

天鷹丸主機関と可変ピッチプロペラ との総合運転特性について— I.*

日笠純扶・西矢豊就

The Running Characteristics between the Main Engine and the Controllable Pitch Propeller
of the M.S. Tenyō maru —I.

By
Sumio HIKASA and Toyonari NISHIYA

The overall characteristics between the main engine and the controllable pitch propeller of the training ship Tenyō maru have not been so obvious that the relation between the most suitable revolution of the engine and the indicated pitch angle of the propeller under required ship speed has not been reasonably revealed.

In order to make plain the characteristics under required running condition, the authors carried on the running experiments in such two cases as these which are of controlling main engine revolution under the constant pitch angle indicator, and of controlling pitch angle indicator under the constant main engine revolution.

As a result they obtained the experimental equations. One of these equations is as follows:

$$N_i = 3.413 \times 10^{-5} N^3 \text{----- (a)}$$

$$N_i = 5.8 \times 10^{-2} \theta^3 + 315 \text{----- (b)}$$

N_i : Indicated horse power (PS)

N : Engine revolution (rpm)

θ : Indicated pitch angle (deg.)

(a) equation is available to the case of " $\theta = 19.7^\circ$ "

(b) equation is available to the case of " $N = 280$ rpm"

Consequently the authors obtained the running characteristics which are of guidance of the most suitable relationship between the main engine revolution and the propeller pitch angle indicator under required ship speed.

*水産大学校研究業績 第722号, 1974年7月24日 受理.

Contribution from the Shimonoseki University of Fisheries, No.722.

Received July 24, 1974.

The applications of these running experiments will enable those ships, that have Diesel engines and controllable pitch propellers, to catch the most suitable characteristics between their engine revolutions and propeller pitch angles.

1. ま え が き

可変ピッチプロペラを装備している、本校練習船天鷹丸は航海実習、漁業実習および海洋調査等に稼働している。したがって、船体速力およびひき網時のスラスト等を広範囲に、しかも、ひんばんに変化させて使用することができる。よって、このような稼働条件の場合には、可変ピッチプロペラを採用すれば好都合である。しかしながら、可変ピッチプロペラによる運航は、かならずしも機関特性および推進効率の最適条件を満足しているとは思われない。燃料経済、機関寿命および機関の保全を考慮して可変ピッチプロペラの特長を充分発揮させるためには、航海時および漁業操業時の速力に対する最適回転数と最適ピッチ指示角が存在するはずである。よって気象および船体の汚損等を考慮したうえで、速力、機関回転数およびピッチ指示角の関係を明らかにすることが必要となる。可変ピッチプロペラは固定ピッチプロペラに比較して歴史も浅く、実験例も少ないため、上記の最適条件を判断するための文献が乏しい。したがって、本船の各速力に対する最適回転数と最適ピッチ指示角との関係を推定することがほとんど不可能である。

この観点から、まず、機関回転数およびプロペラピッチ指示角の変化が、速力および機関性能におよぼす影響を明らかにするため、気象条件が良好な航海時に実船による実験的研究を行ったのでその結果を報告する。

2. 実験装置および方法

2・1 実験装置

実験には水産大学校練習船天鷹丸を使用した。天鷹丸の主要諸元および実験に使用した計測器類はつぎのとおりである。

船 体	
用 途	漁船
総 ト ン 数	518.31 (ton)
長さ・幅・深さ	42.7 (m) ・ 8.3 (m) ・ 4.3 (m)
主 機 関	
型 式	単動4サイクル アカサカ ディーゼル機関
名 称	S R 6 S S
シリンダ数	6
シリンダ径	350 (mm)
ストローク	500 (mm)
回 転 数	330 (rpm)
連続最大出力	1,000 (P S)
過 給 機 型 式	V T R—250
可変ピッチプロペラ	
型 式	川崎—エッシャウィス式 B—640型
直 径	2,100 (mm)

翼数	3
展開面積比	0.475
ピッチ	$0.7 \pi \tan(\theta - 2.33^\circ) \times 2.1$ (m)
	ここに θ :ピッチ指示角(deg.)
使用燃料	1種2号(A重油), 比重 15/4℃ 0.8473

2・2 実験および計測方法

船舶での実験は陸上の実験室での実験と異なり、再現がほとんど不可能である。したがって、気象の比較的良好な日を選びつぎの方法で行った。

まず機関回転数による影響を調べるために、ピッチ指示角を 19.7° に固定し、回転数を220~285rpmの範囲で変化させ、つぎに、ピッチ指示角による影響を調べるために回転数を280rpmに保持し、ピッチ指示角を $12\sim 20^\circ$ の範囲で変化させて、以下の(1)~(7)の項目につき計測を行った。

(1) 速力

対水速度を求めるため、十字型木製板(長さ約50cm)を船首より投げ入れ、船上で設定した30mの間を通過するに要する時間をストップウォッチで計測して速力(knot)を求めた。船の大きさの関係上、計測2点間の距離を大きく取れないため5回計測を行い、最大値および最小値を除き3回の平均値を求めた。

(2) 回転数

(a) 主機回転数: 目標回転数に近づけるためには電気式瞬時回転計を用い、計測には吸気弁押棒の揺動回数を計測する方式のスロークカウンターを用いて10分間の積算値より毎分回転数を求めた。

(b) 過給機回転数: プロフ軸端よりハスラー回転計で3回計測してその平均値を求めた。

(3) 図示馬力

マイハック式指圧器で各シリンダごとの指圧線図を採取、おのおのの線図をプランメーターで3回計測し、その平均値より図示平均有効圧力を求め、各シリンダの図示馬力を合計して機関の図示馬力とした。

(4) 燃料消費量

燃料タンクと主機燃料ポンプとの間に装備されているオーバル流量計で、一定量(5~10l)の燃料油が通過するに要する時間を計測した。同時に燃料油の温度を計測して、比重を求め、重量に換算した。

(5) 圧力および温度

各部の圧力および温度はブルドン管式圧力計、U字管マンオメーター、指圧器、棒状温度計および熱電対温度計でそれぞれ計測した。ただし各シリンダの圧力および温度はそれぞれの平均値で表わした。

(6) 排水量

本船の出港時における前部、中央および後部きつ次とトリムを計測の上、実験日までの燃料油、清水等の消費量を計算し、ハイドロテーブルおよび重量重心計算書より、当日の排水量を求めた。

(7) 気象

天候、風向、風力および海況は中央気象台風浪階級表により求めた。

3. 結果および考察

計測結果を第1表および第2表に示す。第1表はピッチ指示角を一定(19.7°)とし、回転数を変更した場合である。第2表は回転数を一定(280rpm)としてピッチ指示角を変更した場合である。この表で示されている計測値のうち、機関回転数およびピッチ指示角の変更により、とくに大きな影響をうけると思われるものを選んで第1図および第2図に示す。ただし、第1表および第2表、第1図、第2図および第5図に示されている圧力はゲージ圧力である。機関日誌および機関取扱いにはゲージ圧力が用いられているため、表および図ではゲージ圧力を用いた。

Table 1. The running records under the constant pitch angle and controlling engine revolutions.

N (rpm)	θ (deg.)	V (knot)	S (%)	G (kg/mile)	N_i (PS)	P_{max} (kg/cm ²)	T_a (°C)	T_w (°C)	T_s (°C)	T_e (°C)	T_i (°C)	T_o (°C)	P_s (kg/cm ²)	n (rpm)	D (ton)	Sailing Condition D.W. F.W. S.S. W.			
222.0	19.7	8.94	14.20	5.193	392.4	49.6	35.0	27.5	37	241.3	288	262	0.08	7000	672	↙	3	2	r
239.0	19.7	9.56	14.49	6.534	446.4	52.4	36.2	29.1	40	277.5	331.5	299	0.11	8700	760	△	2	1	c
240.0	19.7	9.70	13.85	6.391	475.8	51.9	35.3	27.5	36	274.3	321	291	0.12	8200	672	↙	3	2	r
249.0	19.7	9.78	16.05	7.106	563.6	52.2	35.5	29.2	41	294.8	357.5	321	0.13	9300	760	△	2	1	c
249.6	19.7	10.22	12.32	6.749	517.0	51.1	34.4	27.5	36	290.3	344.5	310	0.13	8800	672	↙	3	2	r
260.0	19.7	9.93	18.41	8.026	625.8	52.5	35.5	29.2	42	315.8	370.5	343	0.16	10200	760	△	2	1	c
260.0	19.7	10.26	15.90	7.734	590.7	51.6	34.5	27.5	37	308.5	371	335	0.16	9600	672	↙	3	2	r
268.0	19.7	10.80	12.76	8.211	646.1	52.8	35.0	27.5	38	325.3	394.5	356	0.18	10600	672	↙	3	2	r
270.0	19.7	10.55	16.47	8.633	692.7	52.2	35.5	29.2	44	332.8	404.5	363	0.19	10900	760	△	2	1	c
270.4	19.7	10.32	18.43	8.426	658.0	55.3	26.0	22.7	32	306.2	375	335	0.18	10400	733	↘	3	2	b
270.8	19.7	10.32	18.55	8.377	675.6	54.3	26.0	22.7	32	304.7	370	332	0.18	10200	733	△	4	2	b
280.0	19.7	11.04	15.95	9.165	800.9	52.3	36.2	29.1	42	348.6	413	386	0.22	11600	760	△	2	1	c
280.4	19.7	10.59	19.28	9.303	719.3	55.3	26.0	22.7	33	322.2	398	356	0.23	11300	733	↘	4	2	b
280.8	19.7	10.62	19.17	9.087	730.5	54.8	26.0	22.7	33	320.7	392	352	0.22	11100	733	↘	4	2	b
280.8	19.7	11.10	14.94	9.204	767.0	52.6	35.2	27.5	39	346.6	424.5	385	0.22	11500	672	↙	3	2	r
281.8	19.7	11.10	15.27	9.338	786.0	51.7	35.5	29.2	42	358.0	431.5	392	0.23	11800	760	△	2	1	c
285.0	19.7	11.30	14.65	9.356	786.7	51.7	35.5	29.2	44	368.7	452	407	0.25	12400	760	△	2	1	c

Legend; N : Revolution of main engine (rpm)

 θ : Indicated pitch angle (deg.)

V : Ship speed (knot)

S : Propeller slip (%)

G : Fuel consumption (kg/mile)

 N_i : Indicated horse power (PS) P_{max} : Maximum pressure (kg/cm²) T_a : Temperature of engine room (°C) T_w : Temperature of sea water (°C) T_s : Suction air temperature (°C) T_e : Exhaust gas temperature of main engine (°C) T_i : Inlet gas temperature of turbo charger (°C) T_o : Outlet gas temperature of turbo charger (°C) P_s : Suction air pressure (kg/cm²)

n : Revolution of turbo charger (rpm)

D : Displacement (ton)

Sailing condition

D.W. : Direction of wind

F.W. : Force of wind

S.S. : State of sea

W. : Weather (b: Blue sky, bc: Blue sky with detached clouds, c: Cloudy r: Rain)

3・1 固定ピッチとしたときの過給機関特性

第1図に示している機関回転数と各種項目との関係を考察する。

(1) 速力 (V) およびプロペラスリップ率 (S)

船舶でのスリップ率としては見掛けのスリップ率が用いられ、次式¹⁾より求められる。

$$S = \left(1 - 30.87 \frac{V}{P \cdot N} \right) \times 100 (\%) \dots \dots \dots (1)$$

ここに S : 見掛けのスリップ率 (%)

V : 速力 (knot)

Table 2. The running records under the constant engine revolution and controlling pitch angle.

θ (deg.)	N (rpm)	V (knot)	S (%)	G (kg/mile)	N_i (PS)	P_{max} (kg/cm ²)	T_a (°C)	T_w (°C)	T_s (°C)	T_e (°C)	T_t (°C)	T_0 (°C)	P_s (kg/cm ²)	n	D (ton)	Sailing Condition D.W. F.W. S.S. W.			
12.0	280.0	7.96	-9.92	6.349	401.5	46.4	38.5	29.5	28.5	270.0	275.0	261.0	0.05	7000	665	△	2	1	c
12.0	281.4	7.57	-5.07	6.858	474.4	45.2	37.3	29.4	38.0	274.6	295.5	267.0	0.08	6800	727	△	3	2	bc
13.7	280.0	8.42	-5.47	7.321	429.0	47.5	37.0	29.4	38.0	288.3	314.5	285.0	0.09	7500	727	△	3	2	bc
14.0	279.0	9.37	1.26	7.826	462.2	48.6	38.5	29.5	37.0	296.3	335.5	293.0	0.10	8000	665	△	2	1	c
16.0	279.8	9.56	6.08	7.350	518.8	50.7	36.9	29.1	39.0	310.3	349.0	316.0	0.125	8700	727	△	3	2	bc
17.0	279.0	10.08	7.73	7.750	585.6	50.7	36.3	29.1	40.0	318.6	373.5	338.0	0.15	9600	727	△	3	2	bc
17.0	280.0	10.15	7.42	7.165	638.8	51.5	38.5	29.5	38.0	311.5	362.0	328.0	0.135	9300	665	△	2	1	c
18.0	280.0	10.37	16.74	7.932	640.5	52.2	38.5	29.2	39.0	321.5	384.0	348.0	0.16	10000	665	△	2	1	c
18.0	280.6	9.91	15.80	9.181	639.5	52.7	36.3	29.0	41.0	331.3	400.5	360.0	0.18	10700	727	△	3	2	bc
19.0	281.0	10.50	16.27	9.060	769.0	53.2	38.5	29.2	40.0	338.3	411.0	375.0	0.20	11100	665	△	2	1	c
19.0	280.8	10.20	18.90	9.453	697.5	52.3	36.0	29.0	42.0	340.8	413.5	375.0	0.20	11300	727	△	3	2	bc
19.1	280.8	10.35	18.23	8.741	682.8	54.3	26.0	22.7	30.5	311.0	377.0	337.0	0.19	10500	733	△	3	2	bc
19.1	280.4	10.37	17.95	8.773	716.1	52.3	26.0	22.7	32.0	317.7	382.5	341.0	0.20	10400	733	△	4	2	bc
19.7	280.8	10.62	19.17	9.087	730.5	54.8	26.0	22.7	33.0	320.7	392.0	352.0	0.22	11100	733	△	4	2	bc
19.7	280.4	10.59	19.28	9.303	719.3	55.3	26.0	22.7	33.0	322.2	398.0	356.0	0.23	11300	733	△	4	2	b
19.7	280.0	11.04	15.95	9.165	800.9	52.3	36.2	29.1	42.0	348.6	413.0	386.0	0.22	11600	760	△	2	1	c
20.0	279.0	11.20	15.35	9.556	842.4	55.4	38.5	29.2	41.0	357.0	440.0	400.0	0.24	12200	665	△	2	1	c
20.0	279.2	10.47	27.10	10.059	724.0	55.7	36.0	28.9	43.0	359.0	440.0	400.0	0.24	12400	727	△	3	2	bc
20.2	282.4	10.78	20.84	9.791	802.5	54.5	26.0	22.7	35.0	335.2	412.5	371.0	0.25	11900	733	△	3	2	b

The explanation is the same as that of Table. 1.

P : プロペラピッチ (m)

N : プロペラ回転数 (rpm)

ただし式(1)に使用するPはプロペラ直径の0.7倍における計画ピッチである。本船の場合、

$$P = 0.7 \pi \tan(\theta - 2.33^\circ) \cdot D_p$$

ここに θ : ピッチ指示角 (deg.)

D_p : プロペラ直径 = 2.1 (m)

Pと θ との関係を第3図に示す。すなわち、この図はスリップ率零の場合の0.7R (R:プロペラ半径)におけるピッチ指示角に対するプロペラピッチである。この図から明らかなように、 $\theta < 12^\circ$ のとき、ほぼ $P \propto \theta$ であるが、 $\theta > 12^\circ$ のときは θ に対してPの増加割合がわずかに大きくなっている。しかし $\theta = 20^\circ$ までは近似的には $P \propto \theta$ と考えることができる。

式(1)からVは次式で表わされる。

$$V = \left(1 - \frac{S}{100}\right) \frac{P \cdot N}{30.87} \dots\dots\dots(2)$$

θ を一定とするとPは一定となるので、式(2)においてS一定とすれば理論的には、VはNに比例することになる。しかしながら、第1図からわかるようにSのばらつきが大きい。これは第1表に示されているように、わずかな気象条件の変化によってSが大きく変わることを示している。ここでは考察を簡単にするために図よりS=15%で求めた理論的速力を細線で示す。計測による速力(実線)と細線との関係は、Nが小さいときは理論的速力より計測速力が大きく、 $N > 245 \text{rpm}$ の範囲では計測速力の方が小さくなっている。したがって、Nを大きくすればSは大きくなる。すなわち、 $N > 245 \text{rpm}$ であればSは15%より小さく、 $N > 245 \text{rpm}$ であれば15%より大きくなることを示している。ただし、Nの増大に対してSの増加割合が小さいのでVはNにほぼ比例すると考えてよい。したがって、固定ピッチとして、Nが220~280rpmの場合、Sは近似的に次式で表わされる。

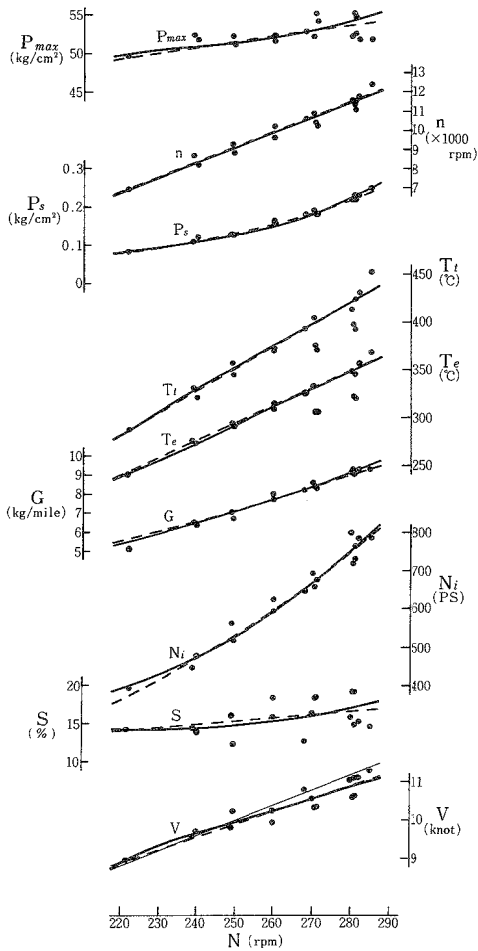


Fig. 1. The characteristics of the main engine and the propeller under the condition of constant pitch angle.
 Legend; — : In case of measured data
 — : In case of calculated data
 : In case of "S=15%"
 N : Revolution of main engine (rpm)
 P_{max} : Maximum pressure (kg/cm²)
 n : Revolution of turbo charger (rpm)
 P_s : Suction air pressure (kg/cm²)
 T_t : Inlet gas temperature of turbo charger (°C)
 T_e : Exhaust gas temperature of main engine (°C)
 G : Fuel consumption (kg/mile)
 N_i : Indicated horse power (PS)
 S : Propeller slip (%)
 V : Ship speed (knot)

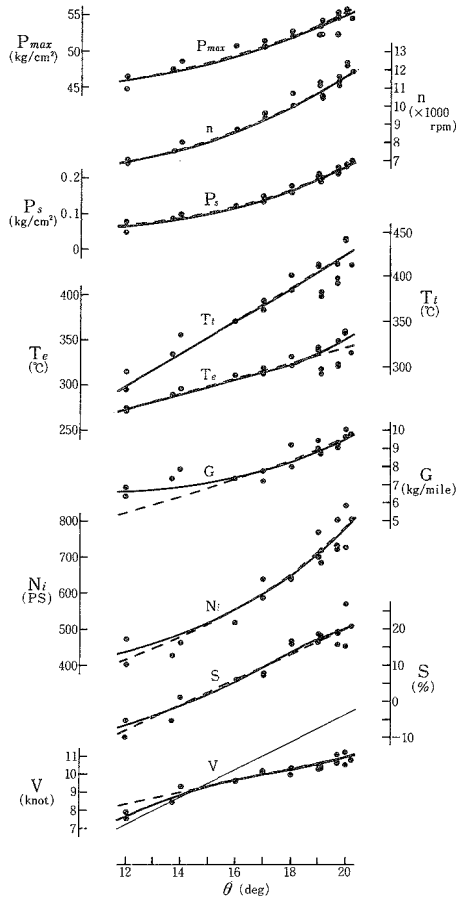


Fig. 2. The characteristics of the main engine and the propeller under the constant engine revolution.
 Legend; — : In case of measured data
 — : In case of calculated data
 : In case of "S=0%"
 θ : Indicated pitch angle (deg.)
 The other factors are the same as those of Fig. 1.

$$S = 4.6 \times 10^{-2} N + 4 \dots\dots\dots(3)$$

また、Vは近似的にはNに比例するとして、式(4)のようになる。

$$V = 3.4 \times 10^{-2} N + 1.38 \dots\dots\dots(4)$$

破線は式(3)および(4)による値を示す。実線と破線は近似している。

(2) 図示馬力 (N_i) および定航程を航行するに要する燃料消費量 (G)

図示馬力は次式で表わされる。

$$N_i = D^{\frac{2}{3}} \cdot V^3 / K \dots\dots\dots(5)$$

ここに、
D : 排水量 (ton)
K : アドミラルティ係数
V : 速度 (knot)

本実験では第1表に示されているようにDの変化は小さい。また、Kは同一船であってもVにより変化するが、その変化割合は小さいので、DおよびKを一定とすれば、式(5)から N_i ∝ V³ となる。また 3.1の(1)から V ∝ N であるから N_i ∝ N³ となる。第1図において実線は計測値、破線は N_i ∝ N³ としたときの計算による値である。またN_iとNとの関係は次式のように表わされる。

$$N_i = 3.413 \times 10^{-5} N^3 \dots\dots\dots(6)$$

この両線から実測値は理論値に近似していると言える。Nが小さいとき、すなわち、Nが220~240rpmでは式(6)による値より実測値が大きくなっている。これはNを小さくすることによって機械効率の低下が大きくなるためと思われる。

つぎに定航程を航行するに要する燃料消費量Gと機関回転数Nとの関係を考察する。

燃料消費量をB (kg/h) とし、定航程を航行するに要する時間をt (h) とすれば G = B · t となる。理論的には B ∝ N_i ∝ N³ であり、また、 t ∝ 1/V ∝ 1/N であるから G ∝ N² となる。NとGとの関係は第1図の実線であり、この近似式は次式のようになる。

$$G = 0.115 N^2 \dots\dots\dots(7)$$

破線は式(7)を示したものである。この両線は近似している。したがって、実際的にも G ∝ N² と考えてよい。ただし、Nが小さい(220~240rpm)ときは式(7)で求めた方が大きい値となっている。この理由は低速回転時の計測点が少ないためであり、実線の引き方に問題がある。したがって、低速回転時の実験を多くする必要があり、また、その結果、式(7)の定数が変わる可能性がある。

(3) 排気温度 (T_e) および排気タービン入口温度 (T_t)

船舶の速力を最終的に決定するものは機関出力であり、これを操業船でできるだけ正確迅速に求めることは困難である。したがって、機関出力と温度および圧力との関係を求めておけば、速力、回転数およびピッチ指示角の相互関係を考察するのに役立つと思われる。そこでここでは主機関および排気タービンの各部温度について考察したが、最終的にはT_e、T_tおよび T_t - T_eを考察の対象とした。

機関へ供給される熱量Q_f (kcal/h) のうち排気に失われる熱量の割合をφとすれば、排気に失われる熱量はQ_f · φとなる。機関への供給空気 G_a (kg/h) を給気温度T_sから排気温度T_eまで加熱するに要する熱量は排気に失われる熱量と等しいはずであるから、T_eは次式で表わされる。

$$T_e = \frac{Q_f \cdot \phi}{c_p \cdot G_a} + T_s \dots\dots\dots(8)$$

ここに c_p : 排気ガスの定圧比熱

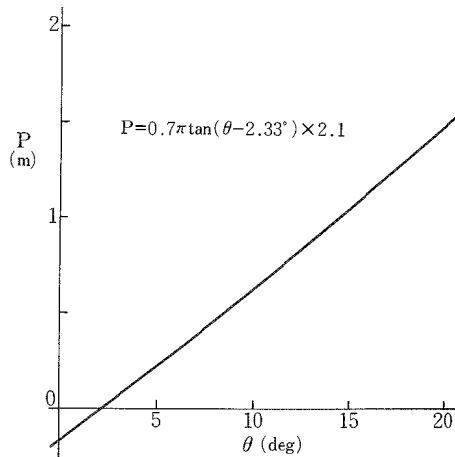


Fig. 3. The propeller pitch on the position of 70% of propeller radius.
Legend; θ : Indicated pitch angle (deg.)
P : Propeller pitch (m)

式(8)の Q_f と ϕ を考察すると、 Q_f は燃料消費量 B (kg/h)と燃料の低発熱量との積である。ここで $B \propto N_i$ 、また、 $N_i \propto N^3$ である。したがって $Q_f \propto N^3$ となる。一回の噴射量を b (kg/cycle)とすると $B \propto N^3 \propto b \cdot N$ の関係より $b \propto N^2$ となる。したがって、 N を大きくすれば空気過剰率 λ が小さくなり、燃焼の遅延が大きくなることによって ϕ は大きくなる。しかし、本船の場合は過給機関のため、 N を大きくしても λ の減少割合が小さい。そのため N を大きくすることによる ϕ の増加割合も小さいと思われる。

つぎに式(8)の G_a を考察すると、 G_a は次式で表わされる。

$$G_a = G_b + G_c \quad \dots\dots\dots(9)$$

ここに G_b : シリンダ内に残って燃焼にあずかる空気量 (kg/h)

G_c : 素通り空気量 (kg/h)

G_b は過給機関の場合には給気圧力によって変わる。給気圧力が大気圧のとき(無過給機関のとき)の給気量を G_{b0} とすれば、残留気圧縮による充填量の増大割合 C は

$C = G_b/G_{b0}$ である。この現象を取扱ったSCHMIDTの理論式²⁾がある。この式から C に大きな影響をおよぼさない因子を省略した式をつぎに示す。

$$C = 1 + \frac{\epsilon}{1 - \epsilon} \cdot \frac{1}{\kappa_s} \left(1 - \frac{P_r}{P_s} \right) \quad \dots\dots\dots(10)$$

ここに ϵ : 圧縮比

κ_s : 給気温度から圧縮始め温度までの平均比熱比

P_r : 排気の背圧 (kg/cm²)

P_s : 給気圧力 (kg/cm²)

式(10)において ϵ は一定である。 N を大きくすることにより残留ガス温度および燃焼室壁温度が高くなるため、 κ_s は小さくなるが、その変化割合は小さい。 P_r/P_s は N を大きくすることによって小さくなる。したがって、 C は N を大きくすることによって大きくなる。さらに N を大きくすれば、シリンダ内に空気が詰め込まれる回数(N に比例)が増す。この両作用によって N を大きくすれば G_b は大きくなる。

つぎに、素通り空気量 G_c は弁オーバーラップによる影響を大きく受ける。オーバーラップの角度面積は一定であるから、一定時間中のオーバーラップ時間面積は N に無関係となる。したがって、給気圧力 P_s と背圧 P_r とによって G_c は決まる。すなわち、 P_s/P_r は N を大きくすると大きくなるため、 G_c も N を大きくすると大きくなる。

以上のことから式(9)は N に比例して増加することになる。式(8)の T_s は第1表 ϕ から明らかのように N には無関係で、大気温度、海水温度およびインタークーラ通水量による影響を大きく受ける。ただし、 T_s の変化は T_e のそれに比較して小さい。式(8)による排気温度 T_e は前記のように多くの因子によって決まる。また、過給機関の場合とはくにこれらの因子は深い相互関係をもつため、簡単に N と T_e との関係を理論的に求めることは困難である。しかし、上記の考察より N を大きくすれば T_e が大きくなることは明らかである。

第1図で N と T_e との関係は、ほぼ直線となっている。したがって、本船で固定ピッチとした場合、式(8)の $Q_f \cdot \phi / c_p G_a$ は N に比例することになる。 T_e と N との関係は近似的に次式で表わされる。

$$T_e = 1.81N + (T_s - 195) \quad \dots\dots\dots(11)$$

破線は式(11)による値を示したものである。実線(計測値)と破線は近似していることから式(8)の $Q_f \cdot \phi$ は、ほぼ N^3 に比例すると考えられるため、 G_a は N^2 に比例する。

第1図において、 N が270.4, 270.8, 280.4, 280.8rpmの場合、 T_e は小さい。この理由は第1表に見られるようにこの実験時に機関室温度および海水温度が低いため T_s が小さくなり、結果的に T_e が小さくなったためと思われる。

近似値による値は、実測値とほぼ一致するので、固定ピッチとした場合の N に対する T_e を推定することができる。

つぎに排気タービン入口温度 T_f は T_e よりつぎの理由で大きくなることが考えられる。

(i) 排気吹出しガスはタービン入口までの間で摩擦および渦流損失を生じる。そのために温度が上昇する。

(ii) 温度計の特性による。すなわち、短時間に高温ガス、長時間に低温ガスにさらされると、真の平均温度より温度計の指示温度は低くなる。

N を大きくすれば一回の燃料噴射量 (N^2 に比例) および等圧度も増し、 $T_t - T_e$ は大きくなる。第 1 図から T_t は N に比例し、また、 $T_t - T_e$ も N に比例している。これらの関係を近似式で表わせばつぎのようになる。

$$T_t - T_e = 0.5N - 66 \quad \dots\dots\dots (12)$$

式(11)と式(12)から

$$T_t = 2.3N + (T_s - 261) \quad \dots\dots\dots (13)$$

式(13)による T_t を破線で示す。実線 (計測値) と破線は近似していることから $T_t - T_e$ も N に比例すると言える。すなわち、排気吹出しエネルギーの増加も N に比例することになる。

(4) 給気圧力 (P_s) および排気タービン回転数 (n)

排気タービンの出力を N_t 、ブロウの駆動動力を N_s とすれば、 N_t および N_s は次式³⁾で表わされる。

$$\left. \begin{aligned} N_t &= c_{pe} \cdot G_e \cdot T_t \left\{ 1 - \left(\frac{P_0}{P_t} \right)^{\frac{\kappa_e - 1}{\kappa_e}} \right\} \eta_t \quad \dots\dots\dots \\ N_s &= c_{pa} \cdot G_a \cdot T_a \left\{ \left(\frac{P_s}{P_a} \right)^{\frac{\kappa_a - 1}{\kappa_a}} - 1 \right\} / \eta_B \quad \dots\dots\dots \end{aligned} \right\} (14)$$

ここに G_e, G_a : 排気ガスおよび給気の流量 (kg/h)
 κ_e, κ_a : 排気ガスおよび給気の比熱比
 c_{pe}, c_{pa} : 排気ガスおよび給気の定圧比熱 (kcal/kg·°C)
 T_t, T_a : タービン入口ガスおよびブロウ入口空気の温度 (°K)
 P_0, P_t : 大気圧力および排気タービン入口圧力 (kg/cm²)
 P_a, P_s : ブロウ吸入および噴出の圧力 (kg/cm²)
 η_t, η_B : タービン効率およびブロウの全断熱効率

式(14)において $N_t = N_s$ であり、 $G_a \propto N^2$ 、 $T_e \propto N$ 、 T_a は N に無関係である。 $G_e = G_a + B$ 、 $B \propto N^3$ である。ただし、理論空気量は約 14kg/kg であるから空気過剰率 $\lambda = 1$ のときでも $B/G_a \approx 1/14$ である。N が小さいときには λ が大きくなるため、 B/G_a は小さくなる。すなわち、N が小さいときには G_e は N^2 に近似的に比例すると考えてよい。

つぎに、N を大きくすることにより G_e は大きくなるが、タービンノズル面積は変わらないため、 P_t は大きくなる。一方、煙道 (タービン出口より煙突まで) の断面積は、タービン内のそれより大きく、また、ガスは大気に放出されるため、N による P_0 の変化はほとんどない。したがって P_0/P_t は N を大きくすると小さくなる。また、 κ_a および c_{pa} は、一定とみなしうるので N に無関係である。しかし、 $T_e \propto N$ であるから κ_e は N を大きくすれば小さくなり、 c_{pe} は大きくなる。 η_t および η_B は機関の常用出力から定格出力の範囲において最高効率となるように考慮されているため、本実験範囲では N を大きくすれば η_t および η_B とともに大きくなると考えられる。以上の関係から式(14)の P_s/P_a は N を大きくすることによって大きくなることは明らかである。計測による P_s の値 (実線) の近似式を式(15)に示し、この式による値を破線で示す。

$$P_s = 3.46 \times 10^{-11} N^4 \quad \dots\dots\dots (15)$$

式(15)から $P_s \propto N^4$ 、すなわち、N を大きくすると急激に P_s は大きくなる。一方式(8)の G_a はほぼ N^2 に比例するが G_c がほぼ N^4 に比例するので G_b は G_c ほどに大きくなる。すなわち P_s が大きくなることにより G_b および G_c とともに大きくなるが G_c の方がより大きくなるためである。

つぎに n について考察すれば、排気に失われる熱量 $Q_f \cdot \phi$ は N^3 に比例するため $N_t \propto N^3$ であり、ブロウ

の特性から n は G_a および P_s により決定される。一方、機関の吸込み特性から、 P_s が決まれば G_a が決まる。したがって、機関の運転曲線より G_a 、 P_s および n が決定されるが、しかし簡単に N と n との関係を求めることは困難である。ただし、 $N_t \propto N^3$ であるため N を大きくすることにより n が大きくなることは明らかである。計測値（実線）を近似式で示すと次式となる。また、この式による値を破線で示す。

$$n = 78.5N - 10470 \dots\dots\dots (16)$$

式(16)から $n \propto N$ であり、実線と破線はほとんど一致している。すなわち、実験時の運転条件であれば n は式(16)で表わされる。

(5) 最高圧力 (P_{max})

過給機関の P_{max} は次式で表わされる。

$$\left. \begin{aligned} P_{max} &= \alpha \cdot P_c \\ P_c &= P_s \cdot \epsilon^x \\ P_{max} &= \alpha \cdot P_s \cdot \epsilon^x \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (17)$$

- ここに
- α : 爆発度
 - P_c : 圧縮圧力 (ata)
 - P_s : 給気圧力 (ata)
 - ϵ : 圧縮比
 - x : 比熱比

式(17)から N を大きくすることによって P_s は大きくなる。近似的には式(15)となるが、この P_s はゲージ圧力である。 N を大きくすることによって、燃料噴射時期および燃焼状態が変わるため α も変化する。すなわち、発火遅れの関係上から N を大きくすれば噴射時期（クランク角度）は早くなり、発火時の可燃性混合気量が多くなる。この両作用により N を大きくすれば P_{max} は大きくなる。第1図の実線（計測値）の近似式を式(18)に示し、この式による値を破線で示す。

$$P_{max} = 7.15N^{0.358} \dots\dots\dots (18)$$

実線と破線は近似しているために、 P_{max} と N との関係は式(18)と考えてよい。

3・2 可変ピッチプロペラとしたときの過給機関特性

機関回転数 N を一定 (280rpm) として、プロペラピッチ指示角 θ を変更して運転したときの特性を第2図に示した。

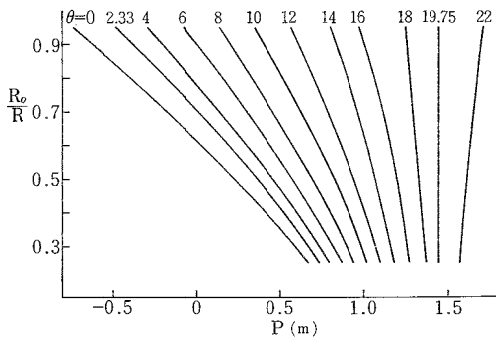


Fig. 4. The characteristics of the pitch on a radius position of the propeller.

- Legend; P : Propeller pitch (m)
 θ : Indicated pitch angle (deg.)
 R : Propeller radius (m)
 R_0 : Various propeller radius (m)

においても、プロペラ半径位置 R_0/R によって P が異なるため、 $0.7R$ のところの P はプロペラ全体として

(1) 速力 (V) およびプロペラスリップ率 (S)

V は式(2)で表わされる。式(2)における N は一定であり、 P と θ との関係は第3図で示すように近似的に、 $P \propto \theta$ である。 $S = 0$ とすれば $V \propto \theta$ となる。第2図の細線は $P \propto \theta$ および $S = 0$ としたときの V と θ との関係を示したものである。実験（計測値）と細線との関係を考察すれば、 θ が約 15° より大きいときは、 S が大きいために細線の方が大きく、 θ が約 15° より小さければ実線の方が大きくなっている。

$\theta < 15^\circ$ のとき、 S が負となるのはつぎの理由によるものと思われる。 P はプロペラ半径 (R) の 0.7 倍のところのピッチであるが、可変ピッチプロペラの場合、第4図に示すように同一 θ

のピッチを代表していない。式(2)のSを一定とし、 $P \propto \theta$ とすると $V \propto \theta$ となる。

実線（計測値）の近似式を式(19)で表す。また、この式で求めた値を破線で示す。

$$V = 0.34\theta + 4.2 \dots\dots\dots(19)$$

$\theta > 15^\circ$ の場合は、実線と破線は近似している。 $\theta < 15^\circ$ の場合は、実線の方が小さい。この理由は θ を小さくするとプロペラ効率が低下するためである。これに対し θ を大きくするとVが大きくなり、その結果Sが大きくなるため実線と破線が近似してくると思われる。 θ とSとの関係を近似式(20)で示す。

$$S = 3.5\theta - 50 \dots\dots\dots(20)$$

式(20)による値を破線で示す。 $\theta > 13^\circ$ では、実線と破線はよく近似しているが、 $\theta < 13^\circ$ の場合は破線の方が小さい。これは θ を小さくするとプロペラ根部と先端部でピッチが大きく異なる（第4図から先端部より根部のピッチが大きい）ため、プロペラ効率が低下するためと思われる。

(2) 図示馬力 (N_i) および定航程を航行するに要する燃料消費量 (G)

3・1の(2)から $N_i \propto V^3$ 、3・2の(1)から $V \propto P \propto \theta$ であるから N_i と θ の関係は次式となる。

$$N_i \propto \theta^3 \dots\dots\dots(21)$$

第2図の測定値（実線）の近似式は次式となる。この式による値を破線で示す。

$$N_i = 5.8 \times 10^{-2} \theta^3 + 315 \dots\dots\dots(22)$$

実線と破線は近似している。理論的には $N_i \propto V^3$ としたがVと θ の関係は3・2の(1)で述べたように θ が小さいと式(19)によるVとならない。すなわち、実測による速力より式(19)による速力の方が大きい。したがって、 $N_i \propto V^3$ として求めた N_i は θ が小さいときに $N_i \propto \theta^3$ として求めた N_i より小さいはずである。しかし、式(21)による N_i は実測値と近似している。この理由は次のように考えられる。

θ が小さいときはプロペラ半径位置によってピッチが異なるため、理論値よりSが大きくVは小さいが、プロペラ馬力はVの減少割合ほどに減少しないためである。したがって、 θ を小さくして運転すれば、 N_i の割にVは小さいことになる。

つぎに、定航程を航行するに要する燃料消費量 G (kg/mile) について考察すれば、3・1の(1)から $G = B \cdot t$ 、 $t \propto 1/V$ 、3・2の(2)から $B \propto N_i \propto \theta^3$ 、 $V \propto \theta$ の関係がありつぎのようになる。

$$G \propto \theta^3 \cdot 1/\theta = \theta^2 \dots\dots\dots(23)$$

第2図の計測値（実線）の近似式を式(24)で示し、式(24)による値を破線で示す。

$$G = 1.6 \times 10^{-2} \theta^2 + 3.15 \dots\dots\dots(24)$$

第2図において $\theta > 16^\circ$ では実線と破線が近似しているが、 $\theta < 16^\circ$ では両者の差が大きくなっている。その理由はつぎのように考えられる。

本実験の機関運転範囲 (N_i が400~850 PS) では、ほぼ完全燃焼すると思われるので $B \propto N_i$ と考えられ、また、式(23)の値は計測値に近い実際的にも、ほぼ $B \propto \theta^3$ と思われる。つぎに $t \propto 1/V$ 、 $V \propto \theta$ として式(23)を求めたが、実際には θ が小さいとき、3・2の(1)で述べた理由により、Vは θ に比例しない。したがって、 $t \propto 1/\theta$ とならない。すなわち、 θ に対してVが小さいため、 $V \propto \theta$ としたときよりtが大きくなる。このため θ が小さいときには、破線より実線の方が大きい値となる。

(3) 排気温度 (T_e) および排気タービン入口温度 (T_t)

T_e は式(8)で表わされ、3・1の(3)と同様に考えることができる。しかし、つぎの点を考慮しなければならない。

(i) 3・1の(1)および3・2の(1)から $V \propto N$ 、 $V \propto \theta$ となる。したがって、 $\theta \propto N$ となる。ただし、 $\theta < 15^\circ$ のときには $V \propto \theta$ とならない。

(ii) 可変ピッチの場合はN一定のため、一定時間中にシリンダ内へ空気を詰め込む回数は変わらない。

(i) および (ii) を考慮して T_e を考察すれば、 $Q_f \propto N_i$ であり、式(22)から $N_i \propto \theta^3$ であるから $Q_f \propto \theta^3$ となる。完全燃焼すれば $N_i \propto B$ となる。したがって、 $Q_f \propto B \propto \theta^3$ 、 $B \propto b \cdot N$ であり、N一定のため $B \propto b$ となる。すなわち、 $b \propto \theta^3$ となり $\theta < 19.7^\circ$ (固定ピッチ指示角) の場合には、 ϕ は固定ピッチと

したときより小さくなる。したがって、 θ を小さくすれば φ は小さくなる。

つぎに式(9)から G_a を考察する。 G_b は3・2の(3)の(ii)の理由により式(10)のCのみに関係する。すなわち、 P_T/P_S のみによって決まる。 G_c について考察すると、 θ の変更によって弁オーバーラップ時間面積は変わらないため、 G_c はCのみに関係する。したがって、 $G_b \propto C \propto G_c$ であるから $G_a \propto C$ となる。 θ を大きくすれば P_T/P_S が小さくなるため、Cは大きくなり G_a も大きくなる。

式(8)の T_s は第2表から明らかなように θ とは無関係である。しかし、 T_s の変化は T_e に比較して小さい。式(8)の Q_f 、 φ 、 G_a および T_s と θ との関係について考察したが、3・1の(3)と同一理由により θ と T_e との関係を簡単に理論的に求めることは困難である。しかし、上記の考察から θ を大きくすれば T_e が大きくなることは明らかである。

第2図において実線(計測値)の近似式を式(25)に示し、この式による値を破線で示す。

$$T_e = 8.35\theta + (T_s + 135) \quad \dots\dots\dots(25)$$

破線と実線は近似しているから、式(25)から $Q_f \cdot \varphi / c_p \cdot G_a \propto \theta$ となる。したがって、式(25)によって θ に対する T_e を推定することが可能である。このことは3・1の(3)で述べたように機関の運転状態を把握するのに役立つ。第2図において、 $\theta = 19.1^\circ, 19.7^\circ$ の場合、 T_e は小さい。この理由は3・1の(3)で述べたと同様に機関室温度および海水温度が低いためと思われる。

つぎに、 T_i が T_e より大きいことは3・1の(3)の(i)および(ii)の理由による。この温度上昇($T_i - T_e$)を近似式で表わせばつぎのようになる。

$$T_i - T_e = 9.8\theta - 113 \quad \dots\dots\dots(26)$$

式(25)と式(26)から

$$T_i = 18.15\theta + (T_s + 22) \quad \dots\dots\dots(27)$$

式(27)による T_i を破線で示す。実線(計測値)と破線は近似しているために $T_i \propto \theta \propto (T_i - T_e)$ と言える。すなわち、排気吹出しエネルギーの増加も θ に比例することになる。

(4) 給気圧力(P_s)および排気タービン回転数(n)

θ と P_s および θ と n との理論的考察の結果は、 $N \propto \theta$ から、3・1の(4)で述べたそれと同一である。したがって、 θ を大きくすれば P_s も n も大きくなる。

計測による値(実線)の近似式を式(28)と式(29)に示し、これらの式による値を破線で示す。

$$P_s = 1.23 \times 10^{-6} \theta^4 + 0.04 \quad \dots\dots\dots(28)$$

$$n = 0.77 \times \theta^3 + 5500 \quad \dots\dots\dots(29)$$

P_s と n ではともに実線と破線が接近している。したがって、 θ と P_s 、および θ と n との関係は、それぞれ、式(28)および式(29)と考えてよい。

(5) 最高圧力(P_{max})

θ と P_{max} の理論的考察の結果は、 $N \propto \theta$ から、3・1の(5)で述べたそれと同一である。したがって、 θ を大きくすれば P_{max} は大きくなる。計測による値(実線)の近似式を式(30)に示し、この式による値を破線で示す。

$$P_{max} = 1.49 \times 10^{-3} \theta^3 + 43.3 \quad \dots\dots\dots(30)$$

実線と破線は接近している。したがって、 $P_{max} \propto \theta^3$ と考えてよい。

3・3 固定ピッチおよび可変ピッチとしたときの過給機関特性の比較

第1図および第2図の実線(計測値)から図示馬力 N_i と、つぎに示す(1)~(4)の項目との関係を第5図に示す。この図において固定ピッチ(C.P.)として運転した場合を実線で、可変ピッチ(V.P.)として運転した場合を破線で示す。

(1) 速力(V)および定航程を航行するに要する燃料消費量(G)

Vについて考察すれば、第5図において N_i が同一ならば、実線より破線の方が小さい。とくに $N_i < 550$

PS では両線の差は大きくなる。破線の方が小さいのはつぎの理由によると思われる。

$\theta < 19.7^\circ$ の場合には C.P. より V.P. としたときにNは大きく、各運動部分の摩擦抵抗が大きいため同一 N_i であっても伝達馬力は C.P. とするより V.P. としたときに小さくなる。さらに、 $N_i < 550$ PS の場合には第2図から $\theta < 16^\circ$ となるので、3・2の(1)で述べた理由によりプロペラ効率が低下する。

N_i を大きくすれば実線と破線との差は小さくなっている。これは N_i を大きくすればC.P. ではNが大きくなり、V.P. では θ が大きくなる。 $N_i = 750$ PS ではC.P. とV.P. のおおよそのNおよび θ は等しくなるためである。

つぎに、Gについて考察すれば、第5図から $N_i < 550$ PS および $N_i > 750$ PS のときにはGはV.P. の場合の方が大きく、 $N_i = 550 \sim 750$ PS ではV.P. の場合の方が小さくなっている。これは、同一 N_i であっても運転状態が変れば、線図係数が変わりBは異なるからである。すなわち、この場合線図係数へ特に大きな影響をおよぼす燃焼状態について考察すれば、燃料噴射量および回転数の変化によって燃焼状態が変わるためBは異なる。燃焼には多数の因子がお互いに関与するため N_i とBとの関係は、簡単には求められない。しかし、C.P. およびV.P. の場合の一般的傾向として(I)Nまたは θ が極度に小さいとき、(i)燃料の噴霧条件が悪化する、(ii)燃焼室壁が過冷却される、(iii) P_s が小さいため、 P_c および圧縮温度が低下する。したがって燃焼は悪くなる。

(II) Nまたは θ が極度に大きいとき、(i) 燃焼速度はNに比例して大きくなる、ただし θ には無関係である。(ii) 1回の噴射量が多くなるため ϵ が小さくなり、そのため空気量不足となる。したがって、燃焼状態は悪くなる。すなわち、(I) および(II) の場合いずれも燃焼状態(線図係数)は悪くなる。そのため、その機関での燃焼の良好なNおよび θ が存在するはずである。

$N_i < 550$ PS のとき V.P. の場合、Vは小さいため、 ϵ は大きくなる。また、V.P. の場合もC.P. の場合にも、3・3の(1)における(I)の(i)～(iii)で述べた理由から燃焼状態は共に悪く、ほぼBは等しくなる。したがって、 $G (=B \cdot \epsilon)$ はV.P. の場合の方が大きい。つぎに $N_i = 550 \sim 750$ PS のとき、V.P. の場合の方がGは小さい。第5図からVが小さいため ϵ は大きく、一方Bは、熱効率が良いため、小さくなる。したがって、Gは両者の場合大差ないはずであるが、Gに対して ϵ よりBの影響が大きいため、このような結果となったと思われる。さらに、 $N_i > 750$ PS のときVについては両者ともほぼ等しい。一方3・3の(1)の(II)に述べた理由からBはV.P. の場合の方が大きいのでGも大きくなる。本実験の条件(C.P. の場合 $\theta = 19.7^\circ$, V.P. の場合 $N = 280$ rpm)では、燃料経済の点から $N_i = 550 \sim 750$ PS ではV.P. が有利であり、 $\theta < 16^\circ$ ではC.P. が有利である。ただし、実験条件を変えればV.P. の有利な N_i の範囲も変わる。すなわち、V.P. の場合Nを小さくすれば、同一 N_i を得るためには θ を大きくしなければならないので、V.P. の有利な N_i の範囲は、 N_i が小さい方に移動すると考え

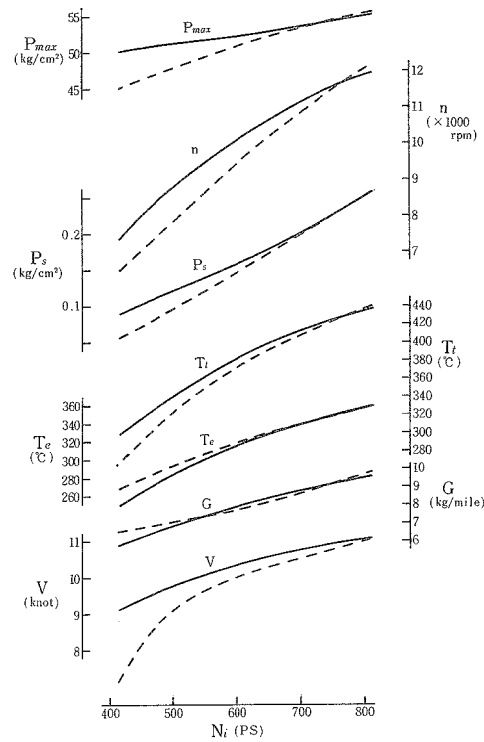


Fig. 5. The comparison charts of running characteristics between the constant pitch propeller and the controllable pitch propeller.

Legend; —: Constant pitch propeller

- - -: Controllable pitch propeller

The other factors are the same as those of Fig. 1.

られる。したがって、燃料経済の点のみを考えれば、 N_i が小さい場合には $\theta < 16^\circ$ としないで N を小さくする方がよい。

(2) 排気温度 (T_e) および排気タービン入口温度 (T_t)

第5図において T_e は破線より実線が大きくなっている。ただし $N_i = 750$ PS のときには、 N および θ は、C.P.の場合およびV.P.の場合ともに、ほぼ同一であるから実線と破線とは接近する。 $N_i < 750$ PSのときには、同一 N_i に対する b はV.P.の場合の方が小さいため、膨張行程終りのガス温度は低いが、 P_s が小さい3・3の(3)で考察する)ため G_c/G_e が小さくなる。したがって、 T_e はV.P.の場合の方が大きくなる。

つぎに、第5図において、同一 N_i に対する T_t では破線より実線の方が大きい。これはC.P.の場合、 $N_i < 750$ PSでは同一 N_i に対してV.P.の場合より b が大きいため、排気吹出しエネルギーが大きくなる。したがって、3・1の(3)の(i)および(ii)による影響は更に大きくなる。 $N_i > 750$ PSでは同一理由により T_t は実線より破線の方が大きくなる。したがって、排気タービン保護の点から、本実験条件では $N_i > 750$ PSのときはC.P.とする方がよい。すなわち、 $\theta > 19.7^\circ$ としない方がよい。

$N_i < 750$ PSでは、同一 N_i に対して、 T_e では破線が大きく、 T_t では小さいので、 $T_t - T_e$ はV.P.の場合よりC.P.の場合に大きくなる。

(3) 給気圧力 (P_s) および排気タービン回転数 (n)

第5図から同一 N_i に対して $N_i > 750$ PSでは、 P_s と n は破線より実線の方が大きい。この理由として、

(i) 本過給機は動圧方式のため、とくに N_i の小さいとき、排気吹出しエネルギー利用率が大きい。したがって、同一 N_i に対してV.P.の場合よりC.P.の場合に n が大きい。

(ii) $N_i < 750$ PSではV.P.の場合よりC.P.の場合の方が N が小さいため給気をシリングに詰め込む回数が少なく、同一 N_i に対して G_a が小さい。すなわち、機関とプロワの運転曲線から $N_i < 750$ PSでは破線より実線の方が大きくなる。 $N_i < 750$ PSでは、C.P.の場合にV.P.の場合より運転曲線はサージング線に接近することになり、 $N_i > 750$ PSでは逆にV.P.の方がサージング線に接近する。

(4) 最高圧力 (P_{max})

第5図から $N_i < 750$ PSでは実線の方が破線より大きい。 P_{max} は式(17)で表わされ、 P_s は3・3の(3)から $N_i < 750$ PSでは同一 N_i に対してV.P.の場合よりC.P.の場合に大きい。 b では N_i を小さくするほど同一 N_i に対してV.P.よりC.P.の方が大きいため、 α でもV.P.よりC.P.の方が大きくなる。したがって、 P_{max} では同一 N_i に対してV.P.よりC.P.の方が大きい。C.P.ではV.P.より N_i の変化に対して P_{max} の変化が小さい。すなわち、負荷を小さくするほど実線と破線との差が大きくなる。また、同一理由により $N_i > 750$ PSでは破線が大きく、差も大きくなる。

3・4 可変ピッチと固定ピッチとの比較

可変ピッチと固定ピッチとを比較する場合に、その対象として燃料経済、機関寿命および機関の信頼性に大きく分けて考える。

(1) 燃料経済

3・1および3・2から $N_i \propto N^3$ および $N_i \propto \theta^3$ である。また $N_i \propto B$ であるため、 B を小さくするには N または θ を小さくすればよい。しかしそうすることによって V が小さくなり、船舶としての目的を達することができなくなる。したがって、所要速力に対する B 、または N_i に対する G を考慮しなければならない。本実験において、第5図から $N_i = 550 \sim 750$ PSのとき、 G はV.P.の場合の方が小さい。 $N_i < 550$ PSおよび $N_i > 750$ PSのとき、 G はV.P.の場合の方が大きい。したがって、 $N_i = 550 \sim 750$ PSのときV.P.の場合の方が有利である。この範囲は $\theta = 16 \sim 19.7^\circ$ であり、 $N = 250 \sim 280$ rpmである。

(2) 機関寿命

機関寿命に最も大きな影響をおよぼす因子は摩耗と考えられる。摩耗は滑り面の面圧、滑動速度、往復回数および燃焼状態等の因子によって影響される。滑り面の面圧は慣性力の点からほぼ N^2 に比例する。 N と

燃焼との関係は、3・3の(1)で述べたように多数の因子がお互いに関与するため簡単には求められない。すなわち、3・3の(1)における(I)、(II)の場合には燃焼が悪くなる。不完全燃焼による生成物が多くなり、摩耗は大きくなる。とくに(I)の場合には化学的摩耗の影響が大きい。本実験の運転範囲において摩耗を考察すれば、V.P.の場合の方が $N_i < 750$ PSのときはNが大きい。したがって、滑り面の面圧は慣性力の点からほぼ N^2 に比例して大きくなる。また滑動速度および往復回数も大きい。しかし第5図から P_{max} とnはV.P.の場合の方が小さい。さらに燃焼状態は、V.P.とC.P.で差はあるけれども、3・3の(1)で述べたように、いずれも良好であり、 $N_i = 550 \sim 750$ PS ($N = 250 \sim 280$ rpm, $\theta = 16 \sim 19.7^\circ$)の範囲でとくに良好である。しかしながら、 $N < 250$ rpmのとき3・3の(1)における(I)の(i)～(iii)の理由から、また $N > 280$ rpmのとき(II)の(i)～(ii)の理由から燃焼状態は良好でないと思われる。上に述べたことを総合して機関寿命を考察すれば、 $N_i < 550$ PSのとき、C.P.の場合の方が寿命は明らかに長い。 $N_i = 550 \sim 750$ PSのとき N_i が小さければ(550PSに近ければ)C.P.の場合の方が有利であるが、過給機関の場合、とくに燃焼状態が摩耗に大きな影響をおよぼすため、 $N_i = 600 \sim 750$ PS ($N = 260 \sim 280$ rpm)であれば、両者において大差ないと思われる。 $N_i > 750$ PSのとき、V.P.の場合の方がNは小さいが、 $N_i \propto N^3$ の関係から、両者の場合におけるNの差はわずかととなる。しかし、 θ が大きいためbが大きくなり、(II)の(ii)に述べた理由から寿命は短い。

(3) 機関の信頼性

機関の信頼性は故障発生の可能性によって決まるとする。すなわち、故障発生の可能性が少ない場合を信頼性が大きいとする。機関の故障も多種、多様であるが、ここでは機械的負荷および熱負荷について考える。

機械的負荷には主として、慣性力および P_{max} 等の影響が大きい。慣性力は N^2 に比例するが、本機関は低速機関のため、慣性力、すなわち、Nが信頼性に大きな影響をおよぼさないと考えられる。過給機の信頼性としてnを考察すれば $N_i < 750$ PSでは、過給機の信頼性に影響をおよぼすほどnは大きくない。しかし、 $N_i > 750$ PSでは、V.P.の場合にnがかなり大きくなるので注意して運転する必要がある。つぎに、 P_{max} は第5図からC.P.の場合よりV.P.の場合の方が N_i に対して大きく変化している。したがって、V.P.の場合の方が $N_i < 750$ PSのときは小さいが、 $N_i > 750$ PSでは大きくなり、絶対値も大きくなるので注意して運転する必要がある。

つぎに、熱負荷すなわち、燃焼ガスから燃焼室壁に流れる単位時間当りの熱量について、つぎの実験式⁴⁾がある。

$$Q_h \propto P_i^{1.0} \cdot P^{0.1} \cdot P_{max} \cdot T_B^{1.8} \cdot P_s^{-0.6} \dots\dots\dots (31)$$

ここに	Q_h	: 熱負荷	(kcal/h cm ²)
	P_i	: 図示平均有効圧力	(kg/cm ²)
	P_{max}	: 最高圧力	(kg/cm ²)
	T_B	: 圧縮始め温度	(°C)
	P_s	: 給気圧力	(kg/cm ²)

$N_i < 750$ PSのとき、bではC.P.の場合の方が大きい。そのためこの式の P_i でもC.P.の場合の方が大きい。 $N_i > 750$ PSのときは小さくなる。 P_{max} は前述のように $N_i < 750$ PSのときV.P.の場合小さく、 $N_i > 750$ PSのとき大きくなる。 T_B は膨張後のガス温度、弁オーバーラップ時の G_c および T_s によって決まる。 $N_i < 750$ PSのとき、V.P.の場合、膨張後のガス温度はbが小さいため低く、また P_s が小さいため G_c は小さく、 T_s は変らない。したがって、式(31)における Q_h は小さい。しかし $N_i > 750$ PSのとき、大きくなる。換言すれば、 $N_i > 750$ PSのとき、V.P.の場合の方が熱負荷は大きくなる。

4. ま と め

実船を使用しての実験では種々の制約を受けるので完全なデータを得ることは困難である。本実験でも低負荷時の計測点が少ないため結果および考察にあたって不十分な点があった。しかしながら、この実験から得られた結果をまとめると、つぎのとおりである。

1. 同一速力で航行する場合に、その速力に対する最適回転数と最適ピッチ指示角が存在する。本実験の結果からだけでは最適回転数および最適ピッチ指示角を決定することはできないが、種々の機関回転数に対してピッチ指示角を変えたときの実験を行えば、これらを決定することができると思う。
2. 速力を小さくするには機関回転数を下げピッチ指示角を極度に小さくしない方がよい。ピッチ指示角を 16° より小さくするほど、プロペラ効率は極度に低下する。
3. 本船での実験結果を他の可変ピッチプロペラを装備するディーゼル船に必ずしも適用することはできないが、この運転実験方法によって、その船での所要速力に対する最適回転数と最適ピッチ指示角を求めることができると思われる。

終りに終始御指導いただいた水産大学校機関学科金岡助教授をはじめ、実験計測にあたっては、天鷹丸乗組員および学生諸氏の協力を厚く感謝する次第である。

文 献

- 1) 関東造船研究会軸系小委員会, 1968: 推進軸系標準, 151, 成山堂, 東京.
- 2) 渡辺一郎, 1958: 内燃機関, 33~37, コロナ社, 東京.
- 3) 西島清一郎, 1962: 船用機械工学 (第一分冊), 228~229, 海文堂, 東京.
- 4) 西島清一郎, 1962: 船用機械工学 (第一分冊), 230~231, 海文堂, 東京.