

可変ピッチプロペラ船の機関性能および プロペラ効率に関する研究

桐畑友明・松下 博・安成幹男・日笠純扶

Studies on Engine Performance and Propeller Efficiency
of the Ship with Controllable Pitch Propeller

Tomoaki Kirihata, Hiroshi Matsushita, Mikio Yasunari,
and Sumio Hikasa

On the ship equipped with controllable pitch propeller, the engine performance and the propeller efficiency are influenced by the combination of engine revolution and propeller pitch angle. Effects of this combination on the engine performance and the propeller efficiency have been investigated. As the result of this experiment, following subjects were made clear. (1) At the constant ship speed in the low range, the maximum pressure in a cylinder goes up with increase of engine revolution, but in the high range, the aforementioned pressure goes down. (2) Under the condition of constant ship speed, the temperature of exhaust gas rises with increase of engine revolution, and this inclination is remarkable as the ship speed is low. (3) Under the condition of constant ship speed, the propeller efficiency increases with extension of propeller pitch angle, and this inclination is remarkable as the ship speed is low. (4) Under the condition of constant ship speed, the fuel consumption on sailling a limited distance increases in proportion to engine revolution.

1 まえがき

近年、船舶運航経費削減の1つの方法として、運航士制度を適用できる近代化船を就航させることによって、乗員の削減が行われている。これらの船舶では船橋において運航士が機関の運転および監視を行うことが多い。また漁船では操業にあたり、速力(以下船速という)の変更および前・後進が頻繁に行われるため、固定ピッチプロペラでは機関

の始動・停止頻度も多くなる。よってこれらの船舶には操縦性能が優れ、遠隔捜査が容易な可変ピッチプロペラを装備する船が増加している。

しかし、この船舶の場合には機関回転数ならびにプロペラ翼角を変更した場合、機関性能およびプロペラ効率が大きく変化するが、これらの関係は明らかでない。したがって、可変ピッチプロペラの長所を最大限に生かし、さらに機関性能を十分に発揮させることができない。

そのためには、種々の船速に対するプロペラ翼角および機関回転数の関係を明らかにすることが必要である。

そこで本校練習船天鷹丸を用いて、種々の船速に対するプロペラ翼角および機関回転数を変更したときの機関性能およびプロペラ効率を求めたので、その結果を報告する。

2 記 号

B_c	: 1 シリンダ当りの毎回燃料噴射量 gf/cycle/cyl
B_h	: 燃料消費量 kgf/h
B_s	: 定航程を航行するに要する燃料消費量 kgf/mile
C_b	: 船体の方形係数
D_p	: プロペラ直径 2.7m
H_e	: プロペラの有効馬力 PS
H_i	: 図示馬力 PS
H_r	: スラスト馬力 PS
H_R	: 機械摩擦馬力 PS
H_{R1}	: ピストンリングの摩擦馬力 PS
H_{R2}	: 軸受摩擦馬力 PS
H_{R3}	: 補機駆動馬力 PS
H_s	: 軸馬力 PS
H_t	: スラスト減少による損失馬力 PS
H_w	: 伴流による利得馬力 PS
N	: 機関回転数 rpm
P	: プロペラピッチ m
P_c	: 圧縮圧力 kgf/cm ²
P_i	: 図示平均有効圧力 kgf/cm ²
P_{max}	: シリンダ内最高圧力 kgf/cm ²
P_s	: 給気圧力 kgf/cm ²
R	: 船体にかかる曳索抵抗 ton
S	: 見掛けのスリップ率 %
T	: 軸トルク ton·m
T_p	: プロペラの推力 ton
T_r	: 軸スラスト ton
t	: スラスト減少係数
t_s	: 給気温度 °C
t_t	: 排気タービン入口排気ガス温度 °C
V	: 理論船速 knot
V_1	: 実船速 (ドップラーログによる) knot
V_2	: V_1 より求めた近似式による船速 knot
V_p	: プロペラ前進速度 knot
w	: 伴流係数
α_{max}	: シリンダ内最大圧力上昇率 kgf/cm ² /deg
ϵ	: 圧縮比

η_m	: 機械効率 %
η_p	: プロペラ効率 %
θ	: プロペラ翼角 deg
κ	: 比熱比
ρ	: 爆発度

3 実験装置および方法

3.1 装 置

本実験には水産大学校練習船天鷹丸を使用した。実験装置の概要を Fig. 1 に示す。実験船の主要諸元、使用機器類および燃料油は次のとおりである。

船 体	
総トン数	603 (ton)
長さ, 幅, 深さ	52.7, 10.4, 6.44 (m)
主 機 関	
型 式	4 サイクルディーゼル機関
名 称	阪神内燃機 E L S—32
シリンダ数	6
シリンダ直径	320 (mm)
ピストン行程	640 (mm)
回 転 数	280 (rpm)
連続最大出力	2200 (PS)
過給機型式	VTR 251-2
可変ピッチプロペラ	
型式	スキュードプロペラ
スキュー角度	17 (deg)
直径	2700 (mm)
翼数	4
基準ピッチ	1871 (mm)
ボス直径	800 (mm)
軸馬力計	
小野—赤阪精密軸馬力計	MT—2513
ねじり角計測距離	800 (mm)
スラスト計	
共和電業	DAMS—4018—1
圧力変換器	
共和電業	PE—200KJ
クランク角検出器	
小野計器	PA—500
燃焼解析装置	
小野計器	CB—366
使用燃料油	

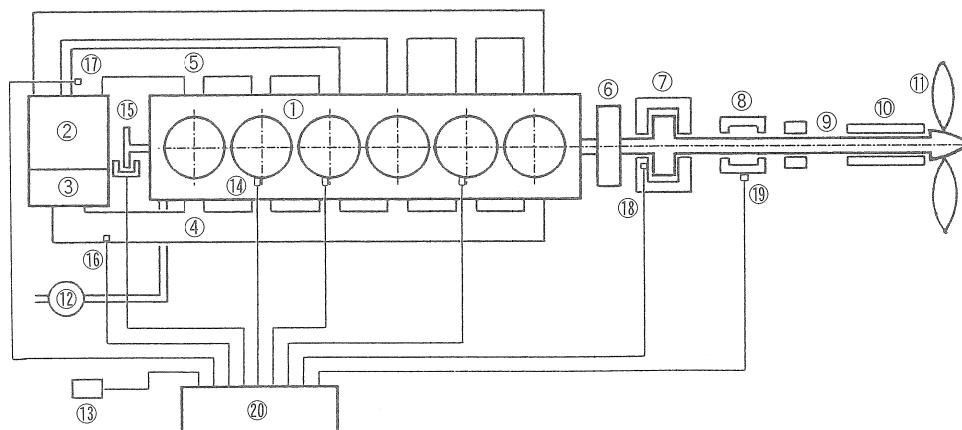


Fig. 1. Schematic diagram of propulsion system equipped with controllable pitch propeller.

- | | |
|-----------------------|---|
| ①: Main engine | ⑪: Controllable pitch propeller |
| ②: Turbo charger | ⑫: Flow meter for fuel oil |
| ③: Air cooler | ⑬: Detector for ship speed |
| ④: Suction air tube | ⑭: Detector for pressure in cylinder |
| ⑤: Exhaust gas tube | ⑮: Detector for crank angle |
| ⑥: Fly wheel | ⑯: Detector for suction air pressure |
| ⑦: Thrust bearing | ⑰: Detector for exhaust gas temperature |
| ⑧: Plumber block | ⑱: Detector for shaft thrust |
| ⑨: Propeller shaft | ⑲: Detector for shaft horse power |
| ⑩: Stern tube bearing | ⑳: Data recorder |

重油 1 種 2 号

比重 (15/4°C) 0.8528

総発熱量 10790kcal/kgf

3. 2 実験方法

実船での実験は気象および海象により種々の因子が含まれるため、解析が困難である。そこでできるだけ風の日を選んで、次の方法でデータの採取を行った。

実験は次の順序で行った。まず機関回転数を200 rpm に保ち、プロペラ翼角を通常の使用範囲である10度から17.5度までの間において10, 12, 14, 16, 17.5度の5段階に順次変化させ、それぞれのプロペラ翼角において船速が安定した状態でシリンダ内ガス圧力、クランク角度、船速、軸スラスト、軸トルク、給気圧力、排気タービン入口ガス温度、機関回転数、燃料消費量、風向および風速を計測した。次に220, 240, 255 rpm と順次回転数を変更し、200 rpm の場合と同様な計測を行った。なお、給気圧力の測定には圧力変動を少なくするためダンパーとして $100^{\Phi} \times 200^L$ の缶を用

い、内部にそれぞれ 10^{Φ} の孔を開けた3枚の仕切り板を設けた。

各々のデータは次の方法で求めた。

(1) 機関回転数

積算回転計で500回転に要する時間をストップウォッチで3回計測し、その平均値から求めた。

(2) 燃料消費量

容積型流量計により5 l を消費するに要する時間を3回計測し、温度換算を行い、その平均値から求めた。

(3) 指圧線図

本実験では、Fig. 1 に示すように3気筒(No. 2, 3 および5 シリンダ)に圧力変換器を、またクランク軸端に角度検出器を取り付けて、各クランク角度に対応するシリンダ内圧力を計測し、燃焼解析装置を用いて100サイクルの平均指圧線図を求めた。

(4) 船速

ドップラーログによる。

(5) 給気圧力

圧力変換器により計測した。

(6)排気タービン入口排気ガス温度

排気集合管に熱電対温度計を取り付けて計測した。

4 実験結果

実験中の気象、海象および機関運転状態は次に示す通りであった。

気温27~29℃, 水温29~30℃, 相対風向11~12時, 相対風速1.3~7.4m/sec, 海況1, 給気温度34~37℃, 燃料油温度34~35℃, 機関回転数200~255 rpm, プロペラ翼角10~17.5deg, 船体喫水船首2.83 m 船尾5.02 m。

α_{max} , P_{max} は各実験条件における指圧線図より求め, H_i は3気筒の図示馬力の合計を求め, これを2倍したものである。

V_1 は計測値にばらつきがあるので, 最小二乗法によって V_1 の近似式を求め, これを V_2 とした。この V_2 と N および θ との関係を図. 2 に示す。ただし図中の各印は V_1 を示す。

次に N , θ および V_2 と No. 2 シリンダの P_s , P_{max} および t_t との関係, H_s および η_m との関係, H_r および η_p との関係, B_s との関係を図. 3~6 に示す。これらの図に示す破線は, 計測値をもとにした V_2 一定の想定線である。

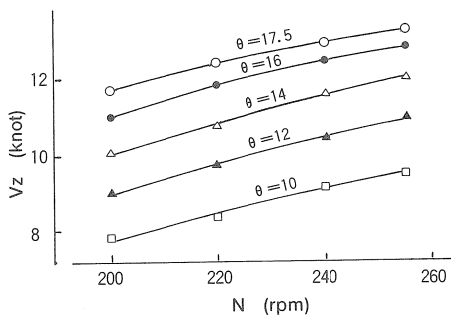


Fig. 2. Changes of ship speed with engine revolution, at various propeller pitch angle.

- V : Ship speed
- N : Engine revolution
- θ : Propeller pitch angle
- : $\theta = 10$
- ▲ : $\theta = 12$
- △ : $\theta = 14$
- : $\theta = 16$
- : $\theta = 17.5$

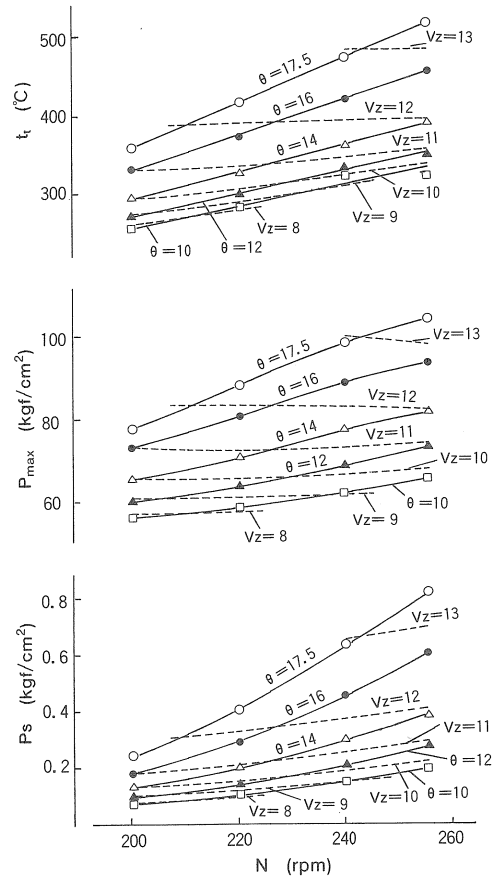


Fig. 3. Changes of exhaust gas temperature, maximum pressure in cylinder and suction air pressure with engine revolution, at various propeller pitch angle and ship speed.

- t_t : Exhaust gas temperature
- P_{max} : Maximum pressure in cylinder
- P_s : Suction air pressure

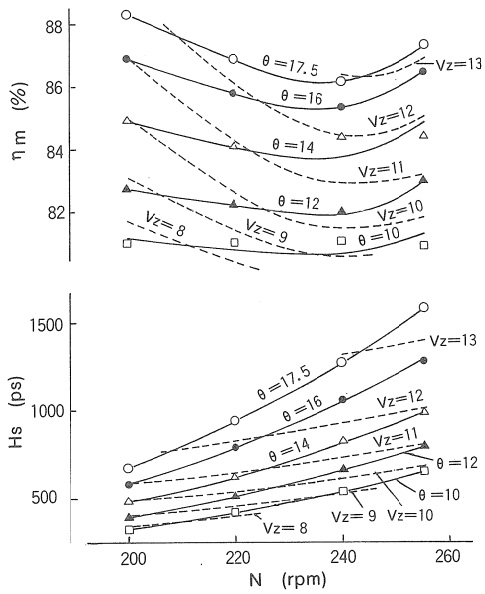


Fig. 4. Changes of shaft horse power and mechanical efficiency with engine revolution, at various propeller pitch angle and ship speed.
 H_s : Shaft horse power
 η_m : Mechanical efficiency

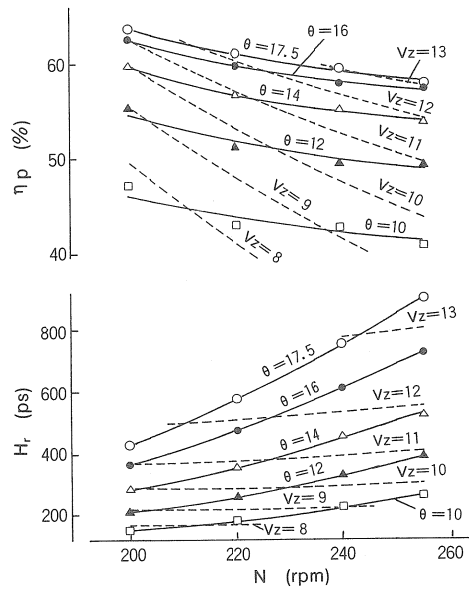


Fig. 5. Changes of thrust horsepower and propeller efficiency with engine revolution, at various propeller pitch angle and ship speed.
 H_r : Thrust horsepower
 η_p : Propeller efficiency

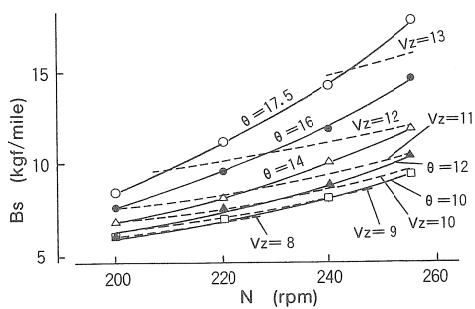


Fig. 6. Changes of consumed fuel oil amount with engine revolution, at various propeller pitch angle and ship speed.
 B_s : Fuel oil consumption amounts

5 結果の考察

5.1 船速およびスリップ率

理論船速は次式で表される。

$$V = \frac{60 PN}{1852} \dots\dots\dots (1)$$

P は一般にプロペラ中心よりプロペラ半径の0.7倍の位置におけるピッチであるが、実験船は可変ピッチプロペラを装備しているので、次式で表される。

$$P = 0.7 \pi D_p \tan \theta \\ = 5.9376 \tan \theta$$

本実験を行った $10 < \theta < 17.5$ の範囲では近似的に

$$\tan \theta = 0.0186 \theta - 0.01$$

となるので

$$P = 0.1104 \theta - 0.0594$$

これを式(1)に代入すると

$$V = \frac{(6.624\theta - 3.56)N}{1852} \dots\dots (2)$$

となる。次にSは

$$S = \left(1 - \frac{V_2}{V}\right)$$

で表されるので、式(2)より

$$S = 1 - \frac{1852 V_2}{(6.624\theta - 3.56)N}$$

となり、 V_2 は次式となる。

$$V_1 = \frac{(1-S)(6.624\theta - 3.56)N}{1852} \dots\dots (3)$$

Sについて考えると、一般に $V > V_2$ であるから上式よりSは正となるはずであるが、本実験では図示していないがNおよび θ が小さい時には $V_2 > V$ となり、Sは負となる。

この理由として次のことが考えられる。本実験の気象および海象は実験結果で示したように極めて良好であり、計測誤差ではなく、可変ピッチプロペラの特性¹⁾に起因していると思われる。すなわち、可変ピッチプロペラでは θ を変えると基準ピッチとなるプロペラ中心からの距離が変化するが、これを一定としたためPが真の値より小さく計算されるからである。

V_2 について考えると、Fig. 2に示すように、 θ を一定としてNを増すと V_2 は増加するが、その割合は小さくなっている。これは式(3)において θ を一定とすると $V_2 \propto (1-S)N$ となるので、 V_2 はNに比例して増加せず、Nを増すとSが大きくなるため、 V_2 の増加割合は小さくなる。

次に図よりNを一定として θ を増すと V_2 は増加するが、その割合はわずかに小さくなっている。これは式(3)においてNを一定とすると $V_2 \propto (1-S)(6.624\theta - 3.56)$ となるので、 V_2 は θ に比例して増加せず、 θ を増すとSが大きくなるため、 V_2 の増加割合は小さくなる。

5.2 機関の性能特性

機関回転数およびプロペラ翼角を変更した場合、ならびに船速一定でこれらを変更したと想定した場合の給気圧力、最高圧力、排気温度、軸馬力、スラスト馬力および効率について考察する。

(1) 給気圧力

実験船は排気タービン過給機を装備しているので、 P_s はプロワ特性と機関吸込特性によって決まる。すなわち、各運転状態における作動点（給気圧力、給気量）が決まり、その運転条件の作動線が存在する。機関出力（ θ 、Nおよび V_2 ）を増すとタービンへの熱エネルギー（排気温度、流

量）の供給が増し、タービン回転数が上昇して給気圧力、給気量共に増加するが、定速機関（発電機用原動機）および船用機関（固定ピッチプロペラ駆動）の場合は給気圧力の上昇割合の方が大きい²⁾特性がある。

P_s はFig. 3に示すように、運動条件により次に示す①～③となる。

①同一 θ でNを増すと P_s は増加し、その割合も大きくなっている。

②同一Nで θ を増すと P_s は増加し、その割合も大きくなっている。

③同一 V_2 でNを増すと P_s は増加し、その割合はわずかに大きくなっている。また V_2 が大きいほどNを増したときの増加割合はわずかに大きくなっている。

①について考えると、同一 θ でNを変更する場合は船用機関の特性、すなわち船用特性（ $H_i \propto N^3$ ）であるから、Nを増せばFig. 3に示すように t_i も上昇し、また排気ガス量もNに比例して増すので、タービンへの熱エネルギーの供給が急上昇するため P_s の増加割合は大きくなる。本実験の場合もこの特性を明らかに示している。

②について考えると、同一Nで θ を変更する場合は定速機関の特性、すなわち定回転特性であるから、 θ を大きくすれば機関出力が増加するため1回の燃料噴射量は急激に増加し、Fig. 3に示すように t_i が上昇するので、タービンへの熱エネルギー供給量は増す。一方機関の吸込み回数は一定で、給気圧力の上昇による吸込み空気量（給気量）の増加はわずかであるから当然 P_s は上昇する。

次に θ を増すと P_s の増加割合が大きくなるのは、Fig. 4に示すように同一Nで θ を増すと H_s の増加割合が大きくなるため、タービンへの熱エネルギー供給量もそれに比例して増加するためである。

③について考えると、Fig. 3および4に示すように同一 V_2 でNを増すと t_i および H_s はほぼ直線的に増加している。ただし V_2 が大きくなると t_i の増加割合は小さくなる。したがってNを増してもタービンへの熱エネルギーの増加は小さく、一方機関の吸込み回数はNに比例して増加するため P_s の増加はわずかである。

次に V_2 が大きいほどNを増すと P_s の増加割合が大きいの、Fig. 4で示すように同一 V_2 でNを増せば V_2 が大きいほど H_s の増加割合は大きい、 t_i の増加割合はFig. 3で示すように減少している。すなわち V_2 が大きいほど P_s が増加していることから、オーバーラップ期間中の素通り空気量が多くなるので t_i の増加割合は減少するが、 H_s が大きくなるのでタービンへの熱エネルギー供給量の増加割合

が大きくなるためである。

(2) 最高圧力

最高圧力は理論的には次式で表される。

$$P_{max} = \rho P_c = \rho P_s \epsilon^{\alpha} \dots\dots\dots(4)$$

式(4)において、 ϵ は一定であり、また P_c はピストンリングからのガス漏洩およびシリンダ壁への冷却損失等の影響をうけるが、その影響は小さいので $P_c \propto P_s$ と考えられる。

一方 ρ は燃料噴射量、噴射時期、燃焼状態等の影響を受ける。また α_{max} は発火時の可燃性混合気量および発火時期の影響を受けるので、必ずしも ρ は α_{max} に比例するとはいえないが、一般的に比例関係が成立するものと考えられる。

そこで本実験での $\rho (P_{max}/P_c)$ と α_{max} の関係を求めた結果、比例することが明らかとなった。したがって本実験の場合、式(4)は

$$P_{max} \propto \alpha_{max} \cdot P_s \dots\dots\dots(5)$$

となる。式(5)における α_{max} と N, θ および V_2 との関係を図. 7 に表す。

P_{max} は Fig. 3 に示すように、運転条件により次に示す①~③となる。

①同一 θ で N を増すと P_{max} は増加し、 θ が大きいほどその割合は大きい。しかし N を増すと P_{max} の増加割合は小さくなり、この傾向は θ が大きいほど顕著である。

②同一 N で θ を増すと P_{max} は増加し、その割合もわずかに大きくなっている。

③同一 V_2 で N を増すと V_2 が小さいときには P_{max} はわ

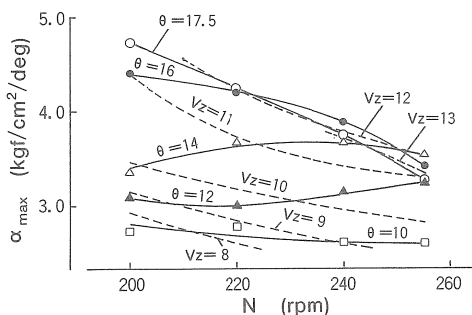


Fig. 7. Changes of pressure rising rate with engine revolution, at various propeller pitch angle and ship speed.
 α : Pressure rising ratio

ずか増加するが、12 knot 以上では逆に減少している。

①について考えると、式(5)においては α_{max} は Fig. 7 に示すように N を増せば全体的な傾向として減少し、 P_s は Fig. 3 に示すように N を増すと増加する。したがって P_{max} の増大は P_s の増加のためである。

次に N を増すと P_{max} の増加割合が小さくなり、 θ が大きいほどこの傾向が顕著となるのは、Fig. 3 および 7 に示すように P_s は N を増すと θ が大きいほど増加割合は大きくなるが、それ以上に α_{max} の減少割合が大きくなるためである。

②について考えると、Fig. 3, 7 に示すように θ を増すと P_s および α_{max} が増加する (ただし α_{max} は N および θ の大きい場合はほぼ同一となる) ので、 P_{max} は大きくなる。しかし図に示すように θ を増すと P_s の増加割合は大きくなるにもかかわらず、 α_{max} の増加割合が小さくなるため、 θ を増しても α_{max} の増加割合の増大はわずかである。

③について考えると、同一 V_2 で N を増すと P_s は増加し、その割合もわずかに大きくなっている。一方 α_{max} は Fig. 7 に示すように N を増すと減少し、 V_2 が大きいほど減少割合も大きくなっている。結果的には P_{max} は V_2 が小さいときにはわずかに増加するが、 α_{max} の影響により 11 knot 以上では逆に減少する。

(3) 排気温度

排気温度の上昇により機関および排気タービンの材質の強度低下をきたすため、排気温度の上限 (実験船の場合 550℃) が設けられている。シリンダ内から出たガスはさらに温度が上昇してタービンに流入するので、排気タービン入口が上限温度となる。したがって t_1 について考察する。

シリンダ出口ガスは燃焼ガスと素通り空気との混合であり排気温度は主としてこの両者の温度と流量によって決まる。

この温度に影響するものとして燃料噴射量、噴射時期、シリンダ壁温度および単位時間当りの排気回数等がある。

さらにシリンダ内から噴出したガスは管壁との摩擦および渦流損失を生じて熱エネルギーに変わるため、温度上昇して排気タービンに流入する。

この排気温度に大きな影響を及ぼす B_c と N, θ および V_2 との関係を図. 8 に示す。

t_1 は Fig. 3 に示すように、運転条件により次に示す①~③となる。

①同一 θ で N を増すと、 t_1 はほぼ直線的に増加している。

②同一 N で θ を増すと t_1 は増加し、その割合も大きくなっている。

③同一 V_2 で N を増すと t_1 はわずかに増加している。しか

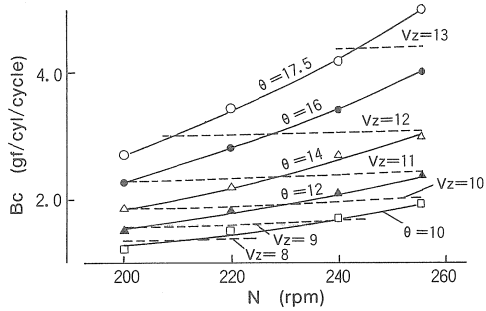


Fig. 8. Changes of injected fuel oil amount with engine revolution, at various propeller pitch angle and ship speed.
 B_c: Injected fuel oil amount.

し V₂ が大きいほど t_i の増加割合は小さくなっている。

①について考えると、本実験機のように直接噴射式の場合、発火遅れ時間は N が変化してもほぼ一定であるので、N を増すと発火遅れ期間中の燃料噴射量が増し、発火時の可燃性混合気量が多くなるため、爆発的燃焼割合は増す。

しかし燃焼に要するクランク角度が大きくなり、また Fig. 8 に示すように N を増すと B_c の増加割合が大きくなるので主燃焼割合を増加させるように作用する。このため N を増すと t_i の増加割合は大きくなるはずであるが、Fig. 3 に示すように N を増すと P_s が増加することにより、素通り空気量が増大するので温度を低下させる働きが増し、t_i の増加割合はほぼ一定となる。

②について考えると、Fig. 8 に示すように θ を増すと B_c の増加割合が大きくなるので、燃焼に要するクランク角度も大きくなり t_i を増大させる。一方 Fig. 3 に示すように θ を増すと P_s も増加するため t_i を下げるように作用するが、B_c の増加割合が大きいので t_i は増加する。

③について考えると、B_c は次式で表される。

$$B_c \propto B_h / N \dots\dots\dots(6)$$

ここで V₂ が変わらなければ B_h はほぼ一定と考えられるので、N を増すと B_c は小さくなるはずである。しかし Fig. 8 に示すようにわずかに増加している。この理由は Fig. 4, 5 に示すように同一 V₂ で N を増すと η_m および η_p が減少する(ただし η_m は 235~245 rpm で最小となり、再び増大する)ので B_h が増大するためである。一方 P_s は Fig. 3 に示すように同一 V₂ であれば N を増しても増加割合は小さいので、B_c の増加により t_i はわずかに増加する。

次に V₂ が大きいほど t_i の増加割合が小さくなるのは、

Fig. 4, 5 に示すように同一 V₂ で N を増すと V₂ が小さいほど η_m の減少割合は小さく、η_p の減少割合は大きく、結果的に V₂ が小さいほど N を増すと B_h および B_c の増加割合は大きい。

逆に V₂ が大きいと、増加割合は小さい。また P_s の増加割合が大きいため、この両作用により V₂ が小さい場合には N を増すと t_i は増大するが、V₂ が大きくなるとほぼ一定となる。

(4) 軸馬力および機械効率

軸馬力の計測は、Fig. 1 に示すように中間軸上に装備した軸馬力計で行う。すなわち T と N を計測し、次式によって求めた。

$$H_s = \frac{2 \pi NT}{75 \times 60} \propto NT \dots\dots\dots(7)$$

また H_s = H_i η_m であり、燃焼状態が変わらないとすると B_h ∝ H_i となるので、式(6)より

$$H_s \propto B_c N \eta_m$$

となる。本実験での燃焼条件は通常の運転範囲であり、また排気色等から推定しても大きな変化はなく、ほぼ一定と考えられる。

H_s は Fig. 4 に示すように、運転条件により次に示す①~③となる。

①同一 θ で N を増すと H_s は増加し、その割合も大きくなっている。

②同一 N で θ を増すと H_s は増加し、その割合も大きくなっている。

③同一 V₂ で N を増すと、H_s はほぼ直線的に増加している。

①について考えると、B_c は Fig. 8 に示すように N を増すと増加し、その割合も大きくなっている。一方 η_m は Fig. 4 に示すように N を増すと 237 rpm 付近までは減少し、さらに N を増すと増大し、下に凸形をしている。したがって N を増すと H_s は増加し、237 rpm を過ぎるとその増加割合も大きくなる。

②について考えると、N が一定であるので H_s ∝ B_c · η_m となる。B_c は Fig. 8 に示すように θ を増すと増加し、その割合も大きくなっている。また η_m も θ を増すとほぼ一定の割合で増加する。したがって同一 N で θ を増すと H_s は増加し、その割合も大きくなる。

③について考えると、B_c は Fig. 8 に示すように N を増すと前述の理由(η_p および η_m の影響)によりわずかに増加し、その割合はほぼ一定である。η_m は Fig. 4 に示すように N を増すと V₂ によって 235~245 rpm 付近までは減少し、さ

らに N を増すと増加する。両結果から同一 V₂ で N を増すと H_s は増加するが、その割合が小さいのでほぼ直線的に増加する。

次に η_m は次式で表される。

$$\eta_m = \frac{H_s}{H_i} \dots\dots\dots(8)$$

ここで H_i は、H_s と H_R から

$$H_i = H_s + H_R$$

$$\text{ただし } H_R = H_{R1} + H_{R2} + H_{R3}$$

式(8)より η_m は

$$\eta_m = \frac{H_s}{H_s + H_R} = \frac{1}{1 + \frac{H_R}{H_s}} \dots\dots(9)$$

となる。

H_s は近似的には H_s ∝ V₂³ であり、ここで θ および η_p を一定とすると V₂ ∝ N であるので H_s ∝ N³、一方 N および η_p を一定とすると V₂ ∝ θ であるので H_s ∝ θ³ となる。

η_m は Fig. 4 に示すように、運転条件により次に示す①～③となる。

- ①同一 θ で N を増すと η_m は 237 rpm 付近までは減少し、さらに N を増すと増加している。
- ②同一 N で θ を増すと η_m は増加している。
- ③同一 V₂ で N を増すと η_m は 235～245 rpm 付近までは減少し、さらに N を増すと増加している。また V₂ が大きい時 η_m の最小となる N は大きくなっている。

①について考えると、H_s は Fig. 4 より N を増すと増加する。一方 Fig. 3 に示すように N を増すと P_{max} が増大しシリンダ内ガス圧力が高くなるので H_{R1} および H_{R2} は増加する³⁾。また N を増すと軸受摩擦速度および補機駆動回数が増加するので H_{R1}、H_{R2} および H_{R3} は増加する。したがって N を増すと H_R は増大する。N = 237 rpm 付近までは N を増すと η_m が減少するのは、H_s より H_R の増加割合の方が大きいことを表している。

さらに N を増すと Fig. 3 に示すように P_{max} の増加割合が小さくなるので、H_{R1} の増加割合も小さくなるが、H_{R2} および H_{R3} に及ぼす影響は小さいと考えられるため、H_R の増加割合は小さくなる。一方 H_s は Fig. 4 に示すように N を増すと急激に増大している。したがって H_R の増加割合より H_s の増加割合の方が大きくなるので、式(9)より η_m は増加する。

②について考えると、H_s は Fig. 4 に示すように θ を増すと増加する。一方 H_R について考えると、H_{R1} は Fig. 3 に示すように θ を増すと P_{max} が大きくなるので増加し、H_s を

増すことによってシリンダ内ガス圧力が高くなるので、H_{R2} もわずかに増加する。H_{R3} は N が変わらないのでほぼ一定である。この結果 H_R の増加割合は小さく、H_s の増加割合の方が大きいため η_m は増加する。すなわち N が一定ならば H_s を増しても H_R の増加は小さいことを示している。

③について考えると、H_s は Fig. 4 に示すように N を増すとほぼ直線的に増加する。一方 H_R について考えると、Fig. 3 に示すように N を増すと P_{max} は全体的な傾向として直線的にわずかに減少するが、N の影響が大きいため H_{R1} はわずかに増加する。また N を増すと前述の理由により H_{R2} および H_{R3} も増加するので H_R は増加する。結果的に式(9)の H_R/H_s が 235～245 rpm 付近で最大となるため η_m は最小となる。すなわち H_s は Fig. 4 より N を増せば増加し、また H_R も前述の理由により増加するが、その比が最大となる N が存在することが明らかとなった。

次に V₂ を増すと η_m の最小となる N が大きくなるのは、Fig. 4 に示すように V₂ が大きいほど H_s の増加割合は大きくなり、また Fig. 3 に示すように P_{max} の増加割合が大きくなるので、H_R の増加割合も大きくなる。結果的に V₂ が大きいほど H_R/H_s の最大となる N は大きくなる。

(5) スラスト馬力およびプロペラ効率

スラスト馬力は次式⁴⁾で求められる。

$$H_r = \frac{T_p V_p}{145.8} \times 1000$$

$$= \frac{T_p V_2}{145.8} (1 - w) \times 1000 \dots\dots(10)$$

上式の T_p は計測することが困難なため、スラスト軸受で計測した T_r に等しいと考え、式(10)は

$$H_r = \frac{T_r V_2}{145.8} (1 - w) \times 1000 \dots\dots(11)$$

となる。ただし w = 1 - V_p/V₂ であり、V_p の正確な値を得がたいので、w を求めることは困難である。したがって Taylor の表⁵⁾を用いて求めた。すなわち、実験船の C_b は 0.587 であるので w = 0.241 となる。船の速度変化による w の変化は比較的僅少である⁶⁾ので、w を一定とすれば式(11)は次式となる。

$$H_r = 5.2 T_r V_2 \dots\dots\dots(12)$$

式(12)において、H_r によって船体が前進すれば H_w および H_t を生じるため、H_e は次式で表される。

$$H_e = H_r + H_w - H_t \dots\dots\dots(13)$$

ここで H_e、H_w および H_t は次式⁷⁾で表される。

$$H_e = \frac{1000 R V_2}{145.8}$$

$$H_w = \frac{1000 T_r V_2 w}{145.8}$$

$$H_t = \frac{1000 t T_r V_2}{145.8}$$

上式と式(11)を式(13)に代入すると

$$R = (1-t)T_r \dots\dots\dots(14)$$

となる。この式の t は Van Lammeren の概略式⁸⁾によると

$$t = (2/3)w + 0.01 \dots\dots\dots(15)$$

である。

H_r は Fig. 5 に示すように、運転条件により次に示す①～③となる。

①同一 θ で N を増すと H_r は増加し、その割合も大きくなっている。

②同一 N で θ を増すと H_r は増加し、その割合も大きくなっている。

③同一 V_2 で N を増すと、 V_2 が小さいときは H_r はほぼ一定であるが、 V_2 が大きくなるに伴って H_r はわずかに増加している。

①について考えると、 R は近似的には V_2^2 に比例⁹⁾する。

w は V_2 による変化が小さいので、式(15)より t はほぼ一定となる。同一 θ であるので Fig. 2 に示すように N を増すと V_2 が増加するため R は大きくなる。したがって式(14)より T_r が増し、式(12)の V_2 および T_r が大きくなるため、理論的には H_r は N^3 に比例する。

②について考えると、Fig. 2 に示すように同一 N で θ を増すと V_2 が増加するため、上記①の理由で T_r が大きくなる。

したがって H_r は増加するが、 N が一定であれば $H_s \propto \theta^3$ であり、 H_r も H_s に比例すると考えられるので、理論的には H_r は θ^3 に比例する。

③について考えると、 $R \propto V_2^2$ であるので V_2 が変わらなければ R は一定と考えられる。したがって t が変わらなければ式(14)より T_r も一定となるので、 H_r は式(12)よりほぼ一定となるはずである。しかし Fig. 5 に示すように N を増すと H_r がわずかに増加するのは、 T_p の計測が困難なため、 T_p と T_r は等しいとしたことによると考えられる。式(11)において w が変わらないとすると $H_r \propto T_r$ となることから、同一 V_2 で N を増すと T_r がわずかに増加することを表している。しかし前述の理由により T_p は一定であると考えられるから、 N を増すと T_r は増加すると考えられる。この傾向は V_2 が大きいほど顕著である。このため同一 V_2 で N を増すと H_r は増加する。

次に η_p は H_r と伝達馬力の比であるが、伝達馬力の計測は困難であり、また軸馬力計からプロペラまでの損失馬力は小さいので、次式で表されるものとする。

$$\eta_p = \frac{H_r}{H_s} \dots\dots\dots(16)$$

(7)(11)より

$$\eta_p \propto \frac{T_r}{T} \cdot \frac{V_2}{N} (1-w) \dots\dots\dots(17)$$

式(17)の T_r/T および V_2/N と N, θ および V_2 との関係を Fig. 9 に表す。ただし V_2/N は式(3)より次式となる。

$$\frac{V_2}{N} = \frac{(1-S)(6.624\theta - 3.56)}{1852} \dots\dots(18)$$

η_p は Fig. 5 に示すように、運転条件により次に示す①～③となる。

①同一 θ で N を増すと η_p は減少し、その割合は小さくなっている。

②同一 N で θ を増すと η_p は増加するが、その割合は小

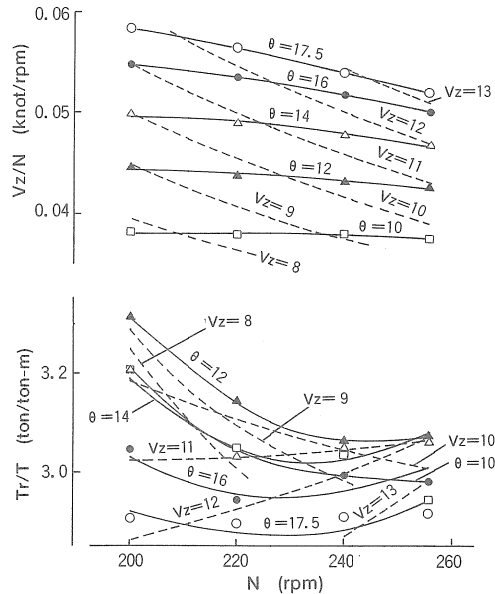


Fig. 9. Changes of V_2/N and T_r/T with engine revolution, at various propeller pitch angle and ship speed.
 T_r : Shaft Thrust
 T : Torque
 V_2/N : Ratio of ship speed to engine revolution
 T_r/T : Ratio of thrust to torque

さくなっている。

③同一 V_2 で N を増すと η_p は減少し、その割合はわずかに小さくなっている。また V_2 が大きいほど η_p の変化は小さくなっている。

①について考えると、 η_p は式(17)より T_r/T および V_2/N に比例する。ただし w は一定とする。また V_2/N は式(18)において θ が一定であるので $V_2/N \propto (1-S)$ となる。この S は(5・1)で述べたように同一 θ で N を増すと大きくなるので、 V_2/N は減少する。これは Fig. 9 に示されている。一方 T_r/T は同図に示すように N を増すと $N = 225 \sim 255$ rpm 付近で最小となり、さらに N を増すと増加するが、全体的な傾向として N を増すと減少する。すなわち N を増すと V_2/N および T_r/T が減少するため、 η_p は小さくなる。

次に N を増すと η_p の減少割合が小さくなるのは、Fig. 9 に示すように N を増すと V_2/N の減少割合はわずかに増大し、 T_r/T の変化は下に凸形のため、両者の積に比例する η_p の減少割合は小さくなる。

②について考えると、Fig. 9 に示すように θ を増すと V_2/N は増加し、 T_r/T は全体的な傾向として減少する。したがってこの両者の積に比例する η_p が増加するのは、 T_r/T より V_2/N の影響が大きいためである。

次に θ を増すと η_p の増加割合が小さくなるのは、Fig. 9 に示すように θ を増すと V_2/N の増加割合はわずかに小さくなり、 T_r/T は逆に減少するためである。

③について考えると、Fig. 9 に示すように V_2/N は同一 V_2 で N を増すと減少し、その割合は一定 $(1-N)$ である。

一方 T_r/T は V_2 の大きさによって傾向が異なる。すなわち V_2 を大きくすると減少割合は小さくなり、11 knot 以上では逆に増加する。しかし N を増すと V_2 の大きさによる T_r/T の差は小さくなり、収束する傾向がある。したがって図に示すように全体的な傾向として V_2 が大きいほど T_r/T は小さい。

以上のことから T_r/T は η_p を増加させる作用もあるが、 V_2/N の影響が大きいので η_p は減少する。しかし V_2 が大きいと T_r/T が増大するため、 η_p の減少割合は小さくなる。

(6) 船速と燃料消費量の関係

B_s 、 B_h および V_2 の関係は、

$$B_s = \frac{B_h}{V_2}$$

であり、式(6)より

$$B_s \propto \frac{B_h}{V_2} \dots\dots\dots(19)$$

となる。次に近似的には $H_i \propto V_2^3 \propto B_h$ 、 $V_2 \propto \theta N$ であるから θ を一定とすると式(6)より $B_c \propto N^2$ 、また N を一定とすると $B_c \propto \theta^3$ となる。さらに $B_h \propto \theta^3 N^3$ であるから $B_s \propto \theta^2 N^2 \propto V_2^2$ となり、理論的には V_2 を小さくすれば一定燃料で幾らでも航行距離を延ばすことができることになる。しかし実際には各部における効率等の点から、この関係は通常の航海速力での増減範囲のみに成立するものと考えられる。

B_s は Fig. 6 に示すように、運転条件により次に示す①～③となる。

①同一 θ で N を増すと B_s は増加し、その割合も大きくなっている。

②同一 N で θ を増すと B_s は増加し、その割合も大きくなっている。

③同一 V_2 で N を増すと B_s は増加し、その割合もわずかに大きくなっている。

①について考えると、Fig. 8、9 に示すように同一 θ で N を増すと B_c は増大し、その割合も大きくなり、 V_2/N は減少し、その割合は大きくなる。したがって式(18)より B_c は同一 θ で N を増すと増加し、その割合も大きくなる。

②について考えると、 B_c は理論的には $B_c \propto \theta^3$ であり、Fig. 8 にはこの傾向が示されている。また V_2/N も Fig. 9 に示すように θ を増すと増加しているが、 B_c の影響が大きいので θ を増すと B_s が増加する。その割合が大きくなるのは式(18)において V_2/N の増加割合はわずかに小さくなるが、 B_c は θ^3 に比例して増加するためである。

③について考えると、Fig. 8、9 に示すように同一 V_2 で N を増すと B_c はほぼ一定であり、 V_2/N は一定割合 $(1/N)$ で減少している。したがって式(19)より N を増すと B_s は増加し、増加割合はわずかに大きくなる。

6 まとめ

可変ピッチプロペラ船において、機関回転数およびプロペラ翼角を変更し、約7.5～13 knot の船速で航走した場合、それらが機関性能、プロペラ効率および燃料消費に及ぼす影響を明らかにした。その要点は次の通りである。

1. 見掛けのスリップ率は、実験の範囲内では回転数を一定としてプロペラ翼角を増すとほぼ直線的に増加する。
2. 最高圧力は、同一船速で回転数を増すと約11 knot を境にして、これ以上では低下し、以下では逆に上昇する。
3. 排気タービン入口排気ガス温度は、同一船速で回転数を増すと高くなり、その傾向は船速が小さいほど顕著である。

4. 同一の船速ならびにプロペラ翼角で機械効率が最小となる回転数が存在し、その回転数は同一船速の場合には船速が大きいくほど上昇し、また同一プロペラ翼角の場合には233 rpm 付近ではほぼ一定である。

5. プロペラ効率、同一船速ならばプロペラ翼角を増すほど向上する。この傾向は船速が小さいほど顕著である。

6. 実験したプロペラ翼角では、定航程を航行するに要する燃料消費量は、同一船速ならば回転数にほぼ比例する。

終りに終始御指導いただいた水産大学校機関学科金岡浩教授を始め、実験計測に御協力くださった諸氏に厚く感謝する次第である。

文 献

- 1) 日笠純扶・西矢豊就：水産大研報，23，31-46 (1974).
- 2) 稲葉興作：過給機の知識，初版，成山堂，東京，1968，p. 83.
- 3) 長尾不二夫：内燃機関講義上巻，3次，5版，養賢堂，東京，1969，p. 49.
- 4) 西島清一郎：船用機械工学第1分冊，3版，海文堂，東京，1970，p. 51.
- 5) 西島清一郎：船用機械工学第1分冊，3版，海文堂，東京，1970，p. 53.
- 6) 大串雅信：理論船舶工学下巻，6版，海文堂，東京，1972，p. 188.
- 7) 船用機関研究グループ：船用機関データ・ブック，初版，成山堂，東京，1976，p. 548.
- 8) 西島清一郎：船用機械工学第1分冊，3版，海文堂，東京，1970，p. 54.
- 9) 船用機関研究グループ：船用機関データ・ブック，初版，成山堂，東京，1976，pp. 549-550.