旋回運動する船の舵トルクに関する研究

— 模型試験による特性の把握と推定法の検討 —

正会員 佐野 将 昭* 正会員 山 本 拓 人**
正会員 安 川 宏 紀*

Evaluation and Prediction of the Rudder Torque Performance of a Ship in Turning Maneuver

by Masaaki Sano, *Member* Takuto Yamamoto, *Member*
Hironori Yasukawa, *Member*

Summary

In order to rotate a rudder smoothly, the maximum rudder torque during a navigation is important for the capacity of a steering gear. However, compared to a lot of studies on rudder normal force, there has been still a few studies and open data on rudder torque. A rudder is commonly positioned behind a hull and exposed in the complex flow where the wake flow shed from the hull is accelerated by the propeller. Moreover, in maneuvering, an oblique flow comes into the rudder position. Therefore, it is difficult to understand the characteristic of rudder torque, and more investigation is required.

In this study, free-running model tests with a 1/61.2 bulk carrier model installing a mariner-type rudder were conducted. They were carried out under full and ballast load conditions, and the rudder torque performance in turning maneuver was investigated. Captive model tests were also conducted with a variety of propeller loads and the influence of the propeller load on the rudder torque was studied. CFD analysis was used then to visualize the pressure field on the rudder surface, and explain the mechanism of the influence. Eventually, a simple polynomial equation related to a propeller load was presented to estimate an average application point of rudder normal force. Incorporating this equation to a standard maneuvering mathematical model (MMG model), we could roughly simulate the rudder torque measured in turning maneuvers.

1. 結 言

航海中に操舵装置の故障に見舞われると操縦不能となり危機的状況に陥る事から、その性能は十分に保障されておく必要がある。船体の伴流、プロペラ回転流に晒される舵周りの流場は複雑であり、船型、载荷状態、運動状態やプロペラ荷重度といった種々の要因により舵トルクは複雑に変化する。しかし船の操縦性能に直結する舵力の推定法が、多くの研究成果に基づき発展を遂げてきたのに対して^{例えは1)}、舵トルクに焦点を当てた検討やデータの公表例は相対的に少ない。その中でも実船実験の報告²⁾を始め、単独舵に関する流体力学的な研究として赤崎³⁾や岡田⁴⁾があり、プロペラや船体と組み合わせた舵角試験の研究例として、岡田⁵⁾が挙げられる。また藤井⁶⁾⁷⁾は、自航模型（船）による舵特性の研究と題して旋回運動や非正常操舵時の舵トルクについて調査している。これら既往の研究においても舵トルクの推定に関わる式は提案されてきたが、舵直圧力の求め方を体系的に纏めた文献[1]のような総括はなされてこなかったように思わ

れ、必ずしもその実態が広く知られてきたとは言い難い。芳村の解説⁸⁾によれば、設計現場では、舵力を舵角、舵面積および一定倍率を掛けた船速のみから求める Beaufoy の式⁹⁾により、その作用点を舵角のみの関数である Jossel 式⁹⁾から大雑把に推定し、安全係数を見込んで操舵機トルクの容量を求める事もあるようである。またそれらの式の代わりに、赤崎のチャート³⁾が用いられる事もある。こうした推定法は古典的ながらも、必要に応じて試運転データに基づく修正係数を施す事で、設計現場で簡便性と実用性を併せ持つ方法として、長い間使用されてきた事が推察される。

翻って最近では、操縦性研究の発展を受けて、複雑な舵力も良い精度で推定できるようになりつつあり、操縦運動数学モデルの一つとして知られる MMG モデルの総説論文¹⁰⁾も発表されている。その事を鑑みる時、舵力は同モデルの推定法に則り求め、着地点は別途推定する形式により、MMG モデルベースで舵トルクを推定する方法を検討する事もまた興味深い事と思われる。推定法を検討する前段には、舵角、運動状態、プロペラ作動状態に応じた舵トルクの特性や舵の没水状態に応じた変化の有無等、舵トルクそのものに関する理解が不可欠である。しかし前述した通り、それらに関するデータは希少であるのが現状と思われる。

本研究では、以上のような背景から、まずは舵トルクの実態を把握する事を目的に、模型船による自由航走試験を通じ

* 広島大学大学院工学研究科

** 常石造船株式会社（研究当時：広島大学大学院工学研究科 博士課程前期 2 年生）

原稿受理 平成 30 年 6 月 4 日

て操縦運動（旋回運動）時の舵トルクを調査した。加えて本学曳航水槽では、プロペラ荷重度を系統的に変化させた拘束直進舵角試験を実施し、プロペラ荷重度が舵直圧力の着力点位置、延いては舵トルクに及ぼす影響を明らかにした。その際、CFD 計算結果を活用し舵表面の圧力場を可視化する事で、着力点がシフトするメカニズムについて考察した。またこれらの検討結果を踏まえて、簡易的ではあるが MMG モデルをベースに舵トルクを推定する方法を提案し、その適用性について検証を行った。ここに一連の結果を報告させて頂く。

2. 供試船

ばら積み貨物船の 1/61.2 縮尺模型（垂線間長 $L_{pp}=2.91$ m）を使用した。概観図を Fig. 1 に示す。載荷状態ごとの船体主要目を Table 1 に示す。満載状態（Full）は等喫水し、バラスト状態（Ballast）では船尾トリムを付与した。このバラスト状態における中央喫水は、満載喫水の 56.8 % に相当する。また第 4 章で述べる拘束直進舵角試験では、バラスト状態よりも若干喫水を深くした「Ballast(2)」状態を追加して試験を行っており、同状態についても Table 1 に記載する。

同船に装備したプロペラと舵の主要目を Table 2 に、舵の寸法図を Fig.2 に示す。舵は KVLCC2 と同形状のマリナー舵（但しホーン部は簡略化）¹¹⁾であり、稼働部側面積は、舵可動部上端までのホーン部を含む全側面積の 83 % を占める。ホーン部を含めて 1 枚の台形舵と見なすと、舵上端前縁からコード長 46 % の位置に模型寸法で半径 6 mm の舵軸を通る事になる。Table 2 には、載荷状態に応じた水面下可動部の舵の面積とバランス比も掲載してある。バランス比とは、水面下の全可動部面積に対する舵軸より前方部の可動部面積の比率であり、本舵の場合、満載状態では 0.286、バラスト状態では 0.303 であった。

また同図には、載荷状態ごとの静止中の水面位置も示した。今回設定したバラスト状態では、静止中に舵上端が水面上に出ており（Fig.3 左図参照）、水面下可動部側面積は満載時の 90.2 % である。しかし航走中には舵による造波や、船尾からの航走波により、実際の浸水面積は静止中とは異なる事も予想される。

Fig.1 Photo of Bulk carrier model ship (1/61.2)

3. 旋回運動試験

操縦運動時の舵トルク、舵直圧力作用点の実態を把握するべく、水産工学研究所の海洋工学総合実験棟内角水槽（長さ 60 m、幅 25 m、深さ 3.2 m）において、旋回試験を実施した。

Table 1 Principal dimensions of the subject ship

Item	Unit	Full scale			Model scale		
		Full	Ballast	Ballast(2)	Full	Ballast	Ballast(2)
L_{pp}	m		178			2.909	
B	m		32.26			0.527	
d_{fore}	m	11.570	5.304	6.271	0.189	0.087	0.102
d_{mid}	m	11.570	6.574	7.342	0.189	0.107	0.120
d_{aft}	m	11.570	7.843	8.412	0.189	0.128	0.137
V	m ³	55809	29678	33616	0.235	0.130	0.147
C_b	-	0.840	0.786	0.797	0.840	0.786	0.797
$x_G (= -L_{cb})$	m	5.331	2.822	3.207	0.087	0.046	0.052

Table 2 Principal dimension of the rudder and propeller

Item	Unit	Full scale			Model scale		
		Full	Ballast	Ballast(2)	Full	Ballast	Ballast(2)
D_p ^{a)}	m	5.482			0.090		
H_R ^{b)}	m	8.788			0.144		
A_{R^*} ^{c)}	m ²	42.285			0.0113		
A_R ^{d)}	m ²	35.26			0.0094		
c ^{e)}	m	4.012			0.066		
A ^{f)}	-	2.190			2.190		
Item	Unit	Movable rudder part under water					
		Full	Ballast	Ballast(2)	Full	Ballast	Ballast(2)
A_R	m ²	35.26	31.82	33.69	0.0094	0.0085	0.0090
Balance ratio	-	0.286	0.303	0.294	0.286	0.303	0.294

a) Propeller diameter, b) Rudder height, c) Lateral area of the rudder

d) Lateral area of the rudder without the horn (Movable rudder area)

e) Representative chord length of the rudder ($=A_R/H_R$)

f) Aspect ratio of the rudder ($=H_R/c$)

Fig.2 Drawing of the rudder¹¹⁾ with addition of its dimension and water lines of each loading conditions

Fig.3 Submerged rudder under the ballast condition (Left) and a scene of the free running experiment in the square tank (Right)

3.1 試験状態

満載 (Full) とバラスト (Ballast) の 2 状態について, $\pm 20^\circ$ ならびに $\pm 35^\circ$ の平水中旋回試験 (慣動半径は $0.25L_{pp}$) を実施した. 満載状態時の初期船速 U_0 は, 実船 13.5 kt 相当の 0.888 m/s に設定した一方, バラスト状態における船速は, 満載状態時の自航回転数 (19.8 rps) をセットした時の自航速度とみなし, スピードトライアルの結果, 実船 14.8 kt に相当する 0.976 m/s に決定した. また操舵速度は実船 2.34 deg/s 相当とし, プロペラ回転数は一定制御とした. なおプロペラの回転方向は, 船尾から見た時に右回転とした.

試験手順としては, 模型船をカタパルト装置によって射出し, オートパイロットにより一定時間保針後 (定常状態に到達後), 旋回試験を開始した. 今回の位置計測には, 測量装置の一つとして知られるトータルステーションを使用した. これは, 同装置からレーザー光を照射し, 模型船に設置した 360° プリズムからの反射光を補足する事で模型船の運動を追跡できる計測装置であり, 使用実績も多い¹²⁾¹³⁾. データは 20Hz で記録し, 得られた位置情報に基づき, 時々刻々の船速や船体斜航角を推定した. また同時に船内に設置した 1 軸ジャイロによりヨー角速度と船体方位角を, 自航動力計と舵検力計により, それぞれプロペラスラスト, および舵直圧力, 舵トルクを 10 Hz で計測した. Fig.3 右図に, 自由航走模型試験の様子を示す.

3.2 座標系

Fig. 4 に, 地上固定座標系 $o_0-x_0y_0z_0$ ならびに船体ミッドシップ位置を原点を持つ船体固定座標系 $M-xyz$ を示す. いずれも右手系とし, 向かって時計回りが正である. また同図には, 舵軸位置を原点とし, 前縁方向を正とする 1 軸の舵固定座標系 $o-x_p$ も示し, 舵角 δ , 舵直圧力 F_N , 舵軸周りのモーメント M_P の向きを図の通りに定義する. その他の物理量の変数表記は, 一般的な慣例に従うものとし, その詳細は例えば文献 [10]等を参照して頂きたい.

Fig.4 Earth-fixed, ship-fixed and rudder-fixed coordinate systems

3.3 舵トルクの計測結果

旋回運動時の舵直圧力と舵トルクの計測結果 (操舵開始時点が 0 s) に 0.2 Hz のローパスフィルタを適用した結果を,

Fig. 5 ($\delta = -20^\circ$), Fig.6 ($\delta = +20^\circ$), Fig.7 ($\delta = -35^\circ$), Fig. 8 ($\delta = +35^\circ$)に示す. 実線が満載状態, 点線がバラスト状態の結果を表わし, 横軸は時間の無次元値を取った. ここで無次元化には水の密度 ρ , 初期船速 U_0 , 稼働部側面積 A_R (載荷状態によらず一定), 及び代表コード長 c を用いた.

$$F'_N = F_N / \left(\frac{\rho}{2} A_R U_0^2 \right), \quad M'_P = M_P / \left(\frac{\rho}{2} A_R c U_0^2 \right) \quad (1)$$

まず舵直圧力 (無次元値) に着目すると, 周知の通り, 操舵直後にピークが現われ直ちに低下が起こる. 同現象は, 操舵角速度の為に生じていた渦が消失する事により⁹⁾, もしくは時間と共に舵面から離れる事に起因すると考えられる. このピーク値と定常旋回時の舵直圧力の差は満載状態において大きく, 舵の没水深度の影響がうかがえる. また満載状態の $\delta = \pm 20^\circ$ (Figs.5, 6 の実線) において, $t' = 3$ 付近で大きく低下し, その後に微増する傾向が顕著なのは, 結果論ではあるが, 運動の発達過程で流入角が小さくなった可能性がある. 定常旋回に達した後の舵直圧力の大きさに関しては, 無次元値であれば両載荷状態で目立った差は見られなかった. 次元値であれば, 船速が速い分, バラスト状態の舵に大きな力が作用する事がうかがえる.

続いて舵トルク (無次元値) であるが, 総じて満載状態の方が大きい. 舵直圧力 (同) は大差なかった事から, 着力点が, 満載状態においてより舵軸前方に位置する事がうかがえる. 満載状態は抵抗が大きく, 旋回中の船速低下も顕著な事から, 過去の知見^{例えば}同様に, プロペラ荷重度 (スリップ比) が大きかった事が理由といえる. また時系列に着目すると, 操舵直後に舵直圧力のピークに呼応した変動を見せた後, 最終的には定常旋回状態で最大値に達する事が分かる. 一般に舵トルクは, 舵のバランス比により特性が左右される事が知られており, 藤井⁹⁾のバランス比が異なる 3 種類の矩形平衡舵 (0.164, 0.26, 0.375) を用いた旋回試験結果によると, バランス比が小さい場合, 操舵中に生じる舵角を減少させようとする方向のトルク (正トルクと呼称) が顕著に立ち上がるが, バランス比が増して過平衡になるほど, 操舵中から逆トルク (舵角を増加させようとする方向のトルク) を生じ, 旋回中にも大きな逆トルクが維持される. 今回使用したマリナー舵の水面下可動部のバランス比は, 満載状態で 0.286, バラスト状態で 0.303 であるが, ホーンまで含めると, それぞれ 0.405 と 0.397 となり, 過平衡寄りの舵形状であった. この為, 今回の結果も藤井に準ずる結果になったと解釈できる. 一方で大きな逆トルクは, 操舵力量の観点からは望ましいとは言えない. 定常旋回中の逆トルクが操舵中に現われる正トルクと同等かそれ以下となるようなバランス比 (例えば藤井⁹⁾の例では 0.24~0.25 程度) とする事は, 旋回運動を通じて舵トルクの最大値を抑える目安になり得るが, マリナー舵では, 舵に作用する力と重量支持の為にホーンが必要であり, 切り欠きの舵形状でバランス比を調整する難しさはあると思われる.

Fig.5 Rudder torque, rudder normal force and its application point in -20° turning test under the full-load and ballast conditions

Fig.6 Rudder torque, rudder normal force and its application point in $+20^\circ$ turning test under the full-load and ballast conditions

Fig.7 Rudder torque, rudder normal force and its application point in -35° turning test under the full-load and ballast conditions

Fig.8 Rudder torque, rudder normal force and its application point in $+35^\circ$ turning test under the full-load and ballast conditions

各図には、両者を除算する事で算出した舵直圧力の着点の無次元値も示した。0が舵軸位置、正側が舵軸前方への距離を表わす。まず満載状態について、大きな舵角になるほど値が減少しており、着点点が前縁側から舵軸方向へと後退する様子が見取れる。この傾向は Jossel の式からも読み取れ、岡田⁴⁾の知見とも一致する。一方、バラスト状態では、舵角 20° と 35° あるいは -20° と -35° 間で、着点位置に明瞭な移動が見られない。ここで矩形舵の単独性能に及ぼす没水深度の影響を調査した芳村等¹⁴⁾を参考にすると、舵の上端が水面上に露出する場合、造波抵抗の発生、正面側から舵上端を超えての背面側への越流、舵背面の圧力低下に応じた水面の低下など、非常に複雑な流場になるとされる。今回は船体による造波影響も重なり、満載時とは傾向に差が現われたと推測されるが、詳細なメカニズムは今後検討する必要がある。

3.4 定常旋回中の舵トルクについて

以上の結果より、今回の供試船では、定常旋回中に大きな舵トルクを生じる傾向にあった。そこで本節では、定常舵トルクに焦点を当てた検討を行う。 $\delta = \pm 20^\circ, \pm 35^\circ$ の計4点の定常旋回状態における舵直圧力 F_{N0}' 、舵トルク M_{P0}' 及び着

Fig.9 Rudder torque, rudder normal force, and its application point versus rudder angle in steady turning

力点の無次元値 x_{P0}' を、舵角に対してプロットした結果を Fig.9 に示す。次章に示す拘束直進舵角試験では、舵角が 20° 付近に達すると、舵トルクが減少し、その向きが反転する結果が示されている。これは舵角の増加に伴い舵直圧力が増加する一方、舵軸より前縁側にあった着点点が舵軸側へ移動し、さらには舵軸より後縁側へと移動する事が原因といえる。しかし今回の旋回試験中の定常値には、載荷状態問わずそのような傾向は見られない。理由として、旋回時には船速低下によるプロペラ荷重度（スリップ比）の増加が起これ、それに

付随するプロペラ後流速の増加や船体の整流効果により有効流入角の減少も起こる。いずれも着力点を舵軸より前縁側へ移動する要因になる事で知られる⁷⁾。その移動量が、舵角の増加に伴う後縁側への着力点の移動よりも卓越した結果、着力点が常に舵軸より前縁側に位置し、舵トルクの減少・反転は起こらなかったと推測される。

着力点の結果を詳細に眺めると、载荷状態によらず、同舵角であれば、左右旋回時においてほぼ同じ位置にある事が分かる。またバラスト状態での着力点は、満載時よりも一貫して舵軸に近い(x_{p0} が小さい)。理由に、没水有無の影響や、载荷状態の違いによるプロペラ荷重度差が考えられる。

4. 拘束直進舵角試験

MMG モデル¹⁰⁾では、船体に作用する流体力はその瞬間の運動状態に対する準定常的な流体力で近似できると仮定する。この仮定に基づけば、操縦運動の推定計算に必要な実験係数は拘束模型試験の定常流体力の結果から同定可能となり、取扱いが格段に有利となる。その中で舵直圧力は、直進状態で舵角を固定して定常舵力を計測する「直進舵角試験」の結果を基に推定される。実用的取扱いの観点から、舵トルクも同様に推定できれば有用と思われ、本章では、本学曳航水槽で実施した拘束直進舵角試験の結果について述べる。

4.1 試験状態

4.1.1 载荷状態と試験船速

満載状態、バラスト状態に加えて、バラスト状態(2)を試験対象とした。満載時の試験船速を 14.5 kt 相当に設定し(他目的の試験条件との都合、旋回運動試験時の初速とは異なる)、他 2 状態については、3.1 節と同様のスピードトライアルの結果、それぞれ実船 16.3 kt, 15.9 kt 相当とした。

4.1.2 プロペラ作動状態

まず自航状態で直進する基本的な状況を想定し、比較的大きなプロペラ前進常数の範囲で舵角試験を行った。満載状態における Model Point(MP=22.8 rps), Ship Point(SP=17.1 rps), および SFC 値の半分の力を船体に与えた時の自航点に相当する Intermediate point(IP=20.5 rps)を決定し、同回転数を他の 2 つの载荷状態へも適用した。今回、MP は载荷状態間で共通な事から、“各载荷状態の MP を基準に、その周辺で荷重度影響を把握するべく、10%減、25%減相当の回転数を設定した”とも解釈できる。また一般に旋回運動中は大きな船速低下を伴う事から、プロペラ荷重度が顕著に大きくなる。そこで満載とバラスト状態については、 $\pm 35^\circ$ 旋回運動試験時の定常船速を目安に低速域(満載:0.271 m/s, バラスト:0.376 m/s)を設定し、同試験時の自航回転数(19.8 rps)により、荷重度を増加させた状態での舵角試験も実施した。

4.2 水槽試験の結果

Fig. 10 に、各载荷状態における舵直圧力と舵トルクの無次元値を示す(上段から AP 位置での喫水が深い順:満載, バラスト(2), バラスト)。各グラフには、MP, IP, SP 相当の計 3 状態の結果をプロットしてある。

共通の傾向として、舵直圧力は舵角に応じて増加し、失速後も値の減少は緩やかに起こるが、舵トルクは、右操舵時において $\delta=+20^\circ$ 前後で、左舵角においては $\delta=-20^\circ \sim -30^\circ$ 程度で急激な低下が見られる。いずれも回転数が大きく舵への流入速が大きい場合に、舵角に対する勾配は大きく、低下前の最大到達舵トルクも大きい。载荷状態の違いは、船速の違いによるプロペラ荷重度の差を生み、特に抵抗が大きい為に船速が小さく荷重度が大きな満載状態では、回転流による舵位置での平均横流れが増大すると思われ、舵角 0° の時であっても舵直圧力、延いては明瞭な正の舵トルクが見られる。その結果、プロット点が全体的に Y 軸の正側にシフトしており、左右同舵角を比較すると、急激な低下前であれば右操舵時に大きな舵トルクを生じる事が分かる。またバラストとバラスト(2)状態を比較すると、左操舵時にのみ顕著な差が現れている。特にバラスト状態の船尾喫水は、プロペラが水面に出現しない程度に浅い事から、自由表面の影響が考えられる。

Fig. 11 には、満載とバラスト状態における $\pm 35^\circ$ 度旋回試験のプロペラ荷重度状態を再現した試験結果を示す。Fig.10 の各々の载荷状態の結果と比較すると、舵への流入速の増加により、舵直圧力と舵トルクの舵角に対する線形勾配が顕著に増している。一方、舵角が大きくなると舵トルクが急に低下する現象は、Fig.10 の結果同様に見られた。

4.3 舵直圧力の着力点の解析

従来の操縦運動数学モデルに倣い、拘束模型試験結果をベースに操縦運動状態の舵トルクの推定を試みるに当たり、Fig.10 と Fig.11 の結果で見られるような最大舵角($\delta=\pm 35^\circ$)に達する前に舵トルクが低下し、時に反転を伴うような傾向の推定は難しいと思われた。しかし第 3 章の自由航走試験結果より、操縦運動中には、プロペラ荷重度の増加ならびに有効流入角の減少により、定常旋回中の舵トルクは舵角に対して概ね線形性を示す事が分かった。そこで本節では、舵直圧力と舵トルクの線形範囲に着目して、試験状態ごとに舵角に対する傾きを算定した。そして舵トルクの傾きを舵直圧力の傾きで除算する事で、舵直圧力の着力点を求めた。

Fig.12 に、プロペラ前進常数 J_P を横軸に取り、着力点の無次元値をプロットした結果を示す。同図には、旋回運動試験(第 3 章)、CFD(第 5 章、後述)に基づく解析結果もプロットした。Table 3 には、Fig.12 の前進常数の計算に使用したスラスト一致法に基づく有効伴流係数 $1-w_P$ を纏める。“Free run”は定常旋回時の値であり、運動が大きくなると一定値に漸近するとみなして各旋回試験の平均値を代表値とした。

まず Fig.12 の水槽試験及び CFD 計算による直進舵角試験

のプロット点(同図の"Captive"と"CFD")に着目する。前進常数が小さくなる(プロペラ荷重度・スリップ比が大きくなる)につれて、左肩上がりの傾向が明瞭に見て取れる。载荷状態や、船速・回転数の組み合わせが異なっても、前進常数に応じて比較的良く整理できる事が分かる。

次に自由航走試験の結果(同図の"Free run")に着目する。満載状態の $\delta=\pm 35^\circ$ ならびにバラスト状態の $\delta=\pm 20^\circ$, $\pm 35^\circ$ による定常旋回時の着力点を、その時の前進常数に対してプロットする場合、直進舵角試験のプロット群と類似の傾向を示す事が分かる。詳細に見ると、例えばバラスト状態の $\delta=-35^\circ$ と -20° は前進常数の差にかかわらず、ほぼ同じ着力点となる等、必ずしも単純な傾向にはないが、直進舵角試験に基づく左肩上がりの曲線を想起する時、その曲線周りにプロットされ得ると思われる。一方、満載状態の $\delta=\pm 20^\circ$ の定常旋回中の着力点に関しては、その他のプロット群から外れて、舵前縁に近い位置にある。繰り返しとなるが、一般にプロペラ荷重度が大きく、舵への流入角が小さい程、着力点は前縁側に移動するとされる⁷⁾。前出の Figs.5, 6 で示したように、満載の $\delta=\pm 20^\circ$ における舵直圧力の時系列のみ他と異なる傾向が見られ、その背景に舵への流入角の減少がうかがわれた。この為バラスト状態の同舵角と比較した時、大きな荷重度、小さな流入角という要因が、より前縁側への着力点移動を促した可能性は考えられる。

ここで Fig.9 より、最大舵トルクが $\delta=\pm 35^\circ$ の旋回状態で生じる事を重視し、その時の着力点の推定法を優先的に検討する。結果的に満載状態の $\delta=\pm 20^\circ$ 旋回時の舵トルクの推定精度が下がる恐れはあるが、前述の直進舵角試験に基づく左肩上がりの傾向を、プロペラ前進常数の2次関数で近似する事を考える。

$$x'_P = Q_{P0} + Q_{P1}J_P + Q_{P2}J_P^2 \quad (2)$$

ここで $Q_{P0, P1, P2}$ は、直進舵角試験に基づく実験係数となる。今回は、Fig.12 の"Captive"の全プロット点を対象に最小二乗法を適用する事で、各実験係数を同定した。

5. CFD 計算

5.1 CFD 計算の概要

プロペラ前進常数により着力点に変化するメカニズムを圧力場から考察するべく、OpenFOAM ver.2.3.0¹⁵⁾を用いてCFD解析を実施した。乱流モデルは Spallart-Allmaras モデルを使用し、自由表面は鏡面として扱った。この為、造波影響が大きい舵が十分に没水した満載状態を計算対象とした。プロペラは体積力モデル¹⁶⁾により表現し、前進常数 $J_P=0.077$ ($\delta=\pm 35^\circ$ の定常旋回状態に相当)、0.15, 0.18, 0.264 (舵角試験の IP 状態に相当)の4点を計算点に設定した。

Fig.10 Rudder torque and rudder normal force measured in running straight (from above: Full, Ballast(2) and Ballast)

Fig.11 Rudder torque and rudder normal force measured in running straight at the high propeller load condition

5.2 実験結果との比較

Fig.13 に、満載状態の $J_P=0.077$, 0.264 における舵直圧力と舵トルクの計測結果と計算結果を比較する。舵トルクが低下を始める舵角などに差は見受けられるものの、両前進常数の計算結果共に、比較的良く計測結果を再現できていると思われる。そこで 4.3 節の試験結果の解析と同じ方法により、各線形勾配に着目して舵直圧力の着力点を解析した。その結果は"CFD(Full)"の凡例を付けて Fig.12 に掲載してあるが、前進常数に応じて着力点が移動する様子が見て取れる。

Fig.12 Longitudinal position of the application point of the rudder normal force according to the propeller advanced ratio

 Table 3 List of wake factor: $1-w_p$ in each test condition

	Free run	Captive	Captive(High load)
Full	0.661	0.508	0.506
Ballast	0.594	0.436	0.553
Ballast(2)	-	0.412	-

Fig.13 Comparison of the rudder torque and rudder normal force between the captive model test and CFD calculation

5.3 流場の可視化に基づく考察

前節と同じ状態について、舵角 15° の時の流線（流速初速比 V/U_0 で色付け）の描画、および舵表面上の単位質量当たりの流れの圧力エネルギー分布 p/ρ を Fig. 14 に示す。船速が異なる両 J_p の圧力コンターの濃紺を直接比較できるように、圧力係数ではなく、こちらの表示を採用した。また Fig.15 には、プロペラシャフトの下 $1/4D_p$ の断面位置(Fig.12 内、舵

表面上の白線位置)における同分布の曲線を示す。

前進常数が大きい $J_p=0.264$ の状態であれば、舵周りに比較的スムーズな流れが形成されていたと思われ、背面側前縁には明瞭な負圧域を、正面側に正圧域を確認できる。一方、 $J_p=0.077$ の状態では、流れの増速効果が大きく、強い回転流による乱れの影響も一因して、特に背面側の圧力低下を表す青色が斑模様となっている。結果的に Fig.15 より、前縁付近の背面側の負圧の大きさに差が見られ、プロペラ荷重度の増加に伴い、圧力中心が前縁側へシフトする様子がうかがえる。

Fig. 14 Pressure energy distribution on the rudder surface and stream lines around the rudder

 Fig. 15 Pressure energy distribution on the rudder surface around the cross section below $1/4 D_p$ from the propeller shaft

6. 旋回運動時の舵トルクの推定

6.1 舵トルクの推定について

簡易的ではあるが、着力点の推定式を MMG モデルに組み込み、時々刻々の舵直圧力に積算する事で、旋回運動状態における舵トルクの推定を試みる。以下、手順を纏める。

- 1) 直進舵角試験結果より、「舵角と舵直圧力」ならびに「舵角と舵トルク」の結果について、線形と見なし得る範囲の勾配を求め、それらを除算する事で舵直圧力の平均的な着力点を推定する。取り扱いの簡便さの為、両結果の切片は小さいとみなして、線形勾配に着目して解析する。
- 2) 舵角試験は、前進常数が小さな状態を含む幅広い荷重度

Fig.16 Comparison of turning trajectories and time-series of the ship maneuvering motions between the experiment and simulation (Full-load condition)

Fig.17 Comparison of turning trajectories and time-series of the ship maneuvering motions between the experiment and simulation (Ballast condition)

で実施する事が推奨される。各状態にステップ(1)を適用し、「プロペラ前進常数と着力点」の関係として整理する。その際、伴流係数は別途推定しておく必要がある。

- 3) 同結果に多項式近似(例えば2次関数)を施し、プロペラ前進常数を入力値として、着力点の推定式を得る。MMGモデルによる操縦運動シミュレーションにおいて、運動時の前進常数を求め、着力点を推定する。そして当該状態の舵直圧力に積算する事で、操縦運動状態における舵トルクを推定する。

6.2 旋回運動シミュレーション結果

$\delta = \pm 20^\circ$ および $\pm 35^\circ$ の旋回運動シミュレーションを実施した。Fig.16に、満載状態における舵直圧力と舵トルクの結果を、旋回航跡、前進速度 $u'(=u/U_0)$ 、重心位置での斜航角 β_G 、旋回角速度 $r'(=rL_{pp}/U)$ の結果と共に示す。ここで赤の破線が計算結果、黒の実線が水槽試験の計測結果である。同様にバラスト状態の結果を Fig.17 に示す。なおシミュレーション計算に使用した操縦運動数学モデルの一連の実験係数は、芳村の文献¹¹⁾から引用しており、詳細は付録に譲る。

操縦運動シミュレーションの結果は、 $\pm 20^\circ$ において旋

回航跡を若干小さく見積もる傾向にあるものの、異なる舵角および異なる載荷状態の旋回運動の特徴を概ね再現できていると思われる。旋回運動（角速度）の発達と共に、船速低下が始まり、相対的に横流れが増して斜航角が増大する様子が見られ、自明ではあるが、大舵角による旋回運動においてそれらの程度は大きい。また操舵直後の舵直圧力を若干過大評価する傾向にはあるが、定常値の推定精度は良好である事がうかがえる。

続いて舵トルクの推定結果に着目する。一例を挙げると、満載状態の $\delta = -35^\circ$ 旋回時（Fig.16）において、操舵時に局所的なピーク値をとり、その後、徐々に絶対値が増加する傾向を再現できている。同ピークの背景には、舵直圧力の立ち上がりが見られる。また満載状態の $\delta = +35^\circ$ 、バラスト状態の $\delta = \pm 20^\circ$ 、 35° 旋回時のように、定常値が比較的良好に一致するケースもある。しかし全般的に見ると、時系列を通した定量的な精度には、改善の余地が残される結果となった。理由に、今回の舵トルク推定法では、操縦運動自体の計算精度に起因して、時々刻々の舵直圧力や、プロペラ前進常数、延いては着力点に誤差が生じ、舵トルクの誤差として現れ易かった面が挙げられる。逆に舵直圧力と着力点の推定誤差が相殺し合う場面も見られ、状況は複雑であった。特に操縦運動に応じて変化する伴流係数（本論では一定としての取扱い）の正確な表現は難しいと思われ、種々のプロペラ荷重度における運動変化を考慮に入れる事も、今後の舵トルクのシミュレーション計算の精度向上策として考えられる。

7. 結 言

マリナー舵を装備したばら積み貨物船の供試模型を用いて、自由航走試験、ならびに拘束直進舵角試験を実施した。併せて CFD 計算により、プロペラ荷重度が舵直圧力の着力点に及ぼす影響を考察した。そして簡易的ではあるが、舵トルクの推定法を提案し、操縦運動シミュレーション計算を通じて、その推定精度について検証した。今回の供試船のマリナー舵に関する知見として、以下に纏める。

- 舵トルクは、舵のバランス比により特性が左右される。今回使用したマリナー舵の水面下可動部のバランス比は、満載状態で 0.286、バラスト状態で 0.303 と過平衡寄りの舵形状であった。この為、旋回試験では、操舵開始直後から逆トルクが現われ、定常旋回中に逆トルクが最大となるケースが多かった。
- 操舵力量の観点から逆トルクの最大値を抑えるには、舵のバランス比の調整が効果的といえる。マリナー舵には舵の支持を担うホーンがあり、切り欠きの舵形状でバランス比を調整する難しさはあると思われる。
- 直進舵角試験では、舵角に比例して着力点が舵軸方向へ移動する事により、舵トルクの低下が見られた。一方、旋回試験では同現象を確認できなかった。操縦運動中の

プロペラ荷重度の増加、有効流入角の減少が主な理由に挙げられる。

- 舵直圧力の着力点は、プロペラ前進常数と強い相関があり、前進常数が小さくなると舵前縁側へと移動する。同傾向は多項式（例えば 2 次関数）で概ね表現できると思われる。その際、操縦運動影響はプロペラ荷重度を介して間接的に反映される事になる。また多項式内の各項の係数は実験係数とし、曳航水槽における直進舵角試験の結果からある程度は推定可能と思われる。
- 旋回中の船速低下が大きく前進常数が小さな満載状態の方が、バラスト状態よりも舵の前縁側に着力点が来る。それが一因して、満載状態の $\delta = \pm 35^\circ$ において最大の舵トルク（無次元値）を示した。一方、船速が速かった分、定常旋回中の舵直圧力はバラスト状態の方が大きい傾向にあった。その結果、舵トルクの次元値に関して言えば、載荷状態間で目立った差は見られなかった。
- MMG モデルに着力点の推定式を組み込み、舵直圧力と積算する事で、時々刻々の舵トルクを推定する簡易的な方法を検討した。自由航走試験とシミュレーションにおける舵トルクを比較したところ、部分的に良い一致は見られたが、時系列を通した傾向には改善の余地が残った。特に操縦運動時の伴流係数の精密な取扱いについては、今後の検討課題である。

本論では、スケールモデルに基づく議論に終始したが、実船を想定した操縦運動のシミュレーション計算¹⁰⁾を行えば、実船の舵トルクを推定する事も可能と思われる。また近年では、自由航走試験において補助推力やプロペラ回転数を制御しながら操縦運動を相似にできる舵効き船速修正法¹⁸⁾が提案されている。そうした手法の適用は、模型試験から直接的に実船の舵トルクを推定する上で役立つ事が期待される。

謝 辞

水産研究・教育機構 水産工学研究所における自由航走試験では、松田秋彦氏と寺田大介氏（当時）に多くの御協力を頂きました。また広島大学曳航水槽の拘束模型試験では、土橋誠技官にお世話になりました。心より感謝申し上げます。

ジャパンハムワージ株式会社の小林章浩氏からは、舵の設計に関する貴重な御助言を賜りました。心より御礼申し上げます。

本研究は、造船学術研究推進機構 (REDAS) より、平成 28 年度研究テーマ「船の舵トルクの把握と推定に関する研究」に係る研究費の助成を受けました。ここに記して関係者各位に、深く謝意を表します。

参 考 文 献

- 小瀬邦治、湯室彰規、芳村康男：第 III 章「操縦運動の

数学モデルの具体化」, 第 3 回操縦性シンポジウム, 日本造船学会, pp.27-80, 1981.

- 2) 木下昌雄, 岡田正次郎: 舵軸に加わる振りモーメントについて, 造船協会論文集, 第 94 号, pp.119-133, 1954.
- 3) 赤崎 繁: 舵の直圧力と其の中心に就て, 第 1 報~第 4 報, 造船協会會報, 第 63, 67, 68, 69 号, 1939~1942.
- 4) 岡田正次郎: 舵の流体力学的研究—その 1, その 2, 造船協会論文集, 第 103 号, 1958.
- 5) 岡田正次郎: 舵の流体力学的研究—その 3~5, 造船協会論文集, 第 104, 105 号, 1959.
- 6) 藤井齊: 自航模型船による舵特性の研究(1), 造船協会論文集, 第 107 号, pp.105-111, 1960.
- 7) 藤井齊, 津田達雄: 自航模型による舵特性の研究(2), (3), 造船協会論文集, 第 110, 111 号, 1961~1962.
- 8) 芳村康男: 海上公式試運転のなんでだろう, 咸臨/日本船舶海洋工学会誌, 第 7 号, pp.104-109, 2006.
- 9) 造船設計便覧(関西造船協会編), 第 4 版, 海文堂, pp.435-441, 1983.
- 10) H. Yasukawa and Y. Yoshimura: Introduction of MMG standard method for ship maneuvering predictions, Journal of Marine Science and Technology, Vol.20, pp.37-52, 2015.
- 11) 芳村康男: JASNAOE-BC(Ballast 状態)の平水中拘束模型試験結果, IMO 最低出力ガイドライン策定方針研究委員会資料, 2016.
- 12) 福井洋, 横田大武, 矢野大行, 近藤匡寿, 中野智文, 芳村康男, 横傾斜を含む 4 自由度操縦運動数学モデルと操縦性推定, 日本船舶海洋工学会論文集, 第 24 巻, pp.167-179, 2016.
- 13) H. Yasukawa, N. Hirata and Y. Yamazaki, Effect of bilge keels on maneuverability of a fine ship, Journal of Marine Science and Technology, Vol. 23, No. 2, pp 302-318, 2018.
- 14) 芳村康男, 中尾征生, 金本真美子, 中村充博, バラスト状態の操縦性能(舵の単独性能), 日本航海学会論文集, 第 126 号, pp.99-104, 2012.
- 15) The open source CFD toolbox, OpenFOAM ver.2.3.0, <https://www.openfoam.com/>, (参照 2017-02-23)
- 16) K. Ohashi, N. Hirata and T. Hino: A comparative study of body force models representing effects of contrarotating propellers, 西部造船会会報, 第 105 号, pp.55-64, 2003.
- 17) 松本憲洋, 末光啓二: 操縦運動の数学モデルにおける船体・推進器・舵の干渉効果, 関西造船協会誌, 第 190 号, pp.45-61, 1983.
- 18) M. Ueno and Y. Tsukada: Rudder effectiveness and speed correction for scale model ship testing, Ocean Engineering, Vol.109, pp.495-506, 2015.

付 録

本論で示した操縦運動シミュレーションは, 通称 MMG モデルと呼ばれる操縦運動数学モデルに基づき実施した. 同

数学モデルは広く普及している事から, 本論ではその詳細を割愛するが, 例えば Yasukawa and Yoshimura¹⁰⁾ の文献を御参考頂きたい. Table A.1 に, 同数学モデルに使用した付加質量係数, 各種干渉係数, 抵抗係数, 主船体流体力微係数 (Midship 定義) の一覧を載荷状態ごとにまとめる. 各表記は上記文献内と同じであり, いずれも無次元値である.

ここで付加質量係数, 付加慣性モーメント係数は元良チャートより推定し, その他の干渉係数, 抵抗係数, 主船体流体力微係数は, 芳村の資料¹¹⁾から引用した. 但しプロペラによる流速の増速率 k_x について, バラスト状態では資料値 (0.586) をそのまま採用すると, 舵直圧力を一貫して過大評価する傾向にあった. 増速効果が強過ぎる事が一因と思われる. 本論ではプロペラ増速率 k_x は, 満載状態と同じ値 (0.529) とした (載荷状態によらず一定と仮定). また有効伴流係数に関しては, 斜航角と角速度が連成し合う運動に対する変化が複雑である事, 特定のプロペラ荷重度における運動変化を考慮するだけでは不十分という指摘¹²⁾もある事から, 本論の操縦運動シミュレーションでは, まずは一定として取り扱った.

Table A.1 List of the experimental coefficients used for the mathematical maneuvering model

Condition	Ballast	Full
m_x'	0.0113	0.0222
m_y'	0.1446	0.2223
J_z'	0.0102	0.0107
(K_0, K_1, K_2)	(0.2833, -0.2974, -0.0997)	
(Q_{p0}, Q_{p1}, Q_{p2})	(0.3049, -1.3246, 1.8382)	
t_P	0.224	0.144
w_{p0}	0.547	0.424
t_R	0.398	0.297
a_H	0.239	0.494
x_H'	-0.455	-0.408
κ	0.355	0.473
ε	1.492	1.118
k_x	0.529	0.529
γ_{R+}	0.285	0.408
γ_R	0.199	0.315
l_R'	-1.048	-0.936
R_0'	0.0309	0.0227
$X_{\beta\beta}'$	-0.0403	-0.0480
$X_{\beta r}' - m_y'$	-0.1362	-0.2018
X_{rr}'	-0.0140	0.0388
$X_{\beta\beta\beta\beta}'$	0.3789	0.5819
Y_{β}'	0.3233	0.3345
$Y_r' - m_x'$	0.0729	0.0271
$Y_{\beta\beta\beta}'$	0.6740	1.2197
$Y_{\beta\beta r}'$	0.1896	-0.0909
$Y_{\beta rr}'$	0.2737	0.2595
Y_{rrr}'	0.0212	-0.0022
N_{β}'	0.0585	0.1475
N_r'	-0.0403	-0.0547
$N_{\beta\beta\beta\beta}'$	0.0574	0.0171
$N_{\beta\beta r}'$	-0.1642	-0.2060
$N_{\beta rr}'$	-0.0498	-0.0038
N_{rrr}'	-0.0102	-0.0107