

船用機関の省燃費運航に関する研究—I

基礎実験

西矢 豊就 · 山路 光徽 · 荒木 猛

Studies on Handling Conditions of Marine Engine for Minimizing Oil Consumption—I Fundamental Experiments

Toyonari NISHIYA, Mitsuyoshi YAMAJI and Takeshi ARAKI

Since the popularization of the controllable pitch propellers among small-sized and medium-sized ships, the optimum combination to minimize oil consumption of the rate of rotation of engine (rpm) and the angular pitch of propeller blades at various cruising speeds has been an interest of marine engineers.

We made a series of experiments to find the optimum combination with the training ship Kakuyo-Maru (1,044.38 G/T, 2,800 HP) under various cruising speeds of 9~13.5 knots on October 22nd 1983 in the northwestern Pacific.

Following results were obtained.

i) Cruising speed, V (knot) and consumption of fuel oil, G_m (kg/n.m. running) were expressed by the following experimental formulae, where n is rpm of the main engine; S , slip ratio of propeller; θ_p , angular pitch of propeller blades.

$$V = 0.0241 \cdot n - 0.15863 \cdot S + 0.84685 \cdot \theta_p - 12.4791$$

$$G_m = 0.04906 \cdot n - 0.0086 \cdot V^2 + 0.52406 \cdot S - 0.06734 \cdot \theta_p - 11.91674$$

ii) The oil consumption was always smaller at the combination of lower rpm and greater pitch within the speed tested. However, when the angular pitch was 17° or greater, the temperature of exhaust gas often reached above its dangerous level.

iii) The relative shaft-horse power at a constant rpm varied with pitch, i.e., the horse power at the pitches of 16° or 17° increased by 3.37 or 11.52 % compared with the power at 15° of pitch.

はじめに

1960年代に小・中型船に可変ピッチプロペラ(CPP)が採用されて以来、燃料消費量節減のため、任意の船体速力に対する主機関回転数とプロペラピッチ角(以下ピッチ角とする)の最適組合せが、船用機関取扱者にとって最大の研究課題となっている。ちなみに、燃料費が運航コストに占める割合は極めて大きい。1979年当時40%程度であったこの割合は、1983年では60%にも達した。したがって、推進装置は省エネルギー的に取扱われる必要がある。

練習船鶴洋丸は、航海中の気象・海象に応じ適切な船体速力を設定して推進装置を運転しているが、その運用は必ずしも充分でなく、経済的、あるいは、効率的な運転には今後改良されるべき点も多い。すなわち、任意の船体速力に対して、それぞれ一組の回転数とピッチ角の最適組合せがあつて、これに従って推進装置を運転することが取扱者の最も重要な課題の一つである。

回転数とピッチ角とを最も効果的な組合せに制御すれば、主機関の燃料消費量を節減出来、また、損耗を

最少限にとどめることが出来ると考えられている。しかし、船体速力、スリップに係る船体抵抗は海況によって変わるので、取扱者はその詳細について充分把握しておく必要がある。

そこで、本実験では先づ回転数とピッチ角の設定が、船体速力および主機関性能に及ぼす影響について明らかにするため、鶴洋丸の1975～1983年の機関日誌から

常用ピッチ角15°、16°および17°について、主機関性能の統計解析を行い、あわせて実験の計測を行って、これ等の結果について若干の考察を行った。

1. 実験および計測方法

本実験に用いた長崎大学水産学部練習船鶴洋丸の主たる諸元を Table 1 に示す。

Table 1. Principal particulars of Kakuyo-Maru of Nagasaki University.

Hull	
Length registered	58.00 m
Length between perpendiculars	58.00 m
Breadth	11.85 m
Depth	7.60 m
Gross tonnage	1,044.38 tons
Main engine	
Type	DAIHATSU 8DSM-32 Single action 4cycle Diesel
Number of cylinder	8
Maximum continuous horse power	2,800 PS × 600/265 rpm
Service horse power	2,380 PS × 600/265 rpm
Cylinder bore	320 mm
Stroke	380 mm
Type of supercharger	VTR-400
Reduction gear	
Type	RCA-45D
	Hydraulic clutch of immersed multi-plate
Gear ratio	1:2.26 600/265 rpm
Controllable pitch propeller	
Type	KAMOME CPC-80
Number of blade	3
Diameter	2,850 mm
Principle pitch	1,140 mm
Developed area ratio	0.45
Fuel oil supplied	
	#2 first grade (Rank A)
	Specific gravity 15/4°C 0.8522
	Lower calorific value 10,220 kcal/kg

船舶の推進性能は、水線下の船体抵抗によって大きく変わるから船体が比較的クリーンな状態で実験する必要がある。したがって、船底を掃除した約20日後の最も船体抵抗が小さい時期の1983年10月22日、次に述べる各種の状態での計測を実施した。

ピッチ角を15°、16°および17°に固定した上で、それ等の各角度において主機関回転数を400、500、550および580rpmの4段階に変化させ、すなわち、12種類の組合せで下記の項目について計測を行った。なお、Table 2 に示す通り海況は計測期間を通じて、ほぼ一定であった。また、計測が等時的に実施されるよう、以下の各項目について出来るだけ同時に計測を行うようにした。

1.1. 主機関回転数

クランク軸端装備の電気式回転計（タコジェネ）指示値の目測による平均値とした。

1.2. プロペラ回転数

中間軸に装備の近接スイッチによる電気式無接触回転計指示値の1分間の平均値とした。

1.3. 過給機回転数

排気タービンプロワ側に装備したHSEC型高速電子式回転計の指示値の1分間の平均値とした。

1.4. 船体速力

積算型電磁ログで一定距離（1/10哩）を航走するに要する時間を各5回宛計測し、その平均時間から船体速力を換算した。

1.5. 燃料消費量

主機関の燃料油配管装置に装備したRO型容積式ルーツ流量計を用い、燃料油の一定量（3～10^l）が通過する時間を各3～5回宛計測し、その平均時間から換算した。また、その時の燃料比重は浮力式ガラス比重計を用いて計測し、温度補正の上、燃料消費量とした。

1.6. 温度

排気ガス温度はシリンダ出口管に装備のCA熱電対温度計で、各シリンダごとに計測の上、8シリンダの平均値とした。その他冷却水、給気、燃料油および排気タービン入出口ガス等の必要ヶ所の温度は、棒状のアルコールおよび水銀温度計で計測した。

1.7. 圧力

シリンダ最高圧力は直読式最高圧力計で、各シリンダごとに計測の上、8シリンダの平均値とした。その他給気、冷却水、燃料油等の必要ヶ所の圧力は、ブルドン管式圧力計で計測した。

1.8. 燃料ポンプのラック目盛

燃料噴射ポンプ装置コモンロッド端部に装備したラック位置表示指針の1分間の平均値とした。

1.9. ピッチ角

翼角制御ハンドルの指示値とした。

1.10. 気象・海象

気象庁風力階級表による値を用いた。

1.11. 排水量

燃料、清水その他の重量物の現在量から、吃水およびトリムを計算し、排水量曲線表より求めた。

1.12. 軸馬力

本実験では陸上公式試運転成績表の燃料消費率と負荷率の関係から、主機関の軸馬力を推定した。理想的な燃焼の下では次のように算出することが出来る。すなわち、陸上公式試運転時の燃料消費率 b_e (kg/PS·h)と使用燃料の低位発熱量 H_{l1} (kcal/kg)から、単位馬力・時間当り発生熱量は $b_e \cdot H_{l1}$ (kcal/PS·h)となる。また、本実験の燃料消費量 G (kg/h)と使用燃料の低位発熱量 H_{l2} (kcal/kg)から、単位時間の発生熱量は $G \cdot H_{l2}$ (kcal/h)である。したがって、発生馬力 N_e (PS)は $N_e = (G \cdot H_{l2}) / (b_e \cdot H_{l1})$ (PS) …………… (1)である。

1.13. 平均有効圧力

一般に4サイクルディーゼル機関の軸馬力は次式で示される。

$$N_e = C \cdot n \cdot P_e \quad (\text{PS})$$

$$N_e \cdot \text{軸馬力} \quad (\text{PS})$$

$$C \cdot \text{定数. 本船の場合 } C = 0.2717$$

$$n \cdot \text{回転数} \quad (\text{rpm})$$

$$P_e \cdot \text{平均有効圧力} \quad (\text{kg/cm}^2)$$

したがって

$$P_e = N_e / (C \cdot n) \quad (\text{kg/cm}^2) \quad \dots\dots\dots (2)$$

多気筒機関の場合、各シリンダの発生する仕事量には、それぞればらつきがある。しかし、本実験では各シリンダの燃料噴射ポンプのラック目盛の値から判断すると、そのばらつきは約2%以下であるので、測定誤差範囲にあると考える。ゆえに、 P_e は式(2)より8シリンダの平均値として算出した。

2. 結果および考察

計測結果を Table 2 に示す。また、主機関運転性能を見るため Table 2 の中より抽出し、横軸に主機回転数を、縦軸に諸項目の変化をピッチ角をパラメータと

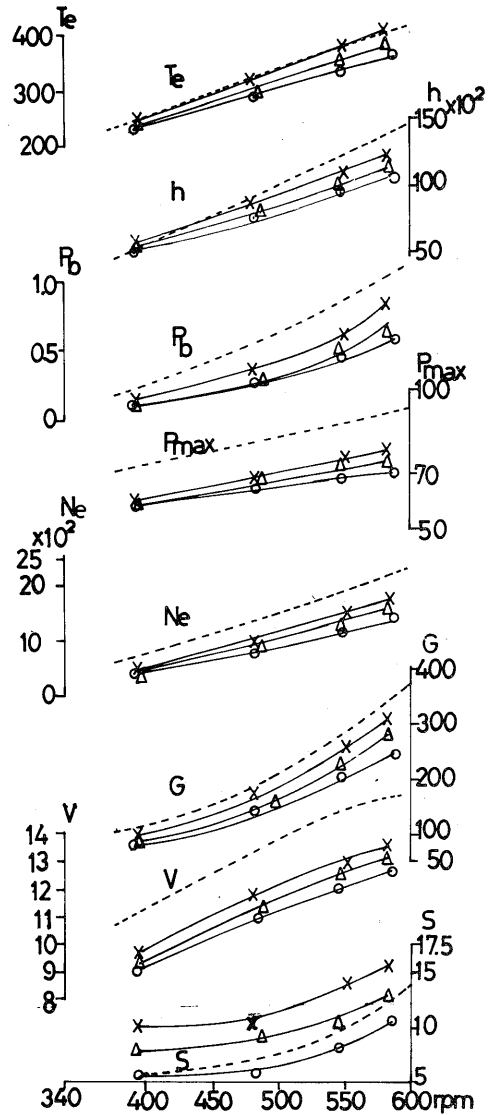


Fig. 1. Parametric interrelation in 3-angular pitches of propeller blade between revolution per minute of main engine and its various characters:

- n : Revolution per minute of main engine (rpm)
- T_e : Exhaust gas temperature of main engine ($^{\circ}\text{C}$)
- h : Revolution per minute of turbo charger (rpm)
- P_b : Suction air pressure (kg/cm^2)
- P_{max} : Maximum pressure (kg/cm^2)
- N_e : Shaft horse power (PS)
- G : Fuel oil consumption (kg/h)
- V : Ship speed (knot)
- S : Propeller slip (%)

Note: Throughout the figure, the solid lines are given for measured values in the experimental measurements and the dotted line is referred from an official sea trial in 1975. Simboles are given as a circle for 15° of blade pitch, as a triangle for 16° and a cross for 17° respectively.

して Fig. 1 に示す。Fig. 1 の破線は主機関運転性能の経時変化を比較するため、竣工時のピッチ角18.5°に

おける海上公式試運転時の成績表 (Table 3) より読みとったものである。

Table 2. Measured and calculated characters of main engine of Kakuyo-Maru in parameter of various angular pitch of propeller in 24th October 1983.

θ_p P	15° 1679				16° 1797				17° 1916			
	n	393.2	483.6	549.2	587.6	395.5	488.2	549.2	583.1	395.5	481.4	551.4
N_p	174	214	243	260	175	216	243	258	175	213	244	258
$h \times 10^2$	52.5	77.0	94.0	107.0	55.0	81.0	105.0	113.5	59.0	87.0	110.0	123.0
T_e	230.8	284.9	332.5	361.6	238.5	299.3	354.6	379.3	249.4	321.7	378.6	403.8
P_b	0.11	0.25	0.43	0.58	0.12	0.29	0.52	0.68	0.14	0.35	0.60	0.83
$P_{max.}$	58.0	64.4	68.7	71.3	59.4	67.8	73.8	75.4	60.3	69.0	76.1	79.3
N_e	363	754	1173	1439	403	860	1332	1632	478	977	1511	1875
P_e	3.4	5.7	7.9	9.0	3.8	6.5	8.9	10.3	4.4	7.5	10.1	11.8
G	81.8	142.8	203.9	246.5	88.7	157.8	229.4	277.0	101.0	173.9	257.9	315.1
G_m	9.03	13.01	16.80	19.52	9.47	13.83	18.16	21.26	10.33	14.67	19.80	23.29
V	9.06	10.98	12.14	12.63	9.37	11.41	12.63	13.03	9.77	11.85	13.03	13.53
S	4.23	5.67	8.17	10.68	8.05	9.30	10.74	13.25	10.04	10.36	13.94	15.54

Remarks: Various conditions throughout the above measurements were:

- 1) displacement of Kakuyo-Maru: 1794.5 tons
 - 2) smooth sea with portbow waves and light air (2m/sec.).
- θ_p : Propeller pitch angle (deg.)
P : Propeller pitch (mm)
n : Revolution of main engine (rpm)
 N_p : Revolution of propeller (rpm)
h : Revolution of turbo charger (rpm)
 T_e : Exhaust gas temperature of main engine (°C)
 P_b : Suction air pressure (kg/cm²)
 $P_{max.}$: Maximum pressure (kg/cm²)
 N_e : Shaft horse power (PS)
 P_e : Mean effective pressure (kg/cm²)
G : Fuel oil consumption (kg/h)
 G_m : Fuel oil consumption (kg/n.m.)
V : Ship speed (knot)
S : Propeller slip (%)

Table 3. Result of official sea trial in 1975

θ_p P	18.5° 2097			
	Load	1/4	2/4	3/4
n	378	479	546	600
N_p	168	211	242	265
$h \times 10^2$	56.0	90.0	120.0	135.0
T_e	240	320	370	410
P_b	0.16	0.50	0.82	1.12
$P_{max.}$	70.3	80.5	87.5	93.3
N_e	600	1300	1870	2340
P_e	5.8	10.0	12.6	14.5
G	101.1	183.0	275.0	379.3
G_m	9.432	13.800	18.429	24.441
V	10.72	13.26	14.92	15.52
S	6.08	7.49	9.23	13.79

Remarks: Various conditions throughout the above measurements were:

- 1) displacement of Kakuyo-Maru: 1350.00 tons
 - 2) smooth sea with starboardbow waves and light air (2m/sec.)
- θ_p : Propeller pitch angle (deg.)
P : Propeller pitch (mm)
n : Revolution of main engine (rpm)
 N_p : Revolution of propeller (rpm)
h : Revolution of turbo charge (rpm)
 T_e : Exhaust gas temperature of main engine (°C)
 P_b : Suction air pressure (kg/cm²)
 $P_{max.}$: Maximum pressure (kg/cm²)
 N_e : Shaft horse power (PS)
 P_e : Mean effective pressure (kg/cm²)
G : Fuel oil consumption (kg/h)
 G_m : Fuel oil consumption (kg/n.m.)
V : Ship speed (knot)
S : Propeller slip (%)

2.1. 軸馬力, N_e , および平均有効圧力, P_e

2.1.1. 燃料消費量基準の軸馬力, N_e

船舶の推進装置において、負荷トルクと軸トルク (τ) が平衡した状態なら τ および N_e は、それぞれ、 n^2 および n^3 に比例する。そこで燃料消費量基準の N_e の有意性を見るため、回転比3乗負荷率 $(n/n_o)^3$ (n_o :rpm, 主機関の定格回転数) を各計測点の回転数よりそれぞれ求め、直線回帰分析の結果は次の通りである。すなわち、燃料消費量から推定した N_e と回転比3乗負荷率 $(n/n_o)^3$ の関係は、Fig. 2 に示す通りで、回帰式は各ピッチ角 θ_p について次のようになる。

$$\theta_p = 15^\circ \cdots N_e = 1646.9 (n/n_o)^3 - 101.6 \quad \text{(PS) } \cdots \cdots \cdots (3-1)$$

$$\theta_p = 16^\circ \cdots N_e = 1956.0 (n/n_o)^3 - 170.4 \quad \text{(PS) } \cdots \cdots \cdots (3-2)$$

$$\theta_p = 17^\circ \cdots N_e = 2184.4 (n/n_o)^3 - 153.2 \quad \text{(PS) } \cdots \cdots \cdots (3-3)$$

各 θ_p について測定数はそれぞれ4回であるが、0.5%以下の危険率で有意と認められる。したがって、本実験結果から見ると回転数の3乗法則を充分満足す

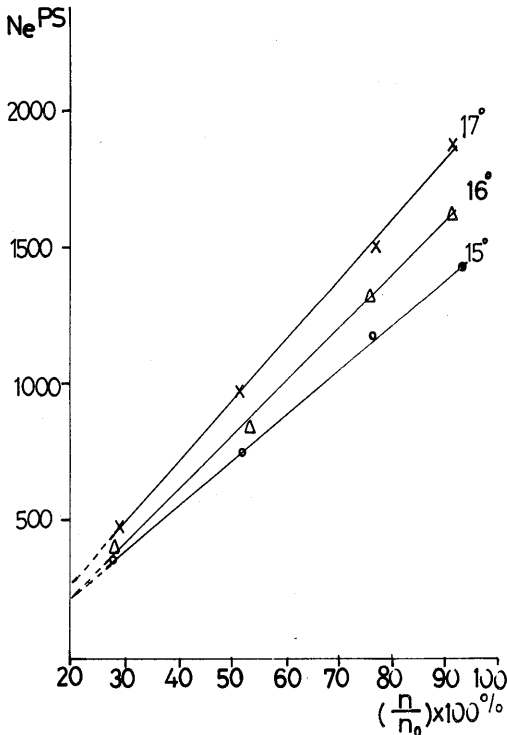


Fig. 2. Interrelation between shaft horse power and ratio of operating rpm to rated rpm, in parameter of various angular pitch of propeller blade.
 N_e : Shaft horse power (PS)
 n : Revolution per minute of main engine (rpm)
 n_o : Rated rpm of main engine (rpm)

るので本考察では主機関の N_e は、燃料消費量基準のものを用いた。式(3)の回帰係数は、主機関の負荷変動に伴う作動線の傾きを示し、Fig. 2のように負荷トルクが増大するとその傾斜が大きくなる。

2.1.2. ピッチ角, θ_p , をパラメータとした時の主機関回転数, n , と軸馬力, N_e

船舶があるピッチ角 θ_p で航走する場合、 N_e とプロペラ回転数 N_p の関係は、海況条件や船体外坂の水線下の汚損程度によっても変わる。Fig. 3は本般の海上公式試運転時の4/4負荷 ($N_e = 2640$ PS, $n = 600$ rpm, $N_p = 265$ rpm) を定格点, A, とした N_e - n 特性曲線図であり、この図にはさらに本実験結果から求めた θ_p をパラメータとした N_e - n 特性曲線も合せて示している。本実験結果から得られた曲線は公式試運転時の標準プロペラ特性と良く一致した傾向を示している。

また、本図でA点を通る N_e - n 特性曲線に対し、左側の n が小さい範囲は、主機関の軸トルクが設計値より大きくなるトルクリッチゾーンで、これと反対に右側の n が大きい範囲は、トルクアップゾーンである。

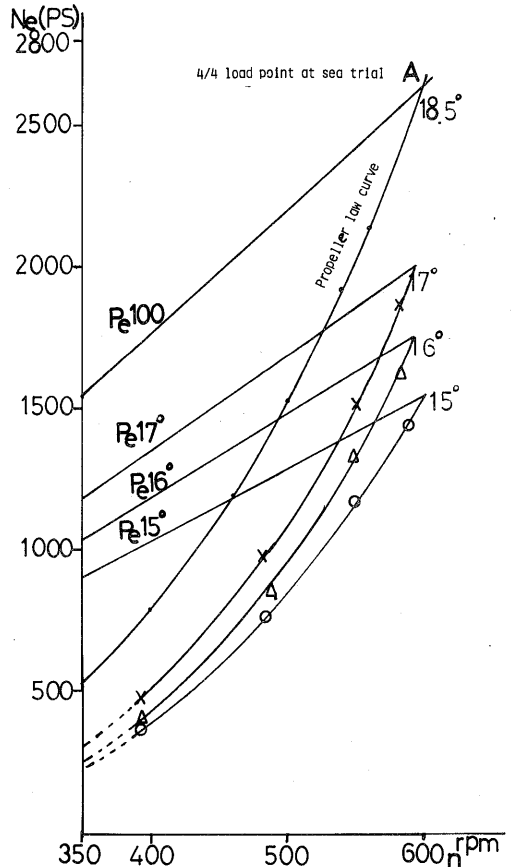


Fig. 3. Interrelation between shaft horse power and rpm.
 N_e : Shaft horse power (PS)
 n : Revolution of main engine (rpm)
 P_e : Mean effective pressure (kg/cm^2)

一般に主機関の熱負荷は、軸トルクの大小により左右され軸トルクが過大になれば、主機関は熱負荷に起因する事故を起しやすい。本実験範囲では運転位置はすべて前者の範囲内に入る。

また、ディーゼル機関の熱負荷の推定に、機関の P_e と P_b (絶対圧力) の圧力比 P_e/P_b の値を使用することがある。機関の負荷が大きくなると排気ガスエネルギーおよび排気タービン出力が増大する。ゆえに P_b も上昇するので全体として P_e/P_b は漸減的に低下する傾向を示す。 $17^\circ < \theta_p$ で n の大きい範囲は、海上公式試運転時の値に接近する。したがって、 $17^\circ < \theta_p$ の状態では機関の負荷に注意しなければならない。

2.1.3. ピッチ角, θ_p , をパラメータとした時の平均有効圧力, P_e .

一般に $N_e \propto n^2$ の関係が成立する時、式(2)から求めた P_e は n^2 に近似出来る。本実験結果からこの近似式は次のようになる。

$$\theta_p = 15^\circ \cdots P_e = 2.5 \cdot 10^{-5} \cdot n \quad (\text{kg/cm}^2) \cdots (4-1)$$

$$\theta_p = 16^\circ \cdots P_e = 2.8 \cdot 10^{-5} \cdot n \quad (\text{kg/cm}^2) \cdots (4-2)$$

$$\theta_p = 17^\circ \cdots P_e = 3.2 \cdot 10^{-5} \cdot n \quad (\text{kg/cm}^2) \cdots (4-3)$$

ディーゼル機関においては、一定の船体速力を維持するよう船体抵抗の変動に関らず、ガバナが作動して自動的に燃料噴射量を加減する機構になっている。その噴射量に比例して P_e は変動するから、噴射量が変わるとこれに伴って P_e および N_e も変動する。

本実験で θ_p を $15^\circ \rightarrow 17^\circ$ と次第に大きくすると、主機関の P_e は同一回転数において $P_{e15^\circ} \rightarrow P_{e17^\circ}$ と大きくなり、その結果 N_e が増加する。本実験結果による P_e の変化を Fig. 3 に示す。船体抵抗が増加した場合、 N_e の増加率は大きくなり、運転状態によっては n の減少と共にトルクリッチゾーンに入る。したがって、主機関取扱者は N_e と n の関係、および、設定した θ_p に対する平均有効圧力 $P_{e(\theta_p)}$ の値を把握する必要がある。式(4)から求めた P_e は実験値と良く一致する。本実験範囲では主機関の設定された運転状態の P_e を式(4)から充分推定出来ると考える。

2.2. 排気ガス温度, T_e , 排気タービン過給機回転数, h , および吸気圧力, P_b .

2.2.1. ピッチ角, θ_p , をパラメータとした時の排気ガス温度, T_e .

本船は特別な軸馬力計を装備しないので、主機関の N_e を正確迅速に求められない。そこで N_e を推定するため N_e と T_e , h , P_b 等の相関関係を本実験結果について検討を行った。

ディーゼル機関の T_e は機関の吸気、冷却水等の温度、燃料噴射弁および吸・排気弁のタイミング等さまざまな因子が相互に影響し合って変化する。

本実験とほぼ同じ海況条件で航走した時の過去1年間の記録から、主機関の N_e と T_e の関係をまとめて Fig. 4 に示す。なお、Fig. 4 に T_e の値と密接な関係にある h および P_b を合わせて示した。本実験範囲の T_e は近似的には次式のようになる。

$$\theta_p = 15^\circ \cdots T_e = 0.6721 \cdot n - 35.87 \quad (^\circ\text{C}) \cdots (5-1)$$

$$\theta_p = 16^\circ \cdots T_e = 0.7589 \cdot n - 64.61 \quad (^\circ\text{C}) \cdots (5-2)$$

$$\theta_p = 17^\circ \cdots T_e = 0.8234 \cdot n - 75.71 \quad (^\circ\text{C}) \cdots (5-3)$$

Fig. 1 の n と T_e の関係は式(5)と良く一致する。また、日笠等の天鷹丸 (518.31 tons, 1000 PS, 330rpm) での実験結果¹⁾とも良く一致し、 $T_e \propto n$ の関係にある。本実験範囲の T_e は n が大きくなると一次的に上昇し、 $\theta_p = 17^\circ$ になると海上公式試運転時の値まで近づく。 T_e の過高は多くの原因によるが、特に排気タービン過給機の効率低下によることが多く、重大な事故にもつながる。本実験結果から主機関の取扱者は、 $17^\circ < \theta_p$ の場合、十分な注意を払う必要がある。また、主機関を運転する場合、制限値の目安に T_e を用いる時は、 T_e に係る要素は多いのでそれ等との関連において T_e の値の可否を判断することになる。

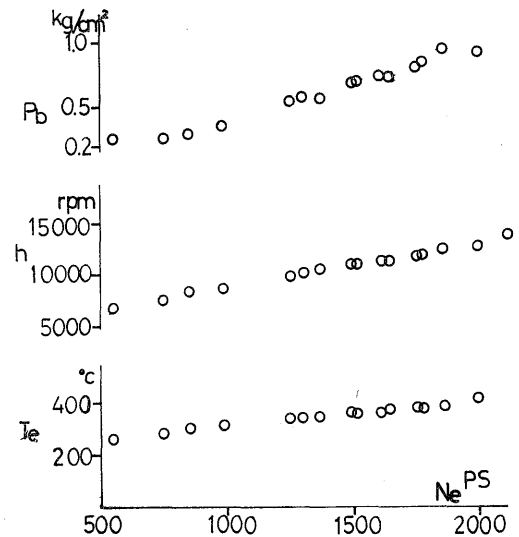


Fig. 4. Variances of suction air pressure, rpm of turbo charger and exhaust gas temperature of main engine, in various shaft horse power of main engine. This figure is referred from engine Log Books (1974-1983) of Kakuyo Maru.

N_e : Shaft horse power (PS)

P_b : Suction air pressure (kg/cm²)

h : Revolution per minute turbo charger (rpm)

T_e : Exhaust gas temperature of main engine (°C)

2.2.2. ピッチ角 θ_p をパラメータとした時の吸気圧力 P_b , 排気タービン回転数, h

一般に中速ディーゼル機関のシリンダ出口排気ガス温度は400℃前後になる。本船の場合、負荷2/4~3/4、船体速力12.5~13.5 knotで航走した時、過去1年間の記録ではそれはほぼ380℃である。この排気ガス熱量は廃熱として大気中に放出され、熱勘定例によると約30%にもなり、この廃熱の回収は船舶の省エネルギー対策につながる。ディーゼル機関が大型化、あるいは、高速化すると熱力学的冷却損失は少なくなる反面、排気損失は大きくなる。過給機付ディーゼル機関の排気タービン過給機は、この廃熱を回収する装置の一種で、廃熱回収から得られる省エネルギー効果は極めて大きい。本実験範囲の P_b と n の関係は、次式で近似出来る。

$$\theta_p = 15^\circ \cdots P_b = 2.109 \cdot 10^{-12} \cdot n^{4.128} \quad (\text{kg/cm}^2) \cdots \cdots (6-1)$$

$$\theta_p = 16^\circ \cdots P_b = 2.709 \cdot 10^{-13} \cdot n^{4.481} \quad (\text{kg/cm}^2) \cdots \cdots (6-2)$$

$$\theta_p = 17^\circ \cdots P_b = 2.894 \cdot 10^{-13} \cdot n^{4.500} \quad (\text{kg/cm}^2) \cdots \cdots (6-3)$$

すなわち、 P_b は n が大きくなるとほぼ n^4 に比例して急激に大きくなる。また、式(6)は日笠等の実験結果²⁾とも良く一致する。

一方、主機関への供給熱量 Q_f (kcal/h)の中、排気ガスへの損失熱量の割合を φ (%)とすると、排気ガス熱量は $Q_f \cdot \varphi$ (kcal/h)となる。また、排気タービンの出力を N_e (kcal/h)とすれば、 $N_e \propto Q_f \cdot \varphi \propto n^2$ である。したがって、 n を大きくすると排気タービンの回転数 h は次第に大きくなる。すなわち、Fig. 1で n が大きくなると θ_p が大きくなるに従い、 P_b が急激に上昇するのは h が大きくなるためである。

本実験範囲の h と n の関係は、近似的に次式のようになる。

$$\theta_p = 15^\circ \cdots h = 0.15 \cdot n^{1.76} \quad (\text{rpm}) \cdots \cdots (7-1)$$

$$\theta_p = 16^\circ \cdots h = 0.16 \cdot n^{1.90} \quad (\text{rpm}) \cdots \cdots (7-2)$$

$$\theta_p = 17^\circ \cdots h = 0.08 \cdot n^{1.88} \quad (\text{rpm}) \cdots \cdots (7-3)$$

Fig. 1の n と h の関係は式(7)と良く一致する。また、 $\theta_p = 15^\circ$ で n を500rpmより550rpmにした場合の n の増加率は、約19%であるが、 $n = 500$ rpmで θ_p を 15° より 17° にした場合のそれは、約15%となる。すなわち、Fig. 1より n または θ_p を変化させた時の廃熱量を推定し、両者の変化による利害を判断出来るものと思う。

2.2.3. ピッチ角、 θ_p をパラメータとした時の排気ガス温度、 T_e 、および排気タービン回転数、 h 、と軸馬力、 N_e

船舶を経済的・効果的かつ安全に運転するため、運転諸元の任意の項目と N_e の関係性を明らかにして、これから N_e を推定する必要がある。そこで本実験範囲の T_e および h から N_e を推定するため、これ等の間の多

重回帰式を求めると次のようになる。

$$\theta_p = 15^\circ \cdots N_e = 14.48 \cdot T_e - 15.20 \cdot 10^{-2} \cdot h - 2192 \quad (\text{PS}) \cdots \cdots (8-1)$$

$$\theta_p = 16^\circ \cdots N_e = 30.36 \cdot T_e - 51.86 \cdot 10^{-2} \cdot h - 3998 \quad (\text{PS}) \cdots \cdots (8-2)$$

$$\theta_p = 17^\circ \cdots N_e = -44.80 \cdot T_e + 1.309 \cdot h + 3966 \quad (\text{PS}) \cdots \cdots (8-3)$$

式(8)による計算結果は、 θ_p が 15° および 16° においてFig. 1の実験結果と良く一致し、両者の誤差は3.3%以内にある。一方、 θ_p が 17° の場合その誤差は約8%とやや大きい。実用上差支えないと判断される。したがって、実験を重ねれば T_e および h の計測結果から、 N_e をかなり正確に推定出来る。

2.3. 最高圧力、 P_{max} .

ディーゼル機関の理論的熱効率 η_{th} は、圧縮比・空気過剰率が一定なら P_{max}/P_c (P_c kg/cm²・圧縮圧力)が大きい程良くなる。また、 P_{max} が一定なら η_{th} は他の熱サイクルと比較してディーゼルサイクルが最も大きい。しかし、 P_{max} が大きいと機関各部に悪影響を及ぼすから、一定限度以下に保たねばならない。本船は4/4負荷状態で115kg/cm²(陸上公式試運転記録)である。

本船の n と P_b の関係は、式(6)で示されているように n を大きくすると P_b は n^4 に比例して大きくなる。また、 n を大きくすると着火時の可燃性混合気量も多くなるので、 P_{max} はさらに大きくなる。 P_{max} と n の関係は日笠等³⁾によると $P_{max} = a \cdot n^b$ (kg/cm²)(a, b -定数)の関係にある。本実験結果によると近似的に次式のようになる。

$$\theta_p = 15^\circ \cdots P_{max} = 2.72 \cdot n^{0.512} \quad (\text{kg/cm}^2) \cdots (9-1)$$

$$\theta_p = 16^\circ \cdots P_{max} = 1.37 \cdot n^{0.631} \quad (\text{kg/cm}^2) \cdots (9-2)$$

$$\theta_p = 17^\circ \cdots P_{max} = 0.89 \cdot n^{0.705} \quad (\text{kg/cm}^2) \cdots (9-3)$$

本実験範囲では、 P_{max} と n は極めて高い相関が認められる。また、日笠等の実験結果⁴⁾と良く一致する。

所で主機関は省エネルギーの観点から、 b_e を定格状態に近づけて運転することが望ましい。一つの方法として、低負荷で運転する場合、 P_e は低く抑え、燃料噴射タイミングを調整し、 P_{max} は定格状態の値に保持して P_{max}/P_e を大きくする。そこで本実験結果から、 P_{max}/P_e が b_e に与える影響を見るため、 b_e と P_{max}/P_e の間の重回帰式を求めると近似的に次式のようになる。

$$\theta_p = 15^\circ \cdots b_e = 0.134 \cdot e^{0.031 \cdot P_{max}/P_e} \quad (\text{kg/PS} \cdot \text{h}) \cdots \cdots (10-1)$$

$$\theta_p = 16^\circ \cdots b_e = 0.133 \cdot e^{0.032 \cdot P_{max}/P_e} \quad (\text{kg/PS} \cdot \text{h}) \cdots \cdots (10-2)$$

$$\theta_p = 17^\circ \cdots b_e = 0.133 \cdot e^{0.033 \cdot P_{max}/P_e} \quad (\text{kg/PS} \cdot \text{h}) \cdots \cdots (10-3)$$

本実験結果を Fig. 5 に示す。\$b_e\$ と \$P_{max}/P_e\$ の相関は高く式(10)による計算値は、実験値と良く一致する。Fig. 5 で同一の \$b_e\$ に対して \$\theta_p\$ を小さくする方が \$P_{max}/P_e\$ は大きくなる。したがって、それだけ主機関のサイクル効率は良くなる。また、\$\theta_p\$ が一定なら \$n\$ を大きくする方が \$b_e\$ は小さい。\$P_{max}\$ がサイクル効率に与える影響は顕著で、これが大きくなると \$b_e\$ が低下し、したがって、熱負荷および \$T_e\$ は低くなる。

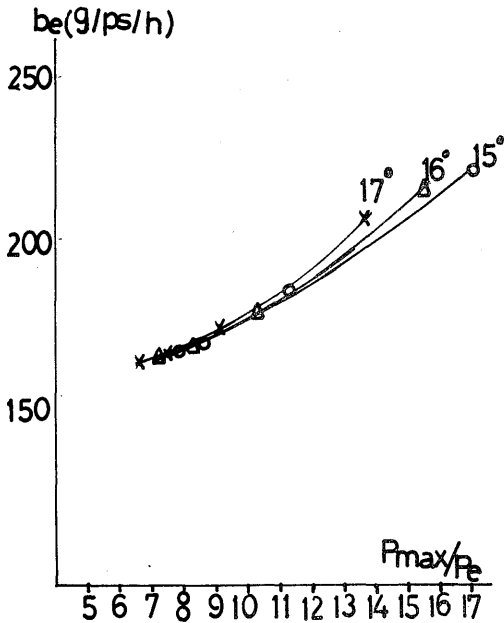


Fig. 5. Interrelation between specific fuel oil consumption (b_e , g/PS/h) and pressure ratio (P_{max}/P_e).

P_{max} : Maximum pressure (kg/cm²)

P_e : Mean effective pressure (kg/cm²)

b_e : Specific fuel oil consumption (g/PS/h)

本実験で \$T_e\$ および \$P_e\$、すなわち、\$N_e\$ が \$P_{max}\$ に与える影響を考察するため、次の多重回帰を求めた。

$$\theta_p = 15^\circ \cdots P_{max} = 10.30 \cdot 10^{-2} \cdot T_e - 4.11 \cdot 10^{-2} \cdot P_e + 34.72 \quad (\text{kg/cm}^2) \quad \cdots (11-1)$$

$$\theta_p = 16^\circ \cdots P_{max} = 35.69 \cdot 10^{-2} \cdot T_e - 5.31 \cdot P_e - 5.18 \quad (\text{kg/cm}^2) \quad \cdots (11-2)$$

$$\theta_p = 17^\circ \cdots P_{max} = 10.81 \cdot 10^{-2} \cdot T_e + 31.67 \cdot 10^{-2} \cdot P_e + 31.90 \quad (\text{kg/cm}^2) \quad \cdots (11-3)$$

式(11)の計算結果は Fig. 1 の実験値と良く一致する。したがって、式(9)および(11)から \$n\$、\$T_e\$ および \$P_e\$、すなわち、\$N_e\$ をパラメータとして \$P_{max}\$ を推定出来る。

2.4. 燃料消費量, G, \$G_m\$

一般に船用ディーゼル機では、負荷60~100%の範囲で使用するように設計されているから、極端な低負荷(CPP装置で \$n\$ または \$\theta_p\$ が極度に小さい時)、あるいは過負荷 (\$n\$ または \$\theta_p\$ が極度に大きい時)での連続運転

は避けなければならない。例えば低負荷の連続運転は燃料噴射系統の不適當、あるいは掃排気系統の不良から燃焼不良を起して \$b_e\$ が大きくなる。反対に過負荷では噴射燃料の燃焼速度が \$n\$ に比例して大きくなり、また、燃料噴射ポンプの一回当りの噴射量も大きくなるため、空気過剰率が小さくなり、給気量不足から燃焼状態が悪化し \$b_e\$ も大きくなる。また、吸排気弁等のタイミングは、4/4負荷基準のもので部分負荷、しかも極端な軽負荷状態で連続運転すると、\$P_b\$ が低下してシリンダのガス交換作用が悪化し、給気量の不足から不完全燃焼を起し、ますます \$P_b\$ を低下させる。すなわち、燃料不経済運転になる。したがって、機関にはそれぞれ燃焼条件が最も良くなる \$n\$ および \$\theta_p\$ の組合せが存在する。

一方、CPP船は \$N_p\$、すなわち、\$n\$ と \$\theta_p\$ の組合せで任意の \$V\$ が得られ、設定した \$V\$ に対して一般には \$N_p\$ を小さく \$\theta_p\$ を大きくする方が、反対に \$N_p\$ を大きく \$\theta_p\$ を小さくするよりも燃料消費量は小さくなる。すなわち、主機関を高い効率で運転出来るため省エネルギー効果が期待出来る。

近年 ALC (Automatic Load Control) システムを装備して、設定した \$V\$ に対して \$N_p\$ と \$\theta_p\$ を制御する省エネルギー CPP 船もある。そこで、本船の現状を考察するため、\$N_p\$ と \$\theta_p\$ を色々に組合せた時の \$V\$ と \$G\$ および \$G_m\$ を計測した。

本実験範囲では燃料が完全燃焼すると思われるので \$G \propto N_e\$ となる。また、\$N_e \propto n^3\$ なので \$G \propto n^3\$ となる。定航程を航行するに要する時間を \$t\$、その間の燃料消費量を \$G_m\$ とすると \$G_m = G \cdot t\$ (kg/n.m.) であり、また、\$t \propto 1/V \propto 1/n\$ である。ゆえに \$G_m \propto n^2\$ となる。\$G\$ と \$n\$ の関係は Fig. 1 の通りである。

各 \$\theta_p\$ に対する \$G\$ および \$G_m\$ と \$n\$ の近似式は次のようになる。

\$G\$ について

$$\theta_p = 15^\circ \cdots G = 1.26 \cdot 10^{-6} \cdot n^3 \quad (\text{kg/h}) \quad \cdots (12-1)$$

$$\theta_p = 16^\circ \cdots G = 1.36 \cdot 10^{-6} \cdot n^3 \quad (\text{kg/h}) \quad \cdots (12-2)$$

$$\theta_p = 17^\circ \cdots G = 1.57 \cdot 10^{-6} \cdot n^3 \quad (\text{kg/h}) \quad \cdots (12-3)$$

\$G_m\$ について

$$\theta_p = 15^\circ \cdots G_m = 5.67 \cdot 10^{-5} \cdot n^2 \quad (\text{kg/n.m.}) \quad (13-1)$$

$$\theta_p = 16^\circ \cdots G_m = 6.03 \cdot 10^{-5} \cdot n^2 \quad (\text{kg/n.m.}) \quad (13-2)$$

$$\theta_p = 17^\circ \cdots G_m = 6.57 \cdot 10^{-5} \cdot n^2 \quad (\text{kg/n.m.}) \quad (13-3)$$

式(12)、(13)による計算結果は Fig. 1 の実験値と良く一致する。また、日笠等の実験結果⁵⁾と良く一致する。

次に \$G\$ および \$G_m\$ に関する金子の報告⁶⁾によると多数の因子が相互に影響し合ってこれ等が決る。そこで、本実験範囲の総合的な省燃費を考察するため、\$G_m\$ と密接な関係にあるプロペラの回転数、すなわち、\$n\$、船

体速力V, スリップS, ピッチ角 θ_p 等との間の多重回帰式を求めると次式の通りである。G_mはV²に比例するので船体速力は2乗として計算をした。

$$G_m = 0.04906 \cdot n - 0.0086 \cdot V^2 + 0.52406 \cdot S - 0.06734 \cdot \theta_p - 11.91674 \quad (\text{kg/n.m.}) \quad \dots (14)$$

式(14)は危険率0.5%以下で有意である。この式から θ_p を大きくしVを大きくすれば、G_mを小さく出来るが、そのためにはnおよびN_eが大きくなる。また、Vが大きくなるとSも大きくなるため、全体としてG_mは大きくなる。式(14)でnの寄与率は大変大きく、Vの約20倍である。

所でSは水没船体外板の表面粗度、あるいは海況等の影響を受けて変化するので、それ等とSの関係を実験的に解明すれば、設定された船体速力に対して、式(14)からG_mを最少にするためのnおよび θ_p を推定出来る。

2.5. 船体速力, V

船体速力はスリップ率が一定の範囲なら、理論的にV ∝ N_pである。また、 θ_p が増加するとプロペラピッチPは大となり、したがってVも増加する。しかし、船体抵抗の内 θ_p またはN_pの小さい低速域では粘性抵抗が主体となるが、 θ_p またはN_pが大きくなり高速域に入ると造波抵抗が急増して、プロペラスピードに対して実際のVは減少しSは大きくなる。すなわち、Fig. 1のごとくVはN_pが大きくなると漸減的に増加率を小さくする。これはプロペラスピードの増加に対して、Sが大きくなりVが比例しないためである。

また、本実験範囲のVとnは、それ等が比例する範

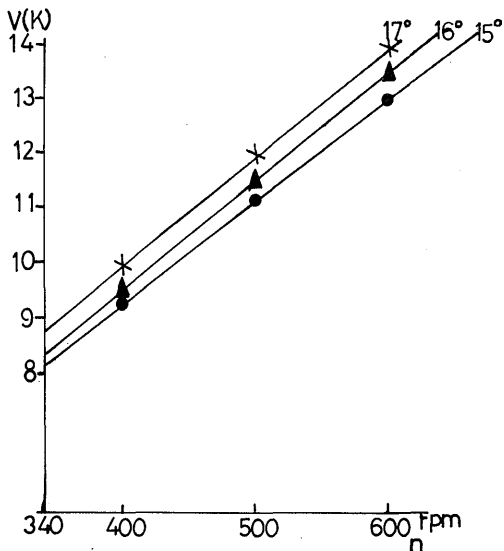


Fig. 6. Speed-rpm diagram in parameter of pitch angle of propeller.
V:Ship speed (knot)
n:Revolution of main engine (rpm)

围では、次のような近似関係にある。

$$\theta_p = 15^\circ \dots V = 1.858 \cdot 10^{-2} \cdot n + 1.848 \quad (\text{knot}) \quad \dots (15-1)$$

$$\theta_p = 16^\circ \dots V = 1.991 \cdot 10^{-2} \cdot n + 1.574 \quad (\text{knot}) \quad \dots (15-2)$$

$$\theta_p = 17^\circ \dots V = 1.998 \cdot 10^{-2} \cdot n + 1.993 \quad (\text{knot}) \quad \dots (15-3)$$

Fig. 6は式(15)を表わしたもので、本船の通常航海速力12.5 (knot)におけるnの減少率は、 $\theta_p = 15^\circ$ に対して16°および17°で、それぞれ、4.28%および8.27%となる。また、Fig. 3のN_e-n特性曲線上に θ_p をパラメータとするV-n特性曲線を描くとFig. 7のようになる。同図から設定したVに対し θ_p が大きくなる程、nおよびN_eが減少する。したがって、同一Vなら θ_p が大きい方が小さいよりは、燃料経済上有利と言える。それはN_eとVの関係図 (Fig. 8) からもうかがえる。すなわち、Vが12.5 (knot)におけるN_eの増加率は、 θ_p が17°に対して16°および15°では、それぞれ3.37%および11.52%となる。そこで、Vと密接な関係にあるn、 θ_p およびその時のS等との総合的な相関を考察するため、本実験のVが9~13.5 knot, nが400~580rpmの範囲について多重回帰式を求めると次のようになる。

$$V = 0.0241 \cdot n - 0.15863 \cdot S + 0.84685 \cdot \theta_p - 12.4791 \quad (\text{knot}) \quad \dots (16)$$

式(16)は危険率0.5%以下で有意である。同式でnま

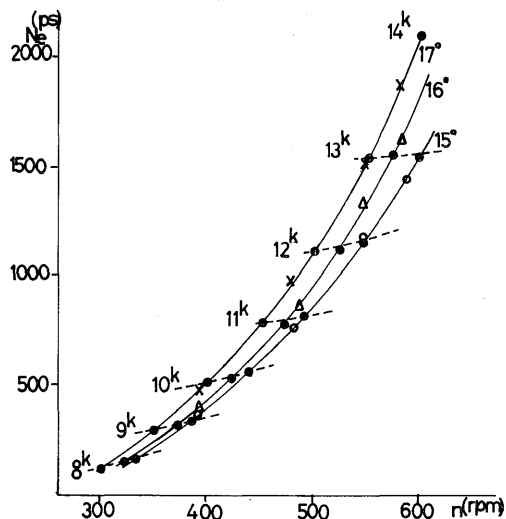


Fig. 7. Propulsive characteristics given by the experimental results in 1983.
In this figure, the abscissa is rpm and the ordinate is shaft horse power. Solid lines are given respectively for 15°-17° of angular pitch of propeller and dotted lines are for isograde of various ship's speeds of Kakuyo-Marui, in 1983.
N_e:Shaft horse power (PS)
n :Revolution of main engine (rpm)

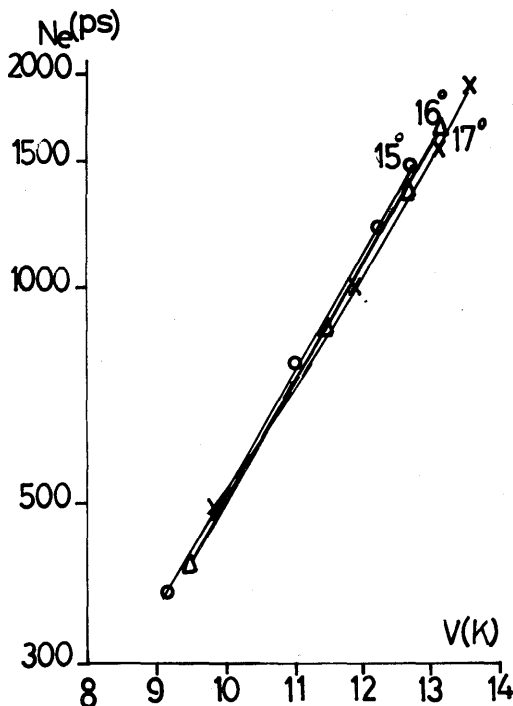


Fig. 8. Interrelation between shaft horse power and ship speed.

N_e : Shaft horse power (PS)
 V : Ship speed (knot)

たは θ_p を大きくすると V は大きくなる。 n および θ_p の V に対する寄与率は 45% および 49% で、 θ_p の要素の方が n のそれよりもやや大きい。それは V を大きくするため、 n または θ_p を大きくするが、その場合プロペラの推進効率の低下は、前者に比べると後者の方が小さいためである。また、 S は負の相関にありその寄与率は、 V のその約 13% で影響は少ない。 V を大きくするため n または θ_p が大きくなり、推進効率が低下し造波抵抗も大きくなるためである。

今後の課題であるが何等かの方法で S を推定出来れば、式(10)から任意の V に対して、 n および θ_p を設定することが可能である。

おわりに

本実験の $\theta_p = 15^\circ \sim 17^\circ$ 、 $V = 9 \sim 13.5$ knot の範囲では次のことが言える。

1. 燃料消費量から作動時の主機関軸馬力は、かなりの精度で推定出来る。また、今後さらに実験を重ね、任意のピッチ角における軸馬力を排気ガス温度、排気タービン過給機回転数等からも推定出来るようにしたいと考えている。

2. 主機関回転数 600rpm ピッチ角 17° および船体速力 13.5knot 以下で、水線下船体外板がクリーンな状態であれば、主機関の運転状態はすべてトルクアップゾー

ンにあり、安全な状況にあると言える。

3. 一定の船体速力を保つには、主機関回転数を大きくするよりも、むしろピッチ角を大きくする方が、プロペラの推進効率低下割合が小さく、燃料消費量を節減出来る。

4. ピッチ角 17° 以上では、シリンダ排気ガス温度の過高が予想される。

5. 色々な状況におけるスリップ率が推定出来れば、燃料消費量を最少にする船体速力、および、任意の船体速力に対する主機関回転数とピッチ角を決定することが可能である。

6. 総合的な運転特性を見るには、今後さらにピッチ角の幅広い範囲で、また、主機関回転数を固定しピッチ角のみを変更する等の実験、あるいは、水線下船体外面が汚損の各種状態について実験を重ねる必要がある。

本報告を草するにあたり、種々御教示をいただいた本学部教授柴田恵司博士に深謝し、あわせて実験計測において終始御協力をいただいた阿部 茂船長以下鶴洋丸乗組員各位に、心から御礼を申し上げる。

文 献

- 1) 日笠純扶・西矢豊就(1974). 水産大研報, 23-1, 38.
- 2) 日笠純扶・西矢豊就(1974). 水産大研報, 23-1, 39.
- 3) 日笠純扶・西矢豊就(1974). 水産大研報, 23-1, 40.
- 4) 日笠純扶・西矢豊就(1974). 水産大研報, 23-1, 40.
- 5) 日笠純扶・西矢豊就(1974). 水産大研報, 23-1, 37.
- 6) 金子 仁(1984). マリンエンジニア, 444, 37-47.