開度を減少すれば絞り作用で $P_b < P_b$ となりジュール・トムソン効果により $t < t_{e1}$ となる。また空気の場合圧力低下に対する温度低下の割合(ジュール・トムソン係数)は 0.23 ($^{\circ}\text{C}/\text{kg}/\text{cm}^2$)³⁾ である。

L を増せば(2), (3)式及び Fig. 5 より E , N 及び P_E が増大し、 P_b 及び t の変化は小さいので、(4)式の E 及び P_E が増大し、 G_s を減少させるように働くが、 N の影響の方がはるかに大きいので G_s は増大する。

一方 E を増大させるために N 一定で絞り弁の開度を減少させれば吸入空気量の自由膨張により P_b は低下し、ジュール・トムソン効果により t はわずかに低下する。また P_E は Fig. 5 に示すようにわずかに減少する。従って(4)式より E を増せば P_b の減少割合が大きく G_s は減少する。

次に各 L において E が G_s に与える影響を考えると、(1)式より $E \propto B/G_s$ であり、運転条件の変更は G_s を調節して行ったので G_s のみが増え、 B が変わらないものとするれば $E \propto 1/G_s$ となる。Fig. 2 はこの傾向を示している。

しかし G_s の減少で燃焼状態が変化し、同一 N を維持するには B が変動すると考えられる。そこで各 L における G_s と B との関係を探るため、Fig. 18 に示す。

この図より明らかなように同一 L 及び N において G_s を減少すれば B は増大し、 L が大きいほどこの傾向は増大し、更に L が 50% 以上では G_s の減少により B の増加割合は大きくなる。

従って G_s を減少すれば B は増大するため E の増加割合は B を一定とした場合より大きくなる。即ち Fig. 2 の曲線は B を一定とした場合よりも E の増加に対して、 G_s の減少割合が小さい値を示していることになる。この傾向は L が大きいほど顕著となる。

更に E を増せば、Fig. 4 に示すように排気ガス温度 t_{e2} の上昇により残留ガス温度及び燃焼室壁温度上昇のため、吸入空気のシリンダ内での加熱による膨張の影響が大きくなり G_s は減少する。

次に G_s と N より次式を用いて充填効率 η_c を求め、これを Fig. 19 に示す。

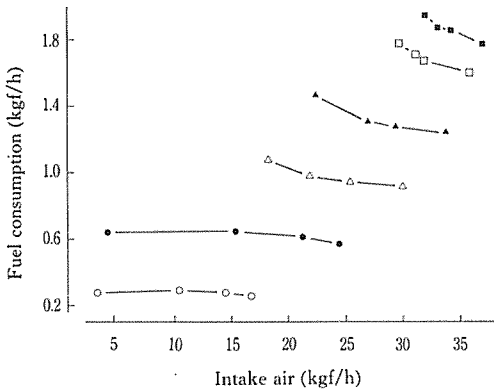


Fig. 18. Relationship of intake air to fuel consumption. The mark is the same as that shown in Fig. 2.

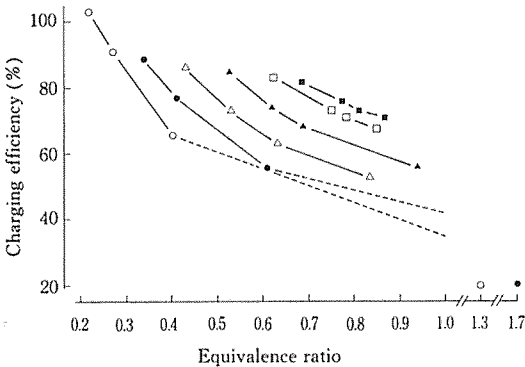


Fig. 19. Charging efficiency. The mark is the same as that shown in Fig. 2.

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

ただし γ_0 は標準状態における空気の比重量である。
この図で示すように η_c は L を増せば減少し、 E を増しても減少している。

これは L を増すと(3)式より N が増大し、吸・排気弁の時間面積が減少することと Fig. 4 より t_{e2} の上昇により前述の理由で吸入空気が加熱されることの両作用で、吸入空気の密度が減少するためと考える。

次に各 L において E を増せば η_c が減少するのは(5)式の γ_0 、 V_h は一定であり同一 L において E を増しても N の変化は小さいので分母はほぼ一定であるから $\eta_c \propto G_s$ となる。

従って η_c は Fig. 2 に示す G_s と同様な傾向となるので、 G_s の場合と同じ理由で E を増せば η_c は減少する。

即ち E を増すための吸入空気の絞り作用及び排気ガス温度上昇による吸入空気の加熱作用が増大するためである。

c) 燃料消費量 燃料消費量 B は Fig. 3 に示すように L が大きいほど、また E を増すほど大きくなる。

L を増すと B が増大するのは(2)、(1)式より $L \propto E$ 及び $B \propto G_s E$ となり、 L が大きくなれば E が大きくなると共に Fig. 2 に示すように G_s も大きくなるからである。

また B は毎回の噴射量 b と噴射回数 N の積であるから、 $b = B \times 10^6 / (30N)$ より絞り弁全開時の L と B との関係の求めると、次の近似式で表される。

$$b = 0.21L + 15 \dots\dots\dots(6)$$

従って L を増せば N 及び b が大きくなるため B は増大する。

次に同一 L において E を増すと B が増大するのは本実験のように G_s を減少して E を増大する場合、Fig. 18 で示すように G_s の減少により B は増大するためである。これは G_s の減少により圧縮圧力、温度の低下に伴い発火が遅れ、燃焼も不完全になるためであり、Fig. 12, 9, 10 に示す θ_1 、 η_{e1} 、 η_w からも推察できる。

L の小さい場合は N が小さく、 b も小さいため E が発火、燃焼に及ぼす影響は小さい。しかし L を増せばこの影響は増大し、 B の増加割合は大きくなる。これは Fig. 18, 4 に示す B 及び t_{e2} からも明らかである。

d) 図示平均有効圧力 図示平均有効圧力 P_i は Fig. 6 に示すように L を増せば大きくなり、各 L において E を増せば減少している。この傾向は L を増すほど顕著である。

供試機関（4サイクル）の場合 P_i は次式で表される。

$$P_i = \frac{0.9N_i}{V_h N}, \quad N_i = \frac{BH_u \eta_i}{632} \dots\dots\dots(7)$$

ただし N_i は図示馬力, H_u は燃料油の低発熱量, η_i は図示熱効率である。

また $N_i = N_e / \eta_m$ であり, 機械効率 η_m は次式で表される。

$$\left. \begin{aligned} \eta_m &= \frac{N_e}{N_i} = \frac{P_e}{P_i} = \frac{P_e}{P_e + P_r} = 1 - \frac{P_r}{P_i} \\ P_e &= \frac{0.9N_e}{V_h N} = \frac{6.75L}{100V_h N} \\ P_r &= P_i - P_e \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(8)$$

ただし N_e は軸馬力, P_e, P_r は正味, 摩擦平均有効圧力である。

(7)式を用いて η_i を求め Fig. 20 に示し, (8)式を用いて P_e と P_i から η_m を求め Fig. 21 に示す。

L を増すと, P_i が大きくなるのは(8)式で示すように $L \propto P_e$ であり, $P_i = P_e / \eta_m$ であるから $P_i \propto L / \eta_m$ となり, η_m は Fig. 21 で示すように L が5% 以外はほぼ同一であるから P_i は L に比例するためほぼ直線的に増大する。

次に各 L において E を増せば P_i が減少するのは Fig. 21 に示すように L が5% の場合を除いて同一 L において E を増せば η_m が大きくなり, (8)式より $P_e \propto L$ であり, L の変化が小さく, L / η_m が減少するためである。 L が大きいほどこの傾向が著しいのは(7)式より $P_i \propto B \eta_i / N$ となり, N はほぼ一定であり B は Fig. 3 に示すように E を増せば大きくなるにもかかわらず P_i は減少していることから, 発火, 燃焼が急激に悪化するためと考える。これは Fig. 20, 9 及び10に示す η_i, η_e 及び η_w から推察できる。

次に η_m について考察すると, 各 L における L 及び N の変化は $6 \cdot 1 \cdot a$) で述べたように小さいため P_e の変化も小さい。従って(8)式より P_r は P_i と P_e との差であり, P_e はほぼ一定であるから, P_i と同様な特性を示すことになる。即ち P_r は E を増せばほぼ直線的に減少する。これは Fig. 7 に示すように各 L とも E を増せば P_{max} が低下するためと考える。

前報¹⁾の定速回転特性では P_r は E とほとんど無関係であり, P_i は E を増すと増大するため η_m は上に凸の増大曲線となる。しかし本実験では E の増大に伴い P_i, P_r

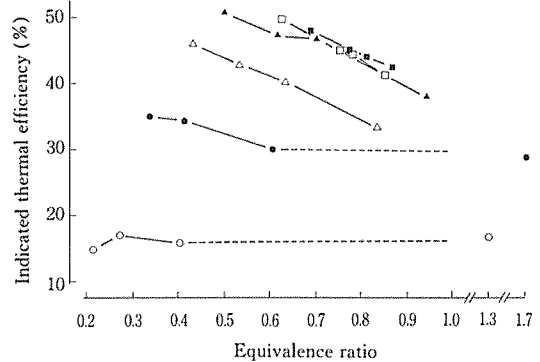


Fig. 20. Indicated thermal efficiency. The mark is the same as that shown in Fig. 2.

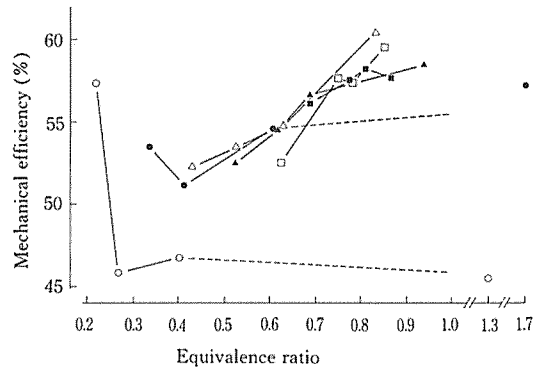


Fig. 21. Mechanical efficiency. The mark is the same as that shown in Fig. 2.

ともに減少するが, P_e の変化が小さいため Fig. 21 に示すように η_m は直線的に増大する。

ただし L が5% 及び25% で E が最小の場合, η_m が大きいのは P_i が小さいためである。 P_i の小さい理由は Fig. 3, 18, 4 に示す B 及び t_{22} から判断して, 低負荷の場合には負荷変動率が大きく, 指圧線図採取時の負荷が小さい時であったためと思われる。また P_i の絶対値が小さいのでわずかな P_i の変化及び計測誤差も η_m に及ぼす影響は大きくなる。

さらに L が5% の場合, η_m は小さく E を増しても η_m の変化は小さい。

η_m が小さいのは(8)式より $\eta_m = P_e / (P_e + P_r), P_e \propto$

L/N であり L を小さくすれば P_e は小さくなるが P_r の減少割合が小さいためである。即ち(3)式より $L \propto N^3$ であるから L を小さくしても N の減少割合は小さく、 P_r の減少割合も小さいことを示している。

次に E を増しても η_m の変化が小さいのは Fig. 6 に示すように P_i がほぼ一定であり、また L 及び N の変化が小さいので P_e も変化が小さいためである。

e) 燃料消費率 燃料消費率 b_e は(9)式で表され、この式と(7)、(8)式より(10)式となる。

$$b_e = \frac{1000B}{N_e} \dots\dots\dots(9)$$

$$b_e \propto \frac{1}{\eta_i \eta_m} \dots\dots\dots(10)$$

b_e は Fig. 8 に示すように L を増せば小さくなり、 L が 5% で E が最大の場合を除いて、同一 L において E を増せば大きくなる。

η_i 、 η_m は Fig. 20、21 に示すように L を増せばともに大きくなるため(10)式より b_e は小さくなる。ただし L が 5% 及び 25% で E が最小の場合、 η_m は前述の理由で大きく示されている。従ってこれらに対応する b_e は小さく表示されている。

次に E を増しても N_e の変化は小さいが Fig. 3 に示すように B は増大するため(9)式より b_e は大きくなる。

また η_i は Fig. 20 より E を増せば小さくなり、一方 η_m は大きくなっている。この事から b_e の増大は η_m の向上によるよりも η_i の影響、即ち発火、燃焼不良による影響の方が大きい事を示している。

機関へ与えられた熱量の大部分は N_i に転換された熱量 (AN_i)、冷却熱量及び排気熱量となるから理論的には η_i 、 η_w 及び η_e の和はほぼ一定となる。本実験の結果もこの特性を示しているので、 E を増せば η_i が減少するのは Fig. 9、10 に示す η_e と η_w の和が増大するためである。

前報¹⁾の定速回転特性では η_m は上に凸の増大曲線となり、 b_e は η_m の逆数である¹⁾。このことより E を増せば η_m の向上が大きく、 η_i の変化が小さいことになる。即ち E を増せば η_e は大きくなるが η_w が減少する¹⁾ため、 η_e と η_w の和がほぼ一定となり η_i の変化は小さい。

L が 5% で E が最大の場合、 b_e が減少するのは(9)式の B が Fig. 3 に示すようにわずかに減少しているためである。この減少理由は明らかでない。

f) 排気温度 排気温度 t_{s2} は近似的に次式で表される。

$$t_{s2} = \frac{H_u B \zeta}{G_s C_{pR}} + t_{s1} \dots\dots\dots(11)$$

ただし t_{s1} は吸気温度、 ζ は排気に含まれる熱量の割合、 C_{pR} は排気ガスの等圧比熱である。なお C_{pR} は E を大きく、高温にすれば大きくなる。

また(1)式より $E \propto B/G_s$ であり、 H_u を一定とすれば(11)式は次式となる。

$$(t_{s2} - t_{s1}) \propto \frac{\zeta}{C_{pR}} E \dots\dots\dots(12)$$

ただし t_{s1} は 5。実験結果で示すようにほぼ一定である。

t_{s2} は Fig. 4 に示すように L を増せば大きくなり、 E を増せばほぼ直線的に増大する。

L を増せば(2)式より E が大きくなり、また Fig. 12、14 に示すように θ_i 及び θ_f が増大していることから発火は遅れ、燃焼は長引くため ζ は増大する。従って(12)式より L を増せば t_{s2} は大きくなる。

次に同一 L で E を増せば(1)式の G_s は Fig. 2 に示すように減少し、 B は Fig. 3 に示すように増大する。また Fig. 12、13 に示すように発火は遅れ、発火時の圧力低下から発火の遅れ及び燃焼の遅延により ζ は大きくなる。一方 C_{pR} も Fig. 4 より L 及び E を増すと高温となるため大きくなる。

従って E を増せば ζ 、 C_{pR} ともに大きくなるが ζ/C_{pR} がほぼ一定のため t_{s2} は直線的に増大し、 L を増せば E 及び ζ の両方が増大する。また C_{pR} も増大するが前者の影響が大きいので t_{s2} の増加割合は大きくなる。

6.2 発火遅れ

発火遅れ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. 11、12 に示す θ_0 と θ_i との差を求め発火遅れ角度 θ_l として Fig. 22 により示す。

この θ_0 に影響を及ぼすものとして次の事項が考えられる。

前報¹⁾で詳述したように供試機関の場合、燃料噴射ポンプの方式及び特性からポンプ有効行程及び N の増大によりポンプからの吐出時期は早くなる。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 を増すと角速度 ω ($\omega = 2\pi N/60$) の増大により、この間の回転角は大きくなり噴射始めを遅らせる。

さらに本実験の燃料消費量計測装置の關係で N を増す

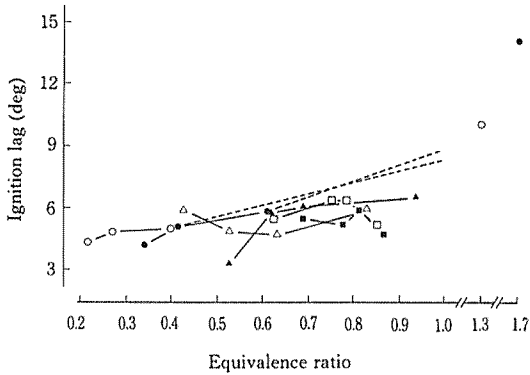


Fig. 22. Ignition lag (angle).
The mark is the same as that shown in Fig. 2.

とポンプ吸入側圧力の低下が大き。このためポンプ吸入率の低下も大きくなり、噴射始めを更に遅らせるように作用する。

θ_0 は Fig. 11 に示すように L を増せば遅れ (小さくなり)、各 L において E を増してもわずか遅れる (減少する)。

L を増せば(6)式より b が増すためポンプの有効行程が増し、また(3)式より N も増大するので前述したポンプの方式及び特性から吐出時期 (クランク角度) は早くなり、噴射始めを進めるように作用する。一方ポンプ吸入率の低下により実際の有効行程の始めは遅れ、また角速度の増加により噴射を遅らせるように作用する。従って L を増せば θ_0 が遅れるのは後者の作用が大きいためである。

各 L において E を増せば θ_0 がわずか遅れるのは Fig. 3 に示すように N は一定で B が増大するため、ポンプ有効行程が増しポンプ吐出時期は早くなるがポンプ吸入率の低下により、実際の有効行程始めを遅らせる影響の方がわずか大きいためである。

θ_1 は Fig. 12 に示すように L を増しても E を増しても遅れる。

L を増しても E を増しても θ_1 が遅れるのは前述の理由で θ_0 が遅れるためである。即ち Fig. 22 に示すように θ_1 はほぼ一定値である。ただし L が75%で E が最小の場合、 θ_1 は θ_0 、 P_c 、 t_{s2} 及び θ_0 から判断して早すぎると思われる。従ってこの θ_1 に対応する Fig. 22 の θ_1 も小さくなる。

Fig. 22 から L を増しても θ_1 の増加が小さいのは N の増加により ω は大きくなるが Fig. 4、13 に示すように t_{s2} 、 P_c が大きいことより発火遅れ期間中の圧縮空気の圧力及び温度が高く、また燃焼室内ガス流動も増すので発火

遅れ時間 τ_1 が短くなるためである。すなわち $\theta_1 = \omega \cdot \tau_1$ であり、 L を増せば τ_1 の減少割合よりも ω の増加割合の方が大きいことを示している。

次に E を増せば Fig. 4 に示すように t_{s2} が増大し、燃焼室壁温度は上昇するが Fig. 13 に示すように P_c が減少するため、発火遅れ中のガス温度及び圧力が低下して θ_1 は大きくなる。一方前報¹⁾の定速回転特性では E を増しても P_c の変化は小さいが、燃焼室壁温度上昇のため θ_1 は小さくなる。

6.3 シリンダ内ガス圧力の変化

a) 発火点圧力 発火点圧力 P_c は次式で表される。

$$P_c = \epsilon_1^m P_B \dots\dots\dots(13)$$

ただし m はポリトロップ指数である。

θ_1 は Fig. 12 に示すように T, D, C 近辺であり、その間隙容積 V_c' を $V_c + \Delta V_c$ とすれば、発火時の圧縮比 ϵ_1 は次式となる。

$$\epsilon_1 = \frac{V_h + V_c}{V_c'} = \frac{\epsilon V_c}{V_c + \Delta V_c}$$

なお ΔV_c は近似的に次式¹⁾で表される。

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

ただし λ は接合棒とクランク半径の寸法比、 V_h は行程容積である。

$\Delta V_c \geq 0$ であるから $\epsilon_1 \leq \epsilon$ となり、圧縮始めの圧力 P_B を同一としても P_c は圧縮圧力より低くなる。

P_c は Fig. 13 に示すように L を増せば増大し、 E を増せば減少する。

Fig. 12 に示すように θ_1 の絶対値は L を増せば減少し $0 (T, D, C)$ となった後増大する。しかし $-4^\circ < \theta_1 < 4^\circ$ であるから ΔV_c は小さいため $\epsilon_1 \approx \epsilon$ となる。即ち ϵ_1 はほぼ一定と考えてよい。

L を増せば Fig. 4 に示すように t_{s2} が大きくなり、燃焼室壁温度が上昇して圧縮空気との温度差が小さくなり、また N の増大により冷却時間が短くなり、熱損失が減少するため m は大きくなる。一方 L を増せば N も増し Fig. 19 に示すように η_c が低下していることにより、 P_B の減少は明らかである。従って(13)式の m の増加による影響が P_B の減少に相殺され P_c の増加割合は小さくなる。また(13)式で示す P_c はガス漏洩の影響を考慮していないが、実際に

はこの影響のため P_c より低下する。しかし N を増すと漏洩時間が短くなり P_c に近づく。

次に E を増せば Fig. 3, 4, 19 に示すように B , l_{e2} は増大し, η_c は減少する。従って上記の理由により m は大きくなるが P_B の減少割合が大きいため P_c は減少する。 L が大きいほど E を増せば P_B の減少割合が大きいため P_c の減少割合も大きい。

b) 最高圧力 最高圧力 P_{max} は P_c が大きく, θ_1 から θ_2 までの間に燃焼による熱発生量が多く, θ_2 が小さいほど増大する。 θ_2 が大きくなるとピストンの膨張行程が進むから同一熱発生量であれば圧力上昇は小さい。即ちピストン変位 x とクランク角度 θ との関係を表す次式より明らかなように θ が大きくなると x は急激に増大するためである。

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

Fig. 13 に示すように L を増すと P_c は増大するが Fig. 22 に示すように θ_1 の変化は小さく, θ_2 は Fig. 14 に示すように大きくなるため θ_1 から θ_2 間の熱発生量は発火時の可燃性混合気量と θ_1 から θ_2 間に形成された可燃性混合気量との和に比例する。この可燃性混合気量は発火遅れ期間中の燃料噴射量, 噴射率及び圧縮空気の圧力・温度の影響を大きく受ける。即ち噴射率と蒸発率の影響が大きい。

L を増せば Fig. 22 に示すように θ_1 はわずかに増大しているので, この間の噴射量もわずかに増加すると考えられる。また Fig. 13 より P_c の増大により圧縮空気の圧力・温度の上昇及び N の増大によりシリンダ内の空気流動が盛んになり, 蒸発率 (mg/deg) は増大すると考えられる。しかし N が増すと τ_1 ($\tau_1 = \theta_1 / \omega$) は減少するため, 蒸発時間の減少により可燃性混合気量は必ずしも増加するとは限らない。

本実験の場合は(3)式より明らかなように L を増せば N の増加が小さいため, 可燃性混合気量はわずかに増大すると思われる。

Fig. 7 に示すように L を増せば P_{max} は 50 % で最大値となり以後減少し, 各 L ととも E を増せば P_{max} は減少する。

これは L を増せば Fig. 13 に示すように P_c は大きくなり, また可燃性混合気量の増加による圧力上昇作用も増大するが, Fig. 14 に示すように θ_1 の増大により圧力降下作用は増大するので, L が 50 % までは P_c 及び圧力上昇作用の影響が大きく, 50 % を過ぎると圧力降下作用の影響が

大きくなるためである。

次に E を増せば P_{max} が減少するのは P_{max} が Fig. 13 の P_c と類似の特性を示していることより, 熱発生量の影響は小さく P_c の影響が大きいと考える。即ち E を増せば P_c が減少するため P_{max} も減少する。

c) 圧力上昇率 圧力上昇率 $dP/d\theta$ はクランク回転角 $d\theta$ に対する圧力変化 dP であり, dP はピストンによる圧力変化 dP' と燃焼による圧力変化 dP'' との和である。 $dP'/d\theta$ の絶対値は $T.D.C.$ に近付けば減少し, 圧縮行程では正, 膨張行程では負となり, $dP''/d\theta$ は θ_1 から θ_2 間の熱発生量を増せば増大する。

Fig. 15 に示すように $dP/d\theta$ は L を増せば減少し, E を増しても増加は小さい。

L を増せば $dP/d\theta$ が減少するのは次の理由による。Fig. 12 より θ_1 が増大(遅れ)するため, $dP'/d\theta$ は順次減少し, $T.D.C.$ を過ぎると $dP'/d\theta < 0$ となる。また θ_1 から θ_2 間の熱発生量は前述したようにわずかに増加するが Fig. 12, 14 より $(\theta_2 - \theta_1)$ が増加するため $dP''/d\theta$ は減少する。

すなわち $dP'/d\theta$ と $dP''/d\theta$ の両方が減少するためである。

次に E を増しても $dP/d\theta$ の変化が小さいのは Fig. 12 より θ_1 の増大(遅れ)の割合は L を増した場合よりも小さく, $dP'/d\theta$ の減少割合も小さい。また θ_1 から θ_2 間の熱発生量は Fig. 22 からほぼ一定と考えられ, $(\theta_2 - \theta_1)$ は減少するので $dP''/d\theta$ は増大する。従って $dP'/d\theta$ の減少が $dP''/d\theta$ の増大で相殺されるためである。

6.4 排気ガス

a) 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 との比であり, 理論的には酸素消費量は燃焼消費量に比例するから, D_e は次式となる。

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

(1)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

$$D_e = 1 - \alpha_0 E \dots\dots\dots (14)$$

ただし $\alpha_0 = \alpha_1 \alpha_2 / A_0$ α_1, α_2 : 比例定数

Fig. 16 に示す D_e は近似的に次式で表される。ただし L が 5 % と 25 % で E が最大の場合を除く。

$$D_e = 1 - 0.82E \dots\dots\dots(15)$$

Fig. 16と(15)式より明らかなように D_e は L 及び N の影響は小さく、燃焼状態が変わらなければ $E \propto B/G_s$ であるから E を増せば D_e は直線的に減少する。しかし L を増せば同一 E において D_e が小さいことから空気量に対する燃焼した燃料質量割合が増大したことになり、燃焼が促進され、(14)式の α_0 が増大することを示している。これは Fig. 17に示す S_m から明らかである。次に Fig. 16に示すように L が 5 % 及び 25 % で E が最大の場合、 D_e が特異点と思われるのは次の理由による。

(i) Fig. 2に示すように G_s が非常に小さいため前述の理由(計測誤差及び計測装置の特性)により E が大きく表示されている。

(ii) Fig. 3より B の変化が小さく、 N の変化も小さいため b もほとんど変わらないが、 D_e の減少割合が小さいことから燃料質量は減少し、そのため熱発生量も減少するはずである。しかし同一 L 及び N が保持されていることは理論的に不可能である。従って D_e の値は正しくないと考える。

(ii) の原因として、この場合 Fig. 2, 5に示すように G_s が非常に小さいため排気ガス量も少なく、 P_e も小さい。

また N が小さいため排気脈動の周期が長く、採取した排気ガス中に排気管を逆流した空気が混入するためと考える。これは Fig. 17に示すように L が 5 % 及び 25 % で E が最大の場合における S_m が小さいことから推察できる。
 b) 排気煙濃度 排気煙濃度 S_m は Fig. 17に示すように L を増せば 100 % まではずか変化し、110 % では急激に増加する。また E を増せば急激に増大する。ただし L が 5 % の場合はこの傾向を示さず、また 5 % 及び 25 % で E が最大の場合非常に小さい。

供試機関は予燃焼室式のため予燃焼室と主燃焼室の各圧力及び両燃焼室の圧力差は圧縮行程、膨張行程及び発火時期で異なる。また N を増せばピストン速度及び b の増大により圧力差は大きくなり、噴出速度が大きくなるため燃焼を促進する。しかし b を増せば火炎温度が上昇し、空間的あるいは時間的に酸素不足となれば熱分解が促進され、また発火後の噴射量が多くなり、噴射油粒により炎を冷却する作用が大きくなる。この冷却作用及び局部的酸素不足により炭素粒(すす)は増す。この炭素粒も高温で酸素と出会えば燃焼するので排気煙とはならない。

L を増せば(6)、(3)式より b 及び N が増加するため、炎を冷却する作用及び局部的酸素不足による炭素粒の生成量

は増大する。一方予燃焼室からの噴出速度増大により生成された炭素粒の燃焼が盛んになる。従って L を増しても S_m の増加は小さい。しかし L が 100 % を過ぎると局部的な酸素不足の影響が大きいため炭素粒の生成量は急増し、Fig. 16に示すように D_e が小さいことから残存酸素量は少ないと推察される。よって生成された炭素粒の燃焼割合が減少するためである。

次に E を増すと S_m が急激に増大するのは(6)、(2)式より b は増大し、 G_s は Fig. 2に示すように減少するため炎を冷却する作用及び局部的酸素不足の影響、特に後者の影響が大きいため炭素粒の生成量は増大する。一方 N は変わらず、Fig. 16に示すように D_e が減少するので炭素粒の燃焼割合が減少するためである。

L が 5 % 及び 25 % で E が最大の場合 S_m が小さいのは排気煙が白色であり、また $6 \cdot 4 \cdot a$ の(ii)の原因で述べた理由により空気が混入したためと考える。

計測用に用いた反射式スモークメータによる S_m 値は人間の視覚による目測値と異なり、白色煙では小さく、黒色煙では大きく指示する。

排気ガスの色と温度の関係は次の通り⁴⁾である。

黒色煙は熱い煙りで、燃焼室内の局部的濃厚混合気により生成した炭素粒子の浮遊物が排気ガスを黒色にいろづける、一方白色煙は冷煙で、冷寒状態の運転または失火運転によって生じた未燃着火燃料粒子が霧状になって形成される。

L が 5 % の場合 Fig. 4, 13に示すように t_{e2} 、 P_c ともに小さく、また N も小さいため白色煙となる条件を満たしている。更に Fig. 17に示すように E を増すと S_m はわずかに増加した後、最大 E では $S_m < 0$ となるが、視覚による白色煙濃度は順次増加する。

これは排気ガス中の水蒸気が凝縮して水滴となりスモークメータ用ろ紙に付着し、反射率を増すためと、更に最大 E では前述の理由による空気混入の影響も加わっていると考えられる。

L が 25 % で最大 E の場合 S_m が小さいのは Fig. 13に示すように P_c が小さいことから発火時の温度も低いため炭素粒の生成量は少なく、黒色煙の割合は減少し、白色煙の割合が増大し、更に水滴による反射率の増大及び空気混入の影響のためと考える。

7. まとめ

供試機関の吸入空気量を減少した場合の舶用特性における機関性能特性を得た。この特性は類似機関に適用できる

ものと思われる。その要点は次の通りである。

1. 機械効率は向上するが発火、燃焼の悪化のため燃料消費量及び消費率は増大する。
2. 最高圧力は低下するが、排気ガス温度は上昇する。
3. 発火点角度は遅れ、発火点圧力は低下するが、発火遅れ角度の変化は小さい。
4. 排気煙濃度 S_m は残留酸素濃度割合 D_e によって決まらず、負荷率（回転数）の増大に伴い、 D_e はほぼ当量比に比例して減少するが、 S_m はわずかに増加する。

文 献

- 1) 大八木敏博・吉原計一・森下晋一・末次昂之・金岡浩：水産大研報，35，21～36（1986）。
- 2) 粟野誠一：内燃機関工学，16版，山海堂，東京，1968，P.151。
- 3) 社団法人日本機械学会：機械工学便覧，改定第4版分冊11，社団法人日本機械学会，東京，1963，P.66。
- 4) 大道寺達：ディーゼル機関ハンドブック，初版，日刊工業新聞社，東京，1964，P.11。