

No. 74

●目次●

1 巡視艇をインドネシアへ —海の安全のためのODA—	page 1
2 二重反転プロペラの設計について (その3、自航要素)	page 2
3 ウォータージェット (第3回 推進性能)	page 4
4 112m型波浪貫通型双胴高速フェリー —ナッチャンRera—	page 6
5 石油貯蔵船の長期防食について	page 8
6 水槽試験で使用する計測機器 (第2回 自航動力計)	page 10
7 トピックス等 ジブチ向けフェリー基本設計調査 委員会等 編集後記 SRC所在地図	page 12

巡視艇をインドネシアへ —海の安全のためのODA—



ジャカルタ海上警察基地前で
引き渡し完了



海老原大使とSutanto長官による
引き渡しセレモニーの一コマ

平成18年度我が国の無償資金協力事業として日本造船技術センターがコンサルタント業務を実施し、墨田川造船(株)にて建造された3隻の巡視艇が完成し、平成19年11月13日にインドネシア政府に引き渡しされました。

本巡視艇はマラッカ・シンガポール海峡を中心に海賊、海上テロ及び兵器拡散の防止を目的とし、我が国の「テロ対策等治安無償」枠を使用し、インドネシア国国家警察海上警察局に供与されたもので、平成19年3月1日建造契約を締結し、船積みによる輸送後、現地にて確認運転を実施し、平成19年11月13日にジャカルタにてインドネシア側に引き渡しを終了しました。

本船の仕様は全長27m、型幅5.6m、型深さ2.8m、最大船速約30ノット、主機関2,000PS×2機で、船体は高張力鋼、上部構造はアルミ製。浅瀬に逃げ込む事犯を追跡するために、高速複合艇を搭載し、乗組員10名の他、拘束者用2名のスペースを設けています。また、上部構造に防弾仕様を備えることから、我が国の

貿易管理令、武器輸出三原則等に従い、初めて武器としてODAにより輸出されたものです。

3隻の巡視艇はそれぞれTaka、Anis Madu (インドネシアに生息する小型鳥)、Hayabusaと鳥の名前を命名され、11月13日の引渡し完了後、さらに11月30日に在インドネシア日本国大使、国家警察庁長官等の臨席の下、盛大な引き渡しセレモニーが実施されました。

今後も「テロ対策等治安無償」による巡視艇等の海上保安機材分野への我が国からの協力が期待されています。



試運転中のTaka号

財団法人 日本造船技術センター

〒180-0003 東京都武蔵野市吉祥寺1丁目6番1号
吉祥寺スバルビル3階
TEL 0422-40-2820 FAX 0422-40-2827

試験センター

〒181-0004 東京都三鷹市新川6丁目38番1号
(独)海上技術安全研究所2号館内
TEL 0422-24-3861 FAX 0422-24-3869

二重反転プロペラの設計について (その3 自航要素)

本シリーズの第一回（SRC News No.72）では二重反転プロペラ（以下、「CRP」）が回収しようとする回転方向運動量損失等について紹介し、第二回（No.73）では後ろのプロペラに流入する流れの計測例・計算例を紹介しました。

本シリーズの最後として、本号では前後プロペラの自航要素に関する水槽試験結果と前後プロペラの荷重分担率を変えたときの推進性能を紹介します。

前後プロペラの自航要素

自航要素は主船体とプロペラの干渉を表すパラメーターでプロペラ設計に必要な不可欠なデータです。CRPにおいては、前後プロペラの相互干渉も加わり、より複雑になります。

CRPは、推進性能に関しては、本来、併せて一つのプロペラです。前後のプロペラに関わる力・モーメントを独立に解析して個々のプロペラの性能を評価することは正しくありません。例えば、前後プロペラがお互いに引き合うというような現象がある場合、前プロペラのスラストは減少し、後プロペラのスラストは増加するでしょう。この場合、合計のスラストが重要で、個々のプロペラのスラストの増減は言わば内部の力です。例えば適当か否か分かりませんが、船に乗っている人が船を押しても船は進みません。よって、各プロペラの自航要素は、各プロペラの性能の良し悪しを表すのではなく、プロペラ間の干渉を表している、と解すべきものです。蛇足ながら、通常のプロペラの場合も同じで、例えばスラスト減少係数の大小は主船体の性能やプロペラの性能を表すものではなく、両者の干渉の良し悪しを表しています。

図-1～4に水槽試験結果の例を示します。これは長さ90m弱、方形係数が0.7程度の船の自航試験結果で、後プロペラの直径は前プロペラの85%です。

CRPの自航試験において、前後プロペラのプロペラ回転数の組み合わせを広範に変え、そのときの前後プロペラのスラスト、トルクを個別に計測し、別途実施した前後プロペラの各プロペラ単独試験結果を用いて解析しました。

図-1～3では、横軸は後プロペラのスラスト T_A 、縦軸は前プロペラのスラスト T_F です。無次元化の分母の選び方の煩雑さを避けるため、あえて模型試験時の計測値（有次元値）で示しました。

図-1はスラスト減少係数（ $1-t$ ）を示します。個々のプロペラのスラスト減少係数は定義できませんので、両プロペラのスラストの合計値に対するスラスト減少係数を示しています。等高線が右下がり45° となっていますので、スラスト減少係数はスラストの合計値に応じて変化していると言えます。また、その変化率は小さく、 $1-t=0.9$ 程度の値となっており、通常の場合に比べてかなり大きな値となっています。

図-2の上図は船後プロペラ効率比です。右側が前プロペラの効率比 η_{RF} 、左側が後プロペラの効率比 η_{RA} です（前後プロペラを添え字F,Aで表しています。以下同様）。前プロペラの効率比は1.0程度で通常の船と同程度の値です。等高線が横軸にほぼ平行になっていますので、前プロペラの効率比は、ほぼ前プロペラの荷重によって変化します。後プロペラの効率比は0.9程度の値で通常より10%程度悪くなっていますが、これは、前後プロペラの干渉を表していると考えられます。等高線は縦軸にほぼ平

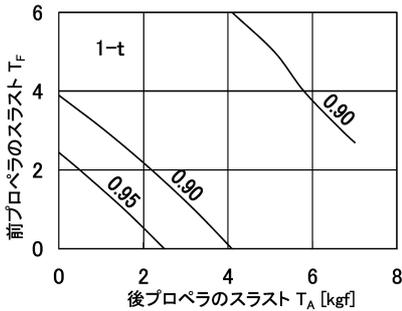


図-1 スラスト減少係数

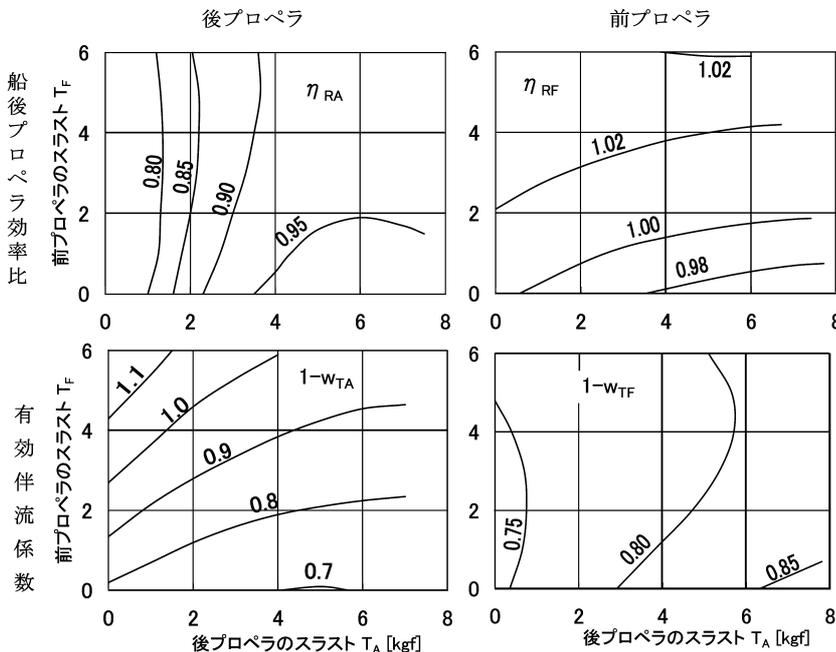


図-2 船後プロペラ効率比および有効伴流係数

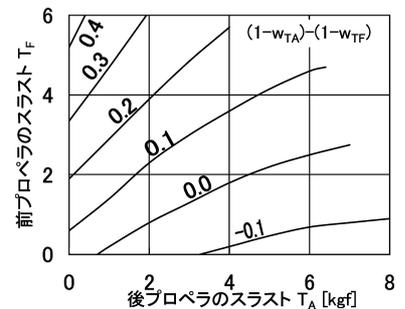
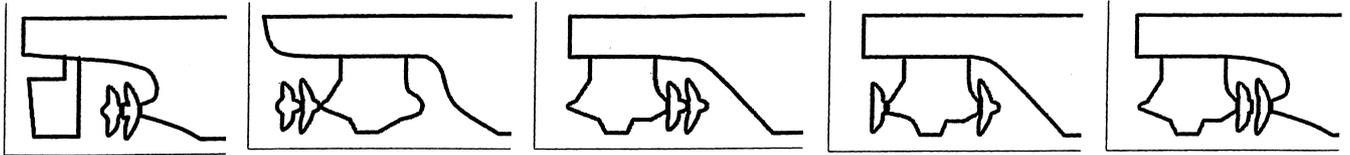


図-3 有効伴流係数の差



行ですから、後プロペラの効率比は、ほぼ後プロペラの荷重によって変化しています。つまり、前後プロペラの船後プロペラ効率比は自分の荷重が増えると良くなる、と言えます。また、後プロペラでは、荷重による効率比の変化率が大きくなっています。

図-2の下図はプロペラの有効伴流係数(1-w_r)です。前プロペラの等高線は縦軸にほぼ平行なので、大凡、前プロペラの伴流係数は後プロペラの荷重によって変化していると言えます。逆に後プロペラの等高線は横軸にほぼ平行なので、大凡、後プロペラの伴流係数は前プロペラの荷重によって変化しています。これは船後プロペラ効率比の場合とは逆で、伴流係数は、大凡、他方のプロペラの荷重で決まります。

また、荷重による変化率は後プロペラで非常に大きくなっています。

これらは、前後のプロペラが流れを加速していること、その度合いは、各プロペラの後方で大きいことに拠ります。

図-3には前後プロペラの伴流係数の差の等高線を示します。これは、右上がりのほぼ45°の線となっていますので、伴流係数の差は両プロペラの荷重差で決まる、と言えます。

図-4は図-1, 2から読みとって作成した図で、合計スラストが一定値の場合に、前後プロペラのスラスト配分を変えたときの自航要素の変化です。本図をみても後プロペラの船後プロペラ効率比、有効伴流係数の変化率が大きいことが分かります。

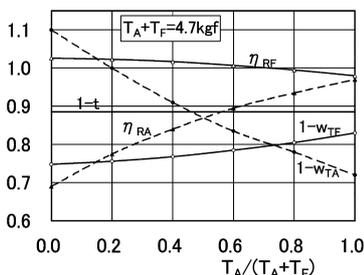


図-4 スラスト配分による自航要素の変化

プロペラ設計例

上記の試験結果を用いてプロペラを設計してみました。図-5, 6がその結果です。前後プロペラの馬力配分を3種変えて設計しました。図-5はプロペラ回転数をプロペラの前後、馬力配分に関わらず190rpmの一定値にした設計、図-6は前プロペラの最適直径が2.80m、後プロペラの最適直径がその95%の2.66mになるようなプロペラ回転数とした設計です。

これらの図には設計条件として与えたプロペラ回転数nまたは直径D_p、スラスト減少係数、船後プロペラ効率比、有効伴流係数に加えて、設計された個々のプロペラのピッチ比、プロペラ直径または回転数、プロペラ単独効率η_o、推進係数η、CRP全体の推進係数ηも示してあります。個々のプロペラの推進係数は定義出来ませんが、便宜的に、全体のスラスト減少係数を用いて、あえて計算しました。

本図によると、プロペラ回転数が一定という条件下では、前プロペラ最適直径はその馬力配分減少に伴い減少していきます。半々の場合、後プロペラの直径は前プロペラの約90%です。ピッチ比は

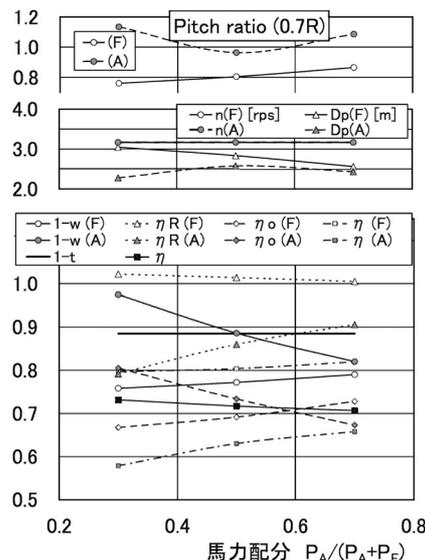


図-5 プロペラ回転数nを一定とした場合

2割増程度です。

プロペラ直径一定という条件下では、それが最適直径となるようなプロペラ回転数は馬力配分減少に伴って減少していきます。これらは、通常のプロペラの場合と同じ傾向です。

プロペラ単独効率は馬力配分が増えると低下しますが、これもプロペラ荷重と単独効率の関係から当然のことです。

最後にCRP全体の推進係数を見ると、プロペラ直径が一定という条件下では前後プロペラの馬力配分による違いはあまりありませんが、プロペラ回転数が一定という条件下では後プロペラの馬力配分が小さいほど(前プロペラの配分が大きいほど)大きくなっています。配分が半々付近で最高にはなっていません。

二重反転プロペラの設計に際しては、3回のシリーズで紹介した推進性能関係の問題以外に、構造・機構に関する問題があります。残念ながら専門外ですので、構造・機構に関しては紹介できませんが、通常の一軸プロペラを設計するプロペラ設計法を用いて二重反転プロペラの前後プロペラを個別に設計しようとする場合に、本シリーズを参考にしてください。

(技監 佐藤 和範)

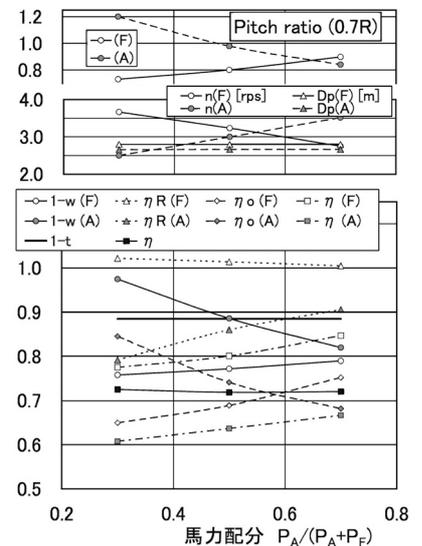


図-6 プロペラ直径D_pを一定とした場合



ウォータージェット (第3回 推進性能)

1. はじめに

ウォータージェット推進方式について、前回、ウォータージェットの作動原理とポンプの働きについて説明しました。今回は、ウォータージェット船の推進性能について説明します。

2. 推進効率

ウォータージェット船に限らず、船舶の推進性能は、推進装置に投入した馬力がどれだけ船体を有効に推進させる事が出来るのか、推進効率 η という数値で定量的に評価します。推進効率の定義を式(1)に示します。

$$\eta = \frac{P_E}{P_D} \dots (1)$$

ここで、有効馬力 P_E は $R_T V_S$ 、伝達馬力 P_D は $2\pi n_s Q_s$ です。

なお、本稿では、以後分かりやすくするために、仕事率のことを馬力と呼ぶことにします。

R_T : 船体抵抗 (吸い込み口なし)

V_S : 船速 [m/s]

n_s : インペラ回転数 [rps]

Q_s : インペラトルク [kgf·m]

η が大きければ大きいほど、インペラに伝達された馬力が船を推進させる馬力に有効に変換されている事を意味しています。

η は、いくつかの要素に分ける事ができます。その際、ウォータージェット推進装置単独の状態と、船に装備された状態との比を用いるか用いないかで、分け方が異なってきます。

前者は、ITTCが推奨する方法[1],[2]であり、後者はこれまで一般に用いられてきた方法(例えば、[3]に詳しい)で、便宜上、本稿では前者をITTCの分け方、後者を従来の分け方と呼称します。

以下、それぞれの分け方について具体的に説明します。

3. 従来の分け方

航行中の力の釣り合いを考えます。

図-1に船に装備された状態のウォータージェット推進装置の模式図を示します。図-1の一点鎖線は、流れのインテーク②に吸入される部分とされない部分の境界を意味しています。

V_m はインテークに吸入される流速の平均、 V_j はノズル⑦より吐出される流速の平均とすれば、差を取る事で単位時間当たりの流体の運動量変化が求められ、総推力 T_g を定義する事ができます。

ここで、インテーク損失の影響を推力減少率 t とすれば純推力 T_{net} (即ち R_T)が求められ、式(2)が得られます。

$$T_g (1-t) = T_{net} = R_T \dots (2)$$

$$V_m = (1-w) V_s, T_g = \rho Q (V_j - V_m),$$

$$Q = A_n V_j$$

ρ : 流体密度 [kgf·s²/m⁴]

V_j : ジェット流速 [m/s]

V_m : モーメント流速 [m/s]

A_n : ノズル断面積 [m²]

Q : 流量 [m³/s]

ここで、式(2)の両辺に、船速 V_s を乗じると、力の釣り合い式が馬力の関係式に成ります。

$$T_g (1-t) V_s = R_T V_s = P_E \dots (3)$$

ここで、 $V_s = V_m / (1-w)$ なので、

$$T_g V_m (1-t) / (1-w) = P_E \dots (4)$$

となります。ここで、 $T_g V_m$ は通常のプロペラ推進型の船舶におけるスラスト馬力 P_T に相当します。

この時、ウォータージェット推進装置

が全揚程 H 、流量 Q のポンプとして動作していたとすれば、ポンプ馬力 $Q \rho g H$ との比を取れば、式(5)を得ます。

$$T_g V_m = \frac{T_g V_m Q \rho g H}{Q \rho g H P_D} P_D \dots (5)$$

以上から、式(6)のように、効率 η は各要素に分解する事ができます。

$$\eta = \frac{1-t}{1-w} \frac{T_g V_m Q \rho g H}{Q \rho g H P_D} = \eta_H \eta_{jet} (\eta_{pump} \eta_r) \dots (6)$$

H : ポンプ全揚程 [m]

$$\text{船殻効率 } \eta_H = \frac{1-t}{1-w}$$

$$\text{ジェット効率 } \eta_{jet} = \frac{T_g V_m}{Q \rho g H}$$

ポンプ効率×ポンプ効率比

$$\eta_{pump} \eta_r = \frac{Q \rho g H}{P_D}$$

となります。

ポンプ効率比が含まれているのは、ウォータージェット推進装置全体がポンプであると考えているので、船に装備された影響が含まれている事を意味しています。図-1で言いますと、①から⑦までの揚程を全揚程と定義しています。

4. ITTCの分け方

2005年の24th ITTCにおいて承認された文献[2]に準拠して説明します。ただし、文献[2]は全てSI単位系で記述されていますが、本稿では理解を容易にするために、重力単位系で統一して説明します。

式(3)までは従来の分け方と同じで

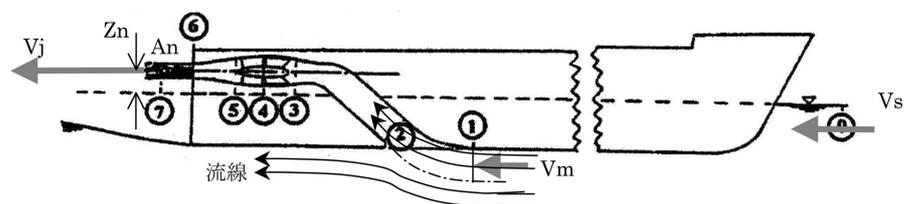


図-1 ウォータージェット推進装置が船に装備された状態

すが、ここから、先ほど説明した従来の方法と違い、ウォータージェット推進装置が単独で作動している状態 (Free stream condition、図-2に示す) と船に装備されている状態 (図-1) の対比で効率要素を分けて考えています。

以上の考え方から、式 (3) において、 V_s/V_m ではなく、 T_g/T_{g0} を考えると、式 (7) を得る事ができます。尚、添え字0は単独状態である事を意味します。

$$\frac{T_g}{T_{g0}}(1-t)T_{g0}Vs = P_E \dots (7)$$

$$T_{g0} = \rho Q(V_j - V_s)$$

この場合、船体の影響が無いものと考えるので ($w = 0$)、単独状態のモーメント流速 V_m は V_s と等しくなります。

これにより、式 (8) のとおり、単独状態と船に装備した状態の運動量干渉効率 η_{mi} を定義します。

$$\frac{T_g}{T_{g0}} = \frac{V_j - V_m}{V_j - V_s} = \frac{1}{\eta_{mi}} \dots (8)$$

次に、ウォータージェット推進装置単独のスラスト馬力を P_{TEO} とすると、

$$T_{g0}Vs = P_{TEO} = \frac{P_{TEO}}{P_{JSE0}} \frac{P_{JSE0}}{P_{JSE}} \frac{P_{JSE}}{P_{PE}} \frac{P_{PE}}{P_D} \dots (9)$$

ここで、

$$P_{JSE0} = \frac{1}{2} Q\rho (V_j^2 - V_s^2)$$

$$P_{JSE} = \frac{1}{2} Q\rho (V_j^2 - V_s^2) - Q\rho g z_n$$

は、 P_{JSE0} と P_{JSE} それぞれ単独状態と船に装備された状態における単位時間あたりの流体のエネルギー変化量であり、ジェットシステム馬力と呼んでいます。

Z_n : ノズル中心の噴水線からの上下

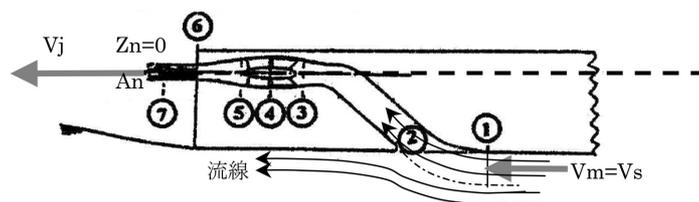


図-2 ウォータージェット推進装置が単独の状態 (Free stream condition)

変位[m]

P_{JSE} を見ると、流入エネルギーとノズル変位による影響が考慮されている事が分かります。

この時、 P_{TEO} と P_{JSE0} の比は理想効率 η_I を与えます。

$$\frac{P_{TEO}}{P_{JSE0}} = \frac{\rho Q(V_j - V_s)V_s}{\frac{1}{2} Q\rho (V_j - V_s)(V_j + V_s)}$$

$$= \frac{2}{1 + V_j/V_s} = \eta_I \dots (10)$$

また、 P_{JSE0} と P_{JSE} の比をエネルギー干渉効率 η_{el} と呼んでいます。

P_{PE} はポンプ馬力で、 $Q\rho gH$ で与えられます。ITTCではポンプはインペラ部分のみを意味しており、図-1の③から⑤までで全揚程 H を定義しています。従来の分け方では、①~⑦のウォータージェット推進装置全体をポンプとみなしていますので、ITTCの分け方と従来の分け方で異なる点の一つです。

P_{JSE} と P_{PE} の比をダクト効率 η_{DUCT} と呼び、ポンプが作動した時にウォータージェット推進装置内の流体エネルギーを増加させる効率を表わします。

P_{PE} と P_D の比はポンプ効率 η_{pump} です。ポンプ効率比 η_r が含まれないのは、先ほど説明したとおり、インペラ部分に限定してポンプと見なしているため、船体の影響は無視できるからです。

以上により、効率 η は式 (11) に示すとおり、各要素に分解する事ができます。

$$\eta = (1-t) \frac{T_g}{T_{g0}} \frac{P_{JSE0}}{P_{JSE}} \frac{P_{TEO}}{P_{JSE0}} \frac{P_{JSE}}{P_{PE}} \frac{P_{PE}}{P_D} = (1-t) \frac{\eta_{el}}{\eta_{mi}} \eta_I \eta_{DUCT} \eta_{pump} \dots (11)$$

ここで、 η_{el} と η_{mi} の比を、特に (単独状態に対する船体の) 干渉効率 η_{INT} と呼びます。従来の方法の $1-w$ に相当しますが、 η_{el} には、ノズルの上下変位 Z_n の影響が含まれますので、その点が異なります。

5. まとめ

推進効率の分け方について従来の分け方とITTCの分け方を説明しました。

原理的には、どちらの分け方を用いても結論には違いはないのですが、効率の各要素を理論的あるいは実験的に推定する手法は異なってきます。例えば、ITTCの分け方ではウォータージェット単独での推力が必要であるのに対し、従来の分け方では必要ではありません。

尚、どちらの方法を用いる場合でも、モーメント流速 V_m の扱いには特に注意する必要があります。

次号では、自航試験の方法について説明する予定です。

- [1] Tom J.C. van Terwisga, Waterjet-Hull Interaction
- [2] ITTC-Recommended Procedures and Guidelines 7.5-02-05-03.1 Rev.1, Testing and Extrapolation Methods High Speed Marine Vehicles, Waterjets Propulsive Performance Prediction
- [3] 松村竹実, 第5回 船用プロペラに関するシンポジウム 第8章ウォータージェット推進

(試験センター技術部 新郷 将司)

112m型波浪貫通型双胴高速フェリー 「ナッチャンRera」就航

世界のフェリー業界から注目を集めている112m型波浪貫通型双胴高速フェリー「ナッチャンRera」が、2007年9月1日から青函航路（函館—青森）に就航し、海象厳しい津軽海峡を順調に稼働しています。

日本造船技術センターでは、「ナッチャンRera」及び引き続き建造が進められている姉妹船の我が国への導入に係わるコンサルタント業務を担当しています。「ナッチャンRera」及び建造造船所であるオーストラリアのタスマニアに所在するINCAT社の概要を報告いたします。

1. 「ナッチャンRera」

「ナッチャンRera」は、東日本フェリー株式会社殿が就航させた世界最大級の最も燃費効率（積載重量単位当たり）の良い高速フェリーです。波浪貫通型双胴フェリーは、非常にスレンダーな双胴の船体で波を切り裂いて航行するフェリーです。さらに本船は、スレンダーな船体に起こりがちな過度なピッチングを防ぐためセンターバウという船首部中央部に小さな船体を持っています。センターバウは通常海面上に出っていますが、ピッチングが大きくなると予備浮力として機能します。このスレンダーな双胴の船体とセンターバウがすばらしい本船の形状と運航性能を与えています。さらに、アクティブライドコントロールシステムによって自動制御される可動トリムタブ（双胴船尾装備）と折り畳み式可動T-フォイル（センターバウ後部装備）によって動揺を低減して快適な船旅を提供できるようになっています。

2. 高速船の安全に関する国際規則

本船の建造にあたっては適用規則としてHSCコードを適用しています。HSCコードというのは、2000年12月5日にIMOで採択された「高速船の安全に関

する国際規則」（THE INTERNATIONAL CODE OF SAFETY FOR HIGH-SPEED CRAFT, 2000）です。一般の高速フェリーにHSCコードが適用されて就航した船は、本船が我が国初のもとなります。HSCコードは、その船の運航速度で直近の港や安全な停泊地から4時間以上離れて航行しないとされており、避航ができたり、支援を受けられることを前提として種々の要件が決まっています。このように、基本的には自船のみで安全を担保していくという従来の考え方から大きく変わっています。当センターでは、HSCコードを適用して船舶安全法に合格させるため、各種マニュアルやFMEA（故障モード及び影響解析：方向制御システム、機関システム及び関連制御装置、電気システム、船体安定化システムの構成要素に故障が生じた場合について、その影響を解析し、本船が危険に陥る可能性が極めて低いことを証明するもの）に始まる種々の資料を作成するなどして船主殿を

支援して参りました。その結果が、現在の「ナッチャンRera」の安全で順調な運航を産み出していると考えています。

「ナッチャンRera」の主要目は、表-1のとおりです。

なお、「ナッチャンRera」の性能の一端を表2にご紹介しましょう。

現在、「ナッチャンRera」は、その性能をフルに発揮して、函館—青森間61海里を1時間45分（冬季以外の着岸までの時間、冬季は2時間）で結んでいます。

3. INCAT社

INCAT社は、1972年に現INCAT会長Robert Clifford氏が経営していた造船所や他の造船所数社が合併して設立されました。現在、従業員約650名を擁する造船所です。INCAT社はオーストラリアのタスマニア州都ホバートに所在し、タスマニア州は南緯40度以南にあり北半球ではちょうど北海道の位置に相当します。

表-1 「ナッチャンRera」の主要目等

造船所及び船番	INCAT Hull 064
資格	JG 自動車渡船
船級	Det Norske Veritas DNV + 1A1 HSLC RIカーフェリー「B」EO
全長 (m)	112.60
水線長 (m)	105.60
最大幅 (m)	30.50
ハルの幅 (m)	5.80
喫水 (m)	3.80
総トン数 (トン)	10,712
速力	表-2参照
主機関	MAN 20V 28/33D船用ディーゼル 定格出力9,000kW × 4基 1,000 rps
推進方式	Wartsila LJX 1,500ウォータージェット × 4基
発電機	AC415V 60Hz 360kW × 4基
最大載貨重量 (トン)	1,380
最大搭載人員 (名)	798 (含、乗組員)
最大車両積載能力	450mトラックレーン及び乗用車193台 または乗用車355台搭載可能

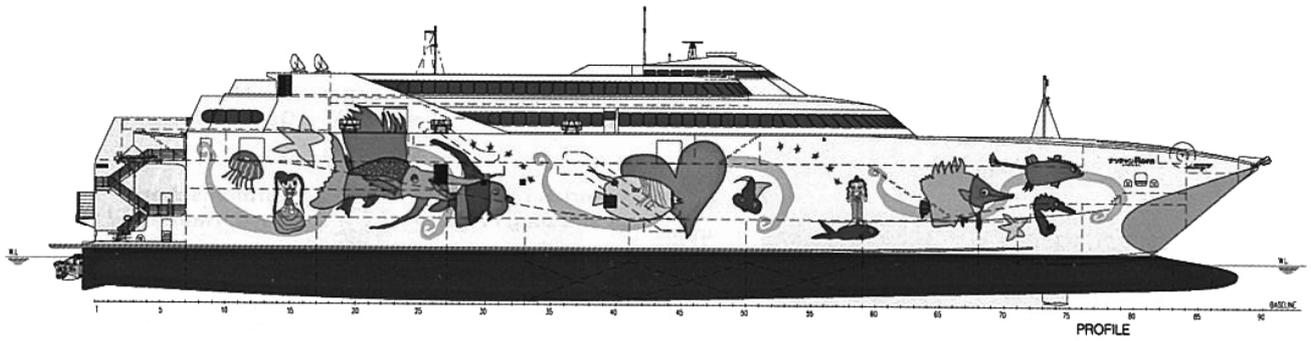


表-2 「ナッチャンRera」の性能

速力及び燃料消費率			
載貨重量	最大速力	90%MCR	80%MCR
241トン	45.4 kt	—	—
400トン	—	42.0kt, 168 l / 海里	39.0kt, 158 l / 海里
600トン	41.7 kt	38.0kt, 176 l / 海里	37.3kt, 166 l / 海里
1,000トン	38.3 kt	36.0kt, 192 l / 海里	34.3kt, 181 l / 海里

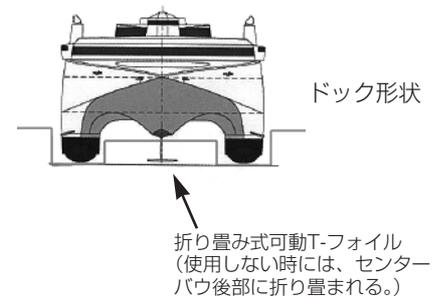
注：MCR (Maximum Continuous Rating 主機関連続最大出力)

それでは、INCAT社の建造船の歴史をたどってみましょう。INCAT社の船番Hull001 (全長18m) は、1977年9月に進水した鋼製の双胴船でした。それ以降双胴船の建造を続け、Hull003から現在までに建造した船はすべてアルミニウム製双胴船です。

では、波浪貫通型双胴船 (INCAT社ではWave Piercing Catamaranと称しています) を開発したのはいつ頃でし

よう。1982年12月に進水したHull 013 (全長8.7m) でその実験が始まり、1985年6月に進水したHull017 (全長27.4m) で高速旅客船として実用化されています。さらに、1986年12月に進水したHull017 (全長31m) ではセンターバウを持つ今の形状に至っています。その後、30m前後の高速旅客船を建造してきましたが、1990年10月に進水したHull023 (全長74.9m) で車

両を搭載できるフェリーが開発されました。このタイプは74m型として9隻建造されました。その後、78m型 (3隻建造)、81m型 (3隻建造)、86m型 (4隻建造)、91m型 (4隻建造)、96m型 (6隻建造)、98型 (6隻建造) と続いた後、112m型が「ナッチャンRera」として誕生したのです。このように、INCAT社は、着実に建造経験を積んで新船型にトライしています。「ナッチャンRera」では数多くの種類の押出型材が使用され、軽量化と強度確保の両面を達成していますが、これも建造経験が活かされている一つの事例と考えられます。



ところでINCAT社の建造工場は図のように双胴それぞれの船体を建造する2条のドックを持った建屋で、その中で建造しています。そのため、船が大きくなると2条のドックの幅では収まりきらず、建造ドックと建屋を新設することに成ります。「ナッチャンRera」が建造されたドックは、3本目 (6本目と言った方が正しいかもしれません) で、最初のドックは現在ではブロック工場になっています。さらに、現在では工場の周りをさらに埋め立て工事を行うなど、元気な造船所と言えます。

東日本フェリー株式会社とINCAT社のホームページのURLは、次のとおりです。
 東日本フェリー株式会社 <http://www.higashinohon-ferry.com/>
 INCAT社 <http://www.incat.com.au/>

(海洋技術部 青柳 徹)

石油貯蔵船の長期防食について

我が国の石油備蓄は、1967年の第3次中東戦争等を契機とした、国家備蓄法により義務づけられ、民間備蓄量約4,500万kl、国家備蓄量約5,000万klが目標となっています。国家備蓄基地は全国10個所にあり、そのうち洋上備蓄基地（上五島及び白島洋上国家石油備蓄基地）の現時点での備蓄量は、合計約817万klで、国家備蓄の約16%を担っています。

上五島及び白島洋上国家石油備蓄基地における石油備蓄は、各々、平成元年及び平成8年に運用が開始されました。

貯蔵船の検査規則改正

石油公団（現(独)石油天然ガス・金属鉱物資源機構）は、その後、石油貯蔵船の泊地内での検査・点検・保全を合理的に実施するために、調査・研究・開発を計画的、継続的に実施してきました。

これらの成果を活用して、貯蔵船の検査規則が改正され、全貯蔵船が12年の間隔で入渠して行うこととなっていた詳細な検査が、計画検査方式に変更になり条件が整えば最長5年に1隻ずつの代表船の詳細な検査を行えばよいこととなり、詳細検査の頻度が変更になりました。

また、詳細な検査は泊地内で行ってもよいことになるとともに、船体構造部材の検査については貯蔵船の所有者が作成した検査計画を、現状を踏まえて見直しながらかん査を行っていくこととなり、検査を行う上での自由度が大幅に増加しました。他方、検査規則の改正は、貯蔵船の詳細検査に必要なタンククリーニングの機会を削減すると同時に、タンククリーニング後にしか実施出来ない船体及び艤装品の修繕工事の機会をも削減することとなりました。このような状況下で、安全を確保するための長期的な保全に関する調査研究がその後行われてきました。

防食寿命推定のための防食劣化診断システム

ここでは、日本造船技術センターにて実施している調査研究のうち、入渠あるいは泊地内での補修の判断でキーファクターとなる没水部塗膜鋼板（外板、水封タンク）の防食寿命推定のための防食劣化診断システムについて紹介します。

本システムにおいては特に防食機能の現状把握、余寿命推定（ハイブリッド法）を可能とするデータベース、評価技術を開発しました。

貯蔵船の外板、水封タンクは、タールエポキシ塗装とアルミ陽極による電気防食の複合防食となっています。

診断システムのデータベースは、促進試験片により得られる劣化データ（塗膜の目視評価、インピーダンス、付着力、電流密度（アノード消耗因子）、入渠時の実船計測により得られる劣化データ（上記及びアルミ陽極の消耗量データ）、船体から切り出し作製したモニタリング試験体の定期的な計測により得られる劣化データ及び各区画毎の電位シミュレーション結果データ等から構成されています。促進試験は、造研調査研究にて検証されたMHI促進液にて行ないました。実船の大気中における塗膜鋼板の電流密度の計測は、独自に当センターで考案した図-1に示す装置により行われてい



図-1 実船用の電流密度計測装置（大気中）

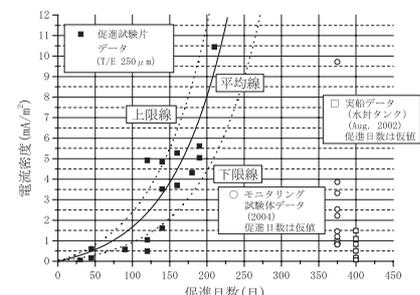


図-2 電流密度計測データ例（実船、促進試験片計測）



上五島国家石油備蓄基地（約440万kl）

防食寿命に関する評価

防食寿命に関する評価は下記の手順で行います。

- (1) 実船（入渠時あるいは泊地内詳細検査時）あるいはモニタリング試験体の劣化データの取得
- (2) 上記データの促進試験片データの相当促進日数の決定（促進倍率の決定）
- (3) 実船相当の劣化曲線の設定
- (4) 上記劣化曲線によるアノード陽極消耗量の予測
- (5) 実船のアノード陽極の計測値との比較及び修正促進倍率の決定
- (6) 修正劣化曲線によるアノード陽極消耗量の将来予測

上五島貯蔵船の水封タンクの一つにおけるアノード陽極の消耗量予測例を図-3に示します。この区画は45年程度の防食寿命が予測されます。

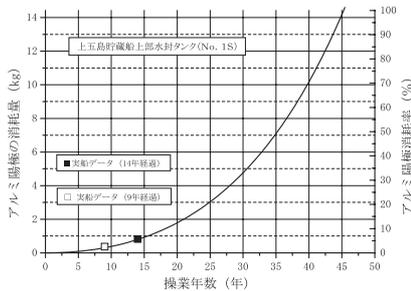


図-3 アノード消耗量実測及び予測例

稼働中の防食状態の管理

防食状態を管理するには、塗膜劣化を把握する必要がありますが、稼働中には、没水部の外板及び水封タンク内を直接または間接的に観察することは非常に困難となります。

複合防食状態のモニタリング法としては、電位計測が比較的簡単な方法で貯蔵船にも適用が可能です。この電位値を評価することである程度の防食状態の評価が可能となります。防食電位値が-900mVより卑であること（絶対値が900より大きいこと）が一つの目安です。

また、塗膜劣化を分極曲線（電位と塗膜劣化（抵抗）の関係）にて表わすことにより、電位分布がシミュレーション計

算により予測出来ます。

電位計測結果とシミュレーション結果の比較により塗膜劣化状態を推定することも可能となります。特に、アルミ陽極の位置とアルミ陽極間中央位置での電位値の差分を知ることにより塗膜の劣化状態が判定できます。

電位計測による塗膜の劣化状態の評価

この電位計測による塗膜の劣化状態の評価は下記の手順で行います。

- (1) 各区画の電位計測
- (2) 電位値の最大差分値の計算
- (3) 相当する区画の電位値の差分値と塗膜の抵抗値（劣化程度を示す）の関係図から塗膜の抵抗値を決定します。また、相当促進日数を決定することにより塗膜の劣化状態を把握します。

一例として図-4に上五島貯蔵船の上部水封タンクでの関係（塗膜の抵抗値（劣化程度を示す）と電位値の差分値）を示します。

今後共、実船データ（代表船詳細検査時データ及びモニタリング試験体データ）の取得、評価等より予測精度の向上を図ることを提案することとしています。

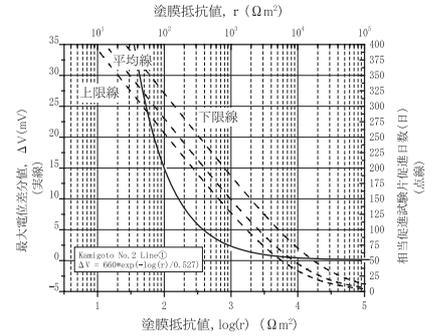


図-4 電位差分値と塗膜抵抗の関係及び促進試験片の相当促進日数

参考文献

- 1) 「石油貯蔵船のライフサイクル保全評価システムに関する調査研究（石油貯蔵船の防食劣化診断システム拡充に関する調査）」報告書（石油天然ガス・金属鉱物資源機構委託事業）（財）日本造船技術センター、平成18年3月
- 2) H.Sugimoto and Y.Horii, A New Prediction Method for Deterioration of The Corrosion Protection System of The Oil Storage Barges, The Proceedings of the International Symposium on Shipbuilding Technology (ISST2007), Sept 2007.

（技術開発部 杉本 廣憲）



白島国家石油備蓄基地（約560万kl）

水槽試験で使用する計測機器

(第2回 自航動力計)

前回は、抵抗試験に使用する抵抗動力計について紹介しました。今回は自航試験に使用する自航動力計について紹介します。

1. 自航動力計の変遷

自航動力計は、模型船が自走するときのプロペラの発生するスラスト及びトルクを計測するもので、回転中の軸のスラスト及びトルクを計測する機構が必要になります。

現在、自航動力計はゲージ式が主流ですが、以前は抵抗動力計と同様に天秤式のものを使用されていました。ここでは日本造船技術センターで使用されてきた自航動力計についてその特徴、使用法などについて紹介します。

2. 天秤方式

当センター発足当時の自航動力計は、前身の船舶技術研究所から引き継いだ、写真-1に示すようなメカニカルでシンプルな構造で、開発者の工夫が感じられる計測器でした。通称ゲーバス動力計（ドイツ人ゲーバスが開発）と言われた天秤式動力計が使用されていました（ヨーロッパの昔の水槽試験写真などで同じ動力計が使用されているのが見られます）。回転中のプロペラ軸のスラスト、トルクを計測するための工夫があり、スラストはスラスト計測用の天秤でプロペラ軸を受けて計測します。トルクは差動歯車の機構を応用してプロペラ軸の回転

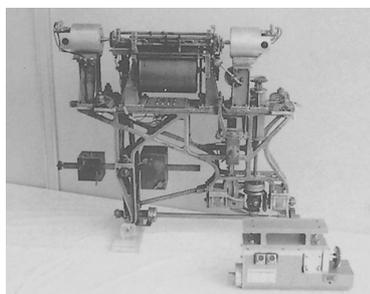


写真-1 ゲーバス式自航動力計（左）と現在の自航動力計（右）

力を天秤に導いて計測します。計測量のほとんどを天秤のウェイトでバランスさせ微量をバネの変位で計測するもので、記録はペンによりドラムに巻いた紙に記録するものでした。摩擦等による計測値の偏りを避けるためと思われる、天秤に+側-側と交互に動的な変位をモーターで強制的に与えて平均値を読むようにする機構などが付加されています。

写真-2は、前者と原理的には同じ天秤式自航動力計です。計測の自動化を考慮して作られており、天秤のウェイトの一部を遠隔で操作したり、バネの変位を差動トランスを用いて電気信号に変えて取り出し、自動記録が可能になる等の特長を持ちますが、ウェイトの遠隔手動操作も必要であり、また自航動力計自体もかなり重い物になったため、小型の模型船では使用できないなど課題も残る計測器でした。

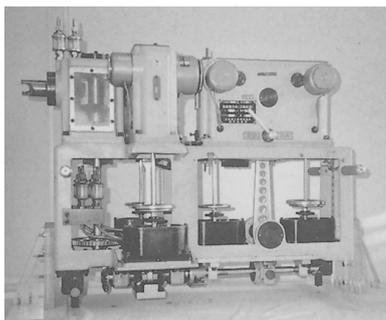


写真-2 自動化のための自航動力計

3. ひずみゲージ方式

「試験担当者によって、水槽試験精度は変わらない」という課題を解決するためには、試験を自動化する必要が生じてきました。また、試験の効率向上も含め全容量式の自航動力計が必要となりました。なお、実船と模型船のフルード数 ($F_n = V / \sqrt{Lg}$) を合わせて試験をしますので、小型模型船での試験が必要となる場合があります。大きくて重い天秤式自航動力計では模型船に搭載できず試験できないことがありますので、小型軽量

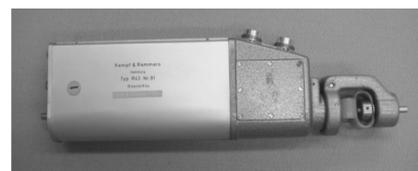


写真-3 旧ケンブ・レンマー社製自航動力計

の自航動力計が必要になりました。

写真-3は外国（ドイツ）の自航動力計です。写真-4は動力計のカバーを外した状態で、上段が外国製で、下段が国産です、いずれもひずみゲージ方式を用いたものです。

外国製動力計はプロペラ軸からの力を先ずスラスト検出部で受けています。スラスト計測用歪みゲージへはピン接合のレバーで力を伝達し、ねじれ等の影響を避ける機構になっています。トルク計測はスラストの影響を避けるためベローズを介してトルク検出部に接続しています。これらのゲージ出力はスリップリングを介して取り出します。この機構では、ピン接合のレバーとベローズでスラストとトルクの相互干渉を減じています。変位が小さければ相互影響も少なくなりますが、回転体から信号を取り出すためのスリップリングの接触抵抗の影響がありますのでS/N比を大きくするためにはひずみゲージの出力を大きくする必要があります。相互干渉を減じる機構の工作精度が精度に大きく関与する動力計といえます。

写真-1の右下と写真-4の下段は、国産の自航動力計です。

この動力計は、トルク検出部がスラスト検出部の前にある計測器で、トルクとスラストの相互干渉を避ける為に特殊加工した検出部に歪みゲージを貼り、微量の相互干渉については補償ゲージ等で処理して総合性能を得るようにしたものです。スリップリングは、軸端型の小型高性能のものが使用されています。この様な機構とすることにより、ベローズ等の

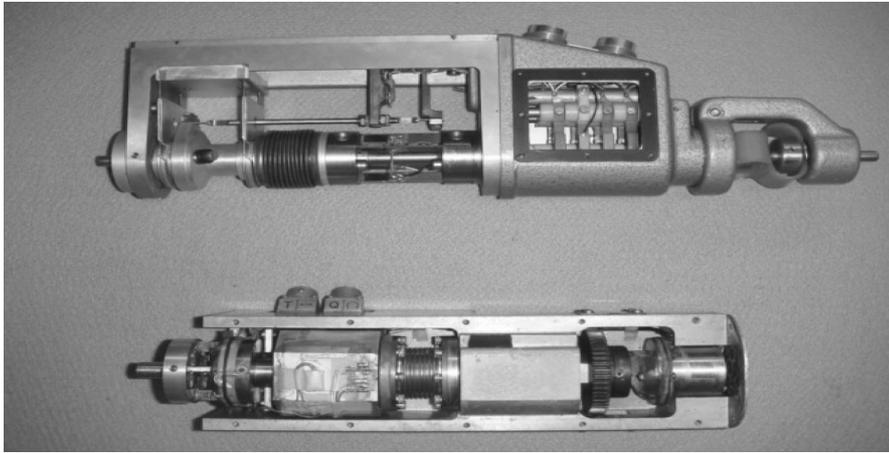


写真-4 構造の違い 上段：旧ケンブ・レンマー社製、下段：現在使用している国産品、それぞれカバーを外した自航動力計

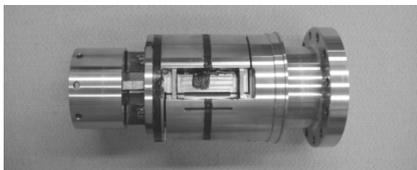


写真-5 スティング型自航動力計

工作物の性能に左右されずに精度を高めています。

また、写真-5のスティンク型と言う、超小型でスラスト・トルク一体型（金属ブロックへの特殊加工により、スラスト・トルクの同時計測を可能としている）の自航動力計も出てきて、一部試験でも使用されて来ていますが、干渉、温度ドリフトなど問題があり、まだ、平水中自航試験に使用できる性能には達していないようです。

4. 自航動力計によるスラスト・トルク計測

船舶の推進性能試験における、スラスト・トルク計測は、実船の馬力推定の基になるもので、その精度は厳密に維持されなければなりません。そのため、推進性能試験で使用される自航動力計は、一般的に使用されているトルク計などに比べてより高い精度と安定性が要求されるので、その使用に際しては細心の注意が必要です。

当センターではSRC News73号に掲載した抵抗動力計と同様に、実負荷による静的な較正試験を毎月1回実施しています。抵抗動力計は1分力（抵抗）を計

測するのに対し、自航動力計は2分力（スラスト、トルク）を計測しますので、較正試験はより注意を要します。また、軸を回転させながらの動的な較正試験も実施します。

抵抗動力計と同様に、実負荷と自航動力計の出力の関係は、実負荷のイメージで読みとるようにしています。また、試験中でも、計測結果に疑問が生じた場合には、随時簡易較正試験を実施し、計測系の確認を行います。

精度の良い、スラスト・トルク計測を行うためには、自航動力計だけでなく、計測系のユニバーサルジョイント、スタンチューブおよびコード類（プロペラ駆動用モーターの電源コード、計測器の信号取り出しコード）の取り扱いが重要です。

ユニバーサルジョイントは、動力計とプロペラ軸を接続するものですが、性能の悪い粗悪品を使うとスラスト、トルクは正確に動力計に伝達されないばかりか、振動等により計測データに悪影響を及ぼします。

当センターでは、動的較正装置によって、国内も含め、数社のユニバーサルジョイントを調査し、ミニチュアベアリングが使用されたものは、多少芯がずれて接続しても、出力されるデータに影響がない事を確認した結果、少し高価になりますが、ユニバーサル部分にミニチュアベアリングが使用された、外国製のものを採用しています。これはシステムの組み立て方で性能が左右されないの、技

術者にとって大変ありがたい事です。

もうひとつ、重要なものにスタンチューブがあります。試験の前後で摩擦トルクが変化すれば、どの時点でどの程度変化したかが特定できなくなり、真のトルク量が不明となるからです。

当センターでは、常に摩擦トルクに関心を持ち、軸を受けるブッシュ材、潤滑材、軸とのクリアランスの改良に努めてきました。潤滑剤としては、油は水槽に漏れだし水質の保持にも問題を生じますので、水潤滑を採用しています。クリアランスについては、量が多ければドレイン（水）の汲み出しが大変で、少なければ滑らかな回転になりません。

繰り返し使用でき、摩耗が少なく錆びにくい材料を探し、どの程度のクリアランスが良いのか、長年の追求から現在の物に決めました。

こうして、自航動力計、ユニバーサルジョイント、スタンチューブ、ケーブルの取扱いがひとつになって、真のスラスト、トルクが計測されます。

このようにした結果、当センターでは、スラスト=5gf、トルク=0.0003kgf-m程度の誤差で計測可能となっています。もちろん、これらに使用する直流アンプ、A/Dコンバータの性能も高性能でなければなりません。

また、当センターでは日常的な較正は勿論、計測システム上のチェックも可能な動的較正装置により検定を行い、自航動力計どうしの互換性も確認し、常時使用している6台の、どの動力計を使用しても、得られる結果に違いがないようになっています。

当センターで使用されている自航動力計の一般的仕様を次に示します。

容量

スラスト = 20 Kgf、

トルク = 0.6 Kgf-m

定格出力 各分力共 2000 μ

非直線性 = 0.1 % Fs

ヒステリシス = 0.1 % Fs

零点の温度影響 = 0.01 % Fs / $^{\circ}$ C

感度の感度影響 = 0.02 % Reading/ $^{\circ}$ C

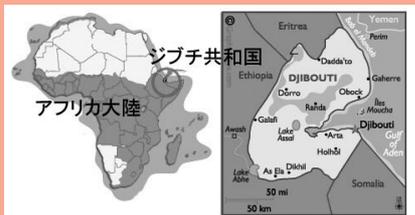
(試験センター技術部 新井 明)

ジブチ向フェリーの基本設計調査実施中

日本造船技術センターでは(独)国際協力機構(JICA)と業務実施契約を締結し、ジブチ共和国のタジュラ湾海上輸送力増強計画に係る基本設計調査を実施中です。

本件は「アフリカの角」と呼ばれ、アデン湾に面し、紅海入り口に位置する面積約2.32万km²、人口約75万人の小国、ジブチ共和国のタジュラ湾を横断し、首都ジブチと北部を結ぶフェリーポートを建造、無償供与しようとするものです。

ジブチ国は世界で最も暑い国の一つで、乾季には気温50℃を超える日も珍しくありません。また、北部は荒涼とした山岳地帯が広がり遊牧民が多い一方で、首都ジブチを中心とする南部は内陸



国のエチオピア、ソマリア等のゲートポートとして貨物を大量に取り扱っており、南北地域間の経済格差が問題となっています。

この問題を解決するために、フェリーポートを投入し、交通インフラを整備することにより民生の安定、経済格差の是正等を図ろうとするものです。

フェリーは既存の傾斜岸壁施設を使用

するため、ランディングクラフト様式で、浅喫水が求められ、またジブチ特有の季節風にも対応するために独特の船型がもとめられています。本基本設計の終了後、来年度建造の実施が期待されています。



現在運行中のジブチ伝統木船(ダウ船)

委員会等

第100回HRC委員会

平成19年10月25日(木)

日本造船技術センター本部会議室

第7回SPCG委員会

平成19年10月25日(木)

日本造船技術センター本部会議室

第24回評議委員会

平成19年11月6日(火)

日本造船技術センター役員会議室

第148回理事会

平成19年11月8日(木)

日本造船技術センター役員会議室

編集後記

昨年のノーベル平和賞は、米国のゴア元副大統領と[国連気象変動に関する政府間パネル(IPCC)]に授与されました。地球温暖化対策に関する活動が評価されたとのこと。地球温暖化対策の必要性が叫ばれるようになって久しくなりますが、最近、その声が頼りに高くなり、地球温暖化問題がG8サミットの主要議題として取り上げられもいたしました。地

球温暖化は地球活動の周期的変動によるとの説があり、米国は1997年の京都議定書には参加しませんでした。しかしながら、最近では、化石燃料起源のCO₂を主犯とする地球温暖化人為説は殆ど定説化しつつあるように思われます。

しからば地球温暖化対策として人は何ができるのでしょうか。政府の地球温暖化対策推進大綱には諸々の施策が列挙されています。これらのうち船舶関連の施策について見ると、「規制の見直し、新技術の導入を通じた競争力の強化による海

運へのモーダルシフトの推進」、「スーパーエコシップ等新技術の開発への支援」等のメニューが並んでいます。いずれも京都議定書のCO₂削減目標6%を達成するためにしぼり出された知恵です。

いうまでもなく省エネルギー技術は船舶技術の最も伝統的な研究課題であり、これからもそうでしょう。「濡れ手に粟」のぎょう幸はあきらめ、1%、2%の改善の積み重ねをめざす地道な技術開発の中に活路を見いだすしかないかと、残念ながら思うところです。(K.M)

本部移転のお知らせ

(財)日本造船技術センター本部は、平成20年1月15日より吉祥寺南口(公園口)の下記に移転しました。

試験等の申し込み、問い合わせは下記までご連絡をお願いいたします。

〒180-0003

東京都武蔵野市吉祥寺1丁目6番1号
吉祥寺スバルビル3階

TEL 0422-40-2820

〒181-0004

東京都三鷹市新川16丁目38番1号
(独)海上技術安全研究所2号館内
TEL 0422-24-3861

本部(吉祥寺)



試験センター(三鷹)



Shipbuilding Research Centre of Japan

財団法人 日本造船技術センター

<http://www.srcj.or.jp>