可変ピッチプロペラの設計難易度について*

山本 茂** 三島 智範** 北浦 久義***

Difficulty Index in Design of CPP

By Shigeru Yamamoto, Tomonori Mishima, Hisayoshi Kitaura

In this paper, the difficulty index in design of CPP is proposed as $(PN^2)^{2/5}$. This index is derived from the principle of similarity and may serve as a common scale among designers of engine plant and hull and ship-owners to judge the reliability of CPPs.

The upper limit of this index in the present situation can be introduced from the reference list of each CPP maker in the world and various model test results. As CPPs for high speed vessels are sensitive to wake distribution behind hull with regard to fluctuating load on blades and cavitation, it is noticeable that the allowable upper limit of these vessels is especially restricted.

Some method to push up this limit line is proposed, but in any case it is very important that the CPP dimensions are chosen to be kept good relation to hull dimensions.

1. はじめに

このところ、船舶の大形化、高速化の波をうけて、船用プロペラも著しく大馬力化したが、中でも、高速船の要請で高回転数大馬力プロペラの出現が特徴的である。図1は、船用プロペラ大馬力化の推移を示すものである。これらの記録品は、近年、大形タンカー用でなく主としてコンテナ船用で記録更新されている。この種の船は、船体の大きさの割に馬力が大きく喫水制限から相対的に高い回転数のプロペラが要請される。わが国でも、昨年、45,300SPSの可変ピッチプロペラ（以下CPPと呼称）

図1 船用プロペラ大馬力化の推移

が製作されているが、オイルショック以後、かえってCPP装備船の計画が増えていく傾向も認められるので、本稿では、CPPに焦点をしばって、1軸で達成可能な馬力のリミットは、どこになるのか、あるいは、馬力は特別に大きくなくても、回転数によっては設計のむずかしさがどう変化するかについて、今までの研究結果をもとに考察し、与えられた要目のプロペラが設計的にどの程度むずかしいものか、どのように計画要目を設定すればあまり心配のないプロペラが得られるのかについて比較的簡単な方法で判断できるようにした。もとより、CPPの歴史は浅く、この分野の考え方も確立された段階とはいいがたいが、船体ならびに機関部の基本計画者および最終ユーザが、わけもない不安にとらわれることなく、共通の尺度で信頼性を理解できる一助にもと思ってとりまとめた。昨年製作した45,300SPSの世界最大馬力のCPPも、過去の実績を大幅に上回るだけに、その信頼性評価がむずかしいところであるが、本稿の内容を適用し無理のない計画要目の設定をおこなった経緯をもっている。

2. 実績プロペラの馬力と回転数の関係

図2は、世界の各メーカーで製作されたプロペラのうち、馬力の割に比較的回転数が高いと思えるものについて、それらの馬力と回転数の関係を図示したものである。この中で、⊙、⊗印で区別したものは、コンテナ船、フェリで象徴されるような高速船用プロペラを意味していて、他船より一層高い回転数が採用されている。また、Suf-fix Nをつけたものは、Navy Typeのプロペラを採用

* 原稿受付 昭和50年9月11日

** 正会員 川崎重工業(株)明石南工場(明石市川崎町1-33)

*** 川崎重工業(株)明石南工場(明石市川崎町1-33)

図2 高回転数プロペラの実績

したものである。Suffix N' は、Navy用のプロペラを表わしている。

3. 設計の難易度を表示できる指標

プロペラを設計する場合、通常、与えられた使用条件（吸収馬力、回転数、船速など）から、プロペラ径、ピッチなどを見いだすと同時に、キャビテーション防止の点から必要面積をきめたり、各部の応力レベルから翼厚をきめたりしている。したがって、ここでも、設計の難易度を判断する方法として、ある幾何学的形状のきまっているプロペラの使用条件が変化するとき、(1) ある代表的場所における応力がどのように変化するか、(2) キャビテーションダイアグラム上で、危険ゾーンに対して、どのように変化するかなどから考察してみることとする。その手順として、まず、幾何学的相似条件の成立している

$$B_P = \frac{N \cdot P^{0.5}}{V_a^{2.5}} = \text{一定}, \quad \delta_{opt} = \frac{N \cdot D}{V_a} = \text{一定}$$

なるプロペラを想定し、使用条件の変化により設計の難易度が、いかに変化するかを使用上の便宜のために P 、 N を使って解析してみることにする。（ここで、 P は伝達馬力 PS、 N はプロペラ回転数 rpm、 V_a はプロペラの前進速度 $Kt = V_s(1-W)$ 、 W は伴流係数、 D はプロペラ径 m を表わしている。）

3.1 キャビテーション条件の変化 キャビテーションに対する設計方法は一般に図3のように与えられた $\sigma_{0.7}$ に対し、 τ_c をある許容値以下におさえる方法をとっている。したがって、ここでもプロペラの使用条件が変化するとき $\sigma_{0.7}$ 、 τ_c がどのように変化するかを調べてみる。

$\sigma_{0.7} = (P_0 - e) / \left(\frac{1}{2} \rho \cdot V_a^2 \right)$ において、 $P_0 - e = P + I \cdot r - e$ で一般にプロペラ深度 I が対象によって変化するが、ここでは、簡単のために変化しないとして取扱う。また、 $V_a^2 = V_e^2 + (0.7 \pi N D / 60)^2$ であるが、このうち、 $V_e \propto V_a$ である。一方、今考えているプロペラは $B_P = N \cdot P^{0.5} / V_a^{2.5} = \text{一定}$ 、 $\delta_{opt} = N \cdot D / V_a = \text{一定}$ のプロペラであるから、前

図3 キャビテーション限界線図

者から $V_a \propto (P \cdot N^2)^{1/5}$ 、後者から $D \propto V_a \cdot N^{-1} \propto (P \cdot N^2)^{1/5} \cdot N^{-1}$ が導き出される。この結果、 $V_a^2 = K_1 (P \cdot N^2)^{2/5} + K_2 \cdot N^2 (P \cdot N^2)^{2/5} \cdot N^{-2}$

$$\propto (P \cdot N^2)^{2/5}$$

となり、 $\sigma_{0.7} \propto (P \cdot N^2)^{-2/5}$ が得られる。

また、 $\tau_c = (S / F_P) / \left(\frac{1}{2} \rho V_a^2 \right)$ において、今考えているプロペラが $B_P = \text{一定}$ 、 $\delta_{opt} = \text{一定}$ であることからプロペラ効率 $\eta_P = \text{一定}$ である。このため、 $S \propto P / V_a$ となり、 $S \propto P (P \cdot N^2)^{-1/5}$ と表わせる。 F_P はプロペラの投影面積で D^2 に比例することから $F_P \propto D^2 \propto (P \cdot N^2)^{2/5} \cdot N^{-2}$ とな

$$\tau_c \propto P (P \cdot N^2)^{-1/5} \cdot (P \cdot N^2)^{-2/5} \cdot N^2 (P \cdot N^2)^{-2/5} = \text{一定}$$

となる。

以上の結果、プロペラの使用条件が変化するとき、キャビテーションに対する危険度は $(P \cdot N^2)^{-2/5}$ に比例して、図4の矢印をつけた線上を移動することになる。

3.2 各種応力の変化 応力の変化状況について、代表的な応力として翼に働く曲げ応力、遠心力による応力およびCPP特有のプロペラピッチをコントロールするのに必要な変節力による応力がどのように変化するかを

図4 $(P \cdot N^2)^{2/5}$ 変化時の $\sigma_{0.7}$ 、 τ_c 変化状況

図5 翼に働く力の関係

考察してみる。

a. 曲げ応力 曲げ応力 $\sigma_b = K \cdot M / (t^2 \cdot W)$ で表現できる。ここで M は今検討しようとしている断面に働く曲げモーメントで、図5のごとくスラストによる反力を S 、トルクによる反力を Q 、それらの合力 $\sqrt{S^2 + Q^2}$ を F 、 F の働く半径方向位置を $C \cdot D$ としたとき、 $M = C \cdot D \cdot F = C \cdot D \cdot \sqrt{S^2 + Q^2}$ となる。 t, W は、それぞれ翼厚、翼幅を表わし、 K は比例常数とする。ところで、今は幾何学的相似条件が満足されているプロペラについて考えているので、 $S \propto Q$ のほか、 $t \propto D, W \propto D$ である。したがって、

$$\sigma_b \propto \frac{M}{t^2 \cdot W} \propto \frac{S \cdot D}{D^3} \propto P(P \cdot N^2)^{-1/6} \cdot [(P \cdot N^2)^{1/6} \cdot N^{-1}]^2 \propto (P \cdot N^2)^{3/6}$$

となって、曲げ応力は $(P \cdot N^2)^{3/6}$ に比例して変化することがわかる。

b. 遠心力による応力 遠心力による応力 σ_c は、

$$\sigma_c = K \cdot \frac{W}{g} \cdot r \cdot \omega^2 / t \cdot W$$

で表現できる。ここで、 K は比例常数、 g は重力の加速度で常数、 W は翼の重量で相似プロペラでは D^3 に比例する。 r は重心の半径、 t, W はそれぞれ翼厚、翼幅で、

いずれも D に比例する。また ω は回転の角速度で $\omega \propto N$ ことから、

$$\sigma_c \propto D^3 \cdot D \cdot N^2 / D^2 \propto D^2 \cdot N^2 \propto [(P \cdot N^2)^{1/6} \cdot N^{-1}]^2 \cdot N^2 \propto (P \cdot N^2)^{2/6}$$

となり、曲げ応力同様、 $(P \cdot N^2)^{2/6}$ に比例して変化する。

c. 変節力による応力 変節力は、運転中翼角を変えるときに必要な力でCPP、カプラン水車などのように可変ピッチ式の機械に考慮を払う必要のあるものである。この力は運転条件によって大幅に異なるので、ここでは強度設計に必要な最大変節力について考察するものとする。最大変節力 $P_{\max}$ の見当のつけ方は、理論的にはなかなか複雑であるが、われわれは経験的に

$$P_{\max} \propto C_M \cdot N^2 \cdot D^4, \quad C_M = K \cdot F_a / F$$

なる方法を採用している。 F_a / F は翼の展開面積比で K は比例常数であるが、 B_p は一定、 δ_{opt} は一定なるプロペラを考える場合、 C_M は一定として扱ってよい。したがって、変節力による応力 σ_a は

$$\sigma_a \propto \frac{P_{\max}}{D^2} \propto \frac{C_M \cdot N^2 \cdot D^4}{D^2} \propto N^2 \cdot D^2 \propto (P \cdot N^2)^{2/6}$$

となる。

以上の結果、 B_p は一定、 δ_{opt} は一定なるプロペラの使用条件が変化したとき、基準プロペラに対し各種応力は $(P \cdot N^2)^{2/6}$ とともに増加し、キャビテーション条件は $(P \cdot N^2)^{2/6}$ とともに悪化する。したがって、同質の船 (B_p がほぼ同じ) においては設計の難易度は $(P \cdot N^2)^{2/6}$ によって評価できる。

次に B_p が変化した場合、非常に複雑な要素がある現状では次元解析できない。そこで $B_p \sim (P \cdot N^2)^{2/6}$ 線図の中に通常の設計手法によって適当な設計点をもったプロペラを設計し、その推移をみるという方法をとった。計算はすべて Troost B シリーズによって、FPP を設計するというやり方とした。また、プロペラ径は δ_{opt} を採用するものとし、展開面積比は Burrill の線図における修正 Wageningen Line によって決定した。このように

図6 CPP設計難易度限度線

して展開面積比 $F_a/F=0.85$ になる線を図 6 に記入してみた。ここでは簡単のため B_p の異なる二つのプロペラについて計算し、両者を直線で結んでいる。また、LR ルールによって両設計点のプロペラの翼厚比 $t_{0.25}/D$ を計算してみたところ、 B_p の大きい点の翼厚比の方が大きくなった。この結果から翼厚比と展開面積比は同じ次元で変化しないことがわかる。したがって、 B_p の異なる二つのプロペラの設計の難易度を評価する場合、この点を念頭においておく必要がある。

4. 現在到達している設計可能な限度値

前述の検討では各 B_p に対し $F_a/F=0.85$ になる $(P \cdot N^2)^{2/6}$ を計算し、 B_p による変化の様子をさぐったが、われわれの欲しいのは各 B_p に対する $(P \cdot N^2)^{2/6}$ の限度値である。これを理論的に見いだすことができないので、図 2 にプロットした馬力の割に比較的回転数の高い実績プロペラのうち、Navy 用および Navy 形を除いたものについて、それぞれ、 B_p および $(P \cdot N^2)^{2/6}$ の値を算出して、図 6 上にプロットしてみた。前述の検討で $F_a/F=0.85$ を選んだのは、翼を変節させるとき、隣の翼と干渉しない限界の展開面積比が 0.85 近傍であることを考慮して選んだものであるが、実績プロペラと比べてみたとき、 $F_a/F=0.85$ のプロペラで $t_{0.25}/D=0.0284$ の線がほぼ実績プロペラの上限を表わしているようである。したがって、現在到達している一般商船用 CPP の設計可能な限度値は図 6 の太線で表示した限度線と見なすことができる。もちろん、この限度線は技術の進歩に伴って逐次持ち上げられるべき性質のものであるが、現状の姿はこのような限度線以下という考えで、先般、製作した世界最大馬力の 45,300 SPS CPP の基本仕様も、この限度線にはいるように決定された。この限度線図は、たとえ、

大幅な馬力アップ機でも容易に設計難易度のレベルを共通の尺度では把握理解できるメリットを有している。ただし、設計の難易度を表示する指標が $(P \cdot N^2)^{2/6}$ にリンクするという前述の記述は主として、均一流中で作動するプロペラの模型試験結果をもとにして解析をすすめたものであるのに対し、図 6 にプロットした実績プロペラは船尾の不均一伴流中で作動しているプロペラの例であって、ミクロに考えれば等価でない点を配慮しておく必要がある。

5. 不均一伴流中での CPP 設計難易度

実際のプロペラは、大なり小なり船尾の不均一伴流の中で作動している。したがって、船尾の伴流分布の良否によっては、図 6 の限度線も上下する要素をもっている。悪い方の例として図 6 中の B 点 ($B_p=27.5$, $(P \cdot N^2)^{2/6}=2690$) のプロペラについて、装備予定の船体の伴流分布の中でテストしてみたところ、著しいキャビテーションが発生し、振動面でも使用に耐えないことを経験したことがある。特に高速の船 (B_p が小さい領域) では、船尾の伴流分布が変動荷重やキャビテーションに対して敏感に影響を与えることがいろいろのテストでわかって来たので、本項では、この点について考察を加えてみたい。

5.1 変動荷重 図 7 はスラスト荷重係数 C_s とプロペラ 1 回転中の翼根部の平均応力に対する全振幅変動応力 $\Delta\sigma/\bar{\sigma}$ の関係について、MEYNE and NOLTE および BEDNARZIK による斜流中での実験結果と、実船での各種実働応力の計測結果を同一の図中に表現したものである。ここで、スラスト荷重係数 $C_s=8/\pi \cdot Kt/J^2$ で高速の船ほど小さい値になる。なお、 Kt =スラスト係数 $=S/\rho n^2 D^4$, S =プロペラスラスト [kg], ρ =海水の

図 7 スラスト荷重係数と翼根部の平均応力に対する全振幅変動応力の関係(その 1)

図8 スラスト荷重係数と翼根部の平均応力に対する全振幅変動応力の関係(その2)

密度 $[\text{kg s}^2/\text{m}^4]$, n =プロペラ回転数 $[\text{rps}]$, D =プロペラ径 $[\text{m}]$, J =前進係数 $=V_e/nD$, V_e =プロペラ前進速度 $[\text{m/s}]$ を意味している。MEYNE and NOLTE および BEDNARZIK の模型実験結果は斜流による変動応力の変化状況を示しているのに対し、図7にプロットした実船での実測応力計測結果(図中の●印)は、船尾の伴流分布の影響下の値で、両者同一の条件ではないが、スラスト荷重係数 C_s が小さいものほど変動荷重が大きくなる傾向を理解することができる。

また、図8はAU-CPシリーズのプロペラの単独性能試験結果を用いて、伴流係数の変動全振幅 $\Delta w/w=0.2, 0.4, 0.6$ の場合について C_s と $\Delta\sigma/\bar{\sigma}$ の関係を静的に算出したものである。この計算は翼に変動応力が働くのは伴流の変化により迎え角が変化するという考え方で求めたものである。図8中、Opt. Line と記入した太線は最適プロペラの $C_s \sim \Delta\sigma/\bar{\sigma}$ を表わしており、◎印は図7にもプロットした実船での計測結果を示している。この図から、翼に働く変動応力は伴流係数の変動幅に比例し、 $\sqrt{C_s}$ に反比例して変化すること、計算結果は実測値と比較的一致していることなどがわかる。

5.2 キャビテーション いろいろな船のキャビテーションテストを繰り返しているうちに、図6に記入した限度線より著しく低い設計難易度のプロペラでも、おびただしいキャビテーションが発生して使用をちゅうちょさせられるのがでてきた。この経験からプロペラのおかれている場の条件を表わす指数として船速基準のキャビテーション数 $\sigma_0 = (P_0 - e) / \frac{1}{2} \rho V_e^2$ を導入して、図9のごとく、キャビテーションテスト結果あるいは使用実績のわかっているプロペラの設計難易度 $(P \cdot N^2)^{3/8}$ と船

速基準のキャビテーション数 σ_0 の関係をプロットしてみた。 $\sigma_0 = (P_0 - e) / \frac{1}{2} \rho V_e^2$ 中、 $P_0 = P + Ir$ でプロペラ軸心における圧力 $[\text{kg}/\text{m}^2]$, P =大気圧 $[\text{kg}/\text{m}^2]$, I =プロペラ深度 $[\text{m}]$, r =海水の比重量 $[\text{kg}/\text{m}^3]$, e =海水の飽和蒸気圧 $[\text{kg}/\text{m}^2]$, ρ =海水の密度 $[\text{kg s}^2/\text{m}^4]$, V_e =プロペラの前進速度 $[\text{m/s}]$ を意味している。また、図9中の直線は、それぞれキャビテーション数と許容設計難易度の関係が局部的にはほぼ直線で近似できるとして、実船での使用状況が十分追跡調査されているA船のプロペラ付近を基準に20%ピッチで比例常数を変えてひいたものである。したがって、左よりの直線ほど同一の σ_0 に対し設計難易度が高いので、キャビテーションの危険が高いものである。図9には、かなりキャビテーションのきついプロペラも含まれているが設計に工夫を加えることによる改善も考慮すれば、一応1軸船に対しては $C_g=2.5$, 2軸船に対しては $C_g=4$ までは実用上問題のないプロペラが得られそうである。また、同じ C_g でも高速の船ほど σ_0 が小さくなり、許容される設計難易度が制限されることが図9から理解できる。

5.3 不均一伴流中での設計難易度 5.1でスラスト荷重係数 C_s の小さい船ほどプロペラに働く変動荷重が大きいこと、5.2でキャビテーション数 σ_0 の小さい船ほど許容設計難易度が制限されることを考察して来た。したがって、船尾の不均一伴流中で作動する実際のプロペラでは図6の B_p と $(P \cdot N^2)^{3/8}$ のほかに、もう一つの要素つまり船速に關係する要素を加えてやる必要がある。この目的のため図9に示した船速基準のキャビテーション数を要素に加え、表現上の都合から図10のごとき限度線を作成した。従来から通俗的に「高速船はキャビテ

図9 キャビテーション数と設計難易度の関係

図10 キャビテーション数を考慮した設計難易度限度線

ン数（PN²）²⁵が小さいことによって、低速船は荷重量が高いことによって、キャビテーション上の困難さがもたらされる。」といわれているが、図10はこの概念を図示したことになる。

6. 設計難易度限度線の押し上げについて

今までの記述は、現在までの実績プロペラならびにテストデータをもとにして、現状の限度線を見だしていったものであるが、この限度線は技術の進歩に伴って逐次押し上げられるべき性質のものとする。図11は図2に示した高回転数CPP、FPPの実績のほかに軸流ポンプ、カプラン水車など類似水力機械の実績も追記したものである。これからみると軸流ポンプはCPP、FPPに

比しまだ比較的低回転の領域にあるが、カプラン水車ではCPP、FPPより相対的に回転数の高いもののがかなり製作されていて、CPP設計難易度限度線の押し上げも、ある程度余地がありそうである。ただし、(1)CPPは作動原理的にはカプラン水車よりも軸流ポンプに相当するものであること、(2)カプラン水車ではCPPにおける不均一伴流の問題がないこと、(3)カプラン水車はCPPにおけるようにピッチを正から負へ逆転させる必要がないことなどが相違点としてあげられる。事実、この限度線押し上げの努力の一環として、キャビテーションテストをいくつか実施してみたが、翼根部のバブルキャビテーションが問題である。この点については、効率低下をある程度覚悟の上で、ハブ比を大きくしたり、

図 11 類似水力機械の馬力と回転数の関係

ピッチ分布やキャンバーの修正など設計上の工夫で、ある程度の改善見とおしを得ているが、かなりきめ細かい設計上の配慮と装備する船体条件とのマッチングが必要である。

7. あとがき

昔から引船の能力を比較するのに100馬力当りなんトンという表現方法があったが、この方法も馬力がかなりかけはなれているものを比較するとき、よく誤解の種になっていた。その理由は、 $P \cdot N^2$ = 一定の条件を満足している船を比較する場合は、上述の表現方法でよいが、通常の主機要目は馬力が大きくなるにつれて $P \cdot N^2$ の値も大きくなっているため100馬力当りの値が当然低くなることが無視されて物議をかもししていたものである。すなわち、 $P \cdot N^2$ が相似条件を満足する必要条件になっていることを忘れていたことによる。ところで本稿は、この相似の原則を応用して、 $P \cdot N^2$ の大小により応力レベルがどのように増減するかについて考察し、前に経験し

たことのある機械より、どの程度過酷なものになるかの見当をつけられるようにし、実績調査から現在どの程度のレベルまでいっているかを整理し、他のテストデータも加味して現状の限度線を想定してみたものである。ただし、図6および図10の限度線は設計上の工夫、技術の進歩によって向上させられる性質のものである反面、装備条件（船尾伴流分布の良否、軸のレーキなど）により大きく影響を受けるので船体設計との兼合いを十分配慮する必要がある。また、寿命設計の見地から設計難易度つまり応力レベルが同じでも回転数の大小による繰返し数の相違を別途考慮することも場合によっては必要であらう。

したがって、本稿に記述した限度線は一つの指標として利用していただき、複雑な計算をしたり特別な経験を駆使したりしなくても比較的簡単な方法で設計難易度を知り、各分野の人が共通の尺度でその信頼性を認識するスケールにしていただければよいと考えている。