(昭和 62 年 5 月 日本造船学会春季講演会において講演)

一点係留システムの基本計画手法について (その 1)

——振れ回り運動の安定判別式を用いた初期計画——

正員 小 保 方 準*

On the Basic Design of Single Point Mooring Systems (1st Report)

—Applications of the Dynamic Stability Analysis to the Primary Planning of the System—

by Jun Obokata, *Member*

Summary

In the designing of the single point mooring (SPM) systems, slow oscillation or weather vane motion of the moored vessel is a critical problem, because the cost performance of the system on the view point of the rate of operation is affected by the excessive mooring force induced by the oscillation.

As for the theoretical approaches to estimate the oscillation, numerical simulations in the time domain have been developed and used widely, however the reliability of such simulations are not sufficient so far. Therefore it is said that model tests can not be avoided at the final or important stage of the design.

The dynamic stability analysis is another theoretical approach, which is a simple technique but has hardly been employed in the practical designing. A main reason is that the analysis can not give the amplitude of the oscillation or the mooring force but only show the stability of the moored vessel, in other words, whether the slow oscillation arises or not.

But on the basis of the slow oscillation being a critical factor, simple technique is better to be applied practically in designs, even if the limited informations about the slow oscillation can be obtained.

In this paper, practical applications of the dynamic stability analysis to the primary planning of SPM systems are discussed. And it is pointed out that some particulars of SPM systems, such as length of mooring hawser, mooring position, optimum shape of the moored vessel and effective control systems for the slow oscillation etc. can be examined by this analysis.

1 緒 言

一点係留された船体の振れ回り運動は、単錨泊まで含めて考えると古くから操船者にとって大きな問題となっている。原油輸送の沖合ターミナルや、海底油田の浮遊式生産設備の係留装置に代表される一点係留システムでは、振れ回り運動による過大な係留力の発生は、システムの安全性および稼働率の点からみた経済性に大きく関係する。したがって、係留システムの計画に当っては、振れ回り運動の大きさおよびそれによる最大係留力などを十分に把握しておく必要があり、本論で述べる基本計画とは主としてこの振れ回り運動を念頭に置いた方法である。

従来から一点係留システムの設計データは水槽試験で求める場合が多く、近年数値計算手法が発達してかなり活用されるようになってきたとはいえ、計画の最終段階では水槽試験が欠かせない。なぜならば計算手法の主流となっている時間領域のシミュレーション計算は、計算精度の点で信頼性がまだ十分とはいえないからである。

計算精度が満足のいくものにならない理由として、たとえば次の二つのようなことが挙げられよう。

- i) 流体力係数データの精度¹⁾
- ii) 流体力モデルの問題²⁾

シミュレーション計算は精度の点と共に、計算機の発達に従い解消されるであろうが、現時点では計算時間のかかり過ぎることもまた問題である。

振れ回り運動の解析法には、以上のように運動を時間

* 住友重機械工業(株)平塚研究所

Fig. 1 Outline of the basic designing flow

領域で直接解く手法の他に、振れ回り運動の安定性のみを判別する理論がある³⁾。この方法では運動を定量的に解くことはできないが、本論で示すように計画の初期段階での活用が可能である。すなわち振れ回り運動を起こさないことを条件に、係留システムの要目をあらかじめ絞り込むことによって、トータル設計時間を短縮することができる。絞り込む内容は、係留ラインの長さや取り付け位置、貯油施設のように船体まで含めたシステムの計画であれば船体要目、振れ回り運動を抑える手段の選択などである。

係留システム計画の概略流れは Fig. 1 のようになる。

- (I) 安定判別：係留ライン長さ、取り付け位置など
- (II) シミュレーション計算：係留ライン張力など
- (III) 水槽試験：総合安全性の確認

シミュレーション計算を省略して水槽試験のみを実施する例もあるが、係留試験の複雑さを考えると効率とはいえない。シミュレーション計算で最も危険と思われる条件をある程度把握しておき、そのような場合を重点に水槽試験で安全性を確認する方法が望ましいやり方であろう。

いずれの方法によるにせよ、安定判別による初期検討は設計効率を向上させる意味で有効な手法であると思われる。以下、本論では第1報として振れ回り運動の運動方程式から得られる特性方程式の係数を使った安定判別の方法と、係留計画への適用について述べる。

2 振れ回り運動の数値解析

振れ回り運動は一種の自励振動であり非線形性が強いことから、その運動を理論計算によって求めるためには、一般に非線形運動方程式を時間領域で解く方法が用いられている。(1)式は著者の示した⁴⁾振れ回り運動を表わす方程式であるが、同様の形の式は Molin⁵⁾, Wichers⁶⁾ らによっても与えられている。座標系は Fig. 2 に示す。空間固定座標 O-XY の原点を初期状態のブ

Fig. 2 Coordinate system

イの位置とし、ブイの中心から船体までがローサである。また、ブイの位置は常に初期位置とローサの船体取り付け位置を結んだ直線上にあり、ブイ自体には流体力および外力は作用しないものとする。(1)式はまた、流れの中の振れ回り運動に限定するならば、小川⁷⁾が一樣流れ中の船舶の操縦運動に採用した式と基本的に同形である。

計算精度を上げる試みとしては、Wichers⁶⁾ や Muga⁸⁾ によるインパルス応答関数の導入や、Wichers¹⁾ のように流体力係数を厳密に与えることが提案されている。また、藤野⁹⁾ は船舶の操縦運動の数値解析に用いられる流体力の数学モデルを適用することによって、振れ回り運動を精度良く計算し得ることを示した。しかし、シミュレーション計算の精度を論じるのは本論の趣旨ではない。

$$\begin{cases}
 (m+m_x)\ddot{u}-(m+m_y)vr=-(m_y-m_x)V_c r \sin \phi' \\
 \quad \quad \quad +F_{xe}+T_x \\
 (m+m_y)\ddot{v}+(m+m_x)ur=(m_y-m_x)V_c r \cos \phi' \\
 \quad \quad \quad +F_{ye}+T_y \\
 (I_{zz}+J_{zz})\dot{r}=M_{ze}+aT_y-bT_x
 \end{cases} \quad (1)$$

ここに、

m, m_x, m_y : 船体の質量, x 軸および y 軸方向の付加質量

I_{zz}, J_{zz} : 船体の z 軸回り慣性モーメントおよび付加慣性モーメント

u, v, r : 船体の x 軸, y 軸方向速度および z 軸回り角速度

V_c, ϕ' : 潮流の絶対流速, 流速方向の相対角度

T_x, T_y : 係留力の x 軸, y 軸方向成分

F_{xe}, F_{ye}, M_{ze} : 船体に働く外力の x 軸, y 軸方向成分と z 軸回りモーメント

a, b : 係留点から重心までの x 軸, y 軸方向距離

Fig. 3 An example of the comparison between calculated and experimented slow oscillations

Table 1 Particulars of model vessel and tow line

Model Ship	
L_{pp}	3.000 m
B	0.504 m
d	0.194 m
A_s	0.548 m ²
A_f	0.173 m ²
Center of A_s	1.740 m
Tow Line	
Length	0.90 m
Spring Ct.	0.03 kg/cm

(1) 式を用いて求めた、一様流中における振れ回り運動のシミュレーション計算結果と、模型試験結果との比較を Fig. 3 に示す。ただし、模型試験では一様流の代わりに、模型船を一定の速度で曳航した。模型試験に関する要目は Table 1 にまとめているが、この中で A_s は水線上船体側面の投影面積、 A_f は正面投影面積を示し、 A_s の中心位置は FP からの距離である。振れ回りの周期にやや差があり、また運動の振幅も計算値の方が大き目の傾向にあるが、両者割合良く合っているといえる。この場合、外力は相対流れによる力だけであるが、計算ではそれらは次の式で求めた。

$$\left. \begin{aligned} F_{xc} &= -\frac{1}{2} \rho d \int_{-L/2-x_G}^{L/2-x_G} C_{xc}(\phi_{crx}) V_{crx}^2 dx \\ F_{yc} &= -\frac{1}{2} \rho d \int_{-L/2-x_G}^{L/2-x_G} C_{yc}(\phi_{crx}) V_{crx}^2 dx \\ M_{zc} &= -\frac{1}{2} \rho d L^2 C_{Nc}(\phi_{cr}) V_{cr}^2 \\ &\quad - \frac{1}{2} \rho d \left[\int_{-L/2-x_G}^{L/2-x_G} \left\{ C_{yc}(\phi_{crx}) V_{crx}^2 \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - C_{yc}(\phi_{cr}) V_{cr}^2 \right\} x dx \right] \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

ただし、

$$V_{crx}^2 = (u + V_c \cos \psi')^2 + (v + x r - V_c \sin \psi')^2$$

$$\phi_{crx} = \tan^{-1} \left(\frac{v + x r - V_c \sin \psi'}{u + V_c \cos \psi'} \right)$$

ここで、 V_{crx} は船体長手方向の任意断面における相

Fig. 4 Relative velocity and drift angle for calculating the hydrodynamic force on a section

対流速、 ϕ_{crx} は同じ位置での相対流向である。Fig. 4 で説明するように (2) 式の F_{xc} 、 F_{yc} の式は、任意断面に働く流体力を、その断面位置における相対流速 (V_{crx}) と相対流向 (ϕ_{crx}) で船体が斜航したときの船体に働く流体力の一部と仮定していることを意味する。ただし流体力の船長方向分布は均一であるとの仮定を設けている。また、Fig. 5 に示した流体力係数 C_x 、 C_y 、 C_N は模型船の斜航試験から求めたものである。(2) 式では流体力係数に潮流力を意味する添字 c を付けている。

3 特性方程式を用いた安定判別

前述のように振れ回り運動は一種の自励振動と定義されるが、別ないい方をするならば振れ回り運動を起こすような系は動的に不安定である。一自由度の系で自励振動が発生するのは、負の減衰が系の中に存在する必要があるが、振れ回り運動のように多自由度の系では減衰が正であっても必ずしも安定になるとは限らない。そこで、係留系が動的に安定で、振れ回り運動を起こさないための条件が簡単に推定できるならば、安定系の諸条件

Fig. 5 Current force coefficients obtained by oblique towing model test

を満足する係留要目を初期計画の段階で検討することが可能になり、以後の展開が容易になる。その方法が本論で述べる振れ回り運動の特性方程式による安定判別である。この方法はもともと、曳航された船体の進路安定性を判別するために Strandhagen¹⁰⁾ によって最初に用いられた手法であるが、Wichers³⁾ によって初めて一点係留時の振れ回り運動の解析に用いられた。特性方程式を求めるためには、運動方程式を線形化する必要があるが、Wichers³⁾ は微小運動の仮定のもとで (3) 式に示す線形運動方程式を立てた。

$$[m_{ij}][\ddot{x}_i] + [b_{ij}][\dot{x}_i] + [c_{ij}][x_i] = 0 \quad (3)$$

ここで、 m は慣性力係数、 b は減衰係数、 c は復原力係数を示す。 x_i については $x_1 = x$, $x_2 = y$, $x_3 = \psi$ を意味するが、それぞれ微小な周期運動と仮定して (3) 式に代入することによって特性方程式が求まる。

すなわち、 x, y, ψ を (4) 式に示す微小運動と仮定する。

$$\left. \begin{aligned} x &= c_1 \exp(\sigma t) \\ y &= c_2 \exp(\sigma t) \\ \psi &= c_3 \exp(\sigma t) \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

ここで、 $c_1 \sim c_3$ は実係数、 σ は複素数であり、 σ の実

部が負のとき運動は収束、すなわち安定であり、正のとき発散する。したがって、 σ の実部の符号から振れ回りの状態を知ることができる。係留力についてもやはり線形化する必要があり、(5) 式のように表わす。

$$\left. \begin{aligned} T &= T_0 + k_0 \Delta l \\ T_x &= T \cos(\psi_{0H} + \psi_H - \lambda) \\ &\equiv T \{ \cos \psi_{0H} - \sin \psi_{0H} (\psi_H - \lambda) \} \\ T_y &= -T \sin(\psi_{0H} + \psi_H - \lambda) \\ &\equiv -T \{ \sin \psi_{0H} + \cos(\psi_H - \lambda) \} \\ T_{zm} &= a T_y - b T_x \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

ただし、

$$\begin{aligned} \Delta l &\equiv -(x - b\psi_H) \cos \psi_{0H} + (y + a\psi_H) \sin \psi_{0H} \\ \lambda &\equiv -\frac{\{(y + a\psi_H) \cos \psi_{0H} + (x - b\psi_H) \sin \psi_{0H}\}}{l_0} \end{aligned}$$

添字 x, y および zm は各々係留力の x 軸方向、 y 軸方向および z 軸回りモーメントを示し、添字 H は係留ラインの方向を基準とした船首方位、すなわち $\psi_H = \psi - \beta$ を表わす。 l_0 は静的釣り合い位置における係留ライン長さとのびなど係留点変位量の合計、 k_0 は線形バネ定数である。また、(4)、(5) 式を (3) 式に代入すると $c_1 \sim c_3$ に関する連立方程式が得られる。その方程式を $[A_{ij}][C_i] = 0$, ($i, j = 1 \sim 3$) と表わしたとき、 $|A_{ij}| = 0$ から得られる σ に関する 6 次方程式を特性方程式と呼ぶ。

$$\sigma^6 + A\sigma^5 + B\sigma^4 + D\sigma^3 + E\sigma^2 + F\sigma = 0 \quad (6)$$

著者は^{11), 12)} 係留ラインの取り付け点が船体中心線上にある場合について、非線形の運動方程式 (1) 式に直接 (4)、(5) 式を代入し、次いで微小項を省略する方法で特性方程式を示したが、より一般的に係留点が任意の位置にあるときの A_{ij} は以下の式で表わされる。

$$\left. \begin{aligned} A_{11} &= M_x \sigma^2 - F_{xu} \sigma + \frac{T_0}{l_0} \cdot \sin^2 \psi_{0H} + k_0 \cos^2 \psi_{0H} \\ A_{12} &= -F_{xv} \sigma + \sin \psi_{0H} \cos \psi_{0H} \left(\frac{T_0}{l_0} - k_0 \right) \\ A_{13} &= -F_{x\tau} \sigma + T_0 \sin \psi_{0H} + \sin \psi_{0H} \cos \psi_{0H} a \left(\frac{T_0}{l_0} - k_0 \right) \\ &\quad - b \left(\frac{T_0}{l_0} \cdot \sin^2 \psi_{0H} + k_0 \cos^2 \psi_{0H} \right) - F_{xp} \\ A_{21} &= -F_{yu} \sigma + \sin \psi_{0H} \cos \psi_{0H} \left(\frac{T_0}{l_0} - k_0 \right) \\ A_{22} &= M_y \sigma^2 - F_{yv} \sigma + \frac{T_0}{l_0} \cdot \cos^2 \psi_{0H} + k_0 \sin^2 \psi_{0H} \\ A_{23} &= -F_{y\tau} \sigma + T_0 \cos \psi_{0H} \\ &\quad + a \left(\frac{T_0}{l_0} \cdot \cos^2 \psi_{0H} + k_0 \sin^2 \psi_{0H} \right) \\ &\quad - \sin \psi_{0H} \cos \psi_{0H} b \left(\frac{T_0}{l_0} - k_0 \right) - F_{yp} \\ A_{31} &= -M_z \sigma + \sin \psi_{0H} \cos \psi_{0H} a \left(\frac{T_0}{l_0} - k_0 \right) \\ &\quad - b \left(\frac{T_0}{l_0} \cdot \cos^2 \psi_{0H} + k_0 \sin^2 \psi_{0H} \right) \end{aligned} \right\}$$

$$\begin{aligned}
A_{32} &= -M_{zv}\sigma + a \left(\frac{T_0}{l_0} \cdot \cos^2 \psi_{0H} + k_0 \sin^2 \psi_{0H} \right) \\
&\quad - \sin \psi_{0H} \cos \psi_{0H} b \left(\frac{T_0}{l_0} - k_0 \right) \\
A_{33} &= I_z \sigma^2 - M_{zr}\sigma + T_0 (a \cos \psi_{0H} - b \sin \psi_{0H}) \\
&\quad - \frac{T_0}{l_0} \cdot (a \cos \psi_{0H} - b \sin \psi_{0H})^2 \\
&\quad + k_0 (a \sin \psi_{0H} + b \cos \psi_{0H})^2 - M_{zp}
\end{aligned} \quad (7)$$

ただし,

$$M_x = m + m_x, \quad M_y = m + m_y, \quad I_z = I_{zz} + J_{zz}$$

また,

$$\begin{aligned}
F_{xp} &= \frac{\partial}{\partial \psi} \{ F_{xc}(\psi_c) + F_{xw}(\psi_w) \} \\
F_{yp} &= \frac{\partial}{\partial \psi} \{ F_{yc}(\psi_c) + F_{yw}(\psi_w) \} \\
M_{zp} &= \frac{\partial}{\partial \psi} \{ M_{zc}(\psi_c) + M_{zw}(\psi_w) \} \\
F_{xu} &= \frac{\partial F_{xc}}{\partial \psi} \frac{\sin \psi_{c0}}{V_c} + 2 F_{xc} \frac{\cos \psi_{c0}}{V_c} \\
F_{xv} &= \frac{\partial F_{xc}}{\partial \psi} \frac{\cos \psi_{c0}}{V_c} + 2 F_{xc} \frac{\sin \psi_{c0}}{V_c} \\
F_{xr} &= (m_y - m_x) V_c \sin \psi_{c0} \\
F_{yv} &= \frac{\partial F_{yc}}{\partial \psi} \frac{\sin \psi_{c0}}{V_c} + 2 F_{yc} \frac{\cos \psi_{c0}}{V_c} \\
F_{yv} &= \frac{\partial F_{yc}}{\partial \psi} \frac{\cos \psi_{c0}}{V_c} + 2 F_{yc} \frac{\sin \psi_{c0}}{V_c} \\
F_{yr} &= (m_y - m_x) V_c \cos \psi_{c0} \\
M_{zu} &= \frac{\partial M_{zc}}{\partial \psi} \frac{\sin \psi_{c0}}{V_c} + 2 M_{zc} \frac{\cos \psi_{c0}}{V_c} \\
M_{zv} &= \frac{\partial M_{zc}}{\partial \psi} \frac{\cos \psi_{c0}}{V_c} + 2 M_{zc} \frac{\sin \psi_{c0}}{V_c} \\
M_{zr} &= F_{yv} \frac{\left(\frac{L}{2} - x_G \right)^3 + \left(\frac{L}{2} + x_G \right)^3}{3L} \\
\psi_c &= \phi_c - \psi, \quad \psi_w = \phi_w - \psi, \quad \psi_{c0} = \phi_c - \psi_0
\end{aligned}$$

ここで、添字 0 の付いた項はすべて静的釣り合い位置における値であることを意味している。 F_{xp} , F_{yp} , M_{zp} には潮流力 (添字 c) と風圧力 (添字 w) しか含まれていないが、外力として必要ならば波漂流力の項を加える。

4 特性方程式の簡易化

(7) 式を用いた特性方程式の係数から、安定性を判別する方法は手軽ではあるが、それでも係数を表わす式

Table 2 Particulars of SPM system for simulation

Ship Lpp	324.0 m
B	54.4 m
d	20.96 m
As	2850.0 m ²
Af	960.0 m ²
Center of As	191.0 m
SALM	
Net Buoyancy	200.0 ton
Hawser Length	80.0 m
Water Depth	50.0 m

はかなり複雑である。

外力と振れ回り運動との関係について、宝田ら¹³⁾は大型の船尾船橋船についていえば、振れ回り運動は潮流によって引き起こされ、風はむしろ安定化させる役割をすることを理論計算と水槽実験の両面から示した。一方、Molin⁵⁾ や二宮¹⁴⁾によれば、複合外力下の振れ回り運動について、外力の方向が同一か正反対に近いほど不安定であり、逆に外力間の相対角が 90° に近いほど振れ回りは起きにくい。この点を確認するために、はじめに特性方程式を使って潮流と風との相対角と安定性との関係を調べた。係留は一本のレグを持つブイにホーサーで船体を繋ぐ SALM と呼ばれる方式とした。船体と係留システムの要目を Table 2 に、船体形状を Fig. 6 に示す。潮流力係数は Fig. 5 の模型試験で求めた値を用い、風圧力係数は推定式による計算値を使用した。

Fig. 7 は山野¹⁵⁾および Isherwood¹⁶⁾の風圧力推定式による計算結果を比較しているが、今回の計算では山野による推定値を使用した。特性方程式から求めた安定域の計算結果を Fig. 8 に示す。Wichers⁹⁾の式から求めた安定域の範囲と、本論の式で計算した結果とは若干の差がみられるが、どちらの結果にしても潮流と風の方向が、同方向か逆方向に近い時に不安定域のあることが分かる。同時にこの計算結果は、係留ラインの長さが大きいほど不安定になることも示している。次に、(1) 式を使った振れ回り運動のシミュレーション計算結果を Fig. 9 に示す。ここで X_G は船体重心の潮流方向の運動、 Y_G は潮流と直角方向の運動であり、HEADING は潮流方向からの船首方位ずれを表わす。この計算は潮流の方向を一定にしておき、風向を 1.5 時間ごとに段階的に変化させたものであるが、風向が変わった瞬間には過渡的に大きな運動が発生するものの、潮流と風の相対角

Fig. 6 Shape of the vessel used in the simulations

Fig.7 Estimated wind force coefficients

Fig.8 Stable zone calculated by the dynamic stability analysis

Fig.9 Effect of the directional difference of environmental forces

が 90° あるいは 150° では振れ回りがなくなる。潮流、風の相対角と安定性との関係は、この計算例からも同じことがいえる。さらに、模型試験によっても相対角の効果を検証した。模型船は Table 1 に示したものを、係留システムの要目を Table 3 にまとめた。試験は潮

Table 3 Particulars of SALM model (SALM-2)

Buoy Dia	0.20 m
Depth	0.30 m
draft	0.25 m
Weight	4.85 kg
Leg Pre-tension	3.00 kg
Hawser Length	0.90 m
Spring C.	0.23 kg/cm

Fig. 10 A model test result on the effect of the difference of current and wind directions

Fig. 11 Effects of mooring position in transverse and longitudinal directions

流と風との相対角が 0° と 90° の2状態であるが、その時の計測結果を Fig. 10 に示す。模型試験では潮流に変動があるため、相対角が 90° のときも完全には運動がなくなっているが、相対角 0° のときと比較すれば明らかに運動は小さい。

相対角が 0° あるいは 180° 以外のとき、静的釣り合い位置において船首方位と外力方向とがある角度を有し、それが安定性に寄与しているものと思われるが、外力の方向が一つでも係留点が船体中心線からずれていれば、船首方位は外力方向と一致せず安定化するはずである。そのような観点からの検討結果が Fig. 11 である。

この計算では、Table 2 の船体と係留システムを対象として、係留ラインの取り付け位置を実際の船舶と同じように、FP から後方では船体中心線から船側に移したときの安定判別である。実線で示したような船体中心線上で、取り付け点を後方に移動したときに不安定となる場合でも、取り付け位置が中心線からずれていれば破線の領域で示したように安定となる。

以上の結果から、振れ回り運動を考える場合、最も厳

しい状態として外力の相対角としては、 0° あるいは 180° 付近を検討すれば良いといえる。また、係留ラインの取り付け位置は船体中心線上で考えれば良い。その場合、(7) 式で $\sin \phi_{0H} = 0$ となり、またその他の流体力で0になる項も考慮すると、 x 軸方向の運動と他の運動との連成がなくなり、かつ A_{11} は常に正であるから、結局振れ回り運動は y 軸方向の運動 (Sway) と、 z 軸回りの回頭運動 (Yaw) のみの2自由度運動の安定性のみ考えれば十分となる。その場合特性方程式は4次式となってその係数は次の(8)式で表わされる。

$$\left. \begin{aligned} A &= -\frac{F_{yv}}{M_y} - \frac{M_{zr}}{I_z} \\ B &= \frac{F_{yv}M_{zr} - F_{yr}M_{zv}}{M_y I_z} + \frac{T_0 M_y}{I_0} \\ &\quad + \frac{a T_0 \frac{l_0 + a}{l_0} - M_{zp}}{I_z} \\ C &= \left\{ -T_0 \frac{l_0 + a}{l_0} (a F_{yv} - M_{zv}) + (a F_{yr} - M_{zr}) \frac{T_0}{l_0} \right. \\ &\quad \left. + F_{yv} M_{zp} - M_{zv} F_{yp} \right\} / M_y I_z \\ D &= (a F_{yp} - M_{zp}) \frac{T_0}{l_0} / M_y I_z \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Routh-Hurwitz によれば安定条件は(9)式で与えられる。

$$A, B, C, D > 0, \quad ABC - C^2 - A^2 D > 0 \quad (9)$$

係数 $A \sim D$ に関する係留要素には a と l_0 があり、船体要素としては M_y, I_z の慣性項、また外力と船型両方に関するものとして流体力の微係数と初期張力 T_0 がある。流体力微係数は(7)式に示すが、風圧力については風速が船体速度よりも十分に大きいと仮定して、復原項のみに関係し減衰項には入らないものとした。ここで注意すべきはバネ定数 k_0 であって(8)式には存在しない。すなわち、係留系のバネ定数は振れ回り運動の安定性とは無関係ということである。たとえば、Fig. 12 のように復原力特性の異なる4種類の係留システムを使

Fig. 12 Characteristics of mooring system models

Fig.13 Effect of mooring characteristics on the slow oscillation

って、シミュレーション計算と模型試験を行った結果を Fig.13 に示すが、バネ定数としては最も小さい SALM-3 の振れ回りが大きい他は、運動には傾向的な差はみられない。

5 初期計画の方法

5.1 船型の選択

タンカーのブイ係留などでは、船型要素は始めから決まっていて計画の範囲には入らないが、貯油タンクや各種プラント船のように係留すべき船体を含めた計画の場合は、船型の検討も必要となる。振れ回りを引き起こす要因として、潮流の影響の大きいことはすでに述べたが、(7)式に示した流体力微係数には潮流力係数が $\partial F_{yc}/\partial\psi$, $\partial M_{zc}/\partial\psi$ の形で含まれる。そこで Table 2 のタンカー船型を使い、潮流中での安定域と $\partial F_{yc}/\partial\psi$, $\partial M_{zc}/\partial\psi$ との関係を求めた。Fig.14 で○印は本船の状態を示し、これは不安定域にある。この状態から安定域に移行させるためには $\partial M_{zc}/\partial\psi$ を小さくし、 $\partial F_{yc}/\partial\psi$ を大きくすれば良いことは容易に分かる。著者⁹⁾は任意

の入射角における潮流力係数を、基本的な船型要素で表わすことを試み、以下のような近似式を得た。

$$\left. \begin{aligned} \frac{F_{yc}}{0.5\rho dLV_c^2} &= R\sin^2\psi' + C_1\sin^2\psi'\cos^2\psi' \\ &\quad + C_2\sin^3\psi' \\ \frac{M_{zc}}{0.5\rho dL^2V_c^2} &= \frac{s_R}{L}R\sin^2\psi' \\ &\quad + \frac{s_c}{L}(C_1\sin\psi'\cos\psi' + C_2\sin^3\psi') \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

ここに、 R : Cross flow による力の成分

C_1 : Circulation による揚力成分

C_2 : Circulation による抗力成分

(10)式は ψ' (相対流向) が 90° 以下の場合であるが、 $\psi'=0^\circ$ とすると流体力微係数は次の (11) 式となる。

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial F_{yc}}{\partial\psi} &= 0.5\rho dLV_c^2C_1 \\ \frac{\partial M_{zc}}{\partial\psi} &= -0.5\rho dL^2V_c^2C_1\left(\frac{s_c}{L}\right) \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

井上^{17),18)}によれば、

$$\left. \begin{aligned} C_1 &= 0.5\pi k + C_b \frac{B}{L} \quad \left(k = \frac{2d}{L}\right) \\ \frac{s_c}{L} &= -\frac{k}{C_1} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

と近似できるので、安定化を計るために $\partial F_{yc}/\partial\psi$ が大きいという条件からは、船型要素として d, B, C_b の大きいことが求められ、一方 $\partial M_{zc}/\partial\psi$ が小さいためには d, L の小さい必要がある。したがって、両方を満足する L/B が小さく C_b の大きい船型が安定性は良いといえる。Fig.15 に L/B の異なるタンカーと自航バージの潮流中における振れ回り運動のシミュレーション計算結果を比較する。船長およびホーサー長は共に各々 150 m および 40 m である。 $C_b, L/B$ 共タンカーの方がや

Fig.14 Relation between the stability and hydrodynamic coefficients

Fig. 15 A comparison of the slow oscillation of vessels with different L/B

や大きい安定性の差はあまり顕著でない。しかしバージの運動は、タンカーに比べて規則的な点では L/B が小さいことによる効果が現われているものと思われる。

5.2 係留ラインの長さを取り付け位置

係留ラインの長さや取り付け位置が振れ回り運動に及ぼす影響は大きい。Fig. 8 から分かるように、外力の相対角の関係で不安定な領域に入っているも、係留ラインが短くなると安定化する。ところで、係留ラインの長さを極力短くすれば良いかといえば、短か過ぎると波浪中での動揺の影響で張力が増大するため、設計上それが必ずしも最適とはならない。安定判別で不安定にならない限界の長さを探ることが重要となる。

次に取り付け位置についてであるが、Fig. 11 から分かるように係留ラインは船体前方にあるほど安定になる。これは、前方にあるほど回頭運動に対する復原モーメントが増すため、Yoke と呼ばれる装置で見掛け上の係留点を船首よりもさらに前方にもっていくシステムもある。Yoke システムは係留点と共に、係留ラインの長さを小さくする効果も持ち、船体動揺の影響は船体取り付け部のヒンジで逃げるようになっている。

5.3 静的釣り合い時の張力の影響

静的釣り合い時の張力 (T_0) が増すと、復原力が増すことも意味し、安定化するであろうことは容易に理解できる。Fig. 16 は Table 2 の船型を使って、釣り合い時の張力と係留ライン長さをパラメータとした安定域の計算結果である。添字 s は原型を示す。係留ラインの長さが小さくなると安定化するのはいすで述べた通りであるが、 T_0 が増すと安定域に近づくのがこの図から分かる。 T_0 を大きくする方法として、従来から振れ回りを抑えるために、主機で後進をかけることが行われている。そ

Fig. 16 Effect of hawser tension at static equilibrium

Fig. 17 Reduction of the slow oscillation by astern thrust

こで安定域に入るような後進推力を加え、振れ回り運動がどのように変わるかをシミュレーション計算で調べてみた。潮流中で初めの2時間は自由に振れ回しておき、その後 20 ton の後進をかけた結果を Fig. 17 に示す。後進をかけると係留ラインの平均的な張力は増すが、振れ回り運動は収束していくことが分かる。なお、著者¹¹⁾は船体に抵抗板を付け安定化させる方法を示したが、これも T_0 の増加による安定化効果をねらったものである。

5.4 振れ回りの制御装置

以上はどちらかといえば、振れ回り運動の安定性に寄与する要因、あるいは間接的な抑止方法について述べたが、次に直接的に振れ回りを押さえる方法を考えてみる。その一つがサイドスラスターによる振れ回り制御である。制御のアルゴリズムは数多くあると思われるが、ここでは簡単のため船首角制御と角速度制御の二種を安定判別法で検討する。船首角制御は回頭角度に対する復原力を付加することであるが、 y 軸方向の力と x 軸回りのモーメントの組み合わせと安定域の関係は、著者¹¹⁾の検討によると、定性的には Fig. 18 のような関係にあ

Fig. 18 Qualitative explanation of the effect of side thrusters

る。したがって、安定化するためにはスタンスラスターよりもバウスラスターのほうが効果がある。一方、Fig. 14 の示すところは(7)式の流体力のうち流れによる横

力と回頭モーメントの、入射角に対する differential と安定域との関係であり、これは船首角偏位に対する復原力と共に、角速度も含めた速度の減衰項にも関係している。この場合、横力について Fig. 18 とは逆の関係になっているので、角速度制御のときにはバウスラスターと横力の効果が逆になるスタンスラスターのほうが有効であるといえる。

そこで実際に船首角制御と角速度制御について、バウスラスターとスタンスラスターそれぞれによる振れ回り制御効果を安定判別から求めてみた。船型はやはり Table 2 のものを対象としたが、係留システムは CALM と呼ばれるブイを複数のカタナリーチェーンで係留する方式である。Fig. 19 は船首角制御における安定域の範囲を示す。横軸はスラスターの取り付け位置を Square Station で表わしたものの、縦軸は制御係数を示す。B/T, S/T はそれぞれ Bow Thruster, Stern Thruster の意味である。これをみると、満載状態の制御係数 2ton/deg 付近で、バウスラスターによる安定域が船体中央

Fig. 19 Stable zone obtained by the heading angle control

Fig. 20 Stable zone obtained by the yaw rate control

方向に張り出しているのに対し、スタンスラスターによる制御では同じ制御係数では不安定になっている。いい換えれば、船首角制御の場合はバウスラスターのほうが効果が大きい。次に Fig. 20 の角速度制御の場合をみると、バウスラスターではほとんど安定域が存在しない。したがって、角速度制御の場合はスタンスラスターの方が有効であることが分かる。以上の結果について、シミュレーション計算を行った。Fig. 19, Fig. 20 の中に示す数字がシミュレーション計算をした状態である。数字の添字 B, S はバウスラスター, スタンスラスターを表わす。

Fig. 21 はバウスラスターによる船首角制御の計算例で、特性方程式による安定域とシミュレーション計算結果とは傾向が一致している。Fig. 22 も同じ制御であるが、制御係数が大き過ぎて不安定域に入っているにもかかわらず、シミュレーション計算では振れ回りはほとんど起こさない。ところが、シミュレーション計算から得られる静止位置をみると、太い線で船体位置を示したように横方向にずれたところで釣り合っている。すなわち、振れ回りは起きていないが、特性方程式で求める静的釣り合い位置の状態は不安定であることを意味する。この状態ではスラスターは常に一定方向の推力を出す必要がある。Fig. 23 はスタンスラスターによる船首角制御の計算例であるが、特性方程式による安定判別結果と同じ傾向になっていることが分かる。

Fig. 24 はスタンスラスターによる角速度制御の計算

例である。Fig. 25 はバウスラスターによる制御であるが、パラスト状態ではスラスターを使用しなくともほとんど安定で定常振動の様子を示すのに、制御をかけると却って発散していく傾向がみられる。

Fig. 22 Shifting of the equilibrium position due to excessive control

Fig. 21 Simulations of the heading angle control by bow thruster

Fig. 23 Simulations of the heading angle control by stern thruster

Fig. 24 Simulations of the yaw rate control by stern thruster

Fig. 25 Examples of ineffective yaw rate control by bow thruster

以上が船首角制御，角速度制御の実際的難易とは別に，制御方式および制御推力の大きさと位置に関する特性といえよう。

6 結 言

以上，振れ回り運動を主眼に置いた一点係留システム初期計画法について説明した。もちろんシステムの設計に当っては，振れ回り運動が問題の総てではなく，最大係留力など検討すべき課題は数多くある。しかしながら，緒言でも述べた通り振れ回り運動は係留ラインに過大な荷重を発生させ，システムの安全性，経済性に重要な意味を持つ。その意味では初期計画の段階で，振れ回り運動の発生を予測してできるだけ安定な項目を選択して置くことは重要なことであると考えられる。

特性方程式を使った安定判別法では，振れ回り運動の大きさや係留力を求めることはできないが，以下のような項目についての検討が可能である。

(i) 外象条件

外力の方向は同一か反対のとき不安定になり易いが，不安定域の大きさからすると，外力の方向がすべて同じ場合を検討すべきである。この場合，係留系のバネ定数は安定性には直接関係しない。

(ii) 被係留船体の形状

潮流による振れ回りを抑えるためには L/B を小さく C_b を大きくする。

(iii) 係留ライン長さと取り付け位置

長さは極力小さくすべきであるが，波浪中の動揺影響による張力増加を考えると，安定域に達する限度を大きく越えて短かくしない方が安全であろう。取り付け位置は極力船体重心から前方に離す。

(iv) 静的釣り合い時の係留ライン張力

静的な張力の大きい方が復原力の増加によって安定性は向上し，振れ回りによって引き起こされる張力変動分は減少する。後進推力を効かせて振れ回りを抑える方法はこの効果をねらったものである。

(v) サイドスラスタによる振れ回り抑止

サイドスラスタによって振れ回り運動を積極的に抑えることが可能である。簡単な制御方式のうち船首角制御の場合はバウスラスタースタンスラスターストではバウスラスターストの方が効果的で，角速度制御のときには逆にスタンスラスターストの方が良い。

本報では特性方程式を使った一点係留システムの初期計画法の考え方を示した。次には実際のシステムへの適用例，サイドスラスタによる振れ回り運動抑止の計画例などにふれたい。

謝 辞

本研究に当っては，横浜国立大学教授宝田直之助氏の御指導と御支援をいただきました。なお，本論文は昭和61年5月に東京大学より学位を授与された著者の論文

「一点係留された体船の振れまわり運動に関する研究」の一部をまとめたものであり、論文の作成に当っては東京大学教授藤野正隆氏よりご指導とご教示を賜りました。両氏に対しここに深甚なる感謝の意を表します。

また、住友重機械工業(株)平塚研究所流体力学研究室の方々には多大なご協力をいただきました。厚く御礼申し上げます。

参 考 文 献

- 1) Wichers, J. E. W.: Progress in Computer Simulations of SPM Moored Vessels, OTC 5175, (1986).
- 2) 藤野正隆, 牧 岳彦: 単錨泊時の潮流による船体振れ回り運動の実用的計算法, 日本造船学会論文集, 第154号, 昭和58年12月.
- 3) Wichers, J. E. W.: On the Slow Motions of Tankers Moored to Single Point Mooring Systems, OTC 2548, (1976), p. 283.
- 4) 小保方準, 佐々木紀雄: 一点係留時の船体振れ回り運動とその安定性について, 関西造船協会誌, 第186号, 昭和57年9月.
- 5) Molin, B., Bureau, G.: A Simulation Model for the Dynamic Behavior of Tankers Moored to Single Point Moorings, International-Symposium on Ocean Engineering, Ship Handling, SSPA, (1980), p. 41.
- 6) Wichers, J. E. W.: Slow Oscillation Mooring Forces in Single Point Mooring Systems, Second International Conference on Behavior of Off-shore Structures, (1979).
- 7) 小川陽弘: 強潮流域における船の転覆について, 日本航海学会論文集, 第57号, 昭和52年8月.
- 8) Muga, B. J., Freeman, M. A.: Computer Simulation of Single Point Moorings, OTC 2829, (1977).
- 9) 小保方準 他: 模型試験による船体に働く潮流力の推定, 関西造船協会誌, 第180号, 昭和56年3月.
- 10) Strandhagen, A. G., et al.: The Dynamic Stability on Course of Towed Ships, SNAME, (1950).
- 11) 小保方準, 佐々木紀雄: 一点係留時の船体振れ回り運動とその安定性について (第2報), 関西造船協会誌, 第190号, 昭和58年9月.
- 12) Obokata, J.: Mathematical Approximation of the Slow Oscillation of a Ship Moored to Single Point Moorings, Marintec Offshore China Conference, (1983), 10.
- 13) 宝田直之助, 小保方準: 船舶の一点係留について, 日本造船学会誌, 第595号, 昭和54年1月, p. 20.
- 14) 二宮勝也 他: 一点係留システムの振れ回り運動解析, 三菱重工技報, Vol. 20, No. 2, 1982年6月, p. 41.
- 15) 山野惟夫, 斉藤泰夫: 船体に及ぼす風圧影響の推定, 関西造船協会春季講演会, 昭和46年5月.
- 16) Isherwood, R. M.: Wind Resistance of Merchant Ships, R. I. N. A., (1972).
- 17) 井上正祐 他: 等吃水船体の操縦微係数について, 西部造船会々報, 第56号, 昭和54年3月, p. 13.
- 18) 井上正祐 他: トリム時の船体操縦微係数の推定, 西部造船会々報, 第55号, 昭和53年3月, p. 127.