

(昭和 39 年 11 月造船協会秋季講演会において講演)

国鉄型船舶主軸推力計について

正員 白石 隆 義*

On the J.N.R. Type Thrustmeter for Ship's Main Shaft

By Takayoshi Shiraishi, Member

Summary

In January 1961, JNR was granted a patent for "transmission shaft with thrust measuring unit". This patent was applied for the port main shaft of the Tsugaru-maru, a newly-constructed ferry-boat plying between Aomori and Hakodate. This is the first successful application in the world of a thrustmeter in large ships. This thrustmeter has been so designed as to be able to withstand safely up to 0.1 million repetitions of the severest change imaginable. The strength and rigidity to bending and torsion of this unit have been found more than equal to those of other common intermediate shafts. The thrustmeter proved sensitive enough as planned; and the stability of zero base and sensitivity was found extremely good. The measurements of thrust and torque of Tsugaru-maru in the official speed test between mile-posts showed that the efficiency of the ship's controllable pitch propeller was higher than expected.

1 緒 言

実船の推進性能あるいは運動性能を解析するためには、推進軸に作用するトルクおよび推力を知らねばならない。これらのうちトルクあるいはトルクと回転数の積である軸馬力を指示または記録する計器については、数多くの研究、考案があり、最近ではかなり信頼性の高い実用計器ができています。これに対し推力については、中間軸の推力によるひずみを計測して求めようとする試みが若干行なわれたに過ぎません。そしてこの中間軸の推力によるひずみの計測を安定に精度よく行なうことが非常に困難なため、推力を指示あるいは記録する計器はこれまでに現われていない。上記困難の主な原因は、推進軸の寸法がトルクを安全に伝達するように定められるため、一般に推力に対しては過大な断面積となり、推力によるひずみあるいは変形が極めて小さく、これを増幅して計測せんとする場合、温度変化その他による誤差の割合が大きくなることにある。

森博氏[※]および筆者はこの問題を解決するため、推進軸の一部にトルクならびに曲げに対する剛性および強度は他の一般の中間軸のそれらと同等以上であり、しかも推力により十分精度のよい測定ができる程度に大きいひずみを生ずる推力測定部を設けることを考案した²⁾。

青函連絡船の取替計画によつてその第一船である津軽丸が建造されるに当り、上記考案を具体化した推力計の試作試験が行なわれた。その結果は極めて良好で、航海計器としても十分実用に供しうることが明らかになったので、ここに概要を報告する次第である。

2 試作の目的

2.1 推力計の実用化上の問題点を明かにする

前記の推力測定部に関する発明を実施する上での設計、製作上の問題点を解明する。また推力記録器、推力指示計あるいはスリップリング等、推力計を構成する各部に関する問題点を解明する。

2.2 津軽丸試運転時の推力を計測する

津軽丸の公試速力試験における左舷軸の推力を計測し同試験の成績を解析する際の参考資料とする。

原稿受付 昭和 39 年 6 月 20 日

* 鉄道技術研究所

※ 函館ドック K. K. 正員 当時鉄道技術研究所連絡船研究室長

2-3 操船者の訓練期における参考に供する

津軽丸ははじめて可変ピッチプロペラを装備した青函連絡船であるため、出入港時における操船者の号令が在来船とかなり違った意味を持つことがある。この点を体得させのために推力計が必要である。たとえば在来船では前進中機関を停止させても、プロペラはあまり大きい抵抗とはならないが、一定回転している可変ピッチプロペラのピッチを前進中に急に0にすると、かなり大きい抵抗となる。また迅速にピッチが変えられるため、たとえば前進全速時に急に船を停止しようとして大きい後進翼角をとると翼が失速状態となり、いたずらにトルクだけ増して推力はあまり増さず機関の出力が不足して回転が下り、結局推力が小さくなることもある。このような場合にも推力計(およびできればトルク計)をみながら操縦すれば、適正な翼角をとる勘を養うことができる。

2-4 船底汚損による抵抗の増加状況を調査する

津軽丸就航後適当な期間ごとに、同一対水速度を出すために必要な推力を計測して、船底汚損による抵抗の増加状況を調査し適当な入渠回帰を定める資料とする。

3 設 計

3-1 設 計 条 件

推力計を設計するに当り次の設計条件を考えた。

- a. 推力測定部に作用する外力は次の通りとする。

$$\text{定格トルク } (Q_{MCR}) = 20.4 \text{ t-m}$$

$$\text{最大推力 } (T_{Max}) = \pm 53 \text{ t}$$

津軽丸の主機械(左右各4台宛)の定格出力は片舷6400PSであり、推進軸の回転数は217.5rpmであるから、定格トルクは流体継手および減速歯車の損失を3%とすれば20.4t-mとなる。また可変ピッチプロペラのメーカーの推定によれば速力0の時の前進最大推力(dead pull)は53tであるから、設計条件としては前後進共にこの値をとることにした。実際の後進最大推力は若干これより小さいと思われる。

- b. 推力測定部のいかなる部分においても上記 Q_{MCR} による剪断応力が 3 kg/mm^2 をこえないこと。

Q_{MCR} による中間軸の最大剪断応力は 3.2 kg/mm^2 であるから、これと同等以上の振り強度を持たせるために剪断応力を 3 kg/mm^2 以下とおさえることにした。

- c. 最大推力 (T_{Max}) $\pm 53.5 \text{ t}$ の 10^5 回の繰返しによつても弾性軸(受感部)が疲労破損しないこと。

連絡船は出入港の度ごとに前進後進を何回か繰返す。そしてその度ごとに推進軸には推力の変動がおこる。この推力変動の繰返しによる疲労効果を正確に求めるためには、実際の推力変化の頻度を知らねばならないが、差当り適当な資料がないので簡単な推定を行なうこととした。よほど乱暴な港内操船を行なつても推力変化の全振幅は -53 t から $+53 \text{ t}$ までの全振幅の数10%以下であると考えられるから、出港あるいは入港の際の何回かの推力変動の疲労効果を1回の $\pm 53 \text{ t}$ の推力変動による疲労効果に等しいと仮定する。そうすると推力測定部の耐用年数を30年、年間稼働日数を330日、1日の出入港回数を10回とすれば、全繰返数は 10^5 回となる。

- d. 弾性軸は推力トルク伝達板にナットにより締付けられる(第1図)。この締付力を 55 t 以上として最大推力の繰返しによつても弛緩がおこらないこと。

締付力が不十分で外力がこれを上回ることが度重なるとナットの弛緩が起こる恐れがあるだけでなく、締付力と外力とが一致する点で締付部分の応力変化に不連続が起こり、検定曲線の直線性が失われる可能性もあるから、この推力測定部のように数多くの部品で構成されている受感部では、いずれの締付部分においても計測せんとする外力より大きい締付力を与えておくのがよい。

- e. 推力の約80%が弾性軸を経て伝達され、残り20%がトルク伝達環を経て伝達されるようにする。

つぎのfの条件との関連において推定した比率である。

- f. 弾性軸が万一破損しても 53 t の後進推力による推力トルク伝達板各部の応力は、弾性限界を越えないこと。

弾性軸が破損する恐れは万一にもないと考えられるが、この部分の重要性にかんがみ、一応念のためこの条件を加えた。

- g. 推力測定部のついた中間軸(第3中間軸)の曲げに対する強度および剛性を他の一般中間軸のそれらと同等以上とすること。

この条件を満たしているかどうかの計算は非常に難かしいので、設計の際は大略の見当で寸法を定め完成後の試験によりチェックすることとした。

h. 推力測定部付中間軸のフランジ部の構造は一般中間軸のそれと同一とすること。

こうしておけば、他の船においても本推力測定部付中間軸と同じ長さの中間軸を設けておくことにより、試運転等必要な際に本中間軸と交換して推力計測が容易に実施できるからである。

i. 推力の検出には抵抗線ひずみ計を用いて弾性軸のひずみを取り出す。

最近ではロードセル、トルク計など抵抗線ひずみ計を利用した計器が盛んに使用されている。これは十分大きいひずみを生ずる部分さえ得られれば電子管自動平衡ひずみ記録（または指示器）を利用することにより、安定な精度のよい計測ができるようになったからである。

j. 推力検出部と推力記録器とはスリップリングおよびブラシを経て接続されるものとする。スリップリングおよびブラシあるいはそれらを保持する装置の材料、構造ならびに数は長期間安定した性能を保持するように選ぶ。

受感部のひずみが大きければスリップリングとブラシが電氣的に離れることさえ絶対になければ、ある程度のノイズはあまり問題にならない。ただし線間の絶縁低下がはなはだしいと結果が不良となるから、この点注意が必要である。

k. 検出された推力は電子管自動平衡ひずみ記録器（写真2）により記録する。

抵抗線ひずみ計を利用した計器として当然のことである。

1. この記録器のペンの位置を指示する指示計（写真3）を船橋の可変ピッチ操縦位置に設置する。

記録器内蔵のポテンシオ電圧により指示計の針を振れさせる。操船者に船速と翼角と推力との関係を体得させるためである。

m. 記録器のペンの追従速度はフルスケール（±50t）を約4秒で追従可能なようにする。

推力振動等の早い変化は必要でないからこの程度の追従速度を選んだ。もつと早い振動現象を調べる場合にはひずみによりひずみ計回路に生じた不平衡電圧を増幅して電磁オシロ等に記録させればよい。この場合には零点や感度の安定度が若干犠牲となる。

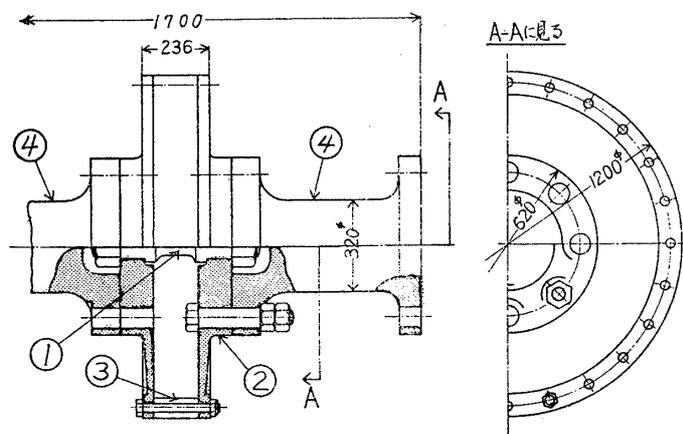
3.2 推力測定部の詳細設計

前記の設計条件をみたす推力測定部の詳細設計が、鉄道技術研究所整備部設計課（関金次技師担当）の協力のもとに進められた。第1図はかく設計された推力測定部付中間軸の概要を示すものであり、第2図には同軸の津軽丸船内における配置を示す。また写真1は同軸の取付状況を、写真2は電子管自動平衡推力記録器を、そして写真3は船橋における推力指示計を示す。

詳細設計のうちの主要点を記すと次の通りである。

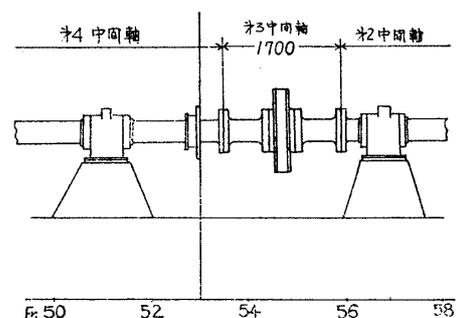
3.2.1 弾性軸（受感部）

a. 材 料



① 弾性軸（推力検出部）② 推力トルク伝達板 ③ トルク伝達環
④ 附属中間軸

第1図 推力測定部付中間軸の概要



第2図 推力測定部付第3中間軸の船内位置（津軽丸左舷軸）

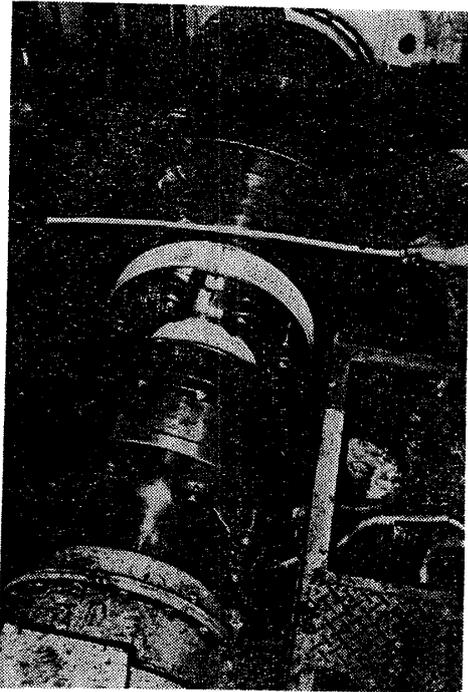


写真 1 津軽丸左舷軸に取付けられた推力測定部付中間軸

Ni-Cr-Mo 鋼(870° 焼入, 590° 焼戻し)を用いることとした。化学成分および機械的性質は次の通りである。

0.33 C ; 0.34 Si ; 0.99 Mn ; 0.012 P ; 0.014 S ; 1.56 Cr ; 2.85 Ni ; 0.51 Mo ; 0.15 Cu ; 降伏点(σ_y)=97.4 kg/mm² ; 引張強さ(σ_B)=114.7 kg/mm² ; 伸び=18.8 % ; 絞り=53 % ; 硬さ(ブリネル)=331.0。

b. 中央軸部の直径および強度 推力計の誤差をフルスケール $\pm 50t$ の 1% すなわち $\pm 0.5t$ 以下に極力おさえる方針とした。このためには 0.5t の推力による出力ひずみ量 {ひずみ指示器を用いて計測した場合の指示ひずみ量で、一辺ゲージ法の場合は実際のひずみ量に等しいが、この場合のように 4 辺ゲージ回路の場合には実際のひずみ量の約 2.6 倍となる。(ポアソン比を 0.3 として)} を約 20μ ($\mu=10^{-6}$) とするのがよいと考えた。

弾性軸の中央軸部の直径 d を

$$d=60 \text{ mm}$$

とするとほぼこの条件にかなう。すなわち推力 0.5t のうち弾性軸は設計条件 e により約 0.4t を受持つから、これによるひずみはヤング率 $E=2.1 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$ とすると 6.7μ となる。出力ひずみ量は $6.7 \times 2.6=17.5\mu$ となり大体目標が達せられている。温度変化、電源変動あるいはスリップリングのノイズ等による誤差をこの程度以下におさえることは比較的容易である。

$T_{\max}=53t$ による中央軸部の応力 σ 、ひずみ ϵ および長さ 80 mm の平行部の伸び λ はそれぞれ次の通りとなる

$$\sigma_{\max}=15 \text{ kg/mm}^2, \quad \epsilon=714\mu, \quad \lambda=0.0572 \text{ mm}$$

両端の R を 20 mm とすると、その部分の形状係数は約 1.45 となる。 R 部の引張圧縮疲労限 (σ_{wt}) は小形平滑試験片の引張圧縮疲労限を 38 kg/mm^2 ($0.33\sigma_B$) と仮定し、寸法効果=1.0, 表面効果=0.8, 切欠係数=形状係数=1.45 とすれば

$$\sigma_{wt}=21 \text{ kg/mm}^2$$

となる。すなわち $\sigma_{wt}=1.4\sigma_{\max}$ であつて、設計条件 C は問題なく満たされている。

c. 両端ネジ軸部 ナットにより推力トルク伝達板に 55t の締付力をもつて締付けられるため、この部分

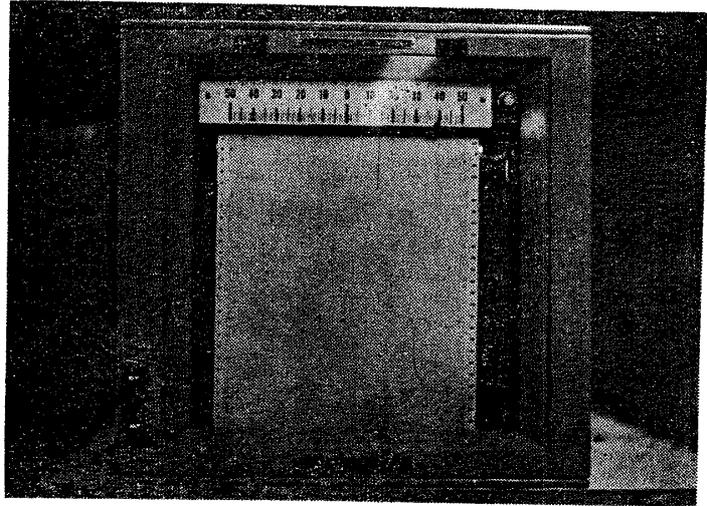


写真 2 推力記録器

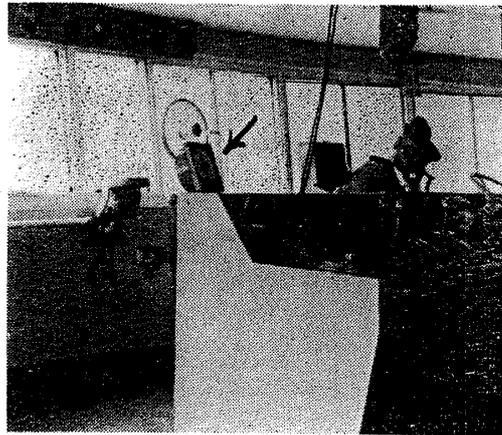


写真 3 津軽丸船橋における推力指示計(矢印)

の $T_{max} = \pm 53t$ による応力変動振幅は $\pm 2.2 \text{ kg/mm}^2$ 程度となるからネジ部が疲労破損する心配は全くない。

3.2.2 推力トルク伝達板

a. 材料…SF 55 とする

b. 中央肉厚部の強度およびたわみ

付属中間軸との取付ボルトの中心線で固定された円輪板 (外径 $= 2a = 550 \text{ mm}$) と考え, その中心の径 $(2b) = 75 \text{ mm}$ の孔の周に沿って $0.8 T_{Max} = 42.4t$ の荷重が加わると仮定する。(第3図)

便覧⁹⁾によれば最大応力 σ_{max} は中央の孔の周りに生じ, その値は (1) 式となる。

$$\sigma_{max} = (\sigma_t)_{r=b} = \beta \frac{P}{h} \quad (1)$$

ただし σ_t は切線方向応力, β は a および b により定まる値であつて $a = 250, b = 37.5$ に対し $\beta = 1.75, h$ は厚さ (115 mm), P は荷重である。数値を代入して $\sigma_{max} = 5.6 \text{ kg/mm}^2$ を得た。これは疲労強度上問題のない値である。

この場合の最大たわみ ω_{max} は (2) 式で与えられる。

$$\omega_{max} = (\omega)_{r=b} = \alpha \frac{Pa^2}{Eh^3} \quad (2)$$

ただし α は a および b による係数で, この場合 0.25, 数値を代入して

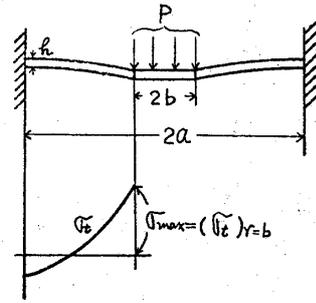
$$\omega_{max} = 0.0208 \text{ mm}$$

を得た。

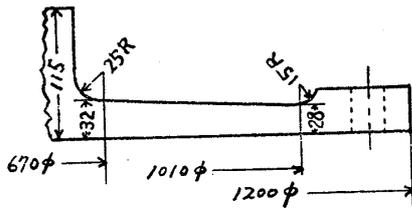
c. 弾性壁の強度およびたわみ

弾性壁の寸法は第4図のとおりとした。

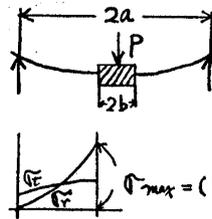
弾性壁の応力およびたわみは簡単に第5図に示す外周が自由支持の場合の値と, 固定の場合の値の算術平均で与えられると仮定した。数値を便覧⁹⁾より求めて各場合に対する最大応力 σ_{max} および最大たわみ (ω_{max}) を計



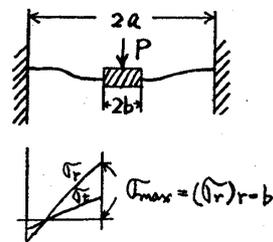
第3図 円輪板の応力



第4図 弾性壁の寸法



a. 外周辺自由支持



b. 外周辺固定

第5図 弾性壁の外周支持条件

算した結果, 荷重 53 のとき

$\sigma_{max} = 22.2 \text{ kg/mm}^2$	自由支持
$= 11.4 \text{ kg/mm}^2$	固定
$= 16.8 \text{ kg/mm}^2$	平均
$\omega_{max} = 0.488 \text{ mm}$	自由支持
$= 0.121 \text{ mm}$	固定
$= 0.305 \text{ mm}$	平均

となつた。すなわち最大応力に関する設計条件 f はみたされている。

d. 弾性軸と弾性壁との推力分担割合の計算 弾性軸と両側の推力トルク伝達板の中央肉厚部との総合弾性常数 k_1 は

$$k_1 = \frac{42.4t}{0.0572 \text{ mm} + 2 \times 0.0208 \text{ mm}} = 429t/\text{mm}$$

両側の弾性壁の総合弾性常数 k_2 は

$$k_2 = \frac{53t}{0.305 \text{ mm} \times 2} = 87.0t/\text{mm}$$

推力の分担割合は弾性常数に比例するから、弾性軸の推力分担率は 83% となった。すなわち設計条件 e がほぼ満たされる見透しを得た。

3.2.3 その他 以上の他には強度上特に問題になる部分はなかった。しかしすべての部分について各設計条件が満たされているかどうかをチェックすると共に次の点に注意をはらった。

- a. 組立が容易に行なえること。
- b. すべての結合面は外力の変化によって接触面積の変化がおこらないようにすること。
- c. リーマーボルトの数を極力減じ、トルクは接触面の摩擦により伝えられることを原則とするが、リーマーボルトの剪断によつても伝達されるようリーマーボルトの径、および本数を定める。この場合剪断応力は 5kg/mm^2 以下にする。

また弾性軸には組立に先立ち、ひずみ計メーカーの手により抵抗線ひずみ計の接着、結線、温度保証および絶縁被覆が施された。これらの方法は一般の抵抗線ひずみ計利用のロードセル等と全く同様である。ひずみ計を出たリード線は推力トルク伝達板に設けた孔および溝を通して外部に導びかれスリップリングに結線された。

スリップリングは密閉型、5リング（1リングは接地端子用）、各4ブラッシのものをを用いることにし、付属中間軸に取付けた。リングの材料は銀合金、ブラッシは銀カーボン製である。

4 検定および強度の確認

4.1 弾性軸の検定

弾性軸にひずみ計を接着した状態で $\pm 35\text{t}$ の荷重を加え荷重と出力ひずみ（3.2.1 の b 参照）との関係を求めた結果

$$\text{出力ひずみ量 } (\mu) = 42.7 \times \text{荷重 (t)} \quad (3)$$

なる直線関係を得た。

4.2 推力測定部の検定

推力測定部付中間軸を組立て終つた状態で 50t の圧縮荷重を加え、荷重と弾性軸の出力ひずみ量との関係を求めた。その結果は式（4）の通りとなつた。

$$\text{出力ひずみ量 } (\mu) = 34.5 \times \text{荷重 (t)} \quad (4)$$

（3）および（4）式から弾性軸を経て伝達される推力は全推力の 80.8% であり、設計条件 e が満たされることが判明した。

4.3 推力測定部付中間軸の曲げ強度の確認

上記検定の際に偏心荷重による推力測定部付中間軸の各部のひずみを計測し、また同軸の両端フランジ部を吊つて自重による各部の曲げひずみを計測した結果、自重（約 3t ）による推力トルク伝達板の弾性壁の R 部の曲げ応力は最大 1.5kg/mm^2 であり、約 $2\text{t}\cdot\text{m}$ の偏心モーメントによる同部の曲げ応力も最大約 1.5kg/mm^2 であつて、他の中間軸と同等の曲げ強度を持つことを確認した。

4.4 推力測定部付中間軸のトルク検出部の検定

津軽丸左舷軸に取付けた状態（写真1）で推力測定部に付属する中間軸（第1図④）にトルク測定用のひずみ計を接着し振りモーメントを極めて静かに増減させる方法で検定を行なつた。その結果（5）式のごとく剪断弾性係数 $G = 0.81 \times 10^4 \text{kg/mm}^2$ とした計算値に極めて近いトルクと出力ひずみとの関係を得た。

$$\text{出力ひずみ量 } (\mu) = 40.2 \times \text{トルク (t}\cdot\text{m)} \quad (5)$$

4.5 振り強度の確認

上記検定に際し、推力測定各部のトルクによる剪断応力を計測し、すべて設計条件（3.1）の b を満たす十分な強度をもつことを確認した。

5 津軽丸速力公試における左舷軸の推力およびトルクの計測とその結果

5.1 推力計およびトルク計の零ベースおよび感度の安定性の確認

津軽丸公試に先立上り上記の推力計およびトルク計（トルクの計測も推力と同様スリップリングと電子管自動平衡ひずみ記録器を用いて行なつた）の零ベースおよび感度の安定性を調べた。

まず本船を岸壁に繫留したままペロペラ翼角 0° の状態で左舷軸を圧縮空気によりターニングし、推力の零ベースを記録紙の零線に合わせた。トルク計においては正負の方向にターニングした時それぞれのトルクの記録線

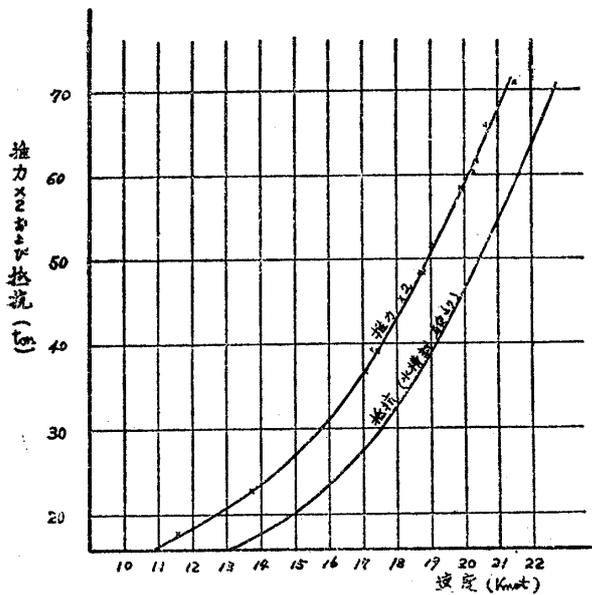
の平均線を零ベースとした。またの時感度をそれぞれ記録がよみやすいように定めた。

約 12 時間の予行運転の後、零ベースおよび感度を調べたところ、いずれも全く変化していないことを確認した。すなわち推力計の零ベースの移動は 0.5t 以下であり、感度変化は 0.2% 以下であった。

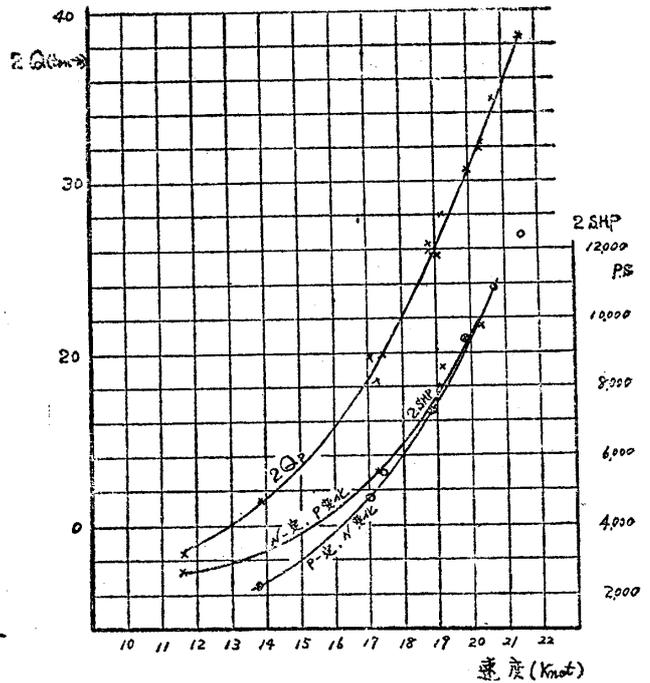
5.2 公試時の津軽丸の要目

主要寸法	L×B×D=123.0m×17.9m×7.2m
主機械	川崎 MAN V 8 V 8 基
	定格出力(各) 1600BHP×750rpm
減速装置	川崎 KMV 125 流体接手 2 基
	入力(各) 4×1600BHP×700rpm
	出力(〃) 6115SHP×217.5rpm
	スリップ(定格馬力において)=3%

推進器	可変ピッチプロペラ
	2×3.250mφ
	喫水 4.830m
	排水量 5,733KT
	C_b 0.53
	C_p 0.60



第6図 推力(計測値)および抵抗(水槽試験からの推定値)と速度との関係

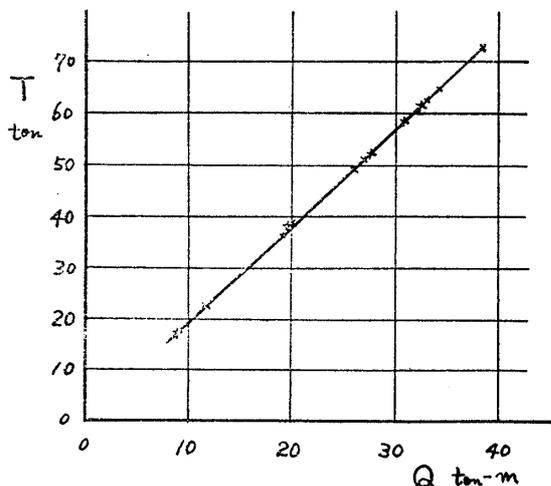


第7図 トルク(Q)および軸馬力(SHP)と速度との関係

5.3 速力公試における推力およびトルクの計測結果

左玄軸の推力と速度およびトルク(Q)または軸馬力(SHP)と速度との関係を第6図および第7図に示す。この場合標柱間往復の平均値を用い、それ以上に風および潮流の影響に対する修正は行なわなかった。

第6図には参考のために水槽試験結果から推定された公試状態での全抵抗(粗度修正せず)と速度との関係を記した。



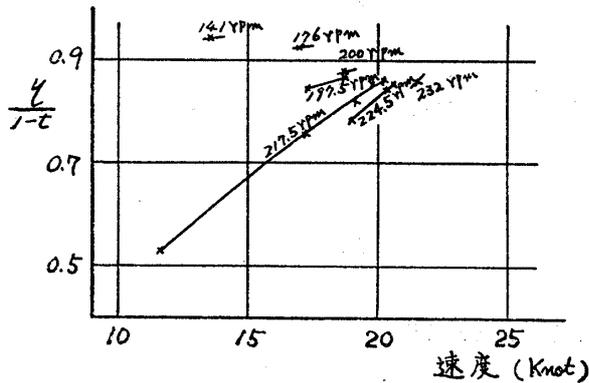
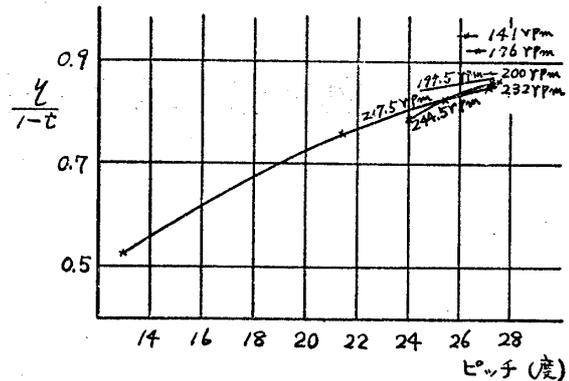
第8図 推力(T)とトルク(Q)との関係

第6図および第7図によれば、推力およびトルクと速度との関係は回転数あるいは翼角をいろいろ変えた点がほぼ一本の曲線に乗っており、これらとほぼ無関係なことを示しているが、軸馬力と速度との関係は翼角あるいは回転数によつて、特に低速において、異なることが示されている。

第8図には、推力とトルクがほぼ直線関係にあることを示し、第9図では、推進効率(η)を推力減少率($1-t$)でわつた値、すなわち

$$\frac{\eta}{1-t} = \frac{60Tv}{2\pi QN} \quad (5)$$

と速度との関係を、第10図では $\eta/1-t$ と翼角との関係を示した。ただし、 v は速度 (m/s)

第9図 $\eta/1-\epsilon$ と速度との関係第10図 $\eta/1-\epsilon$ とピッチとの関係

以上の結果から津軽丸に装備された可変ピッチプロペラの推進効率が、予想以上に良好であることが推定された。これらの計測結果について、さらに解析を進めるには、計測が左舷のみであったこと、および水槽試験に表われたバウスラスタ開口部の影響の寸法効果等が不明であることなどからあまり有意義でないと思われるので、この程度にとどめる。

5.4 前後進、隋力試験時の最大推力

前進負荷 2/4, 3/4 あるいは 4/4 (速度/翼角=17Kn/19.8°, 19Kn/23.7°, 20Kn/26.4°) で航走している状態 (回転数=217.5rpm) から 10~15 秒間に翼角を 0 に下げると、翼角が 0 になったときにそれぞれ 28t, 29t, 32t の最大後進推力を生じた。

この間トルクは一旦 0 あるいはやや負の値に下がった後、再び増加するが機関出力を上回るに至らなかった。回転数は一時やや低下したが、その低下はあまり顕著ではなかった。

同様に前進 2/4, 3/4 あるいは 4/4 から翼角を後進 4/4 に相等する -22° に変えると、やはりその直後にそれぞれ 37t, 38t, 40t の最大後進推力を生じた。

この場合トルクは翼角を取り終つてから 1 分足らずの後に機関出力の限度 (21t-m) に達し回転数も若干低下した。

ところが後進負荷 4/4 で航走している状態から前進 2/4, 3/4 あるいは 4/4 に相当する翼角をとると、プロペラが失速現象をおこしたように推力がはげしく変動し、回転も低下した。

そして、ある程度前進の行きあしがついた所で、この現象がおさまり回転が上つてやがて最大推力を示した。最大推力はそれぞれ 37t, 45t, 48t であった。

以上の測定結果から推力測定部を設計する際に想定した $\pm 53t$ の推力変動はやや安全側であったことになる。

6 結 言

試作推力計はその後も津軽丸に取付けられたまま、耐久試験をうけており、また片舷のみであると云う不満はあるが、船底汚損による抵抗については推力の増加状況の調査も行なわれている。

以上国鉄型船舶主軸推力計の試作試験の概要について述べたが、この試作試験は国鉄の昭和 38 年度技術課題の一つとして本社船舶局船務課、鉄道技術研究所整備部および連絡船研究室ならびに青函局船務部および津軽丸の協同のもとに行なわれたものである。

また試作推力計の製作は浦賀重工 K.K. が担当した。

そして、そのうちの計器部分の製作は新興通信 K.K. が行なつた。

おわりに臨み本試作試験の実施にあたりご指導あるいはご協力下された以上の関係各位、とりわけ詳細設計を担当した鉄研整備部関技師、製作取まとめを担当した浦賀重工機装設計大井技師および試験協同者の鉄研連絡船研究室中野、吉田両職員に感謝する次第である。

参 考 文 献

- 1) たとえば須藤、谷本、根角、実験におけるスラストの測定、造船協会論文集 No.111, 昭 37.6
- 2) 特許第 270539 号, 昭 36.1 国鉄保有
- 3) 機械設計便覧, 機械設計便覧編集委員会編, 丸善, 昭 33