

# 曳航中の振れ回り運動からの針路安定性評価法

正員 重廣律男\*      正員 橋詰泰久\*\*  
 学生員 刀根隆典\*\*\*

Evaluation Method of Course Stability by means of Slewing Motion in a Towed Condition

by Ritsuo Shigehiro, *Member*      Yasuhisa Hashizume, *Member*  
 Takanori Tone, *Student Member*

## Summary

An azimuthing podded drive system is established as one of the most promising technologies for the improvement of propulsive efficiency and maneuverability. The system is also useful for fishing vessels to control the power of generators during the draw in fishing gears for a long time in low speed. Although, the drawback to a fishing vessel with this system is that it will be a worry to the course stability in the voyage. A large number of studies have been made on maneuverability of conventional ships. What seems to be lacking, however, is the course stability of the fishing vessel with the azimuthing podded drive system.

In this paper, a new evaluation method of course stability is proposed on the basis of experimental study that is conducted in a circulating water channel on survey of slewing motion in a towed condition. As a towing point moves to forward in a constant speed, the amplitude of slewing motion ( $a$ ) decreases and its period ( $T$ ) is getting longer. Accordingly, the index of evaluation is represented by the point of towing from the center of gravity of ship and the value of the amplitude divided by the period ( $2\pi a/T$ ). The results are checked that compared with the course stability criterions by means of derivatives of hydrodynamic forces and moments. By using the present method, newly fishing vessels can be designed to achieve the improvement of propulsive efficiency and maneuverability.

## 1. 緒 言

ポッド式プロペラの電気推進システムは、港湾内での操縦性向上や推進効率の改善で期待される新技術である。商船では、使用電力が多いクルーズ船や運航時の負荷変動が大きい氷海船等で既に数十隻が実用化されている<sup>1)</sup>。一方、漁船では、439トン型鮪はえ縄漁船のみに採用され実績は少ないが、船内電力の効率化や低速時の操縦性向上の観点から本システムへの期待度が高い<sup>2)</sup>。また、漁船は、商船に比べ船長幅広比 ( $L/B$ ) が小さく、かつ、低速時の操業中にも大きな操縦力を必要とすることから舵面積比 ( $A_R/Ld$ ) が  $1/30 \sim 1/40$  程度の大きな舵が採用されている<sup>3)</sup>。従って、舵無しが特徴の一つでもある本システムを漁船に採用する場合には、操

縦性能を確保できる船尾形状の設計<sup>4)</sup>が要点となる。旋回性能については、ポッド自体が旋回するので舵と同等以上の性能が期待できる。それに対して、針路安定性能は、船尾形状が大きく影響し、初期設計段階での重要な検討項目である。しかしながら漁船の場合、船価等の理由により操縦性能試験水槽等を使用した詳細な検討<sup>5)</sup>が難しいのが現状である。

本論文では、前述の問題を解決する手段の一つとして、回流水槽での曳航中の振れ回り運動の減衰過程からプロペラ動作の影響を除く船体の針路安定性を評価する方法を提案する。回流水槽を選択する理由の第一は、一定流速での長時間の観測が可能なことである。第二は、経済的な負担が軽いことである。曳航中の振れ回り運動は、曳航点を船首側に移動すると減衰し、その運動周期も長くなる<sup>6)</sup>。評価指標は、重心からの曳航点と振れ回り振幅( $a$ )をその周期( $T$ )で除した値 ( $2\pi a/T$ ) である。本評価法の主要点は、針路安定性に実績がある船の振れ回り運動の減衰過程と開発船のそれとの相対比較により船体の針路安定性を実験的に評価することである。本評価法の有効性は、線形流体力微係数での着着力点比較による船体の針路安定指数との整合性から確認された。

\* 鹿児島大学水産学部漁業工学分野

\*\* (株)西日本流体技研

\*\*\* 鹿児島大学大学院水産学研究科

2. 回流水槽での曳航中の操縦運動モデル

2.1 被曳航船の操縦運動モデル

本評価法の要点は、曳航状態で被曳航船の曳航点を船首側へ移動すると安定な系になることを利用して、被曳航船の振れ回り運動の減衰過程の比較から船体の針路安定性を評価することである。まず、曳航船、被曳航船系の操縦運動モデルを回流水槽中での曳航系にした場合の関係式を示す。次に、得られた運動方程式を線形化して、曳航点を船首側へ移動すると安定な系になる曳航点と操縦流体力微係数との関係式を Routh-Hurwitz の安定判別から示す。

曳航船、被曳航船系で被曳航船の操縦運動方程式は、曳航索の張力 ( $T_s$ ) を外力として取り扱おうと Fig.1 に示す船体の重心に固定された  $G$ - $xy$  において、前進速度を  $u$ 、横流れ速度を  $v$ 、旋回角速度を  $r$  として(1)式で表される。

$$\left. \begin{aligned} m(\dot{u} - vr) &= X_H + X_R + X_P + X_T \\ m(\dot{v} + ur) &= Y_H + Y_R + Y_P + Y_T \\ I_G \dot{r} &= N_H + N_R + N_P + N_T \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

ただし、 $m$  は船体の質量であり、 $I_G$  は重心回りの慣性モーメントである。また、添え字の  $H, R, P, T$  は、それぞれ船体、舵、プロペラ、張力を意味する。また、無次元化を(2)式に示す。

$$\left. \begin{aligned} X', Y' &= \frac{X, Y}{\frac{1}{2} \rho U^2 L_{pp} d}, \quad N' = \frac{N}{\frac{1}{2} \rho U^2 L_{pp}^2 d} \\ m' &= \frac{m}{\frac{1}{2} \rho L_{pp}^2 d}, \quad I'_G = \frac{I_G}{\frac{1}{2} \rho L_{pp}^4 d} \\ u', v' &= \frac{u, v}{U}, \quad r' = r \frac{L_{pp}}{U}, \quad a', \ell' = \frac{a, \ell}{L_{pp}} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

ただし、 $U$  は曳航速度であり、 $\rho$  は流体の密度である。 $L_{pp}$  は垂線間長さ、 $d$  は平均喫水である。また、 $\ell$  は索長、 $a$  は重心から曳航点の距離である。

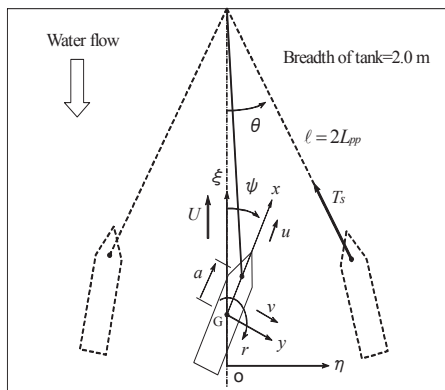


Fig.1 Coordinate systems

2.2 回流水槽中での曳航モデル

回流水槽中での曳航状態では、流水中で被曳航船が平面的な運動を行うことから運動方程式における慣性項の取り扱いに注意が必要である。つまり、対地速度と対水速度とを区別する必要がある。一方、供試模型船は、プロペラ無しの状態である。また、舵等の付加物の影響は、付加物付き船体として船体の流体力項に含ませている。

船体の針路安定性能の定性的な評価に焦点を絞り、操縦運動方程式を線形化する。(1)式を(2)式に従って無次元化し、さらに、高次の項を省略して線形化された被曳航船の操縦運動方程式は、対地速度項 ( $u_G, v_G$ ) と対水速度項 ( $u, v$ ) に分けて

$$\left. \begin{aligned} m' \dot{u}'_G &= X'_o u'^2 + T'_s - m'_x \dot{u}' \\ m'(\dot{v}'_G + u'_G r') &= Y'_v v' + \{Y'_r - m'_x u'\} r' - T'_s(\psi' + \theta') - m'_y \dot{v}' \\ I'_G \dot{r}' &= N'_v v' + N'_r r' - a' T'_s(\psi' + \theta') - J'_z \dot{r}' \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

となる。ただし、 $X'_o$  は直進時の抵抗係数である。 $Y'_v, N'_v$  は、横流れによる力とモーメントの微係数である。 $Y'_r, N'_r$  は、旋回による力とモーメントの微係数である。また、 $m'_x, m'_y, J'_z$  は各運動方向の付加質量、付加慣性モーメントである。曳航索が一直線上に張っているとして、曳航索の振れ角 ( $\theta$ )、船首振れ角 ( $\psi, r = \dot{\psi}$ ) との関係<sup>7)</sup> から次式を得る。

$$\left. \begin{aligned} u &= U \cos \psi + \ell \dot{\theta} \sin(\psi + \theta) \\ v &= -U \sin \psi + \ell \dot{\theta} \cos(\psi + \theta) - ar \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

(4)式から流速項( $U$ )を除く対地速度項 ( $u_G, v_G$ ) と対水速度項 ( $u, v$ ) とに分離する。さらに、無次元化と線形化を行って

$$\left. \begin{aligned} u' &= 1 \\ u'_G &= \ell' \dot{\theta}'(\psi' + \theta') \approx 0 \\ v' &= -\psi' + \ell' \dot{\theta}' - a' r' \\ v'_G &= \ell' \dot{\theta}' - a' r' \\ \dot{u}' &= \dot{u}'_G = 0 \\ \dot{v}' &= -\dot{\psi}' + \ell' \ddot{\theta}' - a' \dot{r}' \\ \dot{v}'_G &= \ell' \ddot{\theta}' - a' \dot{r}' \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

となる。(5)式を(3)式の前進の式に代入して、抵抗と張力の釣り合いの式を得る。

$$T'_s = -X'_o \quad (6)$$

同様に、横流れと旋回の式に(5)式を代入して、曳航索の振れ角 ( $\theta$ ) と船首振れ角 ( $\psi$ ) との連成運動方程式を得る。

$$\left. \begin{aligned} \ell'(m'+m'_y)\ddot{\theta}' - \ell'Y'_v\dot{\theta}' + T'_s\theta' - a'(m'+m'_y)\dot{\psi}' \\ - (Y'_r - m'_x + m'_y - a'Y'_v)\dot{\psi}' + (T'_s + Y'_v)\psi' = 0 \\ - \ell'N'_v\dot{\theta}' + a'T'_s\theta' + (I'_G + J'_z)\dot{\psi}' \\ + (a'N'_v - N'_r)\dot{\psi}' + (N'_v + a'T'_s)\psi' = 0 \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

### 2.3 安定判別式

被曳航船の曳航点 ( $a'$ ) を船首側へ移動すると安定した系になる曳航点と船体の針路安定性能に関する操縦流体力微係数との関係を Routh-Hurwitz の安定判別から示す。さらに、Routh-Hurwitz の安定判別が行い易いように、(7)式の流体力微係数の値が正になるように次式の変換を行う。

$$Y'_\beta = -Y'_v \geq 0, \quad N'_\beta = -N'_v \geq 0, \quad N'_r^* = -N'_r \geq 0 \quad (8)$$

$\theta = \alpha e^{\lambda t}$ ,  $\psi = \beta e^{\lambda t}$  と置いて(7)式に代入して特性方程式

$$A_0\lambda^4 + A_1\lambda^3 + A_2\lambda^2 + A_3\lambda + A_4 = 0 \quad (9)$$

を得る。ただし、

$$\left. \begin{aligned} A_0 &= \ell'(m'+m'_y)(I'_G + J'_z) \\ A_1 &= \ell'\{(m'+m'_y)N'_r^* + Y'_\beta(I'_G + J'_z)\} \\ A_2 &= T'_s\{(I'_G + J'_z) + a'(\ell' + a')(m'+m'_y)\} \\ &\quad + \ell'\{N'_\beta(Y'_r - (m'+m'_x)) + Y'_\beta N'_r^*\} \\ A_3 &= T'_s\{N'_r^* + (\ell' + a')(a'Y'_\beta - N'_\beta)\} + a'(Y'_r - m'_x + m'_y) \\ A_4 &= T'_s(a'Y'_\beta - N'_\beta) \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

特性方程式の根の実数部が負であることが安定の条件である。Routh-Hurwitz の安定判別法は、係数  $A_0 \sim A_4$  が全て正であることと、(11)式の係数行列が全て ( $n=1 \sim 4$ ) 正である。

$$H_n = \begin{vmatrix} A_1 & A_3 & 0 & 0 \\ A_0 & A_2 & A_4 & 0 \\ 0 & A_1 & A_3 & 0 \\ 0 & A_0 & A_2 & A_4 \end{vmatrix} \geq 0 \quad (n=1 \sim 4) \quad (11)$$

(I)  $H_1$  について

$$H_1 = A_1 = \ell'\{(m'+m'_y)N'_r^* + Y'_\beta(I'_G + J'_z)\} \geq 0 \quad (12)$$

常に満足する。

(II)  $H_2$  について

$$\begin{aligned} H_2 &= \begin{vmatrix} A_1 & A_3 \\ A_0 & A_2 \end{vmatrix} = A_1A_2 - A_0A_3 \\ &= \ell'\{(m'+m'_y)N'_r^* + Y'_\beta(I'_G + J'_z)\}[\ell'\{N'_\beta(Y'_r - (m'+m'_x)) \\ &\quad + Y'_\beta N'_r^*\} + T'_s\{I'_G + J'_z + I'_k(\ell')\}] \geq 0 \end{aligned} \quad (13)$$

ただし、

$$\begin{aligned} I'_k(\ell') &= \frac{m' + m'_y}{(m' + m'_y)N'_r^* + Y'_\beta(I'_G + J'_z)} [a'(\ell' + a')(m' + m'_y)N'_r^* \\ &\quad + (I'_G + J'_z)\{(\ell' + a')N'_\beta - N'_r^* - a'(Y'_r - m'_x + m'_y)\}] \end{aligned} \quad (14)$$

(13)式の最初の  $\{ \}$  の項は、正であるので、

$$\begin{aligned} h_2 &= \ell'\{N'_\beta(Y'_r - (m'+m'_x)) + Y'_\beta N'_r^*\} \\ &\quad + T'_s\{I'_G + J'_z + I'_k(\ell')\} \geq 0 \end{aligned} \quad (15)$$

を満足すれば良い。(15)式の第1項は、船体の針路安定指数であり、第2項が曳航による安定項を意味する。これから針路不安定な船を曳航する場合、索長は、短い方が良いことが分かる。

(III)  $H_3$  について

$$\begin{aligned} H_3 &= \begin{vmatrix} A_1 & A_3 & 0 \\ A_0 & A_2 & A_4 \\ 0 & A_1 & A_3 \end{vmatrix} = A_3H_2 - A_4A_1^2 \\ &= T'_s\ell'\{(m'+m'_y)N'_r^* + Y'_\beta(I'_G + J'_z)\}[(a'Y'_\beta - N'_\beta)\{(\ell' + a')h_2 \\ &\quad - \ell'\{(m'+m'_y)N'_r^* + Y'_\beta(I'_G + J'_z)\}\} \\ &\quad + h_2\{N'_r^* + a'(Y'_r - m'_x + m'_y)\}] \geq 0 \end{aligned} \quad (16)$$

(16)式の最初の  $\{ \}$  の項は、正であるので

$$\begin{aligned} h_3 &= (a'Y'_\beta - N'_\beta)[(\ell' + a')h_2 - \ell'\{(m'+m'_y)N'_r^* \\ &\quad + Y'_\beta(I'_G + J'_z)\}] + h_2\{N'_r^* + a'(Y'_r - m'_x + m'_y)\} \geq 0 \end{aligned} \quad (17)$$

を満足すれば良い。ここで、索長が曳航点に比べて十分に長いとして、 $(\ell' + a' \cong \ell')$  と簡略化して曳航点 ( $a'$ ) について解くと安定となる曳航点の条件が得られる。

$$a' \geq \frac{1}{1-\varepsilon_o} \left( \frac{N'_\beta}{Y'_\beta} + \frac{\varepsilon_o N'_r}{Y'_r - m'_x + m'_y} \right) \quad (18)$$

ただし、

$$\varepsilon_o = \frac{h_2(Y'_r - m'_x + m'_y)}{\ell' Y'_\beta [(m'_x + m'_y) N'_r + Y'_\beta (I'_G + J'_z) - h_2]} \quad (19)$$

(18)式から安定となる曳航点の条件には、横流れの着力点 ( $N'_\beta / Y'_\beta$ ) が主要項であることが分かる。

(IV)  $H_4$ について

$$H_4 = \begin{vmatrix} A_1 & A_3 & 0 & 0 \\ A_0 & A_2 & A_4 & 0 \\ 0 & A_1 & A_3 & 0 \\ 0 & A_0 & A_2 & A_4 \end{vmatrix} = A_4 H_3$$

$$= T'_s (a' Y'_\beta - N'_\beta) H_3 \geq 0 \quad (20)$$

$H_3$ と同様に曳航点の条件である  $a' \geq \frac{N'_\beta}{Y'_\beta}$  が得られる。

(18)式、(20)式の両方を満足することと、通常は、 $m'_y + Y'_r > m'_x$  であることから(19)式の  $\varepsilon_o \geq 0$  の条件も付加される。

### 3. 実験的評価法

#### 3.1 供試模型船

供試船は、総トン数135トンまき網漁船<sup>8)</sup>(以下、本船と呼称)である。本船の主要目をTable 1に示し、ボディープランをFig.2に示す。船尾形状は、いわゆる逆G型である。

開発船は、ポッド式プロペラ電気推進システムの採用を計画し、船体中央から後半部をバトックフロー船型とした。この基本計画は、本船との性能比較を行うため、本船と同排水量、同喫水とした。さらに、センタースケグを含めた浮心位置を合わせるために船体中央部より後半のフレームラインは、本船と異なる。ただし、A.P.から後ろのフレームラインは、本船と同じである。このボディープランをFig.3に示す。また、船尾プロファイルをFig.4に示す。センタースケグは、幅が約0.6mであり、A.P.の僅か後方までとした。

模型船の縮尺は1/29.6であり、垂線間長さ  $L_{pp}$  が1.300mである。試験重量は、満載状態の18.22kgである。ポッドについては、初期設計の第一段階として、出力750kwクラスのものをも想定した。ポッド模型は、プロペラ無しである。供試模型船は、船体中央部での分割型である。船首部は、本船型である。船尾部は、Table 2に示すように本船の舵付きを

Table 1 Principle dimensions

Dimensions	Full scale	Model
$L_{pp}$ (m)	38.500	1.300
$B$ (m)	8.100	0.274
$d$ (m)	2.900	0.098
$x_G$ (m) fore(+)	-2.350	-0.079
$C_b$	0.522	0.522

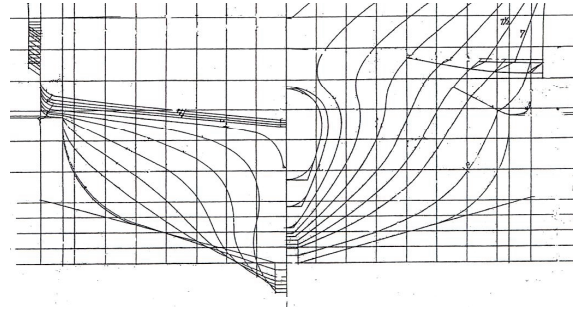


Fig.2 Body plan of the round haul netter

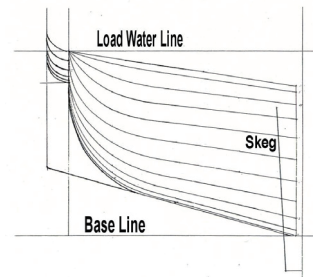


Fig.3 Body plan of the buttock flow stern

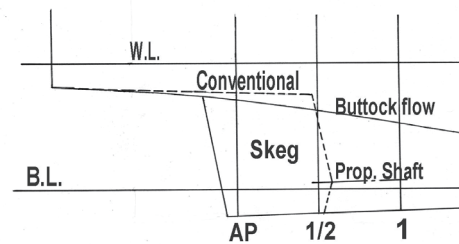


Fig.4 Profile of the buttock flow stern

No.2と呼ぶ。また、バトックフロー船尾のみ(原型と呼称)をNo.3、これに一基のポッドを取り付けたものをNo.4、二基のポッドを取り付けたものをNo.5と呼ぶ。さらに、本船舵の半分の面積を原型のスケグ面積に追加したものをNo.6と呼び、これに一基のポッドを取り付けたものをNo.7と呼ぶ。これら船尾模型の写真をPhoto.1に示す。



Table 2 Profiles of the models

Ex.	Stern form	Appendage
No.2	Conventional stern	A rudder
No.3	Buttock flow stern	Non
No.4	Buttock flow stern	A pod
No.5	Buttock flow stern	Two pods
No.6	Buttock flow stern Increased area of skeg	Non
No.7	Buttock flow stern Increased area of skeg	A pod

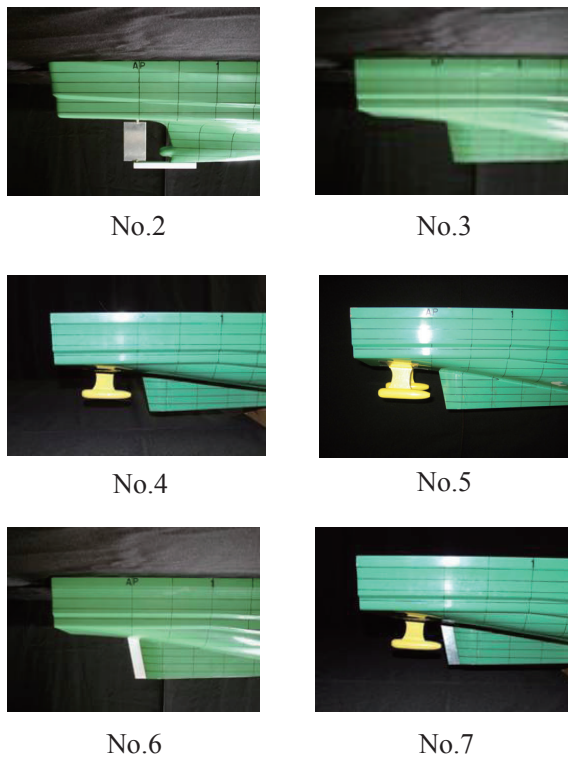


Photo.1 Stern forms of the models

### 3.2 回流水槽中での曳航実験

鹿児島大学共同実験施設の回流水槽は、垂直循環型、2プロペラ方式であり、観測部長さ 6 m、幅 2 m、水深 1 m である。また、最高流速は、2.0 m/s である。実験仕様を以下に述べる。まず、曳航索（直径 0.6 mm のワイヤー）を張った状態で Fig.1 に示すように観測部の中央に水面と平行になる位置に取り付ける。索長は、 $2L_{pp}$  である。索長は、(15)式から船体の針路安定性能のゲインを意味する。本実験の場合、索長を明記する必要がある。索長に  $2L_{pp}$  を用いた主な理由は、船体の針路安定性能の影響を 2 倍に拡大して評価できることと水槽内で十分な振れ回り運動ができることである。

次に、実験流速は、以下の 3 種類である。

- 1) 実船の操業速力 12 ノット対応の  $U=1.14 \text{ m/s}$  ( $Fn=0.318$ )
- 2) 10 ノット対応の  $U=0.95 \text{ m/s}$  ( $Fn=0.265$ )
- 3) 低速航行 8 ノット対応の  $U=0.76 \text{ m/s}$  ( $Fn=0.212$ )

最後に、計測手順は、一定流速中で模型船側の曳航点を Photo.2 に示すようにフォクスルデッキ上を Ordinate 7 番から 12.5 番までを 1/4 間隔で変更する方法である。振れ回り運動の観測は、5~6 周期分を行えば充分である。

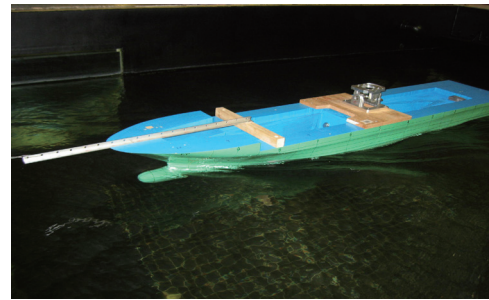


Photo.2 Model arrangement of a towed condition

被曳航船の曳航点を船首側に移動すると振れ回り運動が減衰し、安定した系にできる。このことは、(15)式から船体の針路安定性能と関係があり、かつ、(18)式から重心からの曳航点にも依存することが分かる。これらの関係式は、船体の針路安定性能を評価できる操縦流体力微係数と関連する。

従って、本実験の主目的は、実験で与える曳航点と曳航中の振れ回り運動の減衰過程から船体の針路安定性を評価できる評価指標を探索することである。

本実験の解析法では、評価指標を絞り込むために、これまでの実験の観測結果から振れ回り運動を Fig.5 に示す 3 ケースに分類した。この区分を以下に示す。

- 1) Case-1: 大きく振れ回り運動を行い、かつ、水槽側壁の影響を受ける。
- 2) Case-2: 定常の振れ回り運動を行い、しかも、水槽側壁の影響を受けない。
- 3) Case-3: 振れ回り運動が一時期止まるが、小さい力(外乱)で再び振れ回り運動を起こす。

まず、解析対象から Case-1 は除外した。

次に、Case-3 については、振れ回り運動が止まる状態が針路安定性の評価指標に適用できることを期待して数多くの計測を繰り返し実施したが再現性が乏しかった。この状態では振れ回り運動の発散モーメントと復原モーメントが拮抗し、実験中の小さな外乱が計測結果に大きな影響を与える。従って、Case-3 も解析対象から除外した。以上から Case-2 に焦点を絞り評価指標の選定を試みた。

Case-2 の場合、実験中の外乱等に比べ大きな力で振れ回り運動を行い、かつ、定常的な運動である。しかし、振れ回り振幅 ( $a(m)$ ) は、外乱等の影響により左右対称とはならな

い場合もある。よって、振幅の代わりに実験的に計測が容易な両振幅  $B(m)$  を採用した。一方、これまでの実験の観測から振り回り運動の減衰過程と振り回り速度に相関が見られた。

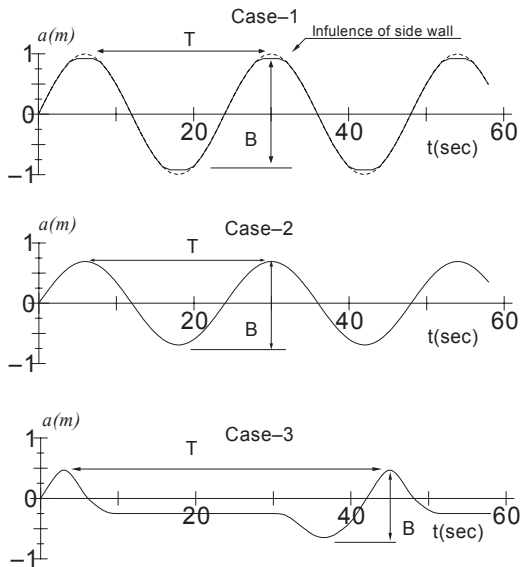


Fig.5 Classification of the slewing motion under three cases

本論では、両振幅を周期  $T(sec)$  で除した平均的な振り回り速度を採用して解析を試みる。評価指標は、実験流速の影響を除くことと評価値の標準化を狙って、流速  $U$  で無次元化された(21)式である。

$$V'_{Tm} = \frac{\pi B}{TU} \quad (21)$$

さらに、 $V'_{Tm}$  の下限値として  $V'_{Tm} = 0.1$  を実験的に定めた。この下限値になる時の重心からの曳航点のことを評価曳航点と定義し、記号  $a_T$  と表記する。 $a_T$  の値は、感覚的に分かり易い、重心位置からの *Ordinate* 表示とした。

本評価指標での解析例として No.7 の場合を Fig.6 に示す。Case-1 では側壁の影響が現れ、Case-3 では、振り回り運動が収束しない状態が見られる。また、 $a_T = 4.4$  であることが分かる。

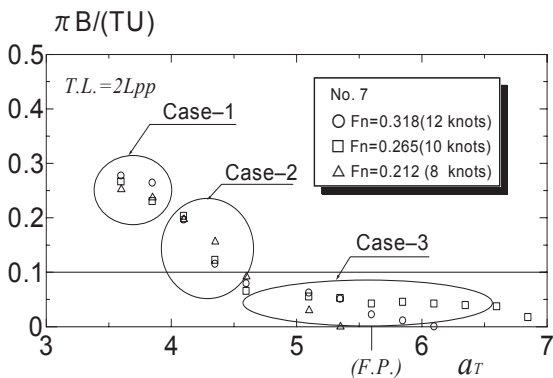


Fig.6 Example for results of the experiment (No.7)

### 3.3 実験解析結果

実船で稼動し針路安定性に実績がある No.2 の実験解析結果を Fig.7 に示す。速力 12 ノット相当で  $a_T = 3.7$  であり、10 ノット相当でも  $a_T = 3.7$  である。8 ノット相当であると  $a_T = 3$  以下（針路安定側）となる。

バトックフロー船型の裸殻状態である No.3 の結果を Fig.8 に示す。 $a_T = 8$  (*Ordinate* 12.6) 以上となり、針路不安定の傾向が強いといえる。以下に No.4~No.6 について述べる。

まず、全体的な傾向として本船と同様に低速の 8 ノット相当では、針路安定側になっているが 12 ノットと 10 ノット相当では、ほぼ同じ結果である。従って、本評価法の場合、航海速力付近での多少の速度変化が結果におよぼす影響は、小さいといえる。次に、バトックフロー船尾に一基のポッドを取り付けた No.4 の場合、支柱部が舵の役割を果たし  $a_T = 6.8$  と No.3 に比べ改善されている (Fig.9 参照)。さらに、二基のポッドを取り付けた No.5 の場合、 $a_T = 5.3$  に改善されている (Fig.10 参照)。最後に、本船舵の半分の面積をスケグ面積に追加した No.6 の場合、 $a_T = 6.0$  と No.3 に比べ大幅に改善されている (Fig.11 参照)。山田<sup>9)</sup>が指摘するように針路不安定船の場合、船尾プロファイル形状の改善が針路安定性能に大きく影響することが分かる。

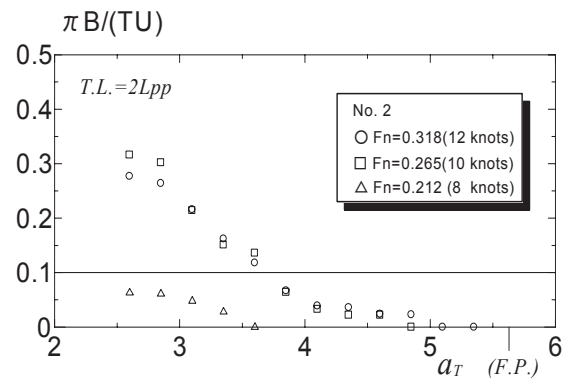


Fig. 7 Result of the experiments in towed conditions (No.2)

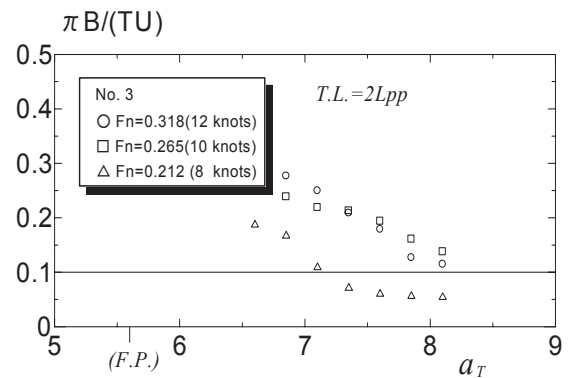


Fig. 8 Result of the experiments in towed conditions (No.3)

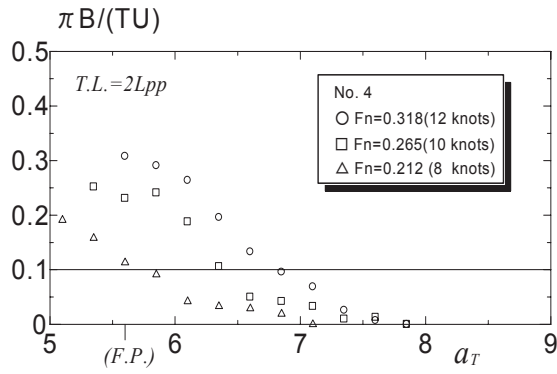


Fig. 9 Result of the experiments in towed conditions (No.4)

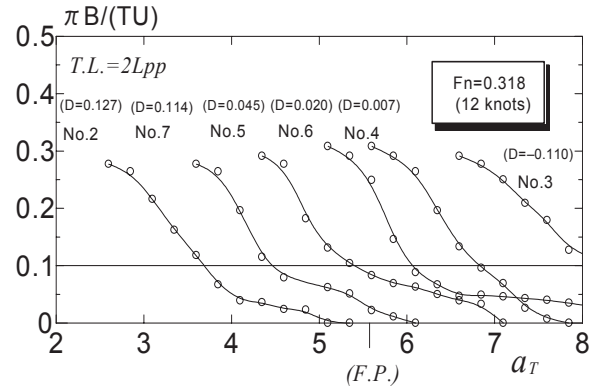


Fig. 12 Results of slewing motion in towed conditions

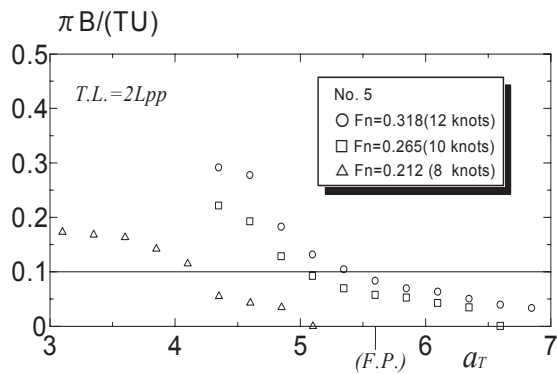


Fig. 10 Result of the experiments in towed conditions (No.5)

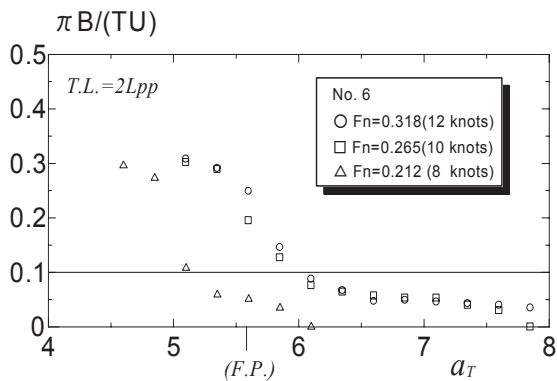


Fig. 11 Result of the experiments in towed conditions (No.6)

全供試船の評価として操業速力 12 ノット相当での解析結果を Fig.12 に示す。針路安定性に実績のある本船、No.2 が  $a_T=3.7$  と一番小さく、次に、No.7 が  $a_T=4.4$ 、No.5 が  $a_T=5.3$ 、No.6 が  $a_T=6.0$ 、そして、No.4 が  $a_T=6.8$  と続き、No.3 が  $a_T=8.3$  と最大である。図中の  $D$  値は、船体の針路安定指数である。

提案した(21)式の評価指標は、各供試船とも減衰過程を良く表している。また、通常の航海速力付近である 12 ノット相当と 10 ノット相当での評価値のばらつきも大きくない。従って、本評価指標の有効性は、曳航中の振れ回り運動の減衰過程から船体の針路安定性を実験的に評価するには充分である。

#### 4. 評価法の信頼度確認

##### 4.1 PMM 試験結果

本評価法の信頼度確認材料の一つとして操縦流体力の線形微係数を回流水槽実験によって求めた。供試模型は、前述の No.2~No.7 である。旋回による流体力微係数は、PMM 試験機での Pure yaw 試験で得たものである。試験機の最大振幅は、0.25 m である。また、線形流体力微係数については、航海速力付近の範囲であると速度の影響が小さい。よって、試験時の旋回角速度の設定範囲 ( $r'_{max} = 0.39$ ) を重視して、流速は 9.5 ノット相当、 $U=0.90m/s$  ( $Fn=0.252$ ) を採用した。前述しているように付加物による流体力の影響は、船体の流体力項に含ませている。また、回流水槽での PMM 試験解析と曳引台車でのそれとの相違点は、橋詰ら<sup>10)</sup>が提案するように PMM 試験装置によって模型船に与えられる対地速度項と回流水槽内での対水速度項とを分離して解析することである。一方、前進方向の付加質量  $m'_x$  は、元良チャートから求めたものである。横流れによる流体力微係数は、斜航試験で得たものである。この結果を Table 3 に示す。

Table 3 Static derivatives of models

Ex.	$Y'_\beta$	$N'_\beta$	$\ell'_\beta$
No.2	0.398	0.104	0.261
No.3	0.328	0.142	0.433
No.4	0.372	0.127	0.341
No.5	0.366	0.121	0.331
No.6	0.385	0.125	0.325
No.7	0.412	0.118	0.286

船体の針路安定判別は、(22)式が  $D \geq 0$  であれば針路安定である。つまり、旋回による着力点  $\ell'_r$  (ブレーキ) が横流れによる着力点  $\ell'_\beta$  (アクセル) より前方にある (大きい) 場合に針路安定となる。PMM 試験結果と着力点比較での船体の針路安定指数  $D$  の結果を Table 4 に示す。

$$D = \ell'_r - \ell'_\beta = \frac{N'_r}{Y'_r - (m' + m'_x)} - \frac{N'_\beta}{Y'_\beta} \geq 0 \quad (22)$$

5. 結 言

初期設計段階で船体の針路安定性能を確認する方法として、回流水槽での曳航中の振れ回り運動の減衰過程からプロペラ動作の影響を除く船体の針路安定性を評価する方法を提案した。

評価指標は、再記すると  $V'_{Tm} = \frac{\pi B}{TU}$  である。さらに、 $V'_{Tm}$

の下限値として  $V'_{Tm} = 0.1$  を実験的に定めた。この下限値になる時の重心からの曳航点のことを評価曳航点と定義し、記号  $a_T$  と表記した。 $a_T$  の値は、感覚的に分かり易い、重心位置からの *Ordinate* 表示とした。本評価法の主要点は、針路安定性に実績がある船の評価曳航点と開発船のそれとの相対比較から船体の針路安定性評価を行うことである。本論の基準となる実績船は、本船、No.2 ( $D=0.127$ ) である。本船の評価曳航点は、速力12ノット相当で  $a_T=3.7$  であった。

本研究で得られた結果を以下にまとめる。

- 1) 評価曳航点  $a_T$  と着力点比較による船体の針路安定指数  $D$  との一次式での相関係数は、 $R=0.984$  と非常に高かった。従って、本評価法の有効性は、充分にあると確認された。また、本開発船の場合、一次式の傾きが-0.05 であるので評価曳航点  $a_T$  が1 *Ordinate* 船首側に移動することは、着力点比較での船体の針路安定指数  $D$  が 0.05 劣化することに対応する。
- 2) バトックフロー船型の裸殻状態である No.3 は、 $a_T=8.3$  であった。従って、本船からの船体の針路安定指数の劣化が 0.2 以上となり、明らかに針路不安定であることが分かる。また、No.3 に本船舵の半分の面積をスケグ面積に追加した No.6 の場合、 $a_T=6.0$  と大幅に改善された。針路不安定船の場合、船尾プロファイル形状の改善が針路安定性能に大きく影響する。
- 3) バトックフロー船型に一基のポッドを取り付けた No.4 の場合、船体の針路安定指数が正となる  $a_T=6.5$  を僅かであるが超えており ( $a_T=6.8$ )、船体の針路安定性能に不安が残る。また、No.4 に本船舵の半分の面積を原型のスケグ面積に追加した No.7 の場合、 $a_T=4.4$  と充分すぎる針路安定性能となる。よって、No.4 と No.7 の中間ぐらいの性能を持つ船型が良い。総合的に、舵面積の 1/4 程度を原型のスケグ面積に追加すれば良いという設計指針を得た。

謝 辞

開発船の供試船として総トン数135トン巻まき網漁船を快くご提供下さった長崎造船株式会社 常務取締役設計部

Table 4 Dynamic derivatives and stability discriminates

$$m' + m'_x = 0.226$$

Ex.	$Y'_r$	$N'_r$	$\ell'_r$	$D$
No.2	0.056	-0.066	0.388	0.127
No.3	0.059	-0.054	0.323	-0.110
No.4	0.062	-0.057	0.348	0.007
No.5	0.064	-0.061	0.376	0.045
No.6	0.064	-0.056	0.345	0.020
No.7	0.066	-0.064	0.400	0.114

4.2 本評価法と針路安定指数との比較

全供試船の操業速力12ノット相当での振れ回り運動の減衰過程の解析結果である Fig.12 から評価曳航点  $a_T$  と船体の針路安定指数  $D$  との順位には、整合性があることが分かる。また、評価曳航点  $a_T$  ( $x$  軸) と船体の針路安定指数  $D$  ( $y$  軸) との比較図を Fig.13 に示す。一次式での相関係数は、 $R=0.984$  と非常に高い。以上から、本評価法の信頼度は、充分であるといえる。さらに、一次式の傾きが-0.05 であることから、評価曳航点  $a_T$  が1 *Ordinate* 船首側に移動すると船体の針路安定指数が 0.05 劣化することが分かる。

針路安定性能の許容限界については、信川ら<sup>11)</sup>が指摘しているように小型船 ( $L/V < 10$ ) では、針路不安定ループ幅が少しでもあると操船者は不安を感じる。従って、No.4 は、船体の針路安定指数が正となる  $a_T=6.5$  を僅かであるが超えており ( $a_T=6.8$ )、船体の針路安定性能に不安が残る。また、No.4 に本船舵の半分の面積を原型のスケグ面積に追加した No.7 では、充分すぎる ( $a_T=4.4$ ) 針路安定性能となる。よって、No.4 と No.7 の中間ぐらいの性能を持つ船型が良い。これから舵面積の 1/4 程度を原型のスケグ面積に追加すれば良いことが分かる。

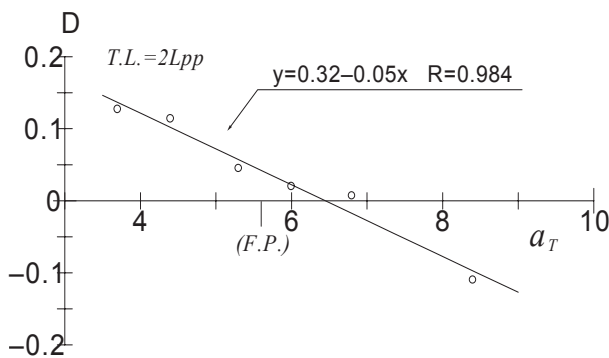


Fig.13 Comparison between the indexes of evaluation and the stability discriminate



部長堀田好洋様にお礼申し上げます。また、日夜、指標探しの繰り返し実験に根気良く携わった鹿児島大学水産学部環境情報科学講座の学生のみなさまに心より感謝いたします。

#### 参 考 文 献

- 1) 佐々木紀幸：ポッド推進システム船の操縦性，日本造船学会誌，第 869 号 (2002)，pp.44-47.
  - 2) 佐藤政治：鮪延縄漁船の電気推進システム，明日の漁船漁業を考える，水産工学研究所平成 15 年度漁業技術部会講演会 (2004)，pp.83-88.
  - 3) 芳村康男：漁船の操舵装置の検討と将来技術，水産工学 第 40 卷 第 3 号 (2004)，pp.223-228.
  - 4) Ayaz, Z., Turan, O. and Vassalos, D.: Maneuvering Aspects of Pod-Driven Ships, Proceedings of 1<sup>st</sup> International conference on Technical advance in school of Marine Science and Technology, (2004), pp.135-152.
  - 5) 安川宏紀，平田法隆，中村暢昭，松本之良：被曳航船の振れ回り運動シミュレーション，日本船舶海洋工学会論文集，第 4 号 (2006)，pp.137-146.
  - 6) 重廣律男，上田耕平，有井俊彦：高速曳航いけすの針路安定性，関西造船協会誌，第 227 号 (1997)，pp.79-87.
  - 7) 重廣律男：曳航・被曳航船系の操縦運動モデル，関西造船協会誌，第 230 号 (1998)，pp.153-164.
  - 8) Nagamatsu, T., Shigehiro, R., Ikeda, T. and Horita, Y.: Evaluation of Propulsive Performance and Course Stability of Fishing Boat Equipped with Electric Podded Propulsion, Proceedings of 2<sup>nd</sup> PAAMES and AMEC (2006)，pp.368-378.
  - 9) 山田孝三郎：針路安定性・追従性から見た大型肥大船型の船尾プロファイル形状と舵面積の決定法，関西造船協会誌，第 236 号 (2001)，pp.167-174.
  - 10) 橋詰泰久，松井志郎：回流水槽における PMM 試験に関する一考察，西部造船会々報，第 87 号，(1993)，pp.119-124.
  - 11) Nobukawa, T., Kato, T., Motomura, K. and Yoshimura, Y.: Studies on Maneuverability Standards from the viewpoint of Marine Pilots, MARSIM and ICSM (1990)，pp.59-66.
-

