

小型ディーゼル機関における 低質重油の使用について—II*

負荷変更の場合

吉原計一・森下晋一・金岡 浩・西野正見

Studies on the Use of Low Grade Fuel Oil
in a Small-sized Diesel Engine-II
Influences of Load

By

Keiichi YOSHIHARA, Shin-ichi MORISHITA, Hiroshi KANAOKA,
and Masami NISHINO

In a previous paper, the authors described the study of the use of non-heated A/C blended fuel oil in a four-stroke-cycle diesel engine. The experiments were carried out under the constant speed 500 rpm. The results showed that the practicable limit of blended weight ratio of C fuel oil was around 60 percent. However, on fishing boats, the load of main engine varies during fishing, the combustion gets worse especially under the light load and this makes difficult to use low grade fuel oil. Therefore, in this study, the experiments were carried out to clarify the influences of the load on the combustion and thermal efficiency at four stages of engine speed 350, 400, 450 and 500rpm. Two cylinders of the engine were supplied with A and seven kinds of blended fuel oil of which the temperature were controlled about 25°C and the other four cylinders were supplied with A fuel oil. Considering the general tendencies of the combustion and thermal efficiency to the load, the authors reached the conclusion that the practicable limit of blended weight ratio of C fuel oil was about 50 percent under the light load.

1. ま え が き

前報¹⁾で、中程度の負荷における加熱なしでA/Cブレンド油による運転実験を行い、その使用可能な限度割合は60%であることを得た。しかし、漁船機関では操業中の負荷変動が激しく、特に低負荷時における燃焼の悪化が漁船

機関を低質重油で運転することを困難にしている一因である。そこで、第2段階として機関出力を変更して、加熱を行わない各種のA/Cブレンド油を用い、低負荷時の燃焼及び図示熱効率等の傾向を把握し、運転可能な限度を明らかにすることを試みた。

以下にその実験的研究の結果を報告する。

* 水産大学校研究業績 第962号、1982年10月15日受理。
Contribution from Shimonoseki University of Fisheries, No. 962. Received Oct. 15, 1982.

2. 実験装置及び燃料油

実験装置の概要を Fig. 1 に示す。

燃料噴射弁

噴射角 150度

孔径・孔数 0.28 mm・8

2・1 供試機関

Fig. 1 に示す供試機関の仕様は次に示す通りである。

機関型式	6 PSTbM-22 FS
シリンダ数	6
シリンダ直径	220 mm
ピストン行程	280 mm
接合棒長さ	560 mm
回転数・馬力	700 rpm・400 PS
燃料ポンプ	ボッシュ式

2・2 系統

冷却水及び排気の系統は前報¹⁾と同様で、Fig. 1 に示す通りである。

燃料油系統は Fig. 1 に示す通り、No. 3 及び No. 4 シリンダのみA重油とA/Cブレンド油の2系統とし、更に燃料油温度を一定とするため、ラインヒータと温度調節器を設け、また燃料油配管を断熱材で保温した。

2・3 燃料油

供試燃料油の性状を Table 1 に示す。

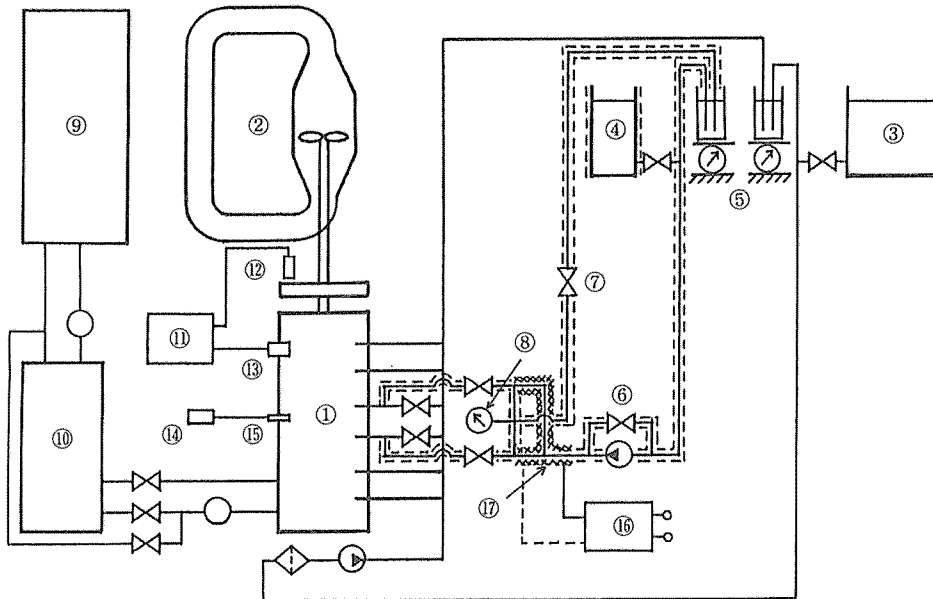


Fig. 1. Schematic diagram of experimental apparatus.

- | | |
|-------------------------------------------|---------------------------------------|
| ① : Diesel engine, | ⑩ : Secondary cooling water tank, |
| ② : Circulating water tank and propeller, | ⑪ : Photocorder, |
| ③ : A fuel oil tank, | ⑫ : Pickup of crank angle, |
| ④ : Blended oil tank, | ⑬ : Pressure transducer, |
| ⑤ : Scale of fuel oil consumption, | ⑭ : Soot catcher, |
| ⑥ : By-pass valve, | ⑮ : Exhaust gas sampling tube, |
| ⑦ : Return valve, | ⑯ : Automatic temperature controller, |
| ⑧ : Pressure gauge, | ⑰ : Heating wire. |
| ⑨ : Primary cooling water tank, | |

Table 1. Properties of Fuel Oil

	A Fuel Oil	C Fuel Oil
Specific Gravity, 15/4 °C	0.8579	0.9482
Flash Point, °C	100	116
Viscosity at 50 °C, cSt	3.02	175.30
Carbon Residue, wt. %	0.35 (10% Residue Carbon)	9.44
Sulfur, wt. %	0.9	3.1
Ash, wt. %	0.005	0.013
Water, vol. %	trace	trace
Gross Calory, cal./g	10780	10400

3. 実験方法

本実験に使用した燃料油は Table 1 に示した性状の A 重油と C 重油のブレンド油である。ブレンド油は、C 重油の重量割合を 10% づつ増した 7 種類と、A 重油を 0% ブレンド油と名付け、これを加えた 8 種類である。

機関運転条件として、回転数を调速ハンドルにより 350, 400, 450 及び 500 rpm, ブレンド油温度, 圧力を 25 °C, 0.7 kg/cm², 冷却水出口温度を 45 °C となるように調節した。

ブレンド油の供給は No. 3 及び No. 4 シリンダとし、その他の 4 シリンダには A 重油を供給して運転した。

運転中の気温及び室温等で油温の変化を生じるので、No. 3 及び No. 4 シリンダの燃料ポンプ入り口における油温を自動温度調節装置を用いて調節した。

運転及び計測順序は次の通りである。

まず、全シリンダを A 重油で起動し、次に No. 3 及び No. 4 シリンダはブレンド油タンクよりの 0% ブレンド油に切り替え、機関回転数を 350 rpm とし、運転状態が安定するのを待って、次の方法で計測を行った。

燃料油消費量の計測は台ばかりを用いて、定量の A 重油及びブレンド油を消費するのに要する各々の時間を計測し、それより消費量を求めた。各油の計測重量は機関回転数により次のように設定した。A 重油の場合 350, 400 及び 450 rpm のとき 500 g, 500 rpm のとき 1000 g。ブレンド油の場合 350 及び 400 rpm のとき 260 g, 450 及び 500 rpm のとき 500 g とした。

機関の運転状態を把握するため、大気状態として気温、湿度及び気圧、それと冷却水出・入口温度、給気温度、排気温度及び回転数の計測を行い、それと並行して、ホトコードによる全シリンダの指圧線図を紙送り速度 40 cm/min

と 200 cm/sec の 2 種類について採取した。続けて排気ガス中のすす濃度を求めるため、前報¹⁾と同様の方法ですすを採取した。

各部の計測及び採取が終了すれば、次の回転数 400, 450 及び 500 rpm の順に上げ、350 rpm の場合と同様に計測及び採取を行った。次にブレンド割合の 10% 多い油に切り替えて、0% から 70% ブレンド油まで合計 32 回の計測及び採取を行った。

4. 実験結果

本実験で No. 3 及び No. 4 シリンダに供給したブレンド油の温度 25 °C と 50 °C における動粘度は JIS K 2283 および ASTM-D341-77 により求めた。この結果を Fig. 2 に示す。

気温 18.5~25.5 °C, 湿度 50~70%, 気圧 761.5~764.5 mmHg, 冷却水入口温度 38~42 °C, 冷却水出口温度 46~49

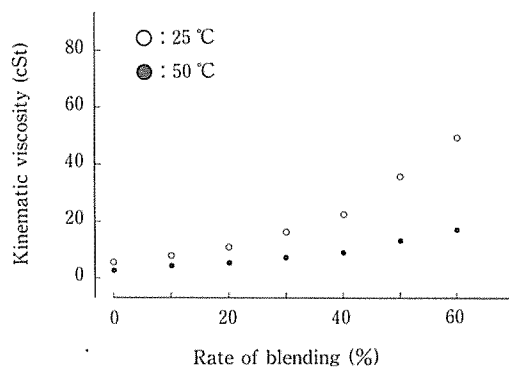


Fig. 2. Kinematic viscosity of blended oil.

℃, 給気温度34.0~39.5℃, 燃料ポンプ入口温度ブレンド油24.8~26.2℃, A重油23.4~30.2℃。

次にホトコーダの紙送り速度200 cm/secの指圧線図には, シリンダ内ガス圧力, 上死点 (T. D. C) と下死点 (B. D. C) マーク及び0.01秒間隔のパルスが記録されている。この1回転中のパルス数から機関回転数を求めた。ただし, 時間パルスを検定して回転数の修正を行った。この結果を Fig. 3 に示す。

計測したA重油及びブレンド油の消費重量を1シリンダ当たり換算した結果を Fig. 4 に示す。

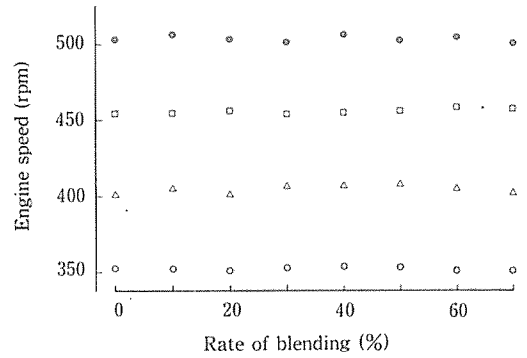


Fig. 3. Engine speed.
 ○ : 500 rpm,
 □ : 450 rpm,
 △ : 400 rpm,
 ◇ : 350 rpm.

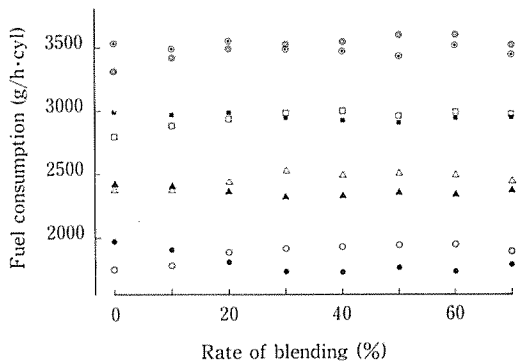


Fig. 4. Fuel consumption.
 ○, ● : The blended fuel oil, A fuel oil at 500 rpm,
 □, ■ : The blended fuel oil, A fuel oil at 450 rpm,
 △, ▲ : The blended fuel oil, A fuel oil at 400 rpm,
 ◇, ● : The blended fuel oil, A fuel oil at 350 rpm.

次に燃料ポンプ容積効率を求めるため, A重油を供給している1, 2, 5及び6シリンダをA群, ブレンド油を供給している3及び4シリンダをB群と呼ぶことにする。このA群に対するB群の消費容積割合を求め, これを燃料噴射容積比とする。この結果を Fig. 5 に示す。ただし容積換算は次式による。

$$V_B = F_B \left(\frac{1-x}{\gamma_{ba}} + \frac{x}{\gamma_{bc}} \right) \frac{1}{f_{Bt}}$$

ただし, V_B : B群の燃料消費容積
 F_B : B群の燃料消費重量
 x : ブレンド油中のC重油の重量割合
 γ_{ba} : A重油の比重 (15/4℃)
 γ_{bc} : C重油の比重 (15/4℃)
 f_{Bt} : ブレンド油のt℃における容積換算係数 (JIS K 2250による)

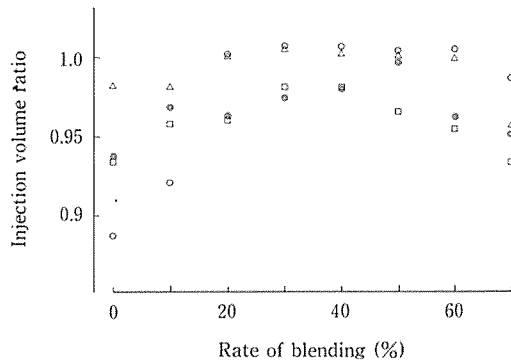


Fig. 5. Injection volume ratio of blended oil to A fuel oil.

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

本実験で採取した指圧線図はシリンダ内ガス圧力Pとクランク角度θとの関係で示されているので, 図示平均有効圧力はP-θ線図を足袋形線図に変換して求めるのが一般的であるが, P-θ線図から十等分法で平均有効圧力を直接求める方法¹⁾によった。

先に求めた機関回転数と図示平均有効圧力から図示馬力を求めた。この結果を Fig. 6 に示す。

燃料消費量と図示馬力から図示熱効率を求め, この結果を Fig. 7 に示す。

A群及びB群の各平均排気ガス温度を Fig. 8 に示す。

次に、紙送り速度200 cm/secとした指圧線図においてB群に0%ブレンド油を供給したときの各回転数の発火点を基準として、この基準発火点と各ブレンド割合における発火点との差を求めた。この基準発火点は350, 400, 450及び500 rpm のとき T.D.C 前6.3, 6.0, 4.9及び4.0度である。この発火点の差は発火遅れの変化量と見なすことができる。この発火遅れの差をクランク角度で表したものを Fig. 9 に、時間で表したものを Fig. 10 に示す。

次に、基準発火点角度と Fig. 9 から求めた発火点角度を Fig. 11 に示す。

ホットコーダの紙送り速度40 cm/minとした指圧線図から最高圧力を求め、この結果を Fig. 12 に示す。

また最高圧力となるクランク角度を Fig. 13 に、発火点から最高圧力点までの角度を Fig. 14 に示す。

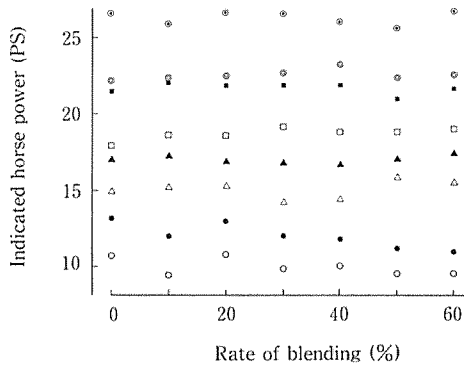


Fig. 6. Indicated horse power.

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

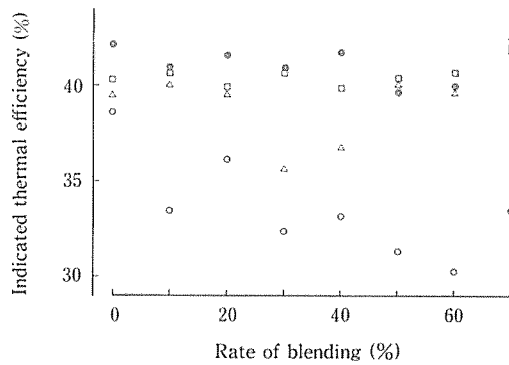


Fig. 7. Indicated thermal efficiency.

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

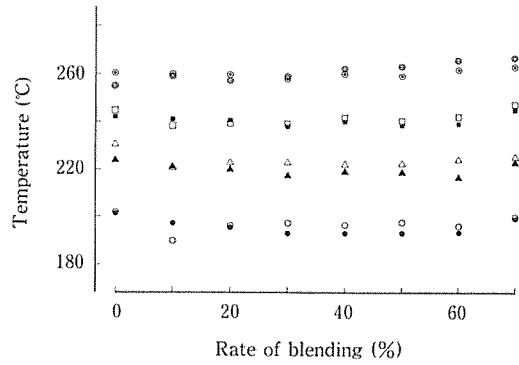


Fig. 8. Exhaust-gas temperature.

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

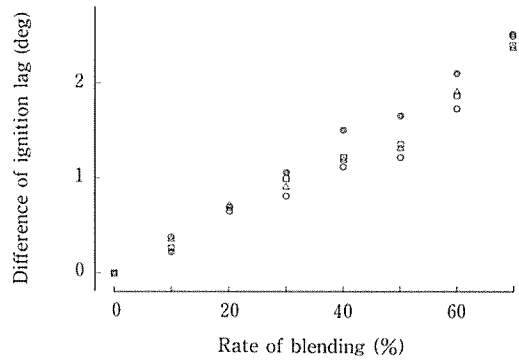


Fig. 9. Variation of ignition lag (angle).

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

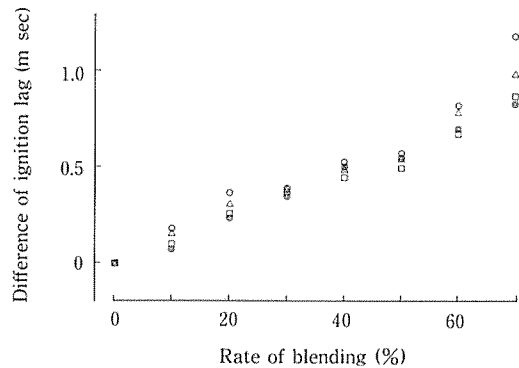


Fig. 10. Variation of ignition lag (timing).

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

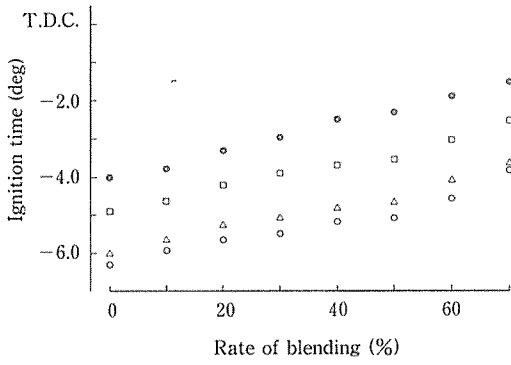


Fig. 11. Crank angle of ignition time.
The mark is the same as that shown in Fig. 4.

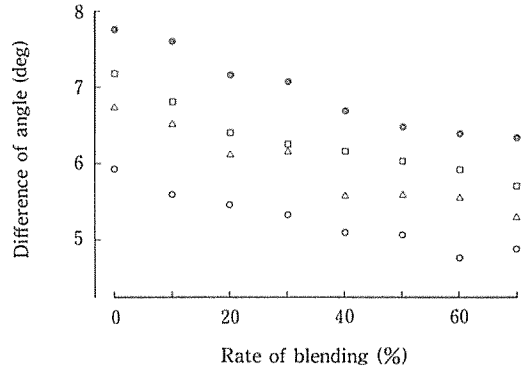


Fig. 14. Crank angle from ignition time to maximum pressure time.
The mark is the same as that shown in Fig. 4.

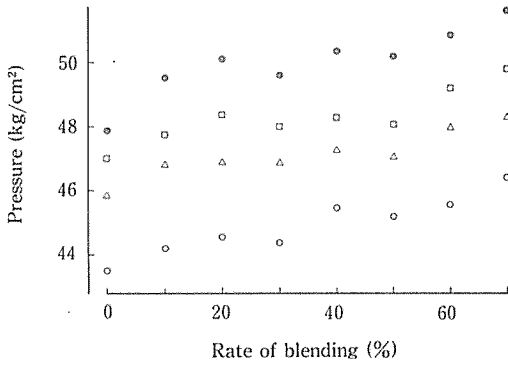


Fig. 12. Maximum pressure.
The mark is the same as that shown in Fig. 4.

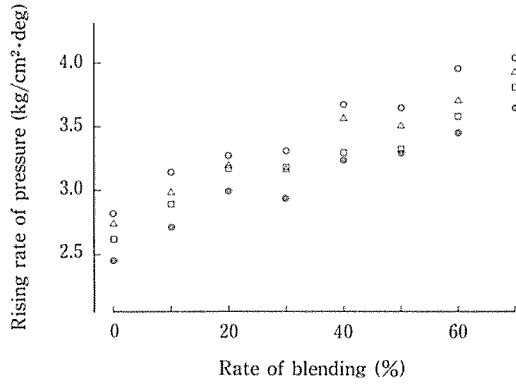


Fig. 15. Mean rising rate of pressure.
The mark is the same as that shown in Fig. 4.

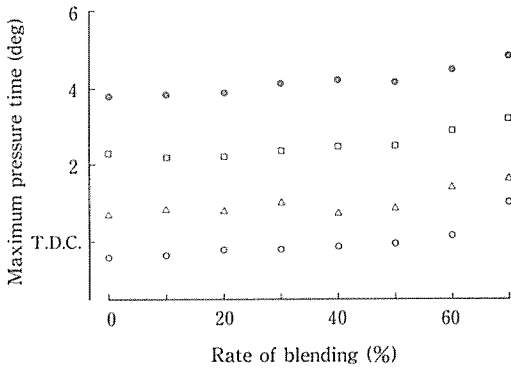


Fig. 13. Crank angle of maximum pressure time.
The mark is the same as that shown in Fig. 4.

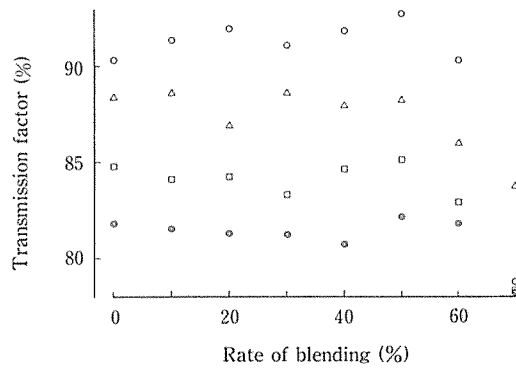


Fig. 16. Density of soot.
The mark is the same as that shown in Fig. 4.

発火点から最高圧力となるクランク角度までの圧力上昇率の平均値として求めた圧力上昇比を Fig. 15 に示す。

次にすす濃度を求めるため、透過光量測定装置¹⁾を用いてすすを採取した濾紙(測定紙)と採取前の濾紙(白紙)との透過光量を測定し、(測定紙の透過光量/白紙の透過光量)×100を透過率とした。この結果を Fig. 16 に示す。

5. 結果の考察

5・1 負荷特性

船用機関の出力と船の速力及び図示馬力との関係は

$$N_e = \frac{\Delta^{2/3} V^3}{C}$$

$$N_e = N_i \eta_m$$

で示される。

ただし、 N_e : 正味馬力

N_i : 図示馬力

Δ : 排水量

V : 船の速力

C : アドミラルチ係数

η_m : 機械効率

C は V によって変わるが、高速船以外は一定と見なせる。²⁾ またプロペラのスリップを一定とすれば、

$$V = K_1 P N$$

となる。

ただし、 N : 回転数

P : プロペラのピッチ

K_1 : 比例定数

同一船で固定ピッチの場合には Δ 及び P が一定となり、また η_m を一定と仮定すれば、

$$N_i = K_2 N^3$$

となる。

ただし、 K_2 : 比例定数

供試機関の機械効率を85%とした場合の図示馬力を N'_i とすれば

$$N'_i = \frac{471}{700^3} N^3 \dots\dots\dots(1)$$

で示される。

本実験装置もプロペラを駆動させる方式であるが、回流水槽中の水を循環させるので負荷特性は(1)式で示す船用特性とはならず Fig. 17 に示すごとくなる。本実験における回

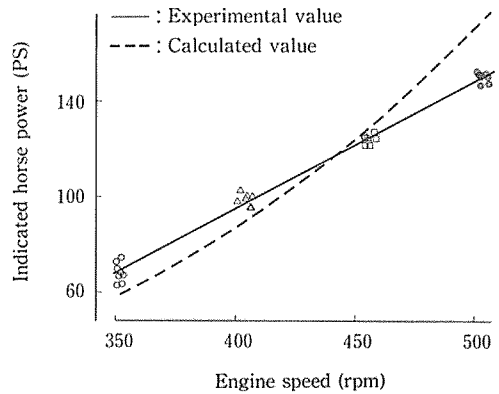


Fig. 17. Load characteristic diagram.

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

転数 N と図示馬力 N_i の関係を実線で、また(1)式から求めた N と N'_i の関係を破線で示す。この図から実験の回転数範囲では N_i は N に比例する。本実験の主目的である低負荷時の負荷特性について考えると440 rpmを境にして N を下げれば本実験機関として用いる方が船用機関として用いるより N_i は大きい。ただし、(1)式の機械効率 η_m を一定と仮定したが、実際は、機関出力 N_e 及び回転数 N によって η_m は変化する、従って、船用機関として用いた場合、回転数を下げると η_m が低下するので、 N を下げたときの N'_i の減少割合は小さくなる。すなわち、低回転時の破線は実線に近づく、従って本実験における図示馬力と回転数の関係は低回転時において船用機関として用いた場合と近似する。

5・2 運転状況

a) 機関回転数

回転数 N の目標値を350, 400, 450及び500 rpm 付近となるように调速ハンドルで設定したが、その結果は Fig. 3 に示すごとく352±2, 404±3, 450±3及び503±3 rpm である。以後、各々の回転数を目標値と呼ぶことにする。

本実験における速度変動率 δ_v の最大値は1.5%以下であり、通常可変速式遠心型调速機の δ_v は2~5%であるから、回転数の変化は小さい。

b) 燃料消費量

Fig. 4 に示すごとく、回転数を増せば、燃料噴射回数が増すため、燃料消費量は多くなる。

また、各々の回転数においてブレンド割合を増せば、50%

まではA群の消費量は減少し、B群のそれは増大していくが、その割合を過ぎれば逆の傾向を示す。これはTable 1から明らかなごとくブレンド割合を増せば油の比重が増すためと、Fig. 5に示すごとくブレンド割合40%までは燃料噴射容積比は大きくなり、その割合を過ぎると小さくなるためである。

すなわち、ブレンド割合を増せば油の比重増大と燃料ポンプ吐出量(噴射容積)の増大のため、B群の消費量は増す。更にブレンド割合を増せば油の比重は増大するが、燃料ポンプ容積効率の低下のため消費量は減少する。一方、各々の回転数における負荷はほぼ一定であるから、B群の消費量が増して出力が増せばA群の負荷分担割合は減少するため消費量も減少する。従ってブレンド割合を増して40~50%までは燃料ポンプ有効行程は減少するが、更にブレンド割合を増せば有効行程は再び増大することになる。

Fig. 5に示すごとく各々の回転数においてブレンド割合が40%で燃料噴射容積比が最大となるのは、次の理由によるものと考えられる。

ブレンド割合を増せばFig. 2に示すごとく油の粘度が増すため、ボッシュ式燃料ポンプの特性として、有効行程の始まりは早くなり、終わりは逆に後れるので、有効行程は大きくなりポンプ吐出量は増大する。一方、ブレンド割合を増せば油の粘度が増すため、流動抵抗が大きくなりポンプ容積効率が悪くなる。この2つの作用が働いたためである。

c) 図示馬力

B群の燃料消費量 F はブレンド割合50%位までは増大しているが、Fig. 6に示すごとく図示馬力 N_i の増加は30~40%のブレンド割合までで、その増加割合もわずかである。

一方、A群の N_i は F に比例しているが、B群のごとく比例しないのはFig. 7に示すごとく図示熱効率 η_i の影響によるものである。この事はFig. 7に示すごとく同一回転数においてブレンド割合を増せば η_i は低下している。特に350 rpmのときこの傾向が大きい。ただしブレンド割合70%では上昇している。また、同一ブレンド割合において回転数を増せば η_i は上昇する。しかし400 rpm以上では大差ない。

η_i は次式で表される。

$$\eta_i = \frac{632.5 N_i}{F H_n}$$

ただし、 F : 燃料消費量

H_n : 低位発熱量

H_n はTable 1よりブレンド割合による変化はわずかである。すなわち η_i を向上させるには同一の F に対して N_i を大きくすることが必要である。

本実験において η_i に大きな影響を及ぼすものとしては、ブレンド割合の増大による燃焼不良及び燃焼の遅延が考えられ、回転数を低下させた場合には、更に1サイクル中の冷却損失及びガス漏洩損失の増大が考えられる。

ブレンド割合の70%で η_i が上昇しているのはFig. 4及びFig. 6からB群の F の減少にかかわらずB群の N_i が増大しているためである。これは各回転数におけるブレンド割合60~70%での指圧線図に圧力上昇率が大きく示されているために、十等分法で求めた図示平均有効圧力が真の値より大きく計測されたためである。従ってFig. 6に示されている70%の N_i が増大しているのは計測上の誤差によるものと思われる。また70%における F は減少しているにもかかわらずFig. 8に示すごとく、排気ガス温度は高くなっている。 η_i が上昇すれば排気ガス温度は低くなるはずである。これらの理由により70%における真の η_i は上昇しないはずである。

d) 排気ガス温度

Fig. 4及びFig. 8に示すごとく、B群ではブレンド割合を増せば50%位まで F は増大しても排気ガス温度の変化は小さく、更にブレンド割合を増すと F は減少するが、排気ガス温度は上昇している。これはブレンド割合を増せば燃焼不良及び燃焼の遅延による影響が大きくなることを示している。

粒径 x_0 の油が燃焼を始めて、 t 秒後の粒径 x は次式となる。

$$x^2 = x_0^2 - C_B t \dots\dots\dots(2)$$

ただし、 C_B : 燃焼速度定数

しかし低質重油の場合は次の理由³⁾により、単に(2)式を適用できなくなる。

高位の炭化水素は熱分解により油滴表面に網目状の組織(cenosphere)を作り、低位の炭化水素は沸騰して、この網目組織をゆすぶり、ときには破壊するので、油粒直径は不規則な変化を示しながら小さくなる。すなわち燃焼中の C_B は定数とならず、またその平均値は小さくなる。一方、A群の排気ガス温度は F に比例しているため燃焼状態の変化を生じていないことを示している。

5・3 発火遅れ

発火遅れ角の差はFig. 9に示すごとく、ブレンド割合を

増せば500 rpm においてはほぼ直線的に増加している。しかしその他の回転数においては、50%までほぼ直線的に増加するが、それを過ぎると、回転数の低いものほど増加割合が大きくなっていく。

一方、発火遅れ時間の差は Fig. 10に示すごとく、ブレンド割合を増せば増加割合を増す。また回転数の低い方がこの傾向は大きい。回転数350及び400 rpm の場合、ブレンド割合50%を過ぎると発火遅れ時間の差は急激に大きくなっていく。

発火遅れ角がほぼ直線的に大きくなるのは、ブレンド割合を増すと主に化学的遅れの増加割合が大きく、物理的遅れの増加割合は小さい、更にブレンド割合を増すと物理的遅れの増加割合も大きくなるためである¹⁾

直線的でない部分については、次の理由により回転数の影響を受けるためである。

発火遅れのうち物理的遅れ時間、並びにそれに影響を与える噴射油粒径及び油の比熱は次式¹⁾で示される。

$$l = \frac{C_b \gamma_b D_o^2}{12 \lambda_g} \ln \left(\frac{t_g - t_o}{t_g - t_b} \right) \dots\dots\dots(3)$$

$$D_o = 70.5 \frac{d}{W_n} \left(\frac{s}{\gamma_b} \right) \left(\frac{\gamma_b}{\gamma_a} \right)^{0.25} \sqrt{g} \left[1 + 3.31 \frac{\nu \sqrt{g}}{\sqrt{s \gamma_b d}} \right] \dots\dots(4)$$

$$C_b = (0.403 + 0.00081t) / \sqrt{\gamma} \dots\dots\dots(5)$$

ただし、 l : 物理的遅れ (時間)

t_g : 空気温度

t_b : 発火温度

γ_b : 油の比重

D_o : 油粒直径

t_o : 油粒の最初の温度

C_b : 油の比熱

λ_g : 空気の熱伝導率

d : ノズル直径

s : 表面張力

r : 油の粘度

W_n : 噴出速度

γ_a : 空気の比重

また(4)式の W_n は次式で示される。

$$W_n = \mu \sqrt{2g(P_o - P_g) / \gamma_b} \dots\dots\dots(6)$$

ただし、 μ : ノズル流量係数

P_o : 噴出油圧

P_g : シリンダ内ガス圧

回転数の変化が(3)式の l に影響する要因として t_b , t_g , λ_g 及び D_o が考えられる。 t_b は圧力が高くなると低下する²⁾ この事から、回転数を小さくすれば給気圧が下がるため圧縮圧力は低下し、更に冷却及びガス漏洩時間が長くなるため圧縮圧力及び温度 t_g は低下し、 t_b は高くなる。また、 λ_g は温度とともにだいたい直線的に増加する³⁾ 従って回転数を下げれば t_g が下がり λ_g も小さくなる。

次に D_o は(4)式で示されるごとく W_n の影響を受け、この W_n は(6)式の P_o 及び P_g で変わる。

回転数を下げれば燃料ポンププランジャ速度が小さくなり P_o は低下する。また P_g も前述した給気圧、冷却及びガス漏洩の影響で低下する。しかし回転数による影響は P_o の方が非常に大きいため、 $(P_o - P_g)$ は小さくなり、 W_n も小さくなる。従って D_o は大きくなる。

回転数を下げれば t_g 及び λ_g は小さくなり、 t_b 及び D_o は大きくなるので(3)式による l は大きくなる。しかし、 D_o については前報¹⁾ に述べたごとく l は D_o にあまり関係ない。その他、(3)式において空気と油粒との相対速度は考慮されていないが、実際には回転数の変化によりシリンダ内空気流動が大きく変わるため、 l にも影響すると考えられる。そこで l に影響するものは t_b , λ_g 及び空気と油粒との相対速度である。

次に、*Wolfer* による発火遅れ (物理的遅れと化学的遅れよりなる) の実験式は次式⁶⁾で示される。

$$\tau = \frac{0.44}{P^{1.19}} e^{\frac{4650}{T}} \dots\dots\dots(7)$$

ただし、 τ : 発火遅れ時間

P : ガス圧力

T : ガス温度

(3)式において t_b が圧力によって変わる以外に圧力の影響はないが、発火遅れを示す(7)式では圧力及び温度の影響が大きいことを示している。

これらの理由により、Fig. 10に示すごとく発火遅れ時間の増加割合は回転数を下げてブレンド割合を増すと大きくなる。それは物理的遅れ及び化学的遅れ時間の両方の増加割合が大きくなるためと考えられる。

Fig. 9 及び Fig. 10は、ブレンド割合を増せば発火遅れ角及び時間の差はともに増加するが、回転数による影響について考えると、これを下げた場合、発火遅れ角の差の増加割合は小さくなり、発火遅れ時間の差の増加割合は逆になくなることを示している。

5・4 最高圧力

Fig. 12に示すごとく最高圧力 P_{max} はブレンド割合を増せば高くなっている。この理由は Fig. 4 及び Fig. 9 に示すごとく燃料噴射量の増加と発火遅れの増大により、発火時の可燃性混合気量が増加するためである。ただし、ブレンド割合50%を過ぎると噴射量は減少しているにもかかわらず P_{max} が高いのは、この可燃性混合気量に大きく影響するものとして発火遅れ期間中の噴射量及び噴射率等があり、これにより発火遅れが大きくなるためである。

また、回転数を増せば P_{max} は高くなっている。この理由は、回転数を増せば発火時の圧力及び温度が高く、発火遅れ期間中の噴射量も多くなるためである。

P_{max} は次式で表される。

$$P_{max} = \rho P_C = \varepsilon^m \rho P_B \dots\dots\dots(8)$$

ただし、 ρ : 爆発度

ε : 圧縮比

P_C : 圧縮圧力

$P_C = \varepsilon^m P_b$

P_B : 給気圧力

m : ポリトロープ指数

過給機関では回転数を増せば P_B が大きくなり、更に圧縮行程中の冷却及びガス漏洩時間が短くなるため、 P_C は大きくなる。

本実験の0%ブレンド油における発火時の圧力は350, 400, 450及び500 rpmのとき26.8, 27.5, 28.2及び28.9 kg/cm²である。この圧力は P_C とみなせる¹⁾

供試機関の燃料噴射量調節は噴射始めを一定として、終わりを変えるものである。従って、回転数を増せば発火遅れ期間中の噴射量が増し、更に(4)及び(6)式から明らかのように、油粒径の減少並びに圧縮圧力・温度の上昇により、発火時の可燃性混合気量は多くなり ρ は大きくなる。

5・5 最高圧力となるクランク角度

Fig. 13に示すごとくブレンド割合50%までは P_{max} とするクランク角度 θ' の増加割合は小さいが、50%を過ぎると急激に大きくなっている。 θ' の増加割合は Fig. 9 に示す発火遅れの増加割合より小さい。従って Fig. 14に示すごとく発火点角度 θ から θ' までの間 $(\theta' - \theta)$ はブレンド割合を増すと小さくなる。これはブレンド割合を増せば爆発的燃焼による熱発生率及び熱発生量が増し、主燃焼によるそれらが減少するため発火点角度 θ の増大より θ' の増大を小さくする働きをする。しかし、ブレンド割合が50%を過ぎる

と $(\theta' - \theta)$ の減少割合が小さくなるのは油の粘度は急上昇し、油粒径の増大、沸点の上昇及び気化、燃焼の緩慢等により熱発生率及び熱発生量の影響が小さくなるため θ' の増加を小さくする働きが減少するためである。

次に回転数を増すと Fig. 13に示すごとく θ' は大きくなっている。これは4で示した各回転数における発火点 θ_0 の相違によるものである。

5・6 圧力上昇比

Fig. 15に示すごとく、圧力上昇比はブレンド割合を増せばほぼ直線的に増加している。この圧力上昇比 α は次式¹⁾で表される。

$$\alpha = (P_{max} - P_C) / (\theta' - \theta_0 - \delta) \\ = (P_{max} - P_C) / (\theta' - \theta_B) \dots\dots\dots(9)$$

ただし、 P_{max} : 最高圧力

P_C : 発火点圧力

θ' : P_{max} とする角度

θ : 発火点角度

$\theta_B = \theta_0 + \delta$

δ : 発火遅れ角の差

添字

a, b : A重油, ブレンド油

(9)式について考えると、同一回転数ならば、 P_C はブレンド割合を増してもほぼ一定であるが、 P_{max} は5・4に述べたごとく大きくなる。一方、 $(\theta' - \theta_B)$ は5・5で述べたごとくブレンド割合を増せば小さくなる。従ってブレンド割合を増せば分子は大きくなり、分母は小さくなるため α は大きくなる。

次に回転数が小さいと α は大きくなっている。これは回転数を下げると Fig. 12に示すごとく P_{max} は低下し、 P_C も5・4で述べた理由で低下するためである。しかしこれらの減少割合は、Fig. 12及び5・4で示した値から明らかごとく P_{max} の方が大きい。また Fig. 14に示すごとく回転数を下げると $(\theta' - \theta_B)$ も小さくなり、(9)式の分子も分母も小さくなるが α は大きくなる。このことは分子の減少割合の方が小さいことを示している。この理由は、回転数を下げれば毎回の噴射量及び Fig. 11から明らかごとく発火遅れ角も小さくなり、発火時の可燃性混合気量は減少して爆発的燃焼による熱発生率は減少するが、発火点が T. D. C から前に進むので、 $(P_{max} - P_C)$ の低下が小さくなるためである。従って回転数を下げると圧力上昇比は大きくなり、ブレンド割合を増せば更に大きくなるのでディーゼルノック

を生じやすくなる。

前報¹⁾では、燃料噴射時期の変更により A/C ブレンド割合を更に相当増加することが可能であろうと考えた。しかし、本実験の結果、噴射時期の変更には次の 2 点を考慮して行わねばならないことが明らかになった。

Fig. 15 に示すごとく回転数を下げ、ブレンド割合を増せば、 α は大きくなっている。燃料噴射時期を早めれば、発火遅れ期間中の平均の圧力及び温度が低下し、発火遅れが大きくなるため、 α は更に大きくなる。また Fig. 11 に示すごとく回転数を下げブレンド割合を減少すれば、発火点角度は進んでいる。噴射時期を早めればこの角度は更に進む、すなわち、出入港時等の低負荷で A 重油を使用して運転する場合には発火点角度の進み過ぎすなわち早過ぎるとなる。

5・7 すず濃度

Fig. 16 に示すごとく透過率は同一回転数においては、ブレンド割合を 50% 位まで増してもほとんど変化しないが、それを過ぎると急激に減少している。これはブレンド割合 50% までは燃焼状態の変化が小さく、それを過ぎると燃焼が悪化することを示している。ただし 500 rpm においては 60% を過ぎると悪化している。

本計測方法による測定紙は濾紙を装填したすず採取器¹⁾に排気ガスを 30 秒間通してすずを付着させた濾紙であり、ボッシュ式及びザウラ式スモークメータのごとくガス吸引量が一定でない。従って同一運転状態であれば 30 秒間に通過するガス量はほとんど変わらず、透過率とすず濃度の間には一定の関係がある。しかし運転状態を変えて、出力及び回転数が変われば一定時間にすず採取器を通過するガス量も変化する。例えば同一すず濃度であっても出力及び回転数を大きくすると排気ガス圧力、排気吹出しエネルギー及び吹出し回数の増大により、ガス通過量の増加に伴い透過率は低下する。このため、Fig. 16 に示すごとく回転数を増せば透過率は減少しているが、必ずしもすず濃度が大きくなるとは言えない。

5・2 c) 及び 5・3 で述べたごとく、回転数を下げると噴出速度 W_n は小さくなり油粒径 D_o は大きくなるが、燃焼速度定数 C_B 、空気温度 t_g 、空気圧力 P_g 及びシリンダ内空気流動は小さくなり、噴霧油粒が燃焼室壁に衝突する割合は多くなると考えられる。

回転数を下げてブレンド割合を増すと、上記理由と更に cenosphere の影響が大きくなりすず濃度を増すものと考える。

これらの点を考慮すると、回転数を下げれば透過率が大きくなることは考えられない。500 rpm ではブレンド割合 60%、これ以外の回転数では 50% を過ぎると急激に透過率は低下している。特に 350 rpm の低下割合が大きい。これは上記の理由によるものと思われる。

6. ま と め

小型機関を用いて、回転数を 4 段階に分け、各回転数において加熱なしで 8 種類の A/C ブレンド油による運転を行い、低回転時における燃焼、図示熱効率等の傾向及び使用可能な A/C ブレンド割合を把握することができた。

その限度を与えるものとして、図示熱効率、発火遅れ、圧力上昇比及びすず濃度があり、これらの点より機関回転数 350 rpm において A/C ブレンド割合は 50% (C 重油の重量割合、油の粘度は 36 cSt) が限度と考えられる。

また、前報のまとめで燃料噴射時期の変更について述べたが、本実験の結果より、低負荷で A/C ブレンド割合の小さいときは発火点角度の早過ぎ、ブレンド割合の大きいときは圧力上昇率の増大となる。従って簡単に変更することは困難であることが明らかとなった。

文 献

- 1) 西野正見・金岡 浩・吉原計一・森下晋一：水産大研報，30，119～129 (1982)。
- 2) 大串雅信：理論船舶工学 (下巻)，第 9 版，海文堂，東京，p. 139。
- 3) 大井上博・佐次国三・棚沢 泰・吉田毅・藤平右近：ディーゼル機関 I (熱機関大系 6)，初版，山海堂，東京，pp. 151～152。
- 4) 長尾不二夫：内燃機関講義上巻，15 版，養賢堂，東京，1964，p. 214。
- 5) 八田桂三：内燃機関ハンドブック，7 版，朝倉書店，東京，1967，p. 84。
- 6) 八田桂三：内燃機関ハンドブック，7 版，朝倉書店，東京，1967，p. 85。