半潜水式海洋構造物の係留鎖の展張法に関する研究

正員 藤久保昌彦* 秋藤研二**

正員 為広正起*

Study on Deployment Method of Mooring Chains of Semi-submersible Offshore Units

by Masahiko Fujikubo, Member Kenji Akifuji

Masayuki Tamehiro, Member

Summary

In the mooring operation of semi-submersible offshore units, mooring anchors and chains are deployed from units by anchor handling boats. In this case, there are two types of deployment method. In one method, all chains are at first dropped onto sea bed, then deployed. In the other method, both dropping and deploying operations are performed simultaneously. To make it clear which deployment method is more efficient, it becomes necessary to investigate behaviors of chains and pull-loads of boats under deployment.

In this paper, a series of analyses on deployment operations are carried out using a newly developed simulation model where equilibrium states of chains are evaluated based on catenary theory and dropping motions of chains can be considered. According to the results, optimum deployment method and control pattern for dropping chains are discussed.

1 緒 言

半潜水式海洋構造物（以後リグ）の位置保持のため、一般にカタナリー係留が行われる。この場合、係留ラインはリグから所定位置までワークボートにより展張されるが、この展張作業に要する展張力や、この間のラインの挙動を明らかにしておくことは、ワークボートの必要馬力の推定や安全性評価、さらには展張作業の能率向上を図る上で極めて重要である。係留後の係留ラインの挙動に関する研究は、すでに広く行われ多くの知見が得られている^{1),2)}。しかし展張作業を対象とした例はなく、各コンストラクターは各社各様の手法で作業を行っている現状である。そこで本研究では展張作業の簡単なシミュレーションモデルを構成し、これを基に展張時の係留ラインの挙動と展張力について検討するとともに、海域条件に応じた効率良い展張法を明らかにする。ただし係留ラインとしてチェーンのみからなる単一系を考える。

現在用いられている係留鎖の展張法には、基本的に二つの形式がある。一つは、必要な鎖のすべてを先端をワークボートに渡した状態で海底へ投下し、その後海底上に鎖を引きずりながら展張する形式である（Fig.1）。今

一つは、ワークボートの進行に応じて鎖を逐次繰り出す方法である（Fig.2）。本研究でもこれら二種類の展張法を検討対象に取り上げ、以下それぞれを“展張法-1”および“展張法-2”と呼ぶことにする。各展張法の得失は次の通りである。展張法-1 ではリグからの鎖の繰り出し作業が不要でありオペレーションが容易であるが、鎖と

Fig.1 Deployment method-1

Fig.2 Deployment method-2

* 広島大学工学部

** 東京計器（株）（研究当時広島大学大学院）

海底との接触域が長いワークポートには摩擦力が大きく作用する。他方、展張法-2では、摩擦力は比較的小さいが、カタナリーの懸垂力が増加する。また繰り出し方法如何で鎖と海底との接触域も生じる。このためいづれの方法が作業能率上、より有効かの判断に当たっては、摩擦係数をはじめとする海域条件とともに、展張法-2での鎖の繰り出し制御法も考慮する必要がある。

以下では、まず係留鎖の展張作業の形態をより詳細に示した後、シミュレーションに用いる計算モデルを構成する。一般に展張作業は平穏な海象を選んで行われる。このため、展張時の鎖の挙動やポートの展張力に対する波浪の影響は小さく、支配的外力は鎖の自重と海底の摩擦力と考えられる。そこで計算では、鎖の挙動を近似的に静的カタナリー理論で評価する。これを用いて実機レベルの一連の展張シミュレーションを行い、係留鎖を所定位置まで展張するに要したワークポートの総消費エネルギーを評価関数として、最適展張法を検討する。最後に、潮流によるポートの負荷の増大をはじめとする粘性抗力の影響について考察を加える。

なお係留鎖は、原則的に水平面への投影が直線になるよう展張されるため、問題はすべて二次元的に取扱う。

2 係留鎖展張作業

2.1 基本展張形式

先に示した二種類の基本展張形式における作業要領を鎖の状態とともに具体的に述べる。

2.1.1 展張法-1 (Fig. 1)

(1) メインアンカーとワークポートをペンダントワイヤーで接続後、必要長の鎖をすべてその場で繰り出す。リグ直下の海底には鎖溜まりができる。

(2) チェーンストッパーをかけた後、ポートは海底に鎖を引きずりながら進む。鎖溜まりは次第に解けていく。

(3) やがてリグ側にもカタナリーが生じる。

(4) 目標地点に到達したポートは、ややバックして鎖の張力を減じた後、アンカーを降ろす。

2.1.2 展張法-2 (Fig. 2)

(1) アンカーを受取ったポートが発進すると同時に、繰り出しを開始する。初期の段階では鎖の全域がカタナリーとなる。

(2) 繰り出し量がポートの進行距離に比べて十分大きくなると、鎖は海底に着く。

(3) 以後リグ側で繰り出し制御を行ないつつ展張を進める。

(4) 目標地点到達後は展張法-1に同じ。

2.2 鎖の落下制動機構

Fig. 3(a)に典型的な投錨装置の機構を示す³⁾。チェ

Fig. 3 Mechanism of anchoring system³⁾

ーンロッカーより出た鎖はウィンドラス、フェアリーダを経て落下するが、何ら制動を加えない場合、落下速度は自重およびカタナリー張力の影響で増加を続ける。したがって、鎖の繰り出し制御とは、ウィンドラスに設けたブレーキにより鎖の落下を制動することを意味する。このような制動装置として流体ブレーキとバンドブレーキがある。

流体ブレーキは、対向する羽根を持つインペラとステータの間に充填する作動液が、インペラの回転によって羽根間を移動する時の運動量変化を利用して制動を加えるもので、鎖には長さ方向に次の制動力 F_B が作用する。

$$F_B = -K\dot{s}^2 \quad (1)$$

ここで、 K : 容量係数 (ブレーキ固有の特性値)

$\dot{s}$: 鎖の落下 (繰り出し) 速度

このブレーキでは、制動による発熱を熱容量の大きな流体で吸収できるため、鎖の落下を長時間に亘って制動できる。しかし完全に落下を止めることはできない。したがって、落下の停止はバンドブレーキにより行われる。

これら二種類のブレーキを適宜切り換えることにより繰り出し制御が行われる。

2.3 オペレータへの情報

展張作業を安全にかつ能率良く行うために、また繰り出し制御のタイミングを知るためには、海中の鎖の状態を把握する必要があることはいうまでもない。しかし鎖の移動域は広範囲に及ぶため、状況を完全に掴むことは事実上不可能である。したがって、リグおよびワークポートのオペレータには限られた情報の枠内での制御を要求される。各オペレータの可認識情報は次の通りである。

- (1) リグ側オペレータ
 - ・鎖のリグ側端部の張力
 - ・繰り出した鎖の長さ
- (2) ワークボート側オペレータ
 - ・船速
 - ・機関出力

後述のシミュレーションでは、これらの情報に基づく制御パターンを採用する。

3 展張作業シミュレーションモデル

3.1 基本的仮定

- (1) 波浪とこれによるリグおよびワークボートの動揺は無視する。
- (2) 鎖の挙動はカタナリー理論で静的に評価する。
- (3) リグの水平移動はないものとする。
- (4) 鎖と海底間の摩擦係数として動摩擦係数を用いる。
- (5) ボートの展張力は Fig. 1 および Fig. 2 に示す鎖のボート側張力 T の水平分力 T_H で評価し、鉛直分力 T_V の影響は無視する。
- (6) 鎖溜まりにおける解鎖のための力は無視する。

3.2 鎖の平衡方程式

展張時の鎖は、Fig. 4 に示す三つの状態のいずれかとなる。すなわち、展張法-1 では同図 (b) の点 B が示す鎖溜まりが解けるまでの状態 B から、リグ側にもカタナ

リーが形成する状態 C へと変化する。他方、展張法-2 では状態 A から状態 C に移る。ただし着底部の長さは鎖の繰り出し方により変化する。ここでは、各状態での鎖の長さ s とボートの進行距離 L 、および展張力 T_H の関係をカタナリー理論を基に導出する。

3.2.1 状態 A (Fig. 4(a))

水面からカタナリー最下点 B までの鉛直距離を h とすると、 s, L および T_H の関係は次式で与えられる。

$$s = 2\sqrt{h(h+2a)} \quad (2)$$

$$L = 2a \cosh^{-1}\left(1 + \frac{h}{a}\right) \quad (3)$$

ここで、 $a = T_H/w$

w : 鎖の単位長さ当りの水中重量

3.2.2 状態 B (Fig. 4(b))

鎖溜まり (点 B) が解ける挙動は複雑であり、鎖とともにそれ自体が移動する可能性もあるが、後述の実験では状態 B ではリグ側の鎖はほぼ鉛直に垂れ、鎖溜まりが解けて初めてカタナリーの形成が顕著に認められた。そこで状態 B では鎖溜まりで鎖は slack し、展張力 T_H は着底部の鎖に働く摩擦力のみと平衡すると考える。すなわち、

$$T_H = \mu w L_1 \quad (4)$$

ここで、 μ : 鎖と海底間の動摩擦係数

L_1 : 着底部長さ

一方、カタナリー CD の部分では、

$$s_2 = \sqrt{H(H+2a)} \quad (5)$$

$$L_2 = a \cosh^{-1}\left(1 + \frac{H}{a}\right) \quad (6)$$

ここで、 H : 水深

式 (4)~(6) より、鎖溜まりを除く鎖の全長 s および進行距離 L と、展張力 T_H の関係が次のように求められる。

$$s = \frac{a}{\mu} + \sqrt{H(H+2a)} + H \quad (7)$$

$$L = \frac{a}{\mu} + a \cosh^{-1}\left(1 + \frac{H}{a}\right) \quad (8)$$

3.2.3 状態 C (Fig. 4(c))

着底部長さを L_2 とすると、展張力 T_H とリグ側張力の水平分力 T_H' の関係は次式で与えられる。

$$T_H' = T_H - \mu w L_2 \quad (9)$$

この T_H' と T_H を用いてカタナリー AB、およびカタナリー CD に関する次式を得る。

$$\text{AB:} \quad s_1 = \sqrt{H(H+2a')}$$

$$L_1 = a' \cosh^{-1}\left(1 + \frac{H}{a'}\right) \quad (10)$$

$$\text{CD:} \quad s_3 = \sqrt{H(H+2a)}$$

$$L_3 = a \cosh^{-1}\left(1 + \frac{H}{a}\right) \quad (11)$$

Fig. 4 Typical situations of chains in deployment operation

ここで, $a' = \frac{T_H'}{w} = a - \mu L_2$

式(9)~(11)より, s, L および T_H の関係が次のように求められる。

$$s = \sqrt{H(H+2a')} + L_2 + \sqrt{H(H+2a)} \quad (12)$$

$$L = a' \cosh^{-1} \left(1 + \frac{H}{a'} \right) + L_2 + a \cosh^{-1} \left(1 + \frac{H}{a} \right) \quad (13)$$

3.3 鎖の落下運動方程式

展張法-2におけるリグ側での鎖の落下運動を定式化する⁹⁾。Fig.3(a)の投錨装置を同図(b)のようにモデル化する。フェアリーダーの回転慣性とアンカーラックでの摩擦, さらに水中にある鎖の付加質量を無視すると, 図中に示す各点の張力 T は次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} T_1 &= \frac{w_a}{g} l_1 \dot{s} + w_a l_1 \\ T_2 &= T_1 + \frac{I}{R^2} \dot{s} + K \dot{s}^2 \\ T_3 &= T_2 + \frac{w_a}{g} (l_2 + l_3) \dot{s} - (w_a l_2 + w l_3) \\ T_4 &= T_3 + \frac{w_a}{g} \frac{l_4}{\cos \phi} \dot{s} - w l_4 \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

ここで, w_a : 鎖の単位長さ当りの空中重量

I : ウィンドラスの回転慣性モーメント

R : ウィンドラスの半径

$\dot{s}, \ddot{s}$: 鎖の落下速度および加速度

K : 流体ブレーキの容量係数

式(14)を整理すると次の $\dot{s}$ および $\ddot{s}$ と張力 T_0 の関係式を得る。

$$T_0 = A \dot{s} + K \dot{s}^2 + D \quad (15)$$

ここで, $A = \frac{I}{R^2} + \frac{w_a}{g} (l_1 + l_2 + l_3 + \frac{l_4}{\cos \phi})$

$$D = w_a (l_1 - l_2) - w (l_3 + l_4)$$

ところで, 仮定(2)に示したように本論文では, 時々刻々の鎖の平衡状態は前節の静的理論で求める。しかし, 落下速度あるいは落下量(繰り出し長)を決める式(15)の張力 T_0 については, リグ側の静的張力 T_s に動的影響を考慮した次式で評価することにする。

$$T_0 = T_s + T_i + T_d \quad (16)$$

ここで, $T_s = T_{VR} / \cos(\tan^{-1}(T_{HR}/T_{VR}))$

: カテナリー理論で得られるリグ側静的張力

$$T_i = -\frac{w_a}{g} s_1 \dot{s}$$

: リグ側カテナリー (Fig.4(a), (c) の点 A, B間) に働く慣性力

$$T_d = -\frac{1}{2} \rho D_e C_{dt} \cdot s_1 \dot{s}^2$$

: リグ側カテナリーに働く粘性抗力

s_1 : リグ側カテナリーの長さ

$T_{VR} = w s_1$: リグ側静的張力の鉛直分力

T_{HR} : リグ側静的張力の水平分力

ρ : 海水密度

D_e : 等価直径

C_{dt} : 鎖の接線方向抗力係数

動的張力 T_i および T_d は, いずれも直線状の鎖がその長さ方向に運動する場合にのみ厳密である。したがって, カテナリーが水平に張る場合ほど精度は劣るが, 繰り出し段階でリグ側の鎖が大きく水平に張ることは少なく, 妥当な評価式であると考えられる。 T_d の精度は5章で検討する。

式(16)を式(15)に代入すると, 鎖の落下運動方程式が次のように求められる。

$$(A + B s_1) \dot{s} + (K + C s_1) \dot{s}^2 + D - T_{VR} / \cos(\tan^{-1}(T_{HR}/T_{VR})) = 0 \quad (17)$$

ここで, $B = \frac{w_a}{g}$, $C = \frac{1}{2} \rho D_e C_{dt}$

3.4 計算手順

前節までの基礎式を用いた展張作業シミュレーションの計算手順を以下に示す。ここでは時刻 t^n における鎖の長さ s^n , 落下速度 $\dot{s}^n$ などの諸量がすでに得られており, 続く時刻 $t^{n+1} (= t^n + \Delta t, \Delta t$: 時間増分) の解を求める場合を考える。

3.4.1 展張法-1

Fig.4の状態Bにおけるワークボートの進行距離 L と展張力 T_H の関係は, 式(8)で与えられる。時刻 t^n でのボートの船速を V^n とし, 時間 Δt で船速が V^{n+1} まで線形に変化すると考えると, 時刻 t^{n+1} での進行距離 L^{n+1} は次式となる。

$$L^{n+1} = L^n + \frac{1}{2} (V^n + V^{n+1}) \Delta t \quad (18)$$

船速 V が既知の時, L^{n+1} は上式で確定する。他方, ボートの馬力 P_s のみ既知の場合, L^{n+1} は,

$$L^{n+1} = L^n + \frac{1}{2} \left(V^n + \frac{75 P_s}{T_H^{n+1}} \right) \Delta t (T_H \text{ in kg}) \quad (19)$$

となる。式(18)あるいは(19)を式(8)に代入すると T_H^{n+1} に関する非線形方程式を得る。本論文では, これを Newton-Raphson 法で解き T_H^{n+1} を求める。また T_H^{n+1} を式(7)に代入して, 鎖の長さ s^{n+1} が得られる。

長さ s が所定の展張長 s_0 に達すると, 以後 Fig.4の状態Cに移行する。すなわち, 式(12)に $s = s_0$ を, また式(13)に式(18)あるいは式(19)を代入した T_H および L_2 に関する連立非線形方程式を, 同じく Newton-Raphson 法で解いて T_H^{n+1} が求められる。

3.4.2 展張法-2

時刻 t^n から t^{n+1} の間の鎖の繰り出し長さを Δs で表わす。バンドブレーキで落下を停止させている間は

$\Delta s=0$ である。他方、流体ブレーキで制動を加えつつ鎖を繰り出す間の Δs は、次のように求める。

時刻 t^n での鎖の落下加速後 $\dot{s}^n$ は式 (17) より、

$$\dot{s}^n = \frac{-(K + Cs_1^n)\dot{s}^{n2} - D + T_{VR}^n / \cos(\tan^{-1}(T_{HR}^n / T_{VR}^n))}{A + Bs_1^n} \quad (20)$$

続く時間 Δt に亘って $\dot{s}$ を一定と仮定すると、速度変化 $\Delta \dot{s}$ および繰り出し長さ Δs はそれぞれ次式となる。

$$\left. \begin{aligned} \Delta \dot{s} &= \dot{s}^n \Delta t \\ \Delta s &= \dot{s}^n \Delta t + \dot{s}^n \Delta t^2 / 2 \end{aligned} \right\} \quad (21)$$

この Δs を、 s^n に加えて s^{n+1} が得られる。

さて、Fig. 4 の状態Aにおける鎖の挙動は式 (2) および (3) で与えられる。この両式に s^{n+1} 、 L^{n+1} を代入すると T_H および h に関する連立方程式を得る。こ

れを Newton-Raphson 法で解いて、 T_H^{n+1} 、 h^{n+1} が求められる。

h が水深 H に達すると、Fig. 4 の状態Cに移る。流体ブレーキ使用時に式 (21) を用いて s を更新する点を除けば、計算手順は展張法-1 と同じである。

3.5 実験結果との比較

計算法の精度の確認のため、広島大学大型試験水槽 (長さ×幅×水深=100m×8m×3.5m) にて展張法-1に関する水槽実験を行った。Table 1 に鎖模型の諸元を示す。展張長さは水深の4倍、14m とした。対象実海域の水深を500m とすると、縮尺は約 1/140 となる。支配的外力が自重と摩擦力であるため、実機との動的相似則は無視し、展張速度は実船速 6kt (通常 3kt 程度) に上記縮尺を乗じた 0.02m/sec とした。水槽底と鎖の間の動摩擦係数の計測結果は 0.58 であった。

Table 1 Principal particulars of chain

	Wa (kg/m)	W (kg/m)	De (mm)
Test specimen	0.279	0.244	6.2
Proto - type	126.0	109.5	105.0

Wa ; Weight per unit length in air

W ; Weight per unit length in water

De ; Equivalent diameter of chain for calculation of drag force

(a) Test setup

(b) History of deployment force, T_H

Fig. 5 Comparison between experiment and calculation (Deployment method-1)

Fig. 5(a) に展張実験状態を示す。破線の初期状態から実線の最下点が水槽底に点接触する状態まで一定速度で展張し、ボート（電車）側端部の鎖の張力 T と傾斜角 ϕ を計測した。Fig. 5(b) に展張力 $T_H (=T \sin \phi)$ の変化を計算結果とともに示す。A 点で鎖溜まりが解け、以後リグ（造波機）側にもカタナリーが生じる。途中の変動は、着底部の鎖が静止と滑りを交互に繰り返す stick-slip motion⁴⁾ によるものであるが、これによる展張力 T_H の増加は軽微であり、計算結果は実験結果と良く一致している。なお A 点までの範囲で実験結果が計算結果を上回っているのは、主として基本的仮定 (6) で無視した解鎖のための力の影響であると考えられる。

4 展張作業シミュレーション

4.1 計算条件

展張法-1 および 2 のシミュレーションにおける計算条件を以下に示す。

4.1.1 鎖および海域条件

水深を 500m、また鎖の長さを 2,000m にそれぞれ設定する。鎖の諸元を Table 1 に示す。

鎖と海底間の動摩擦係数 μ は、鎖のリンク形状や張力そして海底の土質により異なるが、API の規定値（鎖の水中重量に対して、0.56~0.81⁵⁾）を参考に 0.5, 0.75, 1.0 の 3 ケースを考える。

4.1.2 ワークボート

現存のワークボートを参考に最大出力を 3,000PS とし、これにボート自身の推進に要する馬力や安全率を考慮して、展張に有効な最大馬力 P_{sm} を 1,500PS とする。

ボートの操船法は、初期には船速 V_s を 3kt 一定とし、曳引馬力 $P_s (=T_H \cdot V_s / 75)$ が P_{sm} に達すると、以後一定馬力 P_{sm} で進行するものとする。一定速度の操船は非現実的ではあるが、展張形式自体の得失を明確に知るため以上のように単純化した。

4.1.3 投錨装置

流体ブレーキの容量係数は $K=2,500 \text{ Kgsec}^2/\text{m}^2$ とする³⁾。式 (15) の諸寸法には Fig. 3(a) に示した値を用いる。

4.1.4 最終展張状態および展張法の有効性の評価関数
最終展張状態は、いずれの展張法の場合も Fig. 5(a) に実線で示す全域カタナリー状態と定義する。そして次式のワークボートの総消費エネルギー W を評価関数として、各展張法の有効性を比較する。

$$W = \int T_H V_s dt \quad (22)$$

ここで、 T_H : 展張力、 V_s : 船速

4.1.5 展張法-2 における鎖の繰り出し制御法

2.3 に示したリグ側オペレーターの可認識情報に基づく次の二種類の制御法を考える。

(1) 展張法-2L（繰り出し長制御）

展張作業に対する考え方の一つに、鎖と海底との接触を極力避けるべきとする考え方がある。これを実現するために着底後の繰り出し長さと、離底後の張力増加をパラメータとする以下の制御法を考える。すなわち、着底後の繰り出し量が設定値 Δs に達すると、バンドブレーキで繰り出しを停止する。やがてボートの進行とともに鎖が離底し、その時点よりさらにリグ側張力 T_0 が設定値 $\Delta \bar{T}$ だけ増加すると、再び鎖を繰り出す。この操作を全長を繰り出し終るまで続ける。なお後述のように、リグ側オペレーターは鎖の着底と離底を張力 T_0 の変化から感知できる。

(2) 展張法-2T（張力制御）

繰り出しを開始して、はじめて鎖が着底した時点 (Fig. 2, 破線) よりリグ側張力 T_0 のみを次式のように一定範囲に制御する。

$$\bar{T}_0 - \alpha \leq T_0 \leq \bar{T}_0 + \alpha \quad (23)$$

ここで、 $\bar{T}_0$: 基準制御張力、 α : 張力制御幅

すなわち、Fig. 6 に模式的に示すように T_0 が上限値 $\bar{T}_0 + \alpha$ を越えると鎖を繰り出して T_0 を減じる。あまり slack すると着底域が長くなり、摩擦力が増すため $\bar{T}_0$

Fig. 6 Control pattern of tension on rig side
(Deployment method-2 T)

Fig.7 Configurations of chain in deployment operation obtained by calculations ($s=2,000\text{ m}$, $H=500\text{ m}$, $\mu=0.75$)

Fig.8 Relationship between T_H and L (Deployment method-1)

$-\alpha$ まで下がると繰り出しを停止する。以後カタナリーが張り、 T_0 が $\bar{T}_0 + \alpha$ に達すると再び繰り出しを行う。本制御法は張力 T_0 のみを繰り出しの制御基準とするため、展張法-2Lに比べてオペレーションが容易である。

なお、はじめて鎖が着底した時点での T_0 が下限値 $\bar{T}_0 - \alpha$ より小さい場合、そのまま繰り出しを続けるとカタナリーの弛緩とともに T_0 は一層低下し、式(23)の制御範囲に張力を持って行けない(鎖は展張法-1の状態に近づく)。このような場合は、はじめて着底した時点

で一旦鎖の落下を止め、その後上記の制御に入ることにする。

4.2 結果および考察

以上の計算条件に基づく展張作業シミュレーションを3.4の計算手順に従って行った。その結果を基に、まず各展張法の特徴と作業性を考察する。次に評価関数 W を基に最適展張法の検討を行う。

4.2.1 展張法-1

Fig.7(a)に摩擦係数 $\mu=0.75$ の場合の鎖の形状変化を示す。A点の鎖溜まりは破線の段階ですべて解け、以後リグ側にもカタナリーが形成して最終状態に至る。

Fig.8は各摩擦係数 μ の海域でのボートの進行距離 L と、展張力 T_H の関係を示している。 μ が大きいほど大きな展張力を要することが分かる。 $L=1,200\text{ m}$ 付近でリグ側にもカタナリーが生じて着底長さが減じ始めた後しばらくは、摩擦力の減少が効いて T_H の増加は緩やかになるが、やがてカタナリーの成長とともに T_H は急増する。

4.2.2 展張法-2L

本制御法では4.1.5(1)の制御パラメータ Δs , $\Delta \bar{T}$ を小さくするほど、鎖と海底の接触が常に点接触に近い状態となり、摩擦力や余分なカタナリーの張りを抑えられる。しかし同時にオペレータには常時ブレーキの切り換えが要求される。ここでは実施可能なレベルとして $\Delta s=20\text{ m}$, $\Delta \bar{T}=2\text{ ton}$ を選んだ。

Fig.7(b)に鎖の形状変化を示す。繰り出し制御は小刻みに行われるが、図には代表的な状態のみ示している。鎖のほぼ全域がカタナリーとなっている。この間のリグ側張力 T_0 と鎖の落下速度 $\dot{s}$ および展張力 T_H の変化をFig.9に示す。 T_0 が減少する点が鎖の着底に、また増加勾配が変わる点が離底にそれぞれ対応する。このようにオペレータは鎖の着底と離底を T_0 の変化から判断できる。ただし、やや離底の判断が難しく思われる。一方、 $\dot{s}$ の時刻歴では $\dot{s}=0$ の範囲が繰り出し停止期間を表わす。繰り出し時の $\dot{s}$ は T_0 とともに増加し、その最大値は約 8 m/sec に達している。しかしこのような速さの鎖をバンドブレーキで停止させることは、安全面から避けるべきである。ところで展張力 T_H は大きく変動しているが、内AB間がリグ側で繰り出しを止めた後鎖が幾分離底するまでに、またBC間が繰り出し期間にそれぞれ対応する。このようにリグ側での制御の度にボートの負荷が急変するのは、展張法-2Lでは鎖のほぼ全域をカタナリーとするため、制御に伴う張力の変化がリグとボートに同等に生じることによる。この点、ボートの安全上注意を要する。以上の結果、鎖と海底との摩擦を避けうるものの、展張法-2Lには、実施上の問題が数多く存在することが判明した。

Fig. 9 Relationship between T_H , T_0 , $\dot{s}$ and L
(Deployment method-2L)

Fig. 10 Relationship between T_H , T_0 , $\dot{s}$ and L
(Deployment method-2T, $\bar{T}_0=67.5\text{ton}$, $\alpha=2.5\text{ton}$)

4.2.3 展張法-2T

式 (23) の基準制御張力 $\bar{T}_0$ および張力制御幅 α がそれぞれ $\bar{T}_0=67.5\text{ton}$, $\alpha=2.5\text{ton}$ の場合の鎖の形状変化を Fig. 7(c) に示す。破線が鎖を繰り出して T_0 が $\bar{T}_0-\alpha$ まで減じた時点に、また一点鎖線が繰り出しを止め T_0 が $\bar{T}_0+\alpha$ に達した時点にそれぞれ対応する。図のように展張法-2T では、鎖は相当長着底する。しかし展張法-1 に比べてその長さは短く、また適当な長さの着底はカテナリーによる力を抑える動きをするため、 T_0 の制御により展張力を効果的に軽減できる可能性がある。

Fig. 10 にリグ側張力 T_0 と鎖の落下速度 $\dot{s}$ および展張力 T_H の変化を示す。 T_0 は所定の制御幅間を変動している。繰り出しはA点で終了する。また $\dot{s}$ の履歴よりブレーキの切り換えは 20 秒から 50 秒に一度であり、オペレータは十分な時間余裕を持って作業できるといえ

る。明らかに張力制御幅 α が大きいほど、時間余裕も大となる。また $\dot{s}$ の最大値は約 5m/sec であり展張法-2L に比べて低速となっている。展張力 T_H にはブレーキの切り換え時、変動が起きるが、その変動幅は展張法-2L に比べて小さい。 α を倍の 5ton にした計算でもこのことが確かめられている。以上の結果より、展張法-2T の良好な作業性が確認された。

4.2.4 最適展張法

Fig. 11 に各展張法でのボートの総消費エネルギー W を示す。 W が小さいほど展張力が総体的に小さいことになる。展張法-2T については基準制御張力 $\bar{T}_0$ と W の関係を実線で示した。破線および一点鎖線は展張法-1 および展張法-2L による結果であり、後者については着底域が短く摩擦係数 μ による差はほとんどないため、 $\mu=0.75$ の結果のみを示した。

実線の展張法-2T の結果には W に最小値が現われて

Fig. 11 Comparison of the total consumed energy of the working boat, W , among three types of deployment methods

いる。これは、 $\bar{T}_0$ が小さいほどリグ側の鎖が弛緩、着底して摩擦力が増大し、逆に $\bar{T}_0$ が大きいほど鎖が緊張してカテナリーの懸垂力が増大することによる。 μ が大きい海域では、着底長さを抑えた方が効果的と考えられるが、Fig. 11 でも μ が大きいほど、 $\bar{T}_0$ の最適値は増大している。

この展張法-2T での W の最小値を展張法-2L の結果と比べると、いずれの μ の場合も展張法-2T の方が小さい。したがって、4.3.2 に述べた展張法-2L の作業上の問題点も考え合えると、一般に展張法-2 では展張法-2T が有効と結論できる。

次に展張法-1 と展張法-2T を比較する。 $\mu=0.5$ では展張法-1 の W は展張法-2T の W の最小値にほぼ等しい。しかし μ が大きくなるほど展張法-2T が効果的となる。このように展張法-2T によれば、広い μ の範囲に亘って低レベルの展張力で展張を行える。また作業性も良い。この意味において本展張法が最適展張法といえる。ただし soft mud のごとく $\mu=0.5$ 程度の滑らかな地盤では、リグ側オペレーションが不要である分、展張法-1 が有利となる。展張法-2T での鎖の落下速度 $\dot{s}$ は $\mu=1.0$ での $\bar{T}_0$ の最適値、 $\bar{T}_0=73\text{ton}$ で最大 5.5m/sec であった。近年用いられている $K=4,000$ レベルの流体ブレーキでは $\dot{s}$ は 4m/sec 程度となり安全上問題はない³⁾。

最後に展張法-2T での $\bar{T}_0$ の最適値の簡易推定法を示す。Fig. 12 の実線は、各長さ s の鎖がリグ側の鎖溜まりが解けきった状態Aから最下点が海底に接する状態

Fig. 12 Estimation of an optimum $\bar{T}_0$ in deployment method-2T

Cまで形状を変える時の、両端間の水平距離 L とボート側張力の水平分力 T_{HB} の関係を、3.2 の静的カテナリー式のみ用いて求めた結果である ($\mu=0.75$)。Fig. 8 の展張法-1 の計算結果は、各曲線の左端を連ねた一点鎖線と $s=2,000\text{m}$ の曲線に対応する。他方、展張法-2T ではリグ側にもカテナリーが形成するため、展張力 T_H は鎖の繰り出し (s の変化) とともに Fig. 12 の各曲線上のいずれかの点を通して変化する。ところで式 (22) の評価関数 W は T_H-L 曲線の下を面積を表わす。したがって Fig. 12 の○印を通る包絡線上を T_H が変化するようリグ側張力 T_0 を保つ時、 W は最小となる。計算によれば各○印での T_0 はほぼ等しく T_0 の最適値は 70ton であった。 $\mu=0.5$ では 62ton であった。Fig. 11 のシミュレーション結果でも、これらの T_0 を $\bar{T}_0$ とする時 W はほぼ最小となっている。このように $\bar{T}_0$ の最適値を静的計算のみで推定することができる。ただし現実の作業で T_0 を $\bar{T}_0$ に保つのは不可能であり、ある程度の制御幅 α を要する。したがって $\bar{T}_0$ の推定最適値を基にシミュレーションを行い、ボートの負荷変動、鎖の落下速度、ブレーキの切り換えの時間余裕などの作業の実施可能性を確認する必要がある。

5 粘性抗力の影響

Fig. 4 の展張状態AおよびBにおける展張力 T_H や、鎖の落下運動に対する粘性抗力の影響を調べる。前章までのシミュレーションとは切り離して、繰り出し速度および船速がともに一定かつ既知として解析を行う。

5.1 解析理論

展張問題では時間とともに鎖の長さ、すなわち解析領域が変化する。このような系の解析は有限要素法では原理的に不可能である。他方、ランプト・マス法について

Fig. 13 Coordinate system and notation for analyses on the situation A in Fig. 4

は、係留後の係留鎖が上下に起振される時、その海底からの立上がり部に生じる着底と離底現象、いい換えれば海底より上の運動領域の長さの時間変化を質点質量の変化として処理した例があり²⁾、領域変化への対応性は高い。ここでもランプト・マス法を採用する。ただし、外力として抗力、自重および摩擦力のみを考え、慣性力は無視する。これにより、繰り出し部の質点が質量を変えつつ移動する現象や、新しい質点の付加などによる局所的な慣性力の乱れを大きく受けることなく、安定な解が求められる。

Fig. 13 に状態 A の解析モデルを示す。質点間には質量のない剛棒で結ばれ、質点 i に作用する重力を δ_i ($(l_{i-1}+l_i)/2$ の領域の水中重量) で表わす。また潮流速度を V_{ct} とする。鎖の接線方向を θ_i とすると、質点 i での法線および接線方向相対流速 V_{ni} , V_{ti} は、

$$\begin{cases} V_{ni} = -(V_{xt} - V_{ct})\bar{\lambda}_i + V_{yt}\bar{\lambda}_i \\ V_{ti} = (V_{xt} - V_{ct})\bar{\lambda}_i + V_{yt}\bar{\mu}_i \end{cases} \quad (24)$$

ここで、 $\bar{\lambda}_i = \cos \theta_i$, $\bar{\mu}_i = \sin \theta_i$

V_{xt} , V_{yt} : 質点 i の x, y 方向の速度

したがって、質点 i に作用する粘性抗力 f_{dxi} および f_{dyi} は、

$$\begin{cases} f_{dxi} = -\frac{\rho}{2} A_i (-C_{dn}\bar{\mu}_i |V_{ni}| V_{ni} + C_{dt}\bar{\lambda}_i |V_{ti}| V_{ti}) \\ f_{dyi} = -\frac{\rho}{2} A_i (C_{dn}\bar{\lambda}_i |V_{ni}| V_{ni} + C_{dt}\bar{\mu}_i |V_{ti}| V_{ti}) \end{cases} \quad (25)$$

ここで、 C_{dn} , C_{dt} : 法線方向および接線方向抗力係数
 A_i : $(l_{i-1}+l_i)/2$ の領域の投影面積

質点 1 と i の間の力の釣り合い方程式は次式となる。

$$\begin{cases} T_i \cos \theta_i + F_{xi} - T_{x0} = 0 \\ T_i \sin \theta_i + F_{yi} + W_i - T_{y0} = 0 \end{cases} \quad (26)$$

ここで、 $F_{xi} = \sum_{j=1}^i f_{dxj}$, $F_{yi} = \sum_{j=1}^i f_{dyj}$, $W_i = \sum_{j=1}^i \delta_j$

上式より、次の関係を得る。

$$T_i = \sqrt{(T_{x0} - F_{xi})^2 + (T_{y0} - F_{yi} - W_i)^2} \quad (27)$$

$$\begin{cases} \cos \theta_i = (T_{x0} - F_{xi}) / T_i \\ \sin \theta_i = (T_{y0} - F_{yi} - W_i) / T_i \end{cases} \quad (28)$$

一方、質点 i の x, y 座標は次式で与えられる。

$$x_i = \sum_{k=1}^{i-1} l_k \cos \theta_k, \quad y_i = \sum_{k=1}^{i-1} l_k \sin \theta_k \quad (29)$$

上式に式 (27) および式 (28) を代入すると、

$$\begin{cases} x_i = \sum_{k=1}^{i-1} l_k \frac{(T_{x0} - F_{xk})}{\sqrt{(T_{x0} - F_{xk})^2 + (T_{y0} - F_{yk} - W_k)^2}} \\ y_i = \sum_{k=1}^{i-1} l_k \frac{(T_{y0} - F_{yk} - W_k)}{\sqrt{(T_{x0} - F_{xk})^2 + (T_{y0} - F_{yk} - W_k)^2}} \end{cases} \quad (30)$$

ここで式 (30) の右辺に含まれる質点速度 V_{xi} , V_{yi} を次の差分式で表わす。

$$V_{xi} = (x_i^{n+1} - x_i^{n-1}) / 2 \Delta t, \quad V_{yi} = (y_i^{n+1} - y_i^{n-1}) / 2 \Delta t \quad (31)$$

添字 n は時刻 $t^n = n \Delta t$ (Δt : 時間増分) の値を意味する。したがって、時刻 t^{n+1} の質点位置は次のように表わされる。

$$x_i^{n+1} = x_i^{n-1} + 2 V_{xi} \Delta t, \quad y_i^{n+1} = y_i^{n-1} + 2 V_{yi} \Delta t \quad (32)$$

これを式 (30) に代入して結局次式を得る。

$$\begin{cases} \sum_{k=1}^{i-1} l_k \frac{T_{x0} - F_{xk}}{\sqrt{(T_{x0} - F_{xk})^2 + (T_{y0} - F_{yk} - W_k)^2}} - (x_i^{n-1} + 2 V_{xi} \Delta t) = 0 \\ \sum_{k=1}^{i-1} l_k \frac{T_{y0} - F_{yk} - W_k}{\sqrt{(T_{x0} - F_{xk})^2 + (T_{y0} - F_{yk} - W_k)^2}} - (y_i^{n-1} + 2 V_{yi} \Delta t) = 0 \end{cases} \quad (33)$$

($i=2, 3, \dots, N+1$)

各時刻での質点 $N+1$ の座標および速度 (船速) が与えられると、上式は T_{x0} , T_{y0} および $(V_{xi}, V_{yi}, i=2, \dots, N)$ に関する連立方程式となる。これらを Newton-Raphson 法により求めると、式 (27) および式 (30) より座標と張力を得る。これより展張力 T_H が次式のように求められる。

$$T_H = T_N \cos \theta_N - f_{dx, N+1} \quad (34)$$

鎖の長さの変化は次のように処理する (Fig. 14(a))。

(a) Dropping chain

(b) Chain close to the sea bed

Fig. 14 Correction of length of the chain

Fig. 15 Coordinate system and notation for analyses on the situation B in Fig. 4

まず標準要素長 $\bar{l}$ を設定しておく。繰り出し速度から 1 時間増分間の繰り出し量を求め、これを要素 1 の長さ l_1 に加える。そして $l_1 < \bar{l}$ であれば重量 δ_1, δ_2 を修正して式 (33) を解く (Fig. 14(a), 破線)。 $l_1 > \bar{l}$ の時は Δ 印で示す位置を新たに質点 2 とし、要素および質点番号をすべて付け替えるとともに、新たな質点 1, 2, 3 の δ を修正する (Fig. 14(a), 一点鎖線)。

次に Fig. 15 の状態 B の場合、質点 1 と i の間の釣合い方程式は、

$$\left. \begin{aligned} T_i \cos \theta_i + F_{xi}' - \mu w L_s &= 0 \\ T_i \sin \theta_i + F_{yi}' + W_i' + \delta_1 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (35)$$

ここで、 $\mu w L_s = T_1 \cos \theta_1$, $\delta_1 = -T_1 \sin \theta_1$

$$F_{xi}' = \sum_{j=2}^i f_{axj}, \quad F_{yi}' = \sum_{j=2}^i f_{ayj}, \quad W_i' = \sum_{j=2}^i \delta_j$$

また、質点 i の座標は、

$$\left. \begin{aligned} x_i &= L_s + \sum_{k=1}^{i-1} l_k \cos \theta_k \\ y_i &= H + \sum_{k=1}^{i-1} l_k \sin \theta_k \end{aligned} \right\} \quad (36)$$

式 (35) および式 (36) より状態 A の場合と同様に式を展開すると、 L_s, δ_1 および $(V_{xi}, V_{yi}, i=2, \dots, N)$ に関する次の連立方程式を得る。

$$\left. \begin{aligned} L_s + \sum_{k=1}^{i-1} l_k \frac{\mu w L_s - F_{xk}'}{\sqrt{(\mu w L_s - F_{xk}')^2 + (\delta_1 + F_{yk}' + W_k')^2}} - (x_i^{n-1} + 2V_{xi} \Delta t) &= 0 \\ H - \sum_{k=1}^{i-1} l_k \frac{\delta_1 + F_{yk}' + W_k'}{\sqrt{(\mu w L_s - F_{xk}')^2 + (\delta_1 + F_{yk}' + W_k')^2}} - (y_i^{n-1} + 2V_{yi} \Delta t) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (i=2, 3, \dots, N+1) \quad (37)$$

状態 B では長さの変化は L_s にも表われるが、要素 1 の張力の鉛直分力 δ_1 が標準要素長当りの水中重量 $w\bar{l}$ を超えると、Fig. 14(b) のように質点 1 を離底させ、新たな要素を付加する。また摩擦力の変化を滑らかにするため、中島ら²⁾の方法に習い、式 (35) の L_s として一点鎖線で示す質点 1, 2, 3 を通る放物線と海底との交点 A までの距離を用いる。なお初期値には状態 A, B と

Fig. 16 Comparison of configuration of the chain between static and dynamic calculation

$F_x, F_y=0$ として得られる静的解を用いる。

5.2 解析結果

鎖の諸元は前章と同じとし、抗力係数は $C_{dn}=1.0^0$, $C_{dt}=0.2$ とした。まず計算法の精度の確認のため、Fig. 4(a) の状態 A で長さ ($s=1,500$ m) 一定のまま展張する場合を解析した。Fig. 16 に船速 3 kt, 潮流速度 2 kt (深さ方向一定) での鎖の形状を実線で示す。要素数は 40 とした。破線の静的解と比べて鎖は全体にリグ側に寄っている。ボートの展張力は $L=1,150$ m で静的解の約 15% 増であった。船速は一定としているが、先端を除く領域では速度は変化する。すなわち加速度が生じるが、これを無視した本計算結果が通常のランプト・マス法の結果とほぼ完全に一致することを確認しており、本計算法のこの種の定常的な動的挙動に対する適用性が検証された。

次に状態 B の計算結果を Fig. 17 に示す。Fig. 16 と同様、船速 3 kt, 潮流速度 2 kt (深さ方向一定) としている。初期状態でラインを 10 要素に等分割し、この時の要素長を標準要素長 $\bar{l}$ とした。ラインの水平方向への張

Fig. 17 Effects of drag force on the deployment operation in situation B in Fig. 4

Fig. 18 Effects of drag force on tension of the dropping chain on rig side

りの少ない初期段階ほど、法線方向の相対流速が大となるため、静的形状からのリグ側への寄りは大きくなる。一方、展張力 T_H については、実線の動的解は破線の静的解より 10ton 程度大きくなっている。このように展張力に及ぼす潮流の影響は非常に大きく、これを避けるためにも、展張作業の能率向上を図る必要がある。

最後に、落下中の鎖に働く粘性抗力の近似式、式(16)の T_d の精度を調べる。Fig. 18(a) に、図中の初期状態 (10要素に等分割) から、両端間の水平距離 L を一定のまま速度 2m/sec で鎖を繰り出した時のリグ側張力 T_0 の時刻歴を実線で示す。途中の変動は要素を新たに付加する際生じたものである。破線は静的計算で得られた T_0 であり、 ΔT が粘性抗力の影響を表わす。この ΔT を式 (16) の T_d で割った値 f を同図 (b) に示す。 f は 1 程度であり式 (16) の T_d の良好な精度が確認された。

6 結 言

本研究において下記の主要な結論を得た。

(1) カテナリー理論を基に、係留鎖の展張作業のシミュレーションモデルを構成し、水槽実験結果との比較

よりその妥当性を示した。

(2) 展張法-1 は摩擦係数が小さな海域には有効であるが、最も汎用的かつ効率良い展張法は、リグ側張力を基に繰り出しを制御する展張法-2T である。また鎖と海底との接触を避ける展張法-2L は、事実上実施困難である。

(3) 展張法-2T の場合、基準制御張力 $\bar{T}_0$ に最適値が存在することを示すとともに、その簡易推定法を示した。

(4) ランプト・マス法を基礎とする展張作業の動的解析法を提案し、これを用いて潮流によるボートの負荷の増加をはじめとする粘性抗力の影響を考察した。

なお本研究で示した種々の解析法は、半潜水式海洋構造物のみならず、vessel type やブイなどの他の浮遊式海洋構造物の展張問題に対しても適用できる応用範囲の広いものである。

最後に本研究の遂行に当り貴重な御討論を賜った日本海洋掘削(株)、相沢貞道氏、片山進氏、また流体ブレーキについてご教示いただいた三菱重工(株)山内一弘氏、村上義光氏に深甚の謝意を表します。本研究の一部は久保修穂氏 (マツダ)、山中史景氏 (本田技研)、高杉直樹氏、佐口隆成氏 (広島大学大学院) の卒業研究として行われたものであり、各氏の労に対し感謝致します。

参 考 文 献

- 1) 栖原, 小寺山, 田才, 肥山, 渡辺: 振動する繫留鎖の挙動と張力, 日本造船学会論文集, 第148号 (1980).
- 2) 中島, 元良, 藤野: 質点系モデルによる係留ラインの三次元動的解析法, 日本造船学会論文集, 第154号 (1983).
- 3) 山内, 古殿: 大深度投錨用流体ブレーキの基本計画, 三菱重工技報, 第13巻, 第4号 (1976).
- 4) J. T. Oden, J. A. C. Martins: Models and Computational Methods for Dynamic Friction Phenomena, Comput. Meths. Appl. Mech. Engrg., Vol. 52 (1985).
- 5) API: Recommended Practice for The Analysis of Spread Mooring Systems for Floating Drilling Units, API RP 2P (1984).
- 6) 安藤: 索, 鎖の流体力について(その1), 西部造船会会報, 第50号 (1975).