

# 港湾技研資料

TECHNICAL NOTE OF  
THE PORT AND HARBOUR RESEARCH INSTITUTE  
MINISTRY OF TRANSPORT, JAPAN

No. 508 Dec. 1984

一点係留ブイにチェーンで係留された船舶の振れ回り運動の特性

高	山	知	司
平	石	哲	也
永	井	紀	彦
古	川	正	美

運輸省港湾技術研究所



# 目 次

要 旨 .....	3
1. ま え が き .....	3
2. 船体変位および係船張力の計算法 .....	4
2.1 係船チェーン張力の計算法 .....	4
2.2 実験値との比較 .....	6
2.3 チェーンの伸び特性を考慮した係留力特性 .....	7
2.4 振れ回り運動の計算方法 .....	8
2.5 船舶の諸元 .....	11
3. 定常風と変動風による計算結果の相違 .....	12
3.1 変動風の導入 .....	12
3.2 振れ回り運動・係船チェーン張力の比較 .....	14
4. 各種条件による計算結果の相違 .....	16
4.1 風圧力の作用方向指数 $q$ および係船チェーン長による相違 .....	16
4.2 載荷状態による相違 .....	18
4.3 チェーン径による相違 .....	21
4.4 推力による相違 .....	21
4.5 のび係数 $\alpha$ の影響 .....	23
5. 避泊可能条件 .....	24
5.1 計算のまとめ .....	24
5.2 避泊可能条件の検討 .....	25
6. あとがき .....	26
参 考 文 献 .....	26
記 号 一 覧 表 .....	27

# Numerical Simulations of the Motions of a Ship Moored with the Ship Anchoring Chain to a Single Buoy

Tomotsuka TAKAYAMA\*  
Tetsuya HIRAISHI\*\*  
Toshihiko NAGAI\*\*  
Masami FURUKAWA\*\*

## Synopsis

It is well known that the ship moored to a single buoy shows a large yawing motion due to severe winds, and that the motion causes a large mooring force. In this report, numerical simulations of ship motions are carried out in order to estimate the tension of the ship mooring chain.

The study has yielded the following conclusions.

- (1) The computed maximum tension  $\bar{F}$  exerted on the ship mooring chain in variable wind is larger than that of  $F$  in steady wind with the mean speed of the variable winds. Even for the same speeds of the winds, the ratio of  $\bar{F}/F$  shows the different value, depending on the type of the vessel (tanker or freighter) and the length of the mooring chain. Therefore, the numerical computation should be made for variable winds.
- (2) The maximum tension of the mooring chain is varied by the length of the chain. The tension decreases as the length of the chain becomes long for a tanker, while the tension has a peak value at the length of about 50m for a freighter.
- (3) The ship yawing motion strongly depends on the value of the parameter  $q$ , which determines the exertion direction of the total wind force. The yawing motion increases as the parameter  $q$  becomes large. The tension of the mooring chain also increases according to the increase of the yawing motion.
- (4) As the draft of a vessel becomes deep, the mooring tension decreases regardless of the type of the vessel like a tanker and a freighter.

---

\* Chief of the Wave Laboratory, Marine Hydrodynamics Division

\*\* Member of the Wave Laboratory, Marine Hydrodynamics Division

# 一点係留ブイにチェーンで係留された船舶の 振れ回り運動の特性

高山知司\*  
平石哲也\*\*  
永井紀彦\*\*  
古川正美\*\*

## 要 旨

大型船舶を避泊させる施設の一つとして、一点係留ブイシステムが検討されている。本研究では、船舶が所持する錨泊用のチェーンでブイに係留する場合を対象として、振れ回り運動および係留力を算定した。

得られたおもな結果は以下の通りである。

- (1) 風向は一定として、Davenportのパワースペクトルをもつ変動風を作用させた場合と、定常風を作用させた場合について、振れ回り運動の様子を比較した。変動風の平均風速 $\bar{U}$ と定常風 $U$ が同じ場合、振れ回り幅、周期にはほとんど差はなかったが、最大係船チェーン張力は、変動風作用下の方が大きくなった。たとえば、タンカー（空載、係船チェーン長=30m、風圧力作用方向指数 $q=5$ ）の場合には25%程度大きくなる。この割合は、各船種、載荷状態等によって異なるので、船舶の係留張力を正確に算定するためには変動風を使わなければならない。
- (2) 係船チェーン張力は、満載状態の時が最も小さく、空載状態の時が最も大きくなった。
- (3) 係船チェーン長による係船チェーン張力の変化の様子は風圧力作用方向指数 $q$ の値によって異なる。たとえば、半載状態のタンカーでは、 $q=5$ の場合には、係船チェーン長が30mから100mに長くなるほど最大係船張力は減少する。 $q=3$ として計算すると、係船チェーン長が50mのときに、最大係船チェーン張力は最小となり30tfであった。

## 1. まえがき

台風などの来襲によって、港内の波や風が強くなった場合には、船舶は港外に退避し、所定の避泊錨地で悪天候がおさまるのを待つことが多い。しかし、錨泊時に、走錨によって船が流され防波堤等に衝突して、船が破損する事故が起きている。現在、荒天時に安全に船舶を港内に避泊させる施設として、タワーあるいはブイへの係留および安全な岸壁係留等の各種システムが考えられている。本研究では、このうち、SALM (Single Anchor Leg Mooring) 型ブイに対する係留システムによる避泊を対象とした。

一点係留ブイシステムでは、船舶は通常、ブイに船首単点係留されるが、その際、風の影響を受けて振れ回り運動をすることが知られている。振れ回り運動とは、船体が水平方向に大きい振幅で振れ回る長周期運動であり、船はあたかも魚が尾びれを振り、流れに逆らって泳い

ているような運動をするため“fishtailing”と呼ばれる場合もある。

この時、システムの設計上、特に考慮すべき点は次の2点である。まず、振れ回り運動をしても岸壁・船舶等の他の施設に支障を与えないようにブイを設置しなければならない。そのために、避泊係留に必要な水域を確保する目的で、避泊係留時の船舶が水平運動をする範囲を算定しておかなければならない。次に、ブイと船舶を係留する係留索の所要強度を求めるために、係留張力を算出しておくことが重要である。

避泊面積および係留力を求めるために、過去、船体の振れ回りの実船観測<sup>1), 2)</sup>も実施された。実船に作用する風の速さと向きは、短時間および長時間にわたる変動をし、また波浪の影響を受けること、錨鎖孔が船体の片側にあることなどから、実船の振れ回り運動はかなり複雑で、実船観測から定量的・定性的な傾向を知ることは困

\* 海洋水理部 波浪研究室長

\*\* 海洋水理部 波浪研究室

難であった。また、実験室内でも、変動の少ない定常風を作用させ、振れ回り運動と風速との関係、振れ回り運動に影響を及ぼす要因について、定性的、定量的な検討が加えられている。<sup>3), 4)</sup> それによると、船体吃水を深くするとともに錨鎖の重量を増加すると、船体の振れ回り運動は小さくなることがわかった。さらに、鈴木ら<sup>5)</sup> は、実験室内で定常風を作用させ、模型船を用いて振れ回り運動に対する波と風の影響を実験的に検討するとともに、定常風中の振れ回り運動および係留索に作用する力を数値計算で求めて、数値計算の妥当性を実験によって確認している。

以上の実験および数値計算では、避泊ブイへの船舶の係留索としては、ナイロンロープが対象とされている。しかし、通常、船舶自身が所持する錨泊用のチェーンで係留するように推奨されている。そこで、本研究では、係留索としてチェーンを用いたときに、チェーンに作用する張力を検討したのちに、鈴木らが開発した数値計算手法<sup>5)</sup> を応用して、チェーンで係留した場合の船舶の運動および係船張力を算定した。さらに、チェーン長、チェーン径および船体吃水の相違が振れ回り運動と係船張力の計算結果に及ぼす影響について考察し、船舶の避泊可能条件についても検討した。

外力としては、波および流れの影響は風に比べて小さいとして風のみを考慮した。風としては、定常風だけでなく Davenport のパワースペクトルを持った変動風を用いた。

計算で対象とした船舶は 10,000 ton 級のタンカーおよ

び貨物船である。

## 2. 船体変位および係船張力の計算法

### 2.1 係船チェーン張力の計算法

図-1 (1), (2) に、係船チェーン張力の算定に用いた座標系およびモデルを示す。座標系は空間固定座標として、アンカー点を原点にとり、水平方向に  $X$  軸、鉛直上方に  $Z$  軸をとる。また、ブイに固定された座標系として、重心を原点にとり、水平に  $x$  軸、垂直に  $z$  軸をとった。アンカーとブイ間のチェーン 1 を係留チェーンと呼び、長さを  $l_1$ 、これによって作用する係留チェーン張力を  $T_1$  で表す。また、ブイ・船首間のチェーン 2 を係船チェーンと呼び、空中単位長さあたりの重量を  $w_2$ 、長さを  $l_2$ 、ブイ取付点において作用する係船チェーン張力を  $T_2$ 、その水平成分を  $T_H$  で表す。さらに、 $h$  は水深、 $X_S$  および  $Z_S$  はそれぞれ船首の  $X$  座標および  $Z$  座標とする。 $\theta$  は  $X$  軸と係留チェーンのなす角である。

振れ回り運動は水平面上での運動であるので、計算では、船首の沈み込みを無視している。したがって、振れ回り運動の計算においては、アンカーと船首間の水平距離  $X_S$  と船舶に作用する係船チェーン張力の水平成分  $T_H$  の関係を明らかにしておかなければならない。

本計算においては、モデルを単純化するために、係留チェーンは直線状になっており、この直線はブイの中心軸と一致していると仮定する。

この仮定は、係船チェーン張力が強く、またブイの浮力が小さい場合に成立すると考えられる。この仮定によ

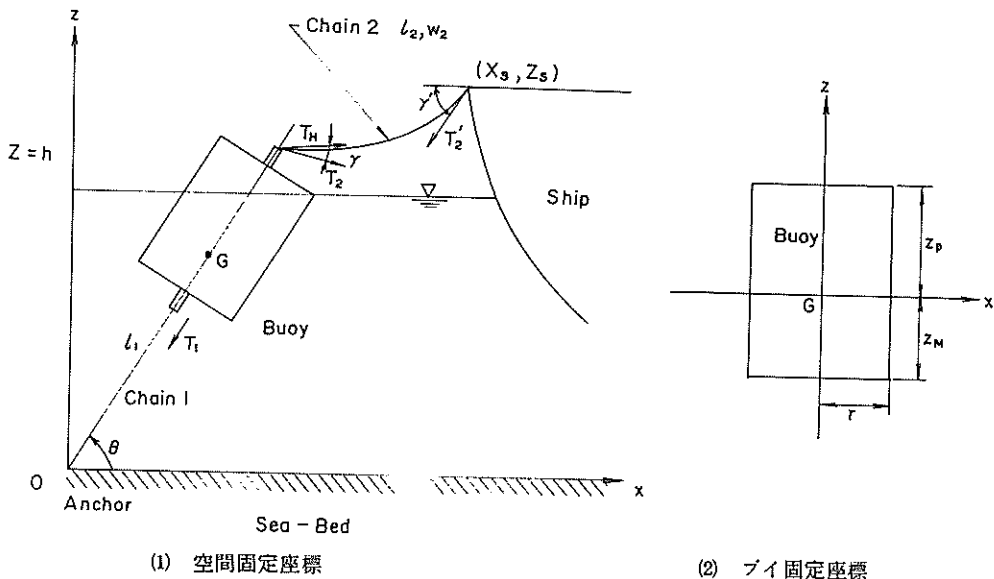


図-1 モデルの模式図

って、このモデルでは直線  $l_1$  の傾き  $\theta$  のみによってブイの位置が決定される。

ブイ上でチェーンは、通常、ブイ面から突出したフックに取り付けられるので、ブイ重心から底面までの距離  $z_M$  と、実際のチェーン取り付け点から重心までの距離とは若干異なる。しかし、ブイの長さ比べて無視し得るとして、本計算では、ブイ上のチェーン取付点は、ブイ面上にあるとした。すなわち、ブイの下面からブイの重心までの距離  $z_M$ 、およびブイ上面からブイ重心までの距離  $z_P$  が、それぞれ、係留チェーン取付点とブイ重心との距離、および係留チェーン取付点からブイ重心までの距離に等しいとする。

ブイの重心の空間固定座標を  $(X_G, Z_G)$  とすると、ブイ底面からのブイ重心までの距離  $z_M$  を用いて、 $\theta$  の関数として次式で示される。

$$\left. \begin{aligned} \left. \begin{aligned} X_G \\ Z_G \end{aligned} \right) = (z_M + l_1) \left( \begin{aligned} \cos \theta \\ \sin \theta \end{aligned} \right) \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

ブイ固定座標  $(x, z)$  と空間固定座標  $(X, Z)$  とは次式で変換できる。

$$\left. \begin{aligned} \left. \begin{aligned} X \\ Z \end{aligned} \right) = \left( \begin{aligned} X_G + z \cos \theta + x \sin \theta \\ Z_G - x \cos \theta + z \sin \theta \end{aligned} \right) \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

ブイ固定座標系における力  $(F_x, F_z)$  と、空間固定座標系における力  $(F_X, F_Z)$  の変換式は次式のようになる。

$$\left. \begin{aligned} \left. \begin{aligned} F_X \\ F_Z \end{aligned} \right) = \left( \begin{aligned} F_x \cos \theta + F_z \sin \theta \\ -F_x \sin \theta + F_z \cos \theta \end{aligned} \right) \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

本モデルでは、ブイの中心軸は常に係留チェーンと直線状になっていると仮定しているので、ブイの重心まわりの回転モーメントの釣り合いは考慮していない。したがって、空間固定座標系におけるブイに働く力の釣り合い式は、モーメントの釣り合い式を無視すると、次式のようになる。

$$\left. \begin{aligned} T_H + F_X - T_1 \cos \theta = 0 \\ -T_V + F_Z - T_1 \sin \theta - M_B g = 0 \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

ここで、 $T_H$  および  $T_V$  はそれぞれ係留チェーン張力の水平成分および鉛直成分である。 $F_X$  および  $F_Z$  は、それぞれブイに働く静水圧の和（静水圧的復元力）の  $X$  方向成分および  $Z$  方向成分である。

ブイに働く静水圧による復元力は、鈴木ら<sup>5)</sup>によって詳しく研究されており、ブイの上面が完全に水表面上にある場合、ブイの上面の一部が水没している場合およびブイの上面がすべて水没している場合の3種類の場合に

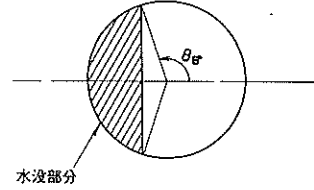


図-2 半没水ブイの上面

分けて以下のように計算される。なお、式中の  $\theta_B$  は図-2に示したブイ上面の水没面積を表す角度である。また、 $\rho_w$  は水の単位体積重量、 $r$  はブイの半径である。

i) ブイの上面が完全に水面上にある場合

$$F_z = \pi \rho_w g r^2 \left( \frac{Z_{GB}}{\sin \theta} - z_M \right) \cos \theta \quad (5)$$

$$F_x = \pi \rho_w g r^2 \left( \frac{Z_{GB}}{\sin \theta} - z_M \right) \sin \theta \quad (6)$$

ここで、 $Z_{GB} = h - Z_G$  である。

ii) ブイの上面の一部が水没している場合

$$\begin{aligned} F_z = & \rho_w g r \left[ -r \left\{ z_P \left( \frac{\pi}{2} + \theta_B \right) + z_M \pi \right. \right. \\ & \left. \left. + \frac{Z_{GB}}{\sin \theta} \left( \theta_B - \frac{\pi}{2} \right) \right\} \cos \theta \right. \\ & \left. - \left\{ z_P (2Z_{GB} + z_P \sin \theta) + \frac{4Z_{GB}^2 + 3r^2 \cos^2 \theta}{4 \sin \theta} \right\} \cos \theta_B \right. \\ & \left. + \frac{1}{2} r \left( z_P + \frac{Z_{GB}}{\sin \theta} \right) \cos \theta \sin 2\theta_B \right. \\ & \left. + \frac{r^2 \cos^2 \theta}{12 \sin \theta} \cos 3\theta_B \right] \quad (7) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_x = & \rho_w g r^2 \left[ \left\{ z_P \left( \frac{\pi}{2} + \theta_B \right) + z_M \pi \right. \right. \\ & \left. \left. - \frac{Z_{GB}}{\sin \theta} \left( \frac{\pi}{2} - \theta_B \right) \right\} \sin \theta + \frac{2}{3} r \cos \theta \cos^3 \theta_B \right. \\ & \left. + \frac{z_P \sin \theta + Z_{GB}}{3} \cos 3\theta_B \right] \quad (8) \end{aligned}$$

iii) ブイの上面がすべて水没している場合

$$F_z = -\pi \rho_w g r^2 (z_P + z_M) \cos \theta \quad (9)$$

$$F_x = \pi \rho_w g r^2 (z_P + z_M) \sin \theta \quad (10)$$

式(5)~(10)の  $F_z$  および  $F_x$  を式(3)によって空間固定座標系に変換すれば、式(4)における  $F_X, F_Z$  を  $\theta$  の関数として表すことができる。

さらに、ブイ上の係留チェーン取付点の空間固定座標  $(X_P, Z_P)$  は次式のように表される。

$$\left. \begin{aligned} X_P = (l_1 + z_M + z_P) \cos \theta \\ Z_P = (l_1 + z_M + z_P) \sin \theta \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

係船チェーンのブイ上の取り付け点座標  $(X_P, Z_P)$  と船舶のチェーン取り付け点座標  $(X_S, Z_S)$  を定めると、図-1(1)に示したブイに作用する係船チェーン張力  $T_2$ 、船舶に作用する係船チェーン張力  $T_2'$  およびそれらの作用方向と水平面とのなす角  $\gamma, \gamma'$  はカタナリー理論<sup>6)</sup> から以下の式(12)~(15)を連立させることによって求めることができる。

$$T_2' = T_2 \frac{\cos \gamma}{\cos \gamma'} \quad (12)$$

$$l_2 = \frac{T_2 \cos \gamma}{w_2} (\tan \gamma' - \tan \gamma) \quad (13)$$

$$X_S - X_P = \frac{T_2 \cos \gamma}{2w_2} \ln \left( \frac{(1 + \sin \gamma')(1 - \sin \gamma)}{(1 - \sin \gamma')(1 + \sin \gamma)} \right) \quad (14)$$

$$Z_S - Z_P = \frac{T_2 \cos \gamma}{w_2} \left( \frac{1}{\cos \gamma'} - \frac{1}{\cos \gamma} \right) \quad (15)$$

$T_2$  の水平成分  $T_H$  および鉛直成分  $T_V$  は次式で求めることができる。

$$\begin{aligned} T_H &= T_2 \cos \gamma = T_2' \cos \gamma' \\ T_V &= T_2 \sin \gamma \end{aligned} \quad (16)$$

以上の式(11)~(14)から  $T_H, T_V$  も結局  $\theta$  の関数として表される。したがって式(4)の第1式の関係から、 $T_1$  も  $\theta$  の関数となる。 $T_1$  を式(4)の第2式に代入すると、 $f(\theta) = 0$  の方程式が成立する。 $\theta$  の解は次に示すようなニュートン=ラフソン法<sup>7)</sup>を用いて求めることにした。

いま  $f(\theta) = 0$  の根を  $\theta_0$  として、この初期近似値を  $\theta_0$  とする。 $f(\theta)$  を  $\theta_0$  についてテーラー展開すると、

$$\begin{aligned} f(\theta) &= f(\theta_0) + f'(\theta_0)(\theta - \theta_0) + \dots \\ &+ \frac{f^{(k)}(\theta_0)}{k!} (\theta - \theta_0)^k + \dots \end{aligned} \quad (17)$$

式(17)において2次以上の項を無視すると、

$$f(\theta) = f(\theta_0) + f'(\theta_0)(\theta - \theta_0) = 0 \quad (18)$$

となる。よって  $f'(\theta_0) \neq 0$  ならば、

$$\theta = \theta_0 - \frac{f(\theta_0)}{f'(\theta_0)} \quad (19)$$

を得る。式(19)の  $\theta$  は、式(17)で2次以上の項を無視しているので、やはり近似値となる。よって、さらに、この  $\theta$  を次の計算における近似値と考え、再び式(19)から次の近似値を求める。この過程を繰り返し……  $\theta_{n-2}, \theta_{n-1}, \theta_n$  をおのおの……  $(n-2), (n-1), n$  回目の近似値とすると、結局、

$$\theta_n = \theta_{n-1} - \frac{f(\theta_{n-1})}{f'(\theta_{n-1})} \quad (n=1, 2, \dots) \quad (20)$$

となる。

このような繰り返し計算によって  $\theta$  の解が求められれば、式(4)によって  $T_H$  および  $T_V$  の値を求めることができる。以上の手法で求めた、任意の  $X_S$  ( $X_S > 0$ ) に対する  $T_H$  の値をプロットしたグラフを、以後、船体変位係留力曲線と呼ぶことにする。

## 2.2 実験値との比較

2.1で述べた係船チェーン張力の計算法を検証するために、実験を行った。図-3に示すように模型を水路内に配置し、船首と係船チェーンとの間に小型張力計を入れて、直接、係船チェーン張力を測定できるようにした。なお、実験では、船の代わりに水路上面のレール上を水平移動できる台車を用いた。実験模型の諸元は表-1に示した通りで、係留チェーン長は水深と同一である。また  $Z_S$  は 90.4 cm とした。

係船チェーンの台車上の取付位置とアンカーとの距離をチェーンが届く範囲で任意に変化させ張力を測定した結果が図-4である。図-4において・が実験値、実線が計算値を示している。なお、縦軸は  $T_R (= \sqrt{T_H^2 + T_V^2})$  をとっている。図-4から判かるように、計算値と実験値はよく一致しており2.1で示したモデルで十分、係船チェーン張力を計算することができる。しかし、 $X_S$  が 210 cm 以

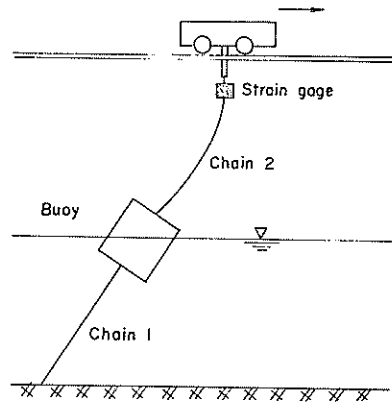


図-3 模型の配置

表-1 模型の諸元

水深 (cm)	63	
ブイ	直径×高さ (cm)	14 × 7
	質量 (g)	491
係船チェーン	長さ (cm)	150
	単位重量 (kgf/m)	0.55

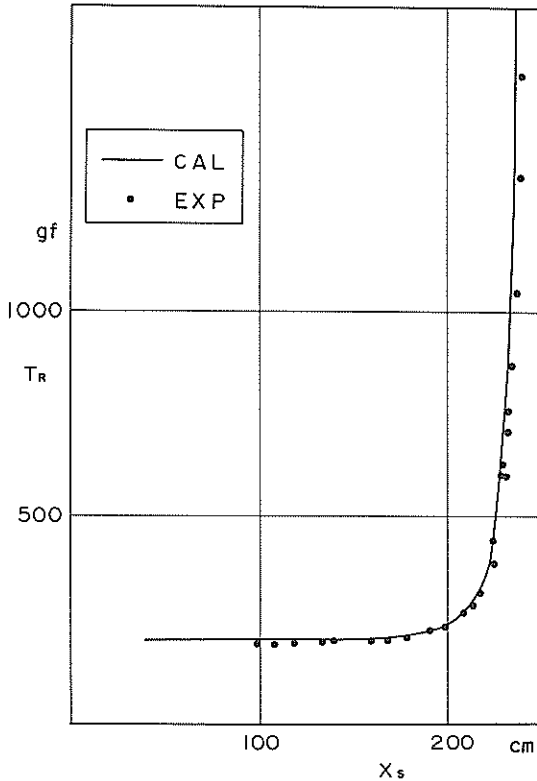


図-4 計算値と実験値の比較

上になりチェーンが伸び切った状態に近くなると、同じ  $X_s$  の値に対して、計算値の張力がやや小さくなる。これはカテナリー理論においてはチェーンの伸びを無視しているため、緊張係留に近い状態ではチェーン張力の計算値が実際よりも大きくなるためと思われる。さらに、張力計取り付け部の伸びや摩擦が実験値に影響を与えていることも考えられる。

### 2.3 チェーンの伸び特性を考慮した係留力特性

荒天時の振れ回り運動の計算では、30 m/s 以上の強風を作用させて、避泊可能性を検討する必要がある。そのような強風時には、チェーンは伸び切った状態に近くなる。したがって、チェーン自身の伸びをある程度考慮する必要があり、本計算では次のようにチェーンの伸び特性を考慮した。

#### (1) チェーンの伸びの計算

まず、チェーン環列を図-5 に示したようなモデルで仮定する。実際のチェーンでは連結用シャックル等が介在しており同じ形のチェーン環が連続することはないが、平均的な形状として図-5 のモデルを考えた。図中  $d$  はチェーンの径厚、すなわち環の太さである。チェーン環列の両端に  $P$  という張力が作用し、チェーン環列は伸び

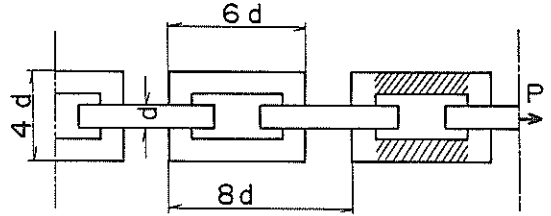


図-5 チェーン環列の模式図

きった直線状になっているとする。1個のチェーン環について着目したとき、図-5 で斜線をつけた部分は、引張を受ける部材と考えられ、その一環についての自然長からの伸び  $\Delta d_1$  は次式で計算できる。<sup>8)</sup>

$$\Delta d_1 = 4d \frac{\sigma}{E} = \frac{8P}{\pi d E} \quad (21)$$

斜線をつけていない部分は、中央に集中荷重  $P$  を受ける単純ばりと考えられ、単純ばりの長さを  $4d$  とすると、中央でのたわみ  $\Delta d_2$  は次のようになる。<sup>9)</sup>

$$\Delta d_2 = \frac{P \cdot 64 d^3}{48 EI} = \frac{85.3 P}{\pi d E} \quad (22)$$

式(21)、(22)において、 $\sigma$  は応力、 $E$  は鉄のヤング率および  $I$  は断面二次モーメントである。

チェーン環は引っ張られると、その形状がひずむため、たわみ  $\Delta d_2$  は実際には1~2倍程度大きくないと考えられる。そこで  $\Delta d_2$  としては、式(22)の結果を  $\alpha$  倍した  $\alpha \cdot \Delta d_2$  をあらためて採用する。この  $\alpha$  をのび係数と呼ぶ。チェーン長を  $L$  とすると、含まれるチェーン環は平均して  $L/4d$  個になるので、チェーンの自然長からの伸び  $\Delta l$  は次式で表される。なお、 $E = 21,500 \text{ kg/mm}^2$  である。

$$\Delta l = (2 + 42.65 \alpha) \frac{PL}{\pi E d^2} \quad (23)$$

のび係数  $\alpha$  については明確な判断の材料がないので、本研究では一応  $\alpha = 1.5$  としているが、4.5 で、 $\alpha$  の違いによる運動特性の相違を検討する。

#### (2) 船体変位-係留力曲線の計算例

計算に用いるチェーンの諸元は JIS F 3302 で設定された値の中から標準的な値を選び、表-2 に示した係留チェーンおよび係船チェーンを対象とした。避泊ブイの諸元は文献<sup>5)</sup>を参考にして定めた。図-6 は、以上のチェーンを用いて計算した係留特性曲線の一例である。図中、 $T_H$  は係船チェーン張力の水平成分である。なお、計算では水深が 20 m、係船チェーン長を 30 m、チェーンの船首取り付け点の水面上の高さを 6.7 m とした。図-6 において  $\Delta l = 0$  で示した曲線が伸びを全く考慮



表-2 プイ・チェーンの諸元

	係留チェーン		係船チェーン	
呼 径 $d$ (mm)	81	62	50	
チェーン長 $L$ (m)	20	30, 50, 75, 100	50	
空中単位重量 $w$ (kgf/m)	143.7	83.98	54.75	
水中単位重量 $w'$ (kgf/m)	124.8	73.12	47.56	
破断試験荷重				
$P$ (tf)	344.65	210.10	140.00	
(kN)	3379.86	2060.38	1372.98	
	ブ	イ	外	力
直 径 $L_B$ (m)	4.2	風 速		
全 長 $H_B$ (m)	2.16	$U$ (m/s)	34	
質 量 $M_B$ (kg)	13257	水 深		
吃 水 $d_B$	0.96	$h$ (m)	20	

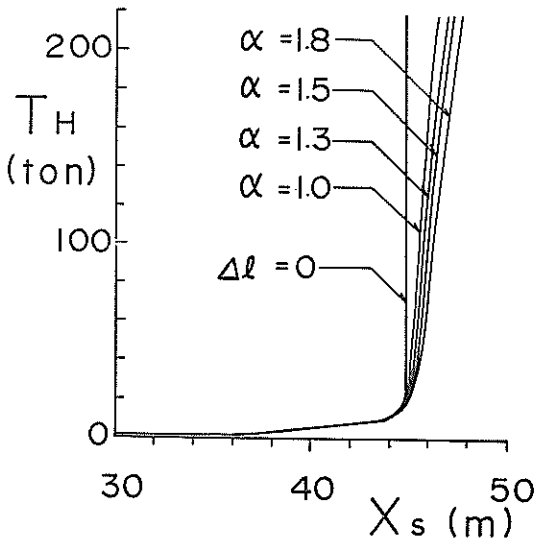


図-6 船体変位-係留力曲線

しない場合の船体変位-係留力曲線で、 $X_s$  が 44m 付近で傾きが無限大に近くなる。したがって、この付近では  $X_s$  のわずかな変化で、衝撃的に大きな張力が作用することになる。伸びを考慮した場合の係留特性を、 $\alpha = 1.0, 1.3, 1.5$  および  $1.8$  の場合について求め、細い実線で示した。たとえば、 $X_s$  が 45m になると、伸びを考慮しない場合は、係船張力の水平成分は 200 tf 以上になり、水平成分だけで、チェーンの破断強度 (210 tf) を越えてしまう。一方、伸びを考慮すると、 $\alpha = 1.0$  では 40 tf、 $\alpha = 1.5$  では 30 tf 程度になり、係船チェーン張力の水平成分は破断強度に比して非常に小さくなる。

#### 2.4 振れ回り運動の計算方法

振れ回り運動の数値計算法は鈴木らの研究<sup>5)</sup>で詳述されているので、ここでは、その計算方法について概述する。

##### (1) 座標系

図-7 に振れ回り運動計算の座標系を示す。まず静水面上を空間固定座標系の  $X-Y$  平面と考え、アンカーの位置を原点にとる。風向は変化しないものとして、風向と逆向きに  $X$  軸の正方向をとる。すなわち、風は  $X$  軸の正方向から負方向へ吹くものとする。 $Y$  軸は  $X$  軸と直角方向にとり、 $Z$  軸は鉛直上向を正とする。空間固定座標系  $X-Y$  に対して、船舶に固定された座標系  $x-y$  を考える。原点は船体重心の静水面上への投影点とし、重心から船首への船体の軸と  $x$  軸が一致するように、 $x$  および  $y$  軸を定める。 $z$  軸は重心を通り、鉛直上向を正としている。図-7 において  $G$  は船体重心の  $X-Y$  平面への投影点であり、 $X$  軸から  $x$  軸へ測り反時計回りを正とする。

船体固定座標系における力の成分  $P_x, P_y$  および重心を通る鉛直軸まわりのモーメント  $P_z$  と、空間固定座標系における力の成分  $P_X, P_Y, P_Z$  との間には、次式の関係が成立する。

$$P_x = P_x \cos \varphi - P_y \sin \varphi \quad (24)$$

$$P_y = P_x \sin \varphi + P_y \cos \varphi \quad (25)$$

$$P_z = P_z \quad (26)$$

また各座標における速度の成分、 $\dot{x}, \dot{y}, \dot{\varphi}$  と  $\dot{X}, \dot{Y}, \dot{\phi}$  との関係は次のようになる。

$$\dot{X} = \dot{x} \cos \varphi - \dot{y} \sin \varphi \quad (27)$$

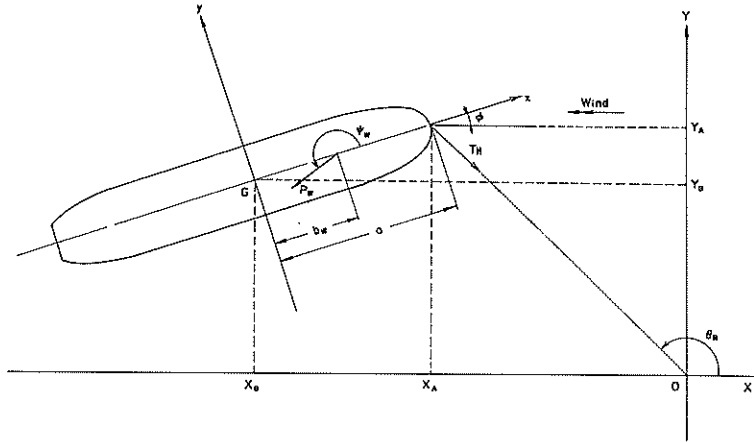


図-7 座 標 系

$$\dot{Y} = \dot{x} \sin \varphi + \dot{y} \cos \varphi \quad (28)$$

$$\dot{\Phi} = \dot{\varphi} \quad (29)$$

加速度の成分は上式を微分すればよいから、次のような関係になる。

$$\ddot{X} = \ddot{x} \cos \varphi - \dot{x} \dot{\varphi} \sin \varphi - \ddot{y} \sin \varphi - \dot{y} \dot{\varphi} \cos \varphi \quad (30)$$

$$\ddot{Y} = \ddot{x} \sin \varphi + \dot{x} \dot{\varphi} \cos \varphi + \ddot{y} \cos \varphi - \dot{y} \dot{\varphi} \sin \varphi \quad (31)$$

$$\ddot{\Phi} = \ddot{\varphi} \quad (32)$$

(2) 運動方程式

船体の質量を  $M_S$ 、 $z$  軸まわりの慣性モーメントを  $I_Z$ 、空間固定座標  $X, Y$  方向の外力成分を  $P_X, P_Y$ 、回転モーメントを  $P_Z$  とすると、空間固定座標系における船体の振れ回り運動方程式は次のようになる。

$$M_S \ddot{X} = P_X \quad (33)$$

$$M_S \ddot{Y} = P_Y \quad (34)$$

$$I_Z \ddot{\Phi} = P_Z \quad (35)$$

上式に式(24)~(26)および(30)~(32)を代入して整理すると船体固定座標系における運動方程式として次式を得る。

$$M_S (\ddot{x} - \dot{y} \dot{\varphi}) = P_x \quad (36)$$

$$M_S (\ddot{y} + \dot{x} \dot{\varphi}) = P_y \quad (37)$$

$$I_Z \ddot{\varphi} = P_z \quad (38)$$

右辺の外力は船体に働く流体抵抗、風圧力およびチーン張力の和であり、式で示すと次のようになる。

$$P_x = (P_{C1})_x + (P_{C2})_x + (P_{C3})_x + P_W \cos \psi_W - T_H \cos(\theta_R - \varphi) \quad (39)$$

$$P_y = (P_{C1})_y + (P_{C2})_y + (P_{C3})_y + P_W \sin \psi_W - T_H \sin(\theta_R - \varphi) \quad (40)$$

$$P_z = (P_{C1})_z + (P_{C2})_z + (P_{C3})_z + P_W b_W \sin \psi_W - T_H a \sin(\theta_R - \varphi) \quad (41)$$

ここで、 $(P_{C1})_x, (P_{C1})_y, (P_{C1})_z$  は船体が静水中で周期的に運動することから生じる造波抵抗で、それぞれ、 $x, y$  方向の造波抵抗および  $z$  軸まわりの造波抵抗モーメントを表している。 $(P_{C2})_x, (P_{C2})_y, (P_{C2})_z$  は船体と水との相対速度によって生ずる流圧力の  $x$  方向、 $y$  方向成分および重心まわりのモーメントである。ただ流圧力については、船体の真横成分が支配的であると言われている<sup>10)</sup> ので、 $x$  方向成分  $(P_{C2})_x$  は 0 とした。 $(P_{C3})_x, (P_{C3})_y, (P_{C3})_z$  は船体の旋回に対する流体抵抗の  $x$  方向、 $y$  方向成分および旋回抵抗モーメントである。流圧力と同様に  $x$  方向成分  $(P_{C3})_x$  は 0 とした。

次に  $P_W$  は、船体に働く風荷重であり、 $P_W$  の合力は船体重心から  $b_W$  離れた点に、船体の  $x$  軸と  $\psi_W$  をなす方向に作用するものとする。

なお、式(39)~(41)中の  $T_H$  は船体に働くチーン張力の水平成分で、 $\theta_R$  は、 $T_H$  の作用方向を示し、図-7で示す角度である。 $a$  は船首と重心との距離である。

以上の式(39)~(41)は常微分方程式の形をとっているため、ルンゲ=クッタ法<sup>11)</sup>によって数値積分ができる。したが

って、各計算ステップごとに右辺の外力を計算すれば、その時の船体の変位を順次求めることができる。

### (3) 流体抵抗

ここで述べる流体抵抗には、船体運動によって発生する波による造波抵抗、船体と水との相対速度によって生ずる流圧力および船体の旋回に対する流体抵抗が含まれる。

造波抵抗は、一般に、連成項を無視すると次式のように表される。

$$(P_{C1})_x = -M_{zz} \ddot{x} - B_{zx} \dot{x} \quad (42)$$

$$(P_{C1})_y = -M_{yy} \ddot{y} - B_{yy} \dot{y} \quad (43)$$

$$(P_{C1})_z = -J_{zz} \ddot{\varphi} - B_{zz} \dot{\varphi} \quad (44)$$

$M_{zz}$ ,  $M_{yy}$ ,  $J_{zz}$  はそれぞれ船体の前後運動、左右運動に対する付加質量および旋回運動に対する付加慣性能率である。 $B_{zx}$ ,  $B_{yy}$  および  $B_{zz}$  はそれぞれ  $x$  方向、 $y$  方向の減衰力、減衰モーメントの係数である。各付加質量および減衰力係数の値は静水中で行われた実験結果<sup>12), 13), 14)</sup> を基にして定めた。

流圧力については、流れを作用させた場合も計算できるようにになっている。

いま、 $x$  軸の正方向と  $\varphi_C$  という角度をなす方向から流速  $V_C$  の定常流が作用するものとする、 $x$  軸の正方向と流向とのなす角  $\varphi_C$  は次のようになる。

$$\varphi_C = \varphi_C - \varphi \quad (45)$$

また、 $x$ 、 $y$  方向の相対流速はそれぞれ次式で表される。

$$V_{zr} = V_C \cos \varphi_C + \dot{x} \quad (46)$$

$$V_{yr} = V_C \sin \varphi_C + \dot{y} \quad (47)$$

合成流速は

$$V_T = \sqrt{V_{zr}^2 + V_{yr}^2} \quad (48)$$

となる。 $x$  方向の流圧力成分  $(P_{C2})_x$  は 0 である。 $y$  方向の流圧力成分は次のようになる。

$$(P_{C2})_y = -\frac{1}{2} \rho_w C_{y90} (1 + \Delta k_y) V_T^2 A_{SL} \sin \varphi_{Cr} \quad (49)$$

ここで、 $C_{y90}$  : 真横からの流れに対する流圧力係数

$\Delta k_y$  : 浅水影響係数

$A_{SL}$  : 水面下の船体の側面投影面積

$\varphi_{Cr}$  : 合成相対流速の方向

$$(\varphi_{Cr} = \tan^{-1} [V_{yr}/V_{zr}])$$

$C_{y90}$ ,  $\Delta k_y$  の値としては鈴木ら<sup>5)</sup> が採用したものをを用いた。

つぎに、 $y$  方向の流圧力成分による重心まわりの回転モーメントは次式で与えられる。

$$(P_{C2})_z = (P_{C2})_y \times b_C \quad (50)$$

ここに、 $b_C$  は  $(P_{C2})_y$  の作用点の座標であり、次式から求められる。

$$b_C = \begin{cases} a - (0.2 + 0.0035 \times |\varphi_{Cr}|) \times L_{PP} & : |\varphi_{Cr}| < 135^\circ \\ a - 0.67 \times L_{PP} & : |\varphi_{Cr}| \geq 135^\circ \end{cases} \quad (51)$$

ここで、 $L_{PP}$  は船体の長さである。

最後に、船体の旋回に対する流体抵抗は、船体の各部分に作用する流体力の合力として、近似的に次式によって計算される。

$$(P_{C3})_y = - \int_{-(L_{PP}/2)}^{(L_{PP}/2)} \frac{1}{2} \rho_w C_{CR} \frac{A_{SL}}{L} \{ (\dot{\varphi} x + V_{yr}) | \dot{\varphi} x + V_{yr} | - V_{yr} | V_{yr} | \} dx \quad (53)$$

$$(P_{C3})_z = - \int_{-(L_{PP}/2)}^{(L_{PP}/2)} \frac{1}{2} \rho_w C_{CR} \frac{A_{SL}}{L} (\dot{\varphi} x + V_{yr}) | \dot{\varphi} x + V_{yr} | x dx \quad (54)$$

ここで、 $C_{CR}$  は旋回抵抗係数で鈴木ら<sup>5)</sup> が行った実験と計算との比較から 3.0 とした。 $x$  方向の旋回抵抗成分  $(P_{C3})_x$  は  $(P_{C2})_x$  と同様に 0 とした。

### (4) 風荷重

風荷重の計算には「港湾の施設の技術上の基準・同解説」(日本港湾協会発行)にも採用されている文献<sup>14)</sup>の結果を用いた。

まず、風荷重は次式で表した。

$$P_W = \frac{1}{2} \rho_a C_W U_{Wr}^2 (A_T \cos^2 \varphi_{Wr} + A_L \sin^2 \varphi_{Wr}) \quad (55)$$

ここで、 $P_W$  は前述したように風荷重を表す。以下

$\rho_a$  : 空気の密度 (0.00121 g/cm<sup>3</sup>)

$C_W$  : 風圧係数

$U_{Wr}$  : 船体と空気との相対速度

$A_T$  : 水面上船体正面投影面積

$A_L$  : 水面上船体側面投影面積

$\varphi_{Wr}$  : 船体の軸と風との相対角 ( $= -\varphi$ )

相対風速  $U_{Wr}$  は、

- i) 風がX軸の正方向から負方向に吹く,
  - ii) 風は船体によって乱されない,
  - iii) 船体の速度は船体の重心の速度で代表させる,
- とすると、その  $x$  方向成分、および  $y$  方向成分は次のようになる。

$$U_{zr} = U_w \cos \varphi + x \quad (56)$$

$$U_{yr} = -U_w \sin \varphi + y \quad (57)$$

ここで、 $U_w$  は風速である。したがって合成相対風速  $U_{wr}$  と、その方向  $\varphi_{wr}$  は次のようになる。

$$U_{wr} = \sqrt{U_{zr}^2 + U_{yr}^2} \quad (58)$$

$$\varphi_{wr} = \tan^{-1} \{ U_{yr} / U_{zr} \} \quad (59)$$

風圧係数  $C_w$  は船型と風向きとの関数であり、タンカーおよび貨物船の場合には次のようになる。

タンカー:

$$C_w = 1.2 - 0.083 \cos 2\varphi_{wr} - 0.25 \cos 4\varphi_{wr} - 0.177 \cos 6\varphi_{wr} \quad (60)$$

貨物船:

$$C_w = 1.325 - 0.05 \cos 2\varphi_{wr} - 0.35 \cos 4\varphi_{wr} - 0.175 \cos 6\varphi_{wr} \quad (61)$$

また、船体に作用する風荷重の合力の作用点と重心との水平距離  $b_w$  は次式から求める。

$$b_w = a - (0.291 + 0.0023 \times |\varphi_{wr}|) \times L_{pp} \quad (62)$$

一方、風荷重の合力の作用方向  $\psi_w$  は一般には  $\varphi_{wr}$  と一致しない。前述の「港湾施設の技術上の基準・同解説」では次式を採用している。

$$\psi_w = \left\{ 3 - 0.15 \left( 1 - \frac{\varphi_{wr}}{90} \right) - 0.80 \left( 1 - \frac{\varphi_{wr}}{90} \right)^3 \right\} \times 90^\circ \quad (63)$$

ただし上式は  $\varphi_{wr} \geq 0$  の場合で、 $\varphi_{wr} < 0$  のときには、 $180^\circ$  から右辺を引いた値になる。

しかし、この式では、(i)  $\varphi_{wr} = 0^\circ$  のとき  $\psi_w = 0^\circ$  とならない、(ii) 測定結果ではタンカーと貨物船とで差が現れているにもかかわらず式では考慮されていない、という2点で不都合な点が生じるので、鈴木ら<sup>5)</sup>は次式を  $\psi_w$  の計算式として提案している。

$$\psi_w = \left\{ 3 - \left( 1 - \frac{\varphi_{wr}}{90} \right)^q \right\} \times 90^\circ \quad : \varphi_{wr} \geq 0 \quad (64)$$

$$\psi_w = \left\{ 1 + \left( 1 - \frac{|\varphi_{wr}|}{90} \right)^q \right\} \times 90^\circ \quad : \varphi_{wr} < 0 \quad (65)$$

式(64)、(65)で示される  $\psi_w$  は図-8に示すように指数  $q$

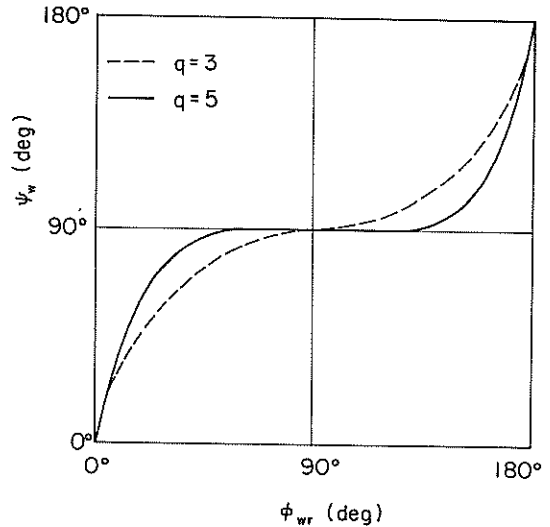


図-8  $q$  による  $\psi_w$  の変化

の値が大きいほど船軸方向からずれるので、風荷重による船首まわりの旋回モーメントが大きくなる。 $q$  の値については鈴木ら<sup>5)</sup>は、岩井ら<sup>14)</sup>の実験結果と合うように、タンカーでは  $q=5$ 、貨物船では  $q=3$  を採用している。しかし、鈴木ら<sup>5)</sup>の用いた模型船による実験では、満載タンカー船の場合には  $q=3$  とした場合の方が振れ回り運動の幅および張力は実験値によく一致している。また、貨物船の場合には、 $q=5$  としたときの方が、実験値とよく一致している。これは、岩井ら<sup>14)</sup>が用いた模型船の諸元と、鈴木ら<sup>5)</sup>の用いた模型船の諸元が相違していることが原因と思われる。本計算で対象とする船舶の諸元は鈴木ら<sup>5)</sup>の模型船を参考にしてはいるが、 $q$  に対する振れ回り運動の相違を検討するために、 $q$  は 3, 4, 5 の3通りに変化させて計算を行うことにする。

## 2.5 船舶の諸元

計算の対象とした船舶は 10,000 ton (重量トン) 級の中型タンカーおよび貨物船である。図-9(1)および(2)はそれぞれタンカーおよび貨物船の形状を示している。船の載荷状態は、3通りを選んだ。すなわち、荷を満杯にした状態を満載状態、荷を積まない空船の状態を空載状態および、吃水が満載状態と空載状態のほぼ中間になる状態を半載状態とした。表-3は、タンカーおよび貨物船それぞれについて、満載状態、半載状態および空載状態の諸元を文献<sup>16), 17), 18), 19)</sup>をもとに求めた結果である。なお、付加質量および付加慣性モーメントは文献<sup>12), 13), 14)</sup>を参考にした。また、船舶の係船チェーン長は、通常、2節(55m)程度であるので、計算では、30m, 50m, 75m, 100m の4段階を検討した。なお、計算の初期

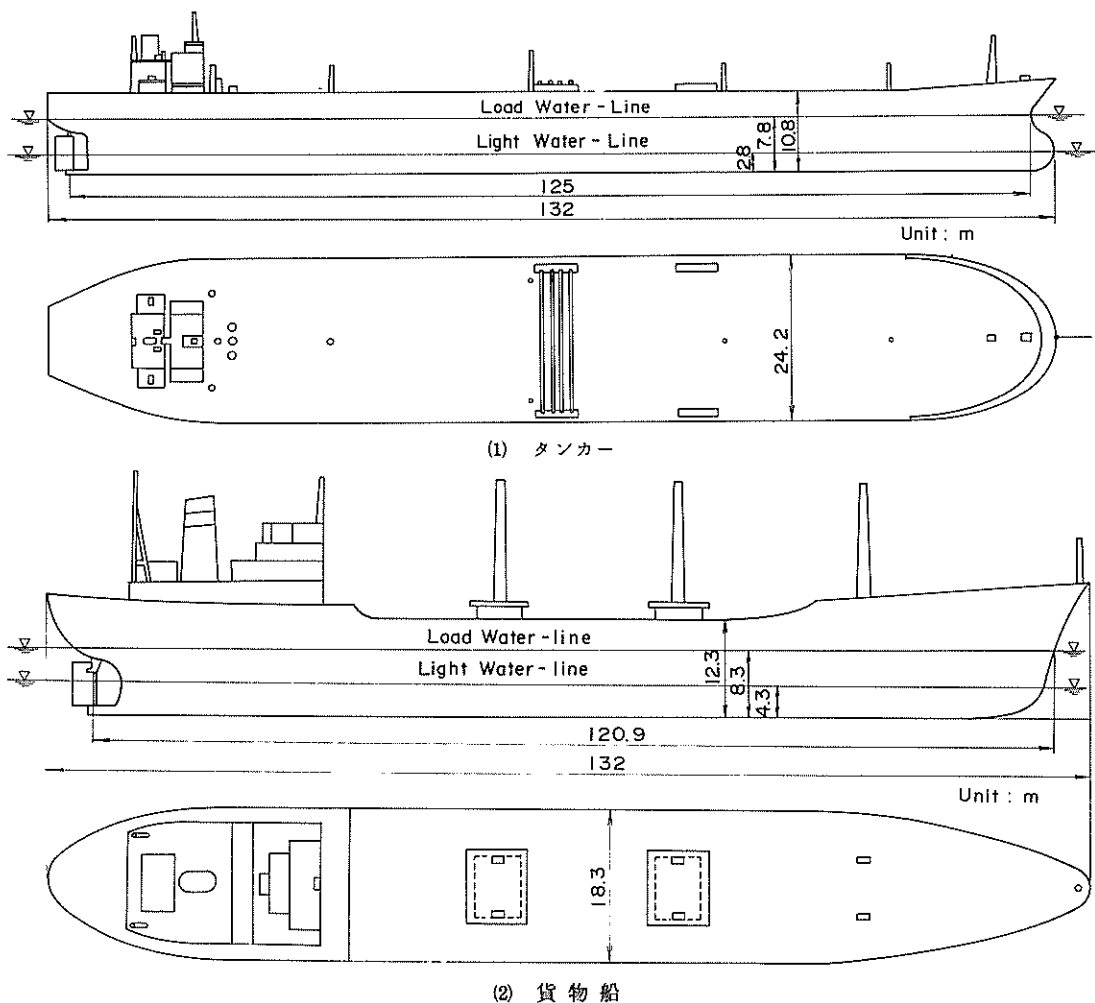


図-9 船舶の形状

における船体の傾きは  $\phi_0 = 7.5^\circ$  としている。

### 3 定常風と変動風による計算結果の相違

#### 3.1 変動風の導入

2. で述べた振れ回り運動の計算では風向を一定と考えた。鈴木らの研究<sup>5)</sup>では風速も一定として実験・計算を行ったが、今回は現地により適用できやすいように、変動風下における計算を試みた。

変動風としては、構造物の耐風性の検討に広く用いられている Davenport のパワースペクトルをもつ風を採用した。Davenport のパワースペクトルは次式で示される。<sup>20)</sup>

$$\frac{nF_u(n)}{U_{10}^2} = 2 k_r \frac{X_D^2}{(1 + X_D^2)^{4/3}} \quad (66)$$

ここで、 $X_D = 1,200 n/U_{10}$

$U_{10}$  : 基準高度 10 m における平均風速 (m/s)

$k_r$  :  $U_{10}$  を用いて定義した表面摩擦係数

$n$  : 周波数

である。なお表面摩擦係数  $k_r$  は水面上では 0.001 ~ 0.002 と言われており、本計算では  $k_r = 0.0015$  とした。図-10 に Davenport のスペクトル形を示す。式(66)で示したようにスペクトルの各周波数におけるエネルギーを  $F_u(n_i)$  で与えると平均風速からの変動成分  $u(t)$  は次式で求めることができる。

$$u(t) = 2 \sum_{i=1}^N \sqrt{F_u(n_i) \Delta n} \cos(2\pi n_i t + \alpha_i) \quad (67)$$

ここで、 $n_i$  :  $i$  番目の周波数

表-3 船舶の諸元

船種 載荷状態	タ ン カ ー			貨 物 船		
	満 載	半 載	空 載	満 載	半 載	空 載
船 長 $L_{PP}$ (m)		125.1			120.9	
型 幅 $B$ (m)		24.2			18.3	
型 深 $D$ (m)		10.8			12.3	
側 面 面 積 $A_v$ (m)		1,470			1,987	
正 面 面 積 $A_z$ (m)		352			383	
質 量 $M_S$ (kg)	$19,197 \times 10^3$	$12,663 \times 10^3$	$6,507 \times 10^3$	$12,879 \times 10^3$	$9,396 \times 10^3$	$6,129 \times 10^3$
慣 性 能 率 $I_z$ (kg·m <sup>2</sup> )	$2.82 \times 10^{10}$	$1.76 \times 10^{10}$	$7.02 \times 10^{10}$	$8.77 \times 10^9$	$7.94 \times 10^9$	$7.12 \times 10^9$
吃 水 $d_S$ (m)	7.80	5.31	2.82	6.33	6.33	4.32
船首重心距離 $a$ (m)	60.3	60.3	60.3	64.8	64.7	64.5
水中側面面積 $A_{SL}$ (m <sup>2</sup> )	986	670	353	993.6	753.1	512.6
空中側面面積 $A_L$ (m <sup>2</sup> )	484	800	1,117	993.4	1,233.9	1,474.4
空中正面面積 $A_T$ (m <sup>2</sup> )	167	226	284	230.9	267.3	303.7
方 形 係 数 $C_b$	0.812	0.787	0.761	0.700	0.671	0.641
チェーン取付高 $Z_{SR}$ (m)	4.2	6.7	9.2	8.64	10.62	12.60
付 加 質 量 $M_{zz}$ (kg)	$1,423 \times 10^3$	$799 \times 10^3$	$174 \times 10^3$	$734 \times 10^3$	$440 \times 10^3$	$146 \times 10^3$
付 加 質 量 $M_{yy}$ (kg)	$13,276 \times 10^3$	$7,509 \times 10^3$	$1,742 \times 10^3$	$12,744 \times 10^3$	$8,370 \times 10^3$	$3,996 \times 10^3$
付加慣性能率 $J_{zz}$ (kg·m <sup>2</sup> )	$7.39 \times 10^9$	$4.94 \times 10^9$	$2.56 \times 10^9$	$7.53 \times 10^9$	$5.55 \times 10^9$	$3.57 \times 10^9$
流圧力係数 $C_{y90}$	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5	1.5
浅水影響係数 $\Delta k_y$	0.3	0.15	0	0.3	0.15	0

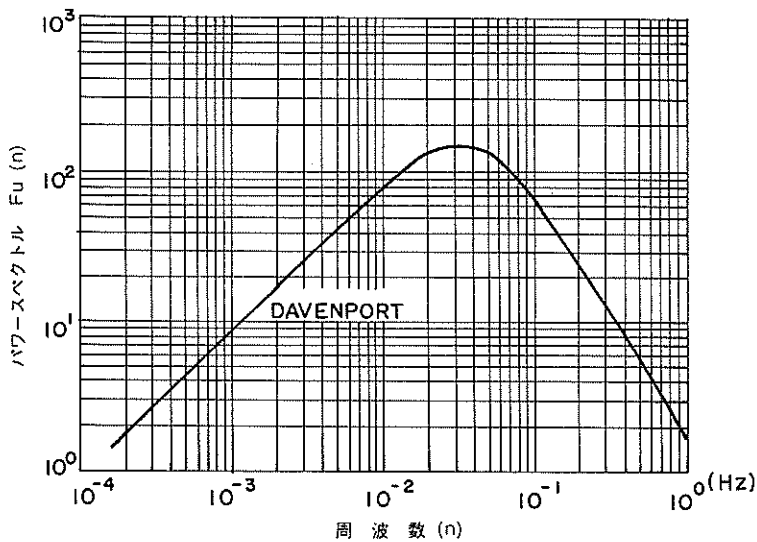


図-10 Davenport のパワースペクトル

$N$  : 考慮する周波数領域中の周波数の個数  
 $d_n$  : 周波数のきざみ幅  
 $\alpha_i$  : 位相

である。

### 3.2 振れ回り運動・係船チェーン張力の比較

荒天時の振れ回り運動を比較するために、まず変動風の平均風速と、定常風速が同一の場合について比較を行った。以後、係船チェーン長は  $L_2$  で表す。図-11 (1)、(2)はタンカー（空載、 $q=5$ 、 $L_2=30$  m）の場合の振れ回り運動の時間変化の様子を示した図である。変動風の平均風速  $\bar{U}$ 、定常風速  $U$  は  $34$  m/s とした。チェーン径は  $62$  mm、水深は  $20$  m である。図-11 では、横軸に時間を、縦軸には、上から第1段目に風速を、第2段目に船軸の  $X$  軸からの傾き  $\varphi$  を、第3段目に船首の  $X$  軸座標  $X_A$ 、4段目に  $Y$  座標  $Y_A$ 、第5段目に係船チェーン張力  $T_R$  を示す。(1)が変動風、(2)が定常風である。(1)と(2)を比較すると定常風と変動風では  $X_A$ 、 $Y_A$ 、 $\varphi$  の変動の様子はほとんど変わらない。張力  $T_R$  はそのピーク値が、定常風の場合は一定で  $143$  tf あるが、変動風の場合にはピーク値にばらつきがあり、計算時間内での最大値は  $184$  tf である。図-12 は船体の水平運動の様子を、任意の時刻から一周期分示した図である。図中  $A$  が船首、 $G$  が重心である。またアンカーの水面投影位置を原点とし、横軸で  $Y$  軸、縦軸で  $X$  軸を示している。この運動は、あたかも魚が尾びれを振り、流れに向かって泳いでいるかのような動きを示している。図-12 は定常風の場合を示しているが、変動風の場合も同じ動きをする。

図-11 (1)、(2)から変動風の場合には、振れ回り運動

の様子は定常風を作用させた場合とほとんど変化はないが、係船張力の最大値は変動風の方が  $40$  tf 程度大きくなるのがわかった。

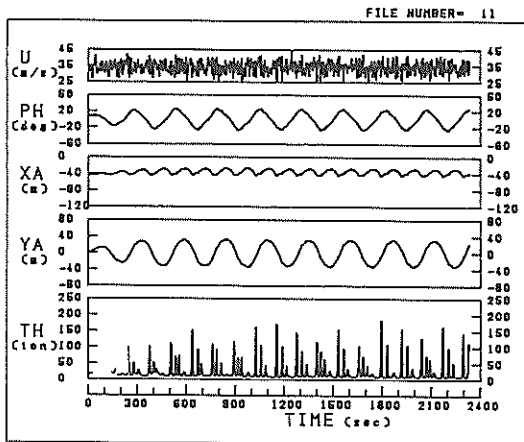
変動風の場合には、図-11 (1)で示したように、変動風速  $U$  の最大値は  $45$  m/s 程度であり、そのために係船チェーン張力の最大値は、定常風速を  $34$  m/s とした時よりも大きくなるのは当然である。したがって、定常風速を  $34$  m/s より大きな風速を作用させて、振れ回り運動の計算を行うことにより、変動風の作用下での結果をほぼ推定することができる可能性がある。

そこで、次に、定常風速を  $25$  m/s から  $60$  m/s まで変化させて、変動風の場合と比較した。

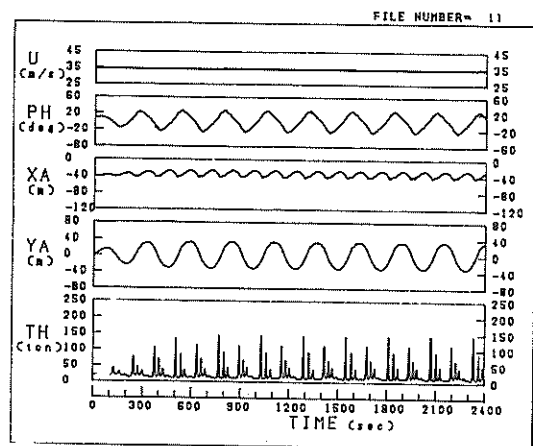
図-13 (1)、(2)は、風速と振れ回り幅・周期および係船チェーン張力の関係を示した図である。図中、 $U$  は風速を、 $2X_A$  は船首の  $X$  軸方向の振れ回り幅、 $2Y_A$  は船首の  $Y$  軸方向の振れ回り幅を示す。 $T$  は振れ回り周期、 $T_{Rmax}$  は最大係船張力である。(1)が周期・振れ回り幅と風速の関係、(2)が最大係船張力と風速の関係を示す。

対象船舶はタンカー（半載、 $L_2=50$  m、 $q=5$ ）である。まず、風速による振れ回り運動の相違について少し検討してみる。

船首の  $X$  軸方向の振れ回り幅  $2X_A$  は、係船チェーン長が一定であるため、風速が変化しても、ほとんど変化しない。 $Y$  軸方向の振れ回り幅  $2Y_A$  は風速が  $36$  m/s まではほぼ一定で  $90$  m であるが、 $38$  m/s より風速が増加すると  $2Y_A$  は若干増加し、 $U=60$  m/s の時には、 $108$  m になる。しかし、その差は  $20$  m 以下であり、 $2Y_A$  は、風速が  $25$  m/s ~  $60$  m/s で変化してもほぼ  $100$  m 前後に収まると言える。振れ回り周期  $T$  は、風速



(1) 変動風 ( $\bar{U}=34$  m/s)



(2) 定常風 ( $U=34$  m/s)

図-11 空載タンカー ( $L=30$  m、 $q=5$ ) の計算結果

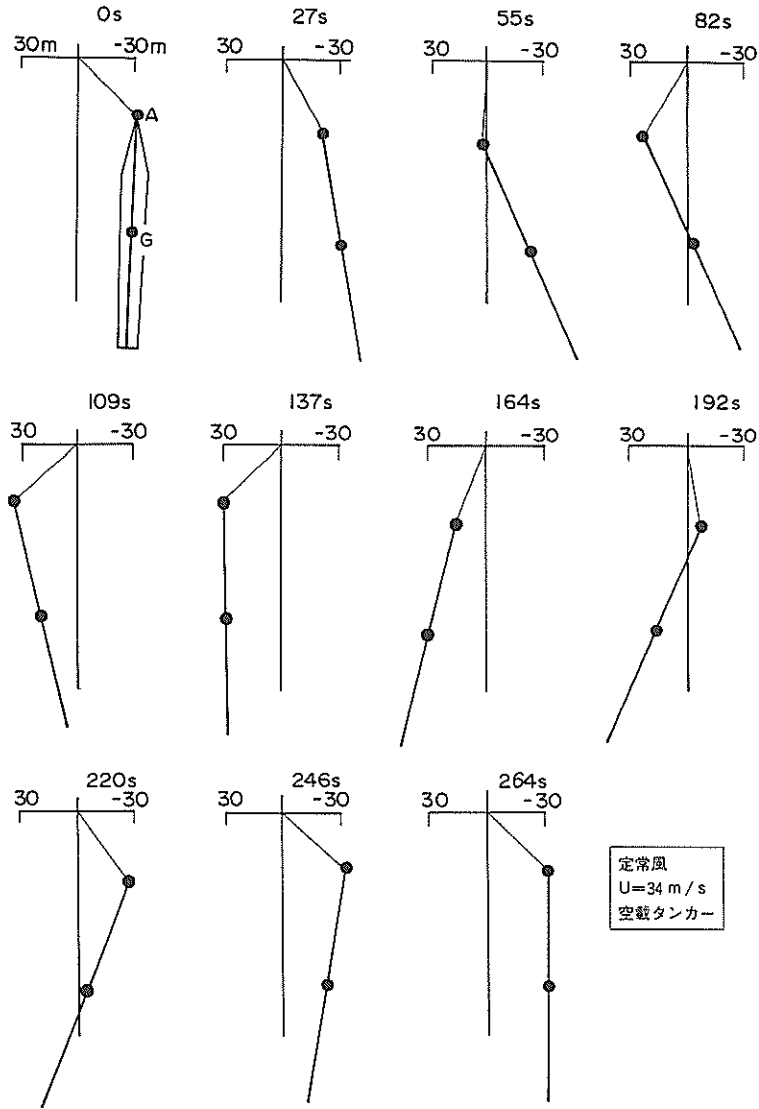


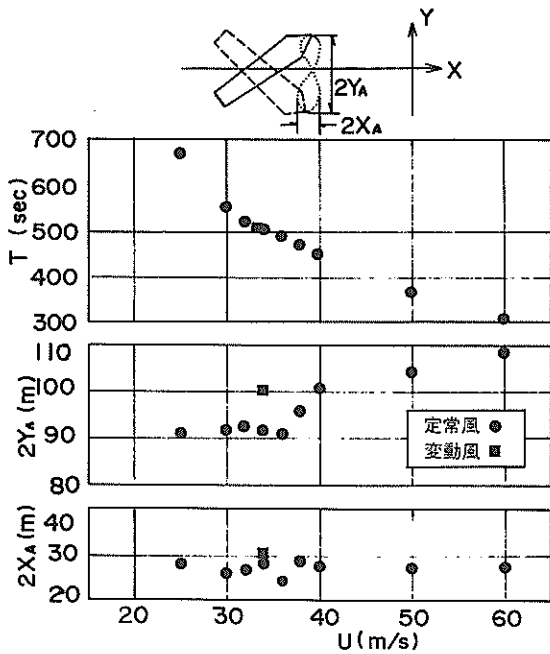
図-12 振れ回り運動の様子

が増加し、風圧力が増加すると、船体の移動速度、および回転の角速度が大きくなるので、風速が増加するにつれて短くなる。風速 25 m/s の時は、 $T$  は 670 sec であるが、風速が 50 m/s と 2 倍になると、 $T$  は 364 sec となり、ほぼ 1/2 程度になる。平均風速 34 m/s の変動風を作用させた場合の結果を、図-13 (1) では ■ で示している。 $2 X_A$ 、 $T$  は変動風と定常風ではほとんど差はない。 $2 Y_A$  の値は変動風の場合は 100 m となり、定常風の場合より 8 m 程度大きくなっているが、その差は 10 % 以内と小さい。

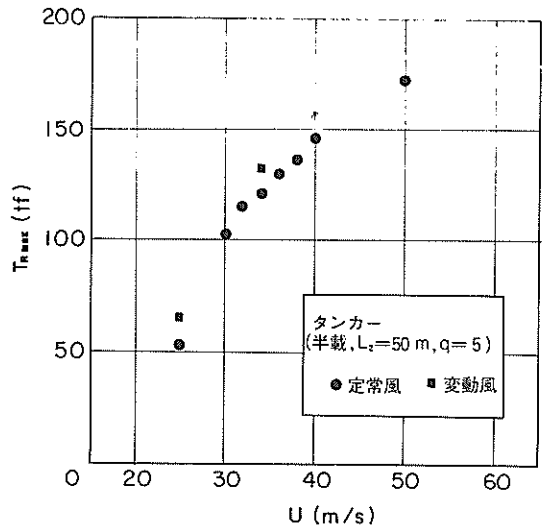
図-13 (2) の張力について検討する。風速が増加する

につれて、船体の受ける風圧力が増加するので、最大係船張力  $T_{Rmax}$  も増加する。たとえば、定常風では  $U=25$  m/s のとき、 $T_{Rmax}=53$  tf、 $U=50$  m/s のとき  $T_{Rmax}=173$  tf になる。変動風を作用させた時についても、 $U=25$  m/s、34 m/s および 40 m/s の場合の結果を示した。 $\bar{U}=34$  m/s のときは  $T_{Rmax}$  は 133 tf で、定常風を作用させたときよりも 13 tf 程度大きい。この 133 tf という値は、定常風を作用させた場合の結果と比べると、 $U=36$  m/s の場合の 137 tf に近い。さらに、平均風速 34 m/s の変動風の最大風速に近い 40 m/s の定常風を作用させたときの 147 tf よりも小さい。空載タンカー ( $L_2=30$  m、 $q=5$ )





(1) 振れ回り幅および周期



(2) 係船チェーン張力

図-13 風速による計算結果の相違

(半載タンカー,  $L_2 = 50\text{ m}$ ,  $q = 5$ )

の場合には、 $\bar{U} = 34\text{ m/s}$ では $T_{R\max} = 184\text{ tf}$ であるが、定常風作用下では、 $U = 55\text{ m/s}$ でも $T_{R\max}$ は $147\text{ tf}$ あり、 $\bar{U} = 34\text{ m/s}$ の変動風を作用させたときの値よりも小さい。

以上の結果から、変動風を作用させた場合の結果を、定常風を作用させた場合の結果で表すためには、振れ回り幅および周期については、変動風の平均風速 $\bar{U}$ を風速 $U$ とする定常風を作用させることにより推測できる。しかし、係船チェーン張力については、船種、係船チェーン長、載荷状態等の条件が変化する度に、定常風作用下の結果と、変動風を作用させた場合の結果の比が異なる。変動風作用下の最大係船チェーン張力を $T_{R\max}$ 、定常風作用下の最大係船チェーン張力を、ここでは仮に $T_R$ で表すと、たとえば半載タンカー( $L_2 = 50\text{ m}$ ,  $q = 5$ )では $T_{R\max} = 1.1 T_R$ 、空載タンカー( $L_2 = 30\text{ m}$ ,  $q = 5$ )では $T_{R\max} = 1.3 T_R$ である。したがって、変動風作用下の最大係船チェーン張力 $T_{R\max}$ と定常風作用下の最大係船チェーン張力 $T_R$ の比は船種、係船チェーン長、載荷状態によって異なり一定ではない。すなわち、変動風の結果を定常風で表すために、変動風速の平均風速の何倍の定常風速を作用させていいのか、明らかではない。そのため、最大係船チェーン張力を算定するためには、変動風を作用させて数値計算をする必要がある。

#### 4. 各種条件による計算結果の相違

##### 4.1 風圧力の作用方向指数 $q$ および係船チェーン長による相違

2.5の風圧力の作用方向を求める式(64), (65)における係数 $q$ の値は、2.5で示したように、鈴木らの係留索をナイロンロープとした実験結果<sup>5)</sup>では、空載タンカーで $q = 5$ 、満載タンカーで $q = 3$ 、貨物船で $q = 5$ の計算結果が実験値とよく一致している。その結果を表-4に示す。表中、 $2 X_A$ はX軸方向の船首の移動範囲、 $2 Y_A$ はY軸方向の船首の移動範囲、 $2 \bar{\varphi}$ は船軸のX軸からの最大傾斜角の2倍、 $T_{R\max}$ は最大作用係船チェーン張力、 $T$ は振れ回り周期を示す。

チェーンで係留した場合でも、 $q$ の影響は大きいと考えられるので、まず風圧力の作用方向指数の影響を調べた。同時に係船チェーン長による影響も検討した。なお、チェーン径は $62\text{ mm}$ とした。図-14は、横軸に係船チェーン長 $L_2$ を、縦軸に、最大係船チェーン張力 $T_{R\max}$ (tf)をとり、タンカーおよび貨物船の場合について、 $q$ の相違による計算結果の相違を調べた図である。○でタンカーを、●で貨物船を表し、 $q = 3, 4$ , および5のそれぞれの場合を、破線、一点鎖線および実線で示した。載

表-4 船体の種類と振れ回り運動 ( $U_W=620 \text{ cm/s}$ ) (鈴木<sup>5)</sup>による)

船体	項目	$2\bar{X}_A$ (cm)	$2\bar{Y}_A$ (cm)	$2\bar{\varphi}$ (deg)	$T_{Rmax}$ (gf)	$T$ (s)	$q^*$
満載タンカー	実験値	9	11	—	300	—	—
	計算値	86	260	54	1230	128	5
空載貨物船	実験値	2	36	15	340	112	3
	計算値	71	241	53	2810	46	—
	計算値	58	231	47	2350	48	5
満載貨物船	計算値	0.7	18	6	620	46	3
	実験値	23	115	28	1020	71	—
	計算値	50	202	43	1470	85	5
		0.2	0.2	0.1	460	80	3

\*  $q$  は、風合力の作用方向  $\psi_W$  を定める式中の指数である (式 (64), (65) 参照)。

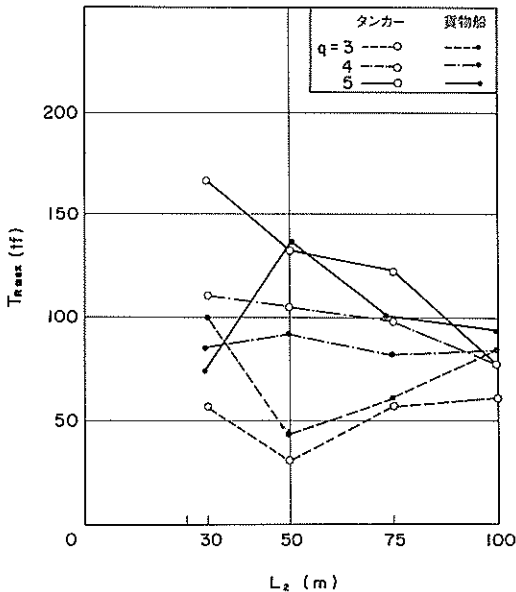


図-14 風圧力の作用方向指数  $q$  と最大係船チェーン張力の関係 (半載状態,  $\bar{U} = 34 \text{ m/s}$ )

荷状態は半載状態で、平均風速  $34 \text{ m/s}$  の変動風を作用させている。

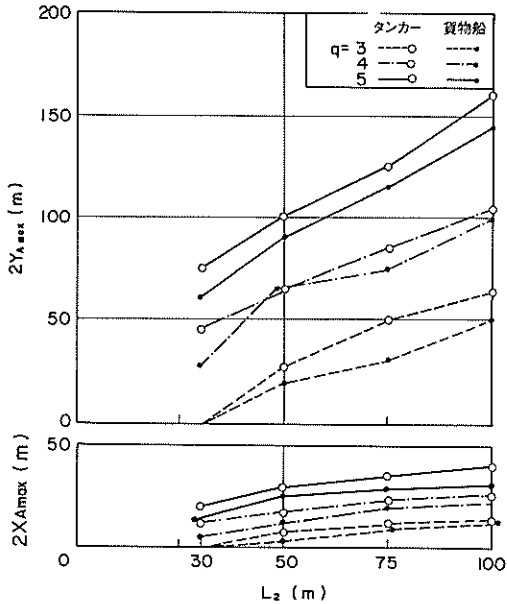
$34 \text{ m/s}$  の変動風を作用させている。

最大係船張力  $T_{Rmax}$  は、 $q$  および  $L_2$  が同じ時は、タンカーと貨物船では、 $q = 5$ ,  $L_2 = 30 \text{ m}$  の場合を除いてほとんど差がない。 $q = 5$ ,  $L_2 = 30 \text{ m}$  の場合を除くと、その差は  $20 \text{ tf}$  以内である。 $q = 3$  の時は、タンカーおよび貨物船とも  $L_2 = 50 \text{ m}$  の時に係船張力は最小になる。その値はタンカーで  $57 \text{ tf}$ 、貨物船で  $43 \text{ tf}$  である。 $q = 4$  の時には、 $L_2$  が変化しても  $T_{Rmax}$  はほとんど変化していないが、タンカーの場合には、 $L_2$  が長

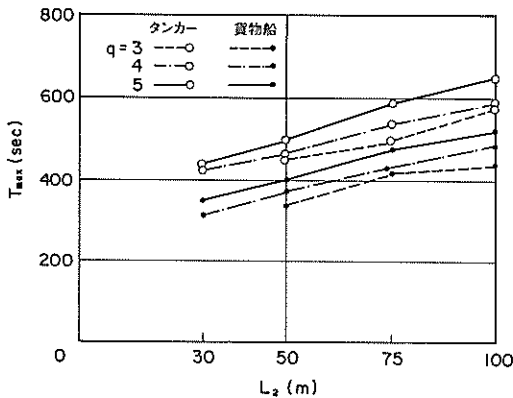
くなると  $T_{Rmax}$  は若干小さくなるようである。その値は  $L_2 = 30 \text{ m}$  の時には  $110 \text{ tf}$ 、 $L_2 = 100 \text{ m}$  になると  $77 \text{ tf}$  である。 $q = 5$  では、タンカーの場合、 $L_2$  が長くなるにつれて  $T_{Rmax}$  が小さくなる傾向が顕著である。 $T_{Rmax}$  の値は、 $L_2 = 30 \text{ m}$  で  $166 \text{ tf}$ 、 $L_2 = 100 \text{ m}$  で  $79 \text{ tf}$  で、 $90 \text{ tf}$  程度減少している。貨物船の場合、 $L_2 = 30 \text{ m}$  の時に  $T_{Rmax}$  は最小になり  $74 \text{ tf}$  である。

以上述べたように、貨物船とタンカーでは、船舶諸元が異なるため、 $T_{Rmax}$  の値に  $20 \text{ tf}$  程度の違いはあるものの、 $T_{Rmax}$  の変化の傾向は、 $q = 5$ ,  $L_2 = 30 \text{ m}$  の場合を除けばほぼ同じである。 $q = 5$ ,  $L_2 = 30 \text{ m}$  の場合のみ、タンカーでは最大張力  $T_{Rmax}$  は  $166 \text{ tf}$  と  $L_2 = 50 \text{ m}$  の場合より増加しているのに対して、貨物船は  $T_{Rmax} = 74 \text{ tf}$  となり、 $L_2 = 50 \text{ m}$  の場合より減少している。この差は、やはり船舶諸元の相違点が原因となっていると思われるが、どの諸元が要因となっているのか明確にできなかった。今後、船舶諸元の相互関係等についてより深い考察が必要であろう。

図-15 は、 $q$  と最大振れ回り幅の関係を示した図で、上段に、Y軸、すなわち、風向に対して垂直方向の船首の移動距離、下段にX軸すなわち風向方向の船首の移動距離を示した。図-16 は同様にして、縦軸に最大振れ回り周期  $T_{max}$  をとった図である。図-15および図-16において、プロットされた値のない箇所は、振れ回り運動をしないことを示す。図-15 から、 $q = 3$ 、すなわち、風圧力の船体に対する旋回モーメントが小さい時は、係船チェーン長が  $30 \text{ m}$  の場合、タンカー、貨物船とも振れ回り運動をせず、しかも船首の水平運動がほとんどないことがわかる。また、最大振れ回り幅  $2Y_{Amax}$  および  $2X_{Amax}$  は、 $q$  および  $L_2$  が同一である時は、タンカー、貨物船ともほぼ同じ振れ回り幅になる。



図一 15 風圧力の作用方向指数  $q$  と最大振れ回り幅の関係 (半載状態,  $\bar{U} = 34 \text{ m/s}$ )



図一 16 風圧力の作用方向指数  $q$  と最大振れ回り周期の関係 (半載状態,  $\bar{U} = 34 \text{ m/s}$ )

$2Y_{A \max}$ ,  $2X_{A \max}$ とも,  $q = 3, 4, 5$ の順に大きくなる。また,  $L_2$ が大きくなると  $2Y_{A \max}$ ,  $2X_{A \max}$ は大きくなる。 $2Y_{A \max}$ の値は本計算では,  $q = 3$ の時,  $L_2$ の約1/2に,  $q = 4$ の時は  $L_2$ とほぼ同程度,  $q = 5$ の時は,  $L_2$ のほぼ1.5倍程度になった。たとえば,  $L_2 = 100 \text{ m}$ の場合には, 貨物船およびタンカーとも,  $q = 5$ で  $2Y_{A \max}$ は約150m,  $q = 4$ で約100m,  $q = 3$ で約50mである。

振れ回り周期についても, 振れ回り幅と同様に,  $q$ の値が大きくなるにつれて周期が長くなる。 $q$ の値による  $T_{\max}$ の差は, タンカーで最大約100sec, 貨物船でも最大100sec

程度である。タンカーと貨物船を比較すると,  $q$ と  $L_2$ が同じ条件であれば  $T_{R \max}$ はタンカーの方が貨物船より大きくなる。たとえば,  $q = 5$ ,  $L_2 = 100 \text{ m}$ では,  $T_{R \max}$ タンカーで650sec, 貨物船で527secである。

以上, まとめると,  $q$ が3, 4, 5と増加すると, 最大振れ回り幅は大きくなり, 振れ回り周期も長くなる。これは,  $q$ が3, 4, 5と増加すると, 船軸に対しての風圧力の作用角  $\varphi_w$ が増加し, 重心まわりの回転モーメントが増加するためと思われる。また  $L_2$ が長くなると, 当然, 最大振れ回り幅および周期も増加する。しかし, 係船チェーン張力は,  $q$ によって,  $L_2$ の長さによる変化の仕方が前述したように異なる。

このように,  $q$ が3, 4, 5と異なることによって, 最大係船チェーン張力は, たとえば計算結果に最大90tf程度の差が生じる。

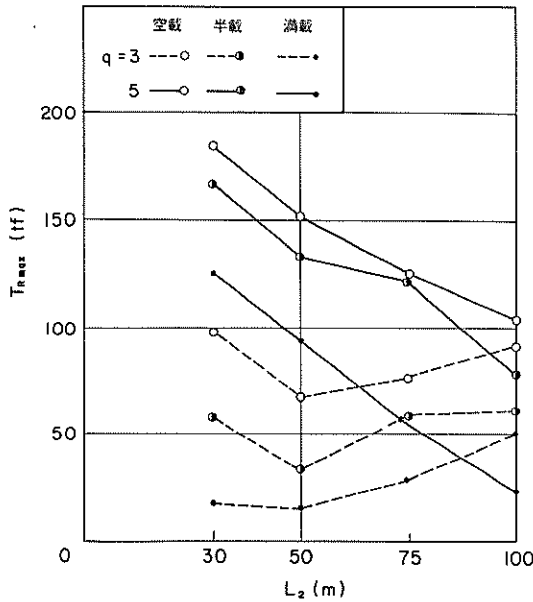
最大振れ回り幅は,  $2Y_{A \max}$ で  $L_2$ と同程度の差が生じる。したがって, 振れ回り運動の計算においては,  $q$ の値について十分調査しておかなければならない。このためには, 模型実験, 現地観測等で  $q$ を推定することが重要になる。

#### 4.2 載荷状態による相違

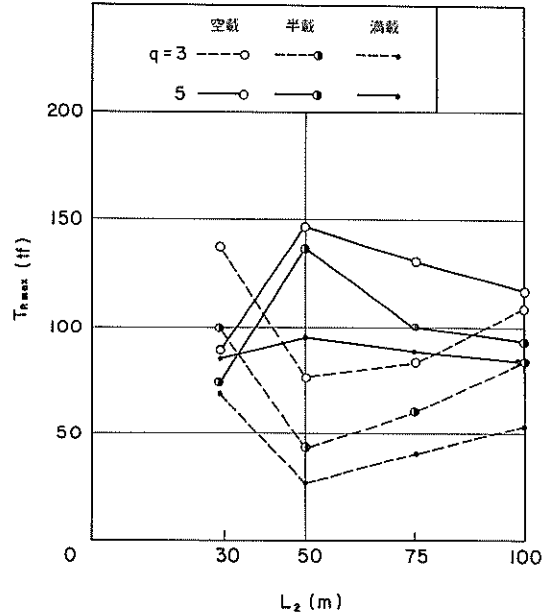
次に, タンカーおよび貨物船について, 船体の吃水の違い, すなわち載荷状態によって最大係船張力, 最大振れ回り幅, および最大振れ回り周期がどのように異なるかを検討した。載荷状態は表一に示したように, 満載状態, 半載状態, 空載状態の3通りとした。 $q$ については, 4.1で述べたように, 計算結果に大きな影響を与えるので,  $q = 3$ ,  $q = 5$ の2ケースについて検討した。

図一 17 (1)はタンカーに関して載荷状態と最大係船チェーン張力の関係を示した図である。横軸には係船チェーン長  $L_2$ を, 縦軸には最大係船チェーン張力  $T_{R \max}$ をとった。図一 17 (1)において, ○が空載, ⊙が半載, ●が満載状態のチェーン張力を示す。 $q = 3$ の結果を点線で,  $q = 5$ の結果を実線で示す。 $q = 3$ および5のどちらの場合でも, 係船チェーン長が同一であれば,  $T_{R \max}$ は, 空載状態のときが最も大きく, 満載状態の場合が最も小さい。たとえば  $q = 5$ ,  $L_2 = 100 \text{ m}$ では, 空載で104tf, 半載で79tf, 満載で23tfである。これは, 吃水が深くなるほど, 水面上の風圧力の受圧面積が小さくなるためである。図一 17 (2)は, 貨物船の場合の最大係船チェーン張力を示した図である。タンカーと同様, 空載状態が最も大きく, 満載状態が最も小さい。たとえば,  $q = 3$ ,  $L = 75 \text{ m}$ では, 満載で40tf, 半載で60tf, 空載で83tfである。

係船チェーン長  $L_2$ の違いによる相違をみてみると,



(1) タンカー



(2) 貨物船

図-17 荷荷状態と最大係船チェーン張力の関係 ( $\bar{U} = 34 \text{ m/s}$ )

4.1の半載タンカーおよび貨物船に対する検討で示されたように、満載状態および空載状態のタンカーおよび貨物船でも以下のようなことが言える。

i)  $q = 3$  の場合には、 $T_{R \max}$  は  $L_2 = 50 \text{ m}$  のときに最小となり、空載状態では、タンカーで  $68 \text{ tf}$ 、貨物船で  $76 \text{ tf}$  である。

ii)  $q = 5$  の場合は、タンカーでは  $L_2$  が長くなるほど  $T_{R \max}$  は小さくなる。 $L_2 = 30 \text{ m}$  と  $L_2 = 100 \text{ m}$  のときを比較すると、空載・半載・満載状態とも、 $L_2 = 30 \text{ m}$  の場合に比べて、 $L_2 = 100 \text{ m}$  の時には、 $T_{R \max}$  は  $90 \text{ tf}$  程度小さくなっている。貨物船では、 $L_2 = 50 \text{ m}$  以上では、 $L_2$  が長くなるほど、 $T_{R \max}$  は小さくなり、逆に  $L_2$  が  $50 \text{ m}$  より短く、 $30 \text{ m}$  になると  $T_{R \max}$  は小さくなる。すなわち、 $T_{R \max}$  は、 $L_2 = 50 \text{ m}$  のときに最大となり、空載で  $146 \text{ tf}$ 、半載で  $136 \text{ tf}$ 、満載で  $95 \text{ tf}$  になる。

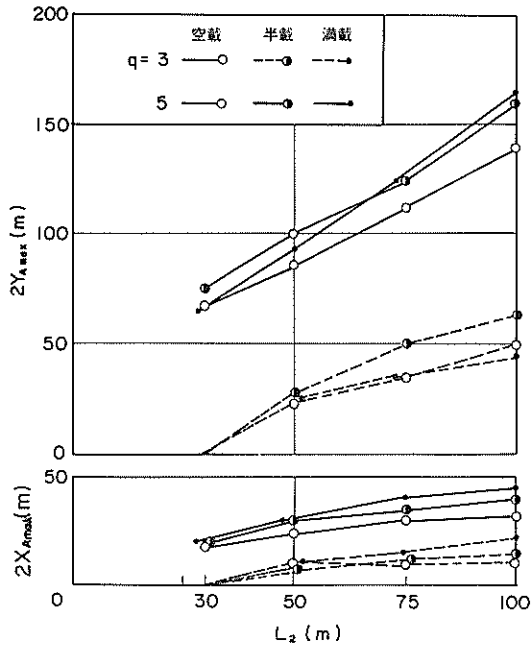
図-18 (1), (2) は、荷荷状態と、最大振れ回り幅の関係を示した図であり、(1)がタンカー、(2)が貨物船である。図中、下段に  $2 X_{A \max}$  として、 $X$  軸方向の船首の最大移動幅を示す。図-18 (1), (2) をみると、振れ回り幅は、 $L_2$  が同じ時には、荷荷状態にかかわらずほぼ一定であることがわかる。ただ、変動風を作用させるため、また吃水が相違するため、たとえば、図-18 (1) のタンカーの場合には、 $q = 5$ 、 $L_2 = 75 \text{ m}$  のとき、 $2 Y_{A \max}$  は半載

および満載では  $125 \text{ m}$ 、空載では  $112 \text{ m}$  と若干相違する。しかし、その差はいずれの場合にも  $L_2$  の  $1/5$  以下である。

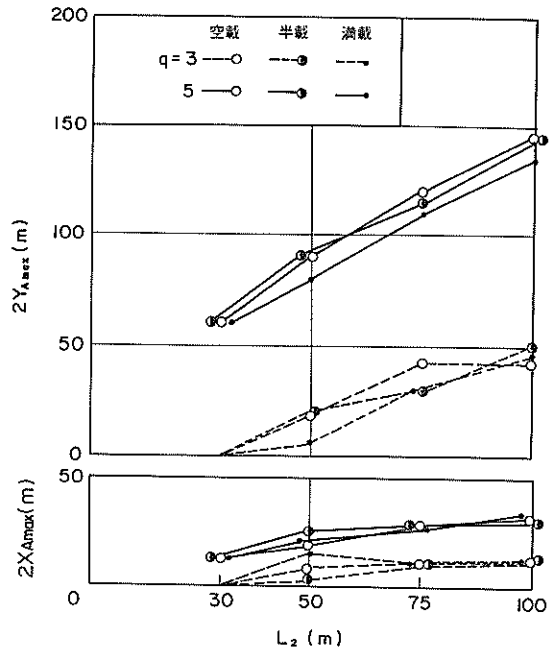
図-19 (1), (2) は、荷荷状態と最大振れ回り周期の関係を示した図であり、(1)がタンカー、(2)が貨物船の場合を示している。タンカー、貨物船ともに、 $q = 3$ 、 $L_2 = 30 \text{ m}$  の場合には振れ回り運動をしないので、図-19ではプロットしていない。タンカー、貨物船ともに、 $q = 3$ 、 $L_2 = 100 \text{ m}$  の場合を除いて、いずれの場合も  $L_2$ 、 $q$  が同一の時、 $T_{\max}$  は、満載状態で最も長く、空載状態で最も短い。 $q = 3$ 、 $L_2 = 100 \text{ m}$  の場合、タンカーの最大振れ回り周期は、満載状態で  $563 \text{ sec}$ 、半載状態で  $587 \text{ sec}$  である。

満載状態と半載状態、半載状態と空載状態の振れ回り周期の差は、貨物船では  $q$  および  $L_2$  が変化してもほぼ一定で、半載状態の最大振れ回り周期は空載状態より約  $100 \text{ sec}$ 、満載状態の振れ回り周期は半載状態よりやはり約  $100 \text{ sec}$  程度長い。タンカーの場合は、その差は一定していない。

図-18 で示したように、 $L_2$  が同じときは、荷荷状態が異なっても、最大振れ回り幅  $2 Y_{A \max}$  および  $2 X_{A \max}$  はほとんど変化しないのに対して、最大振れ回り周期  $T_{\max}$  は、満載状態が空載状態より長くなるのは、吃水が深くなり、流圧抵抗を受ける面積が増加したため、振

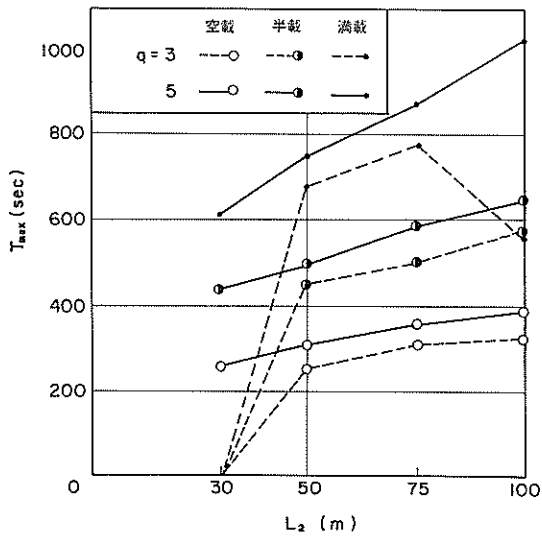


(1) タンカー

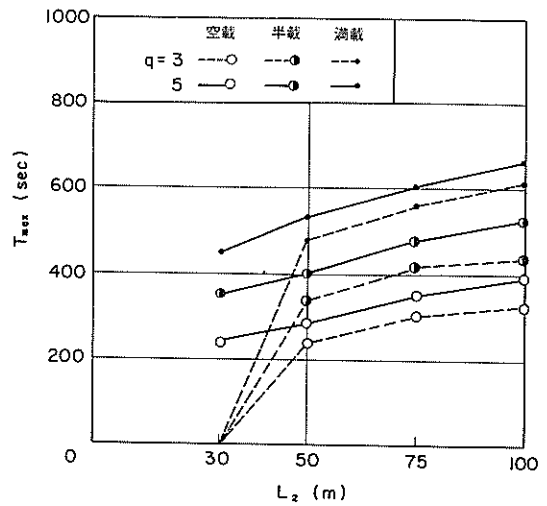


(2) 貨物船

図-18 載荷状態と最大振れ回り幅の関係 ( $\bar{U} = 34$  m/s)



(1) タンカー



(2) 貨物船

図-19 載荷状態と最大振れ回り周期の関係 ( $\bar{U} = 34$  m/s)

れ回り運動時の船体の移動速度、および回転の角速度が小さくなるからであろう。また、タンカーと貨物船を比較すると、いずれの載荷状態においてもタンカーの方が貨物船より  $T_{max}$  は長くなる。たとえば、 $q = 5$ 、 $L_2 = 75$  m、満載状態の場合を比較するとタンカーでは、 $T_{max}$  は 874 sec であるが、貨物船では、 $T_{max}$  は 600 sec で、タンカーの方が 1.4 倍程度長い。図-18 の最大振り回り幅は  $2Y_{Amax}$  で、タンカーが 124 m、貨物船が 110 m とほとんど変わらないことから、タンカーは貨物船より流圧抵抗を受けやすい船型をしていると言える。

#### 4.3 チェーン径による相違

10,000 ton 級船舶の艦装数<sup>30)</sup>から判断すると、4.1、4.2 の計算で使用した径 62 mm のチェーンは、船舶自身が所持するチェーンとしては、やや太い。通常は 50 mm 程度のチェーンを保持するよう定められている。そこで、前述の表-2 で示した呼径 50 mm のチェーンを用いて計算を行った。図-20 (1) は、半載タンカー船 ( $L_2 = 50$  m) で呼径を 50 mm としたときの最大係船チェーン張力および、これまで使用してきた呼径が 62 mm のときの最大係船チェーン張力との差を示した図である。 $q = 5$  とし、風は平均風速 34 m/s の変動風を作用させた。 $d_2$  はチェーン径を示す。最大係船チェーン張力  $T_{Rmax}$  は、呼径が 62 mm の時は 133 tf、呼径が 50 mm の時は 115 tf になる。

図-20 (2)、(3) は、それぞれ半載タンカー船 ( $L_2 = 50$  m) で、チェーンの呼び径が 62 mm および 50 mm のときの時間変動の様子で、呼び径が 62 mm の場合と 50 mm の場合は、運動にほとんど変化がなかった。したがって、

チェーン径の変化は振り回り運動には、ほとんど影響しないと言える。しかし、チェーン径が 62 mm の場合は破断強度が 210 tf あるのに対し、チェーン径が 50 mm になると破断強度が 62 mm の場合の 2/3、つまり 140 tf に下がる。(最大係船張力 / 破断強度) をとると、この比は径 62 mm のチェーンでは 0.63 で、径 50 mm では 0.82 となり、チェーン径が小さくなるとチェーンが切断する危険性がかなり高くなる。

#### 4.4 推力による相違

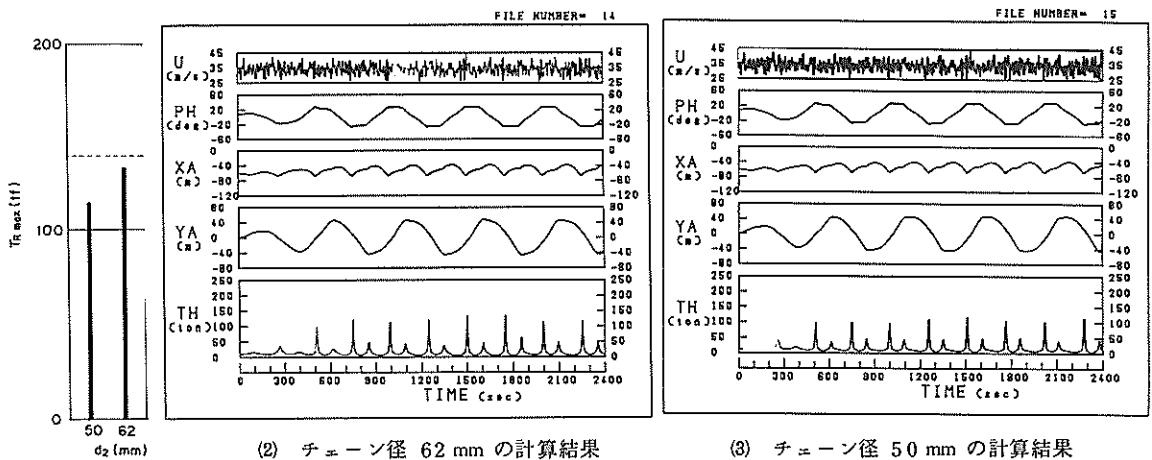
台風などの荒天時には、錨泊中の避泊船舶は船長の判断で、スクリューを回し、ある推力をかけて荒天を乗り切ることがある。そこで、本計算で対象とした一点係留ブイによる係船システムにおいても、推力をかけることによって係船チェーン張力を小さくできないか、検討した。

船が前進するとき、流体力が作用する。その流体力に抗して船を前進させるために必要な力が推力に等しいと仮定して、推力を流体力と同様に次式で表す。

$$P_z = \frac{1}{2} \rho_w C_{y90} V_s^2 \cdot A_{SL} \quad (68)$$

ここで  $P_z$  は推力、 $\rho_w$  は水の単位体積重量、 $C_{y90}$  は流体力係数、 $A_{SL}$  は水中正面投影面積である。 $V_s$  は流体力を求める場合には流速であり、ここでは、静水中における船の速度に相当する。推力の作用方向は一定で、船尾方向、すなわち船体固定座標系の  $x$  軸の負方向とする。

図-21 は、半載タンカー ( $L_2 = 30$  m、 $d = 62$  mm) で、平均風速を 34 m/s として、推力をかけた場合の計算結果である。横軸に船の静水中における速度  $V_s$  (m/s)、



(1) 最大張力

(2) チェーン径 62 mm の計算結果

(3) チェーン径 50 mm の計算結果

図-20 チェーン径による計算結果の相違

(半載タンカー、 $L_2 = 50$  m、 $q = 5$ 、 $\bar{U} = 34$  m/s)

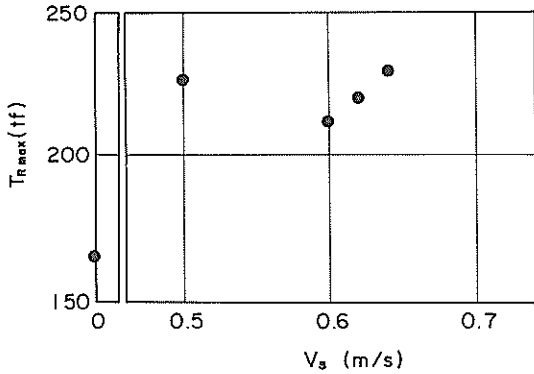


図-21 推力と係船チェーン張力の関係  
(半載タンカー,  $L_2 = 30$  m,  
 $\bar{U} = 34$  m/s,  $q = 5$ )

縦軸に最大係船チェーン張力  $T_{Rmax}$  (tf) をとった。  $V_s = 0.50, 0.60, 0.62, 0.64$  m/s の場合について検討したが、いずれの場合も係船チェーン張力は、推力をかけない場合の 166 tf に比べて、50 tf 以上も大きかった。また、図-21 から判断する限り、推力を 0.64 m/s 以上にしても、0.5 m/s 以下にしても、係船チェーン張力が小さくなる傾向はみられない。

図-22 (1) は  $V_s = 0.64$  m/s の場合の水平変位および張力の時間変動を表している。図の船首の変位  $X_A$  からわかるように、  $V_s = 0.64$  m/s の場合には  $X_A$  が正、すなわち船首がアンカー点より前方へ押し出された状態になり、これ以上推力を大きくすると、船体がブイに衝突

する危険がある。図-22 (1) の推力をかけた場合と比較するために、図-22 (2) に推力をかけない場合の係船チェーン張力、船首の位置および、船軸の X 軸からの傾きの時間変動の様子を示した。

図-22 に示すように、最大係船チェーン張力が、推力をかけた場合には推力をかけない場合に比べて 50 tf 以上も大きくなる理由を考えてみる。

最大係船チェーン張力が発生するときの船体位置を模式的に示すと、推力をかけない場合は図-23 の太い実線のようになる。  $O$  がアンカー、  $A$  が船首、  $G$  が重心である。

推力が常に船尾方向へ作用していると、船首  $A$  の位置は  $A'$  へ移動しようとする。そうすると、アンカーと船首間の距離  $\overline{OA}$  は、  $\overline{OA'}$  になり、  $\overline{OA'} > \overline{OA}$  であるので、

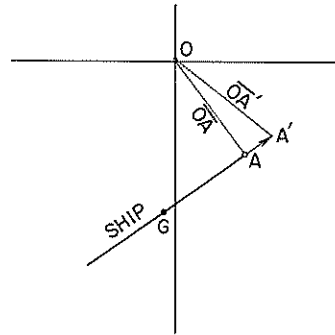
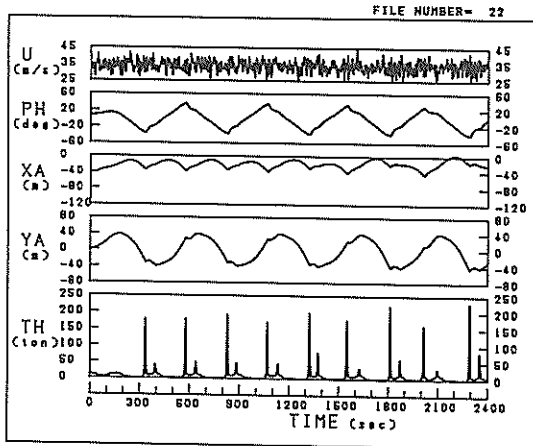
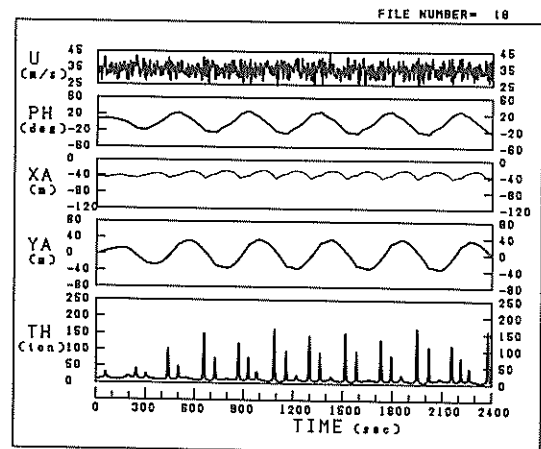


図-23 推力の作用の模式図



(1)  $V_s = 0.64$  m/s



(2)  $V_s = 0$  m/s

図-22 推力による計算結果の相違  
(半載タンカー,  $L_2 = 30$  m,  $\bar{U} = 34$  m/s,  $q = 5$ )

最大係船チェーン張力  $T_{Rmax}$  は推力をかけた場合の方が、かけない場合より増加することになる。

以上のことから、本計算のように振れ回り運動をしている船舶で、推力を一方方向に一定の大きさで作用させると、推力をかけない時よりも、係船チェーン張力は大きくなり、係留状態をよくすることはできないことがわかる。推力をかけた場合には船の舵の影響も入ると考えられるが、ここでは舵の効果は考えていない。

#### 4.5 のび係数 $\alpha$ の影響

最後に 2.3 で説明したのび係数  $\alpha$  の数値計算に及ぼす影響を検討した。まず、実際のチェーンの引張り試験によるのびの測定結果についての資料を収集した。その結果、スタッド付のチェーンについての、のび試験結果を石川島播磨重工㈱より提供していただいた。図-24 にチェーン径 60 mm のチェーンの試験結果を示す。なお、スタッドとは、図-24 の左上に示したように、チェーン環のひずみを少なくする目的で作られ、ブリッジ状にチ

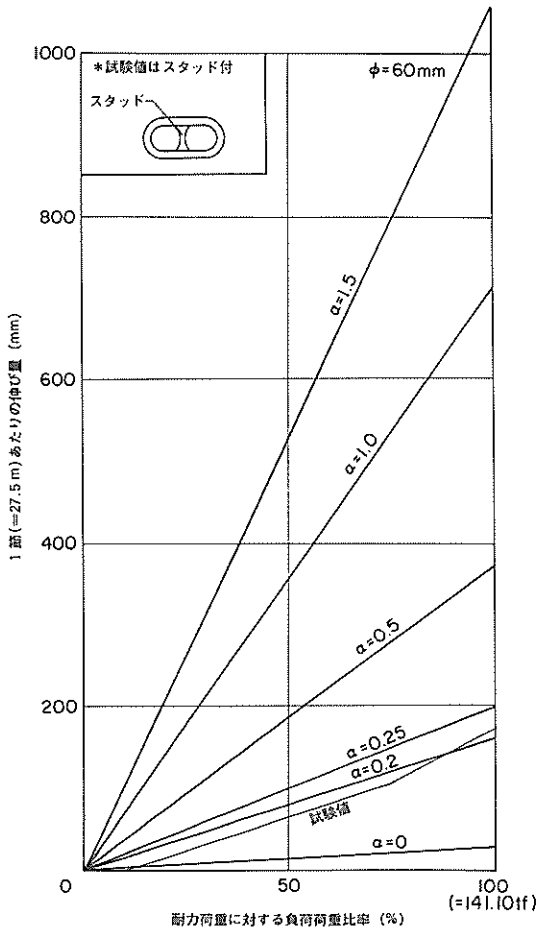


図-24  $\alpha$  によるチェーンの伸びの変化

ーン環を補強したものである。図-24 の細実線で示した結果が引張試験で得られたチェーン一節 (27.5 m) あたりの伸び量 (mm) である。

図-24 では、同時に試験結果と比較するために、式(24)で計算された径 60 mm、長さ 27.5 m のチェーンの伸び量 (mm) を各  $\alpha$  について示した。図-24 から、チェーンの引張試験から得られた伸び特性は、ほぼ、式(24)で  $\alpha = 0.2$  として計算した伸び特性と一致することがわかる。したがって、 $\alpha = 0.2$  として、振れ回り運動の計算を行うと、ほぼ、引張試験から得られたのび特性を用いて、振れ回り運動の計算を行ったことになる。

次に、 $\alpha$  を 0 から 2 まで変化させて、 $\alpha$  の違いによる計算結果の相違を調べた。図-25 は、 $\alpha$  を変化させた時の振れ回り運動の計算結果のうち、最大係船チェーン張力  $T_{Rmax}$ 、振れ回り周期  $T$  を示した図である。計算は、タンカー (半載、 $q=5$ 、 $L_2=30$  m、 $d_2=62$  mm) の場合について行い、風は  $U=34$  m/s の定常風を作用させた。●が最大係船チェーン張力  $T_{Rmax}$ 、□が振れ回り周期を示している。

図-25 から次のことが言える。振れ回り周期は、 $\alpha$  が変化しても、ほぼ一定で、タンカー (半載、 $q=5$ 、 $L_2=30$  m) の場合は、約 430 秒である。最大係船チェーン張力  $T_{Rmax}$  は  $\alpha < 1$  では、 $\alpha$  が増加し、チェーンの伸び率が大きくなると、顕著に小さくなり、 $\alpha=0$  の時は、 $T_{Rmax}$  は、738 tf であるが、 $\alpha=0.5$  では、 $T_{Rmax}$  は 248 tf と約 1/3 に減少する。 $\alpha > 1$  では、その減少の様子はゆるやかになる。 $\alpha=1$  では  $T_{Rmax}=194$  tf、 $\alpha=1.5$  では  $T_{Rmax}=163$  tf、 $\alpha$  が 2 となり 2 倍になっても  $T_{Rmax}$  は 149 tf で、 $\alpha=1$  の場合に比べて 45 tf 減少するだけである。したがって  $\alpha=1.5$  としておけば、その計算結果は  $\alpha=1 \sim 2$  の間の場合の計算結果とは 20 tf 程度異なるだけになる。

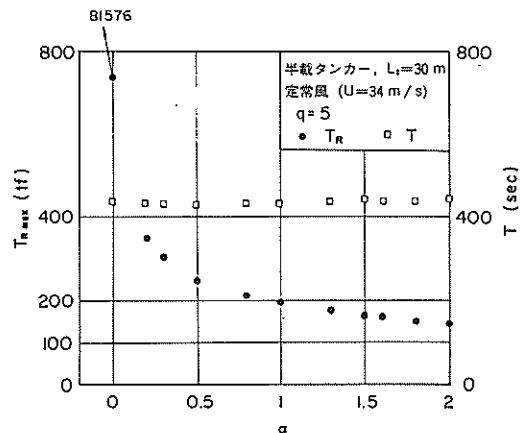


図-25 のび係数  $\alpha$  による計算結果の相違



チェーンの伸びを全く考慮しない場合はピーク値が極端に大きくなり、タンカー（半載、 $L_2=30\text{ m}$ 、 $q=5$ 、 $U=34\text{ m/s}$ ）の場合には、 $T_{R\max}=81,576\text{ tf}$ にもなってしまふ。

試験値に近い $\alpha=0.2$ の時には $T_{R\max}$ は $347\text{ tf}$ となり、これは、径 $62\text{ mm}$ スタッド付チェーンの破断強度 $210\text{ tf}$ を越えてしまふ。したがってスタッド付チェーンを船舶が所持している場合には、 $4.1\sim 4.3$ で示した本計算結果は $\alpha=1.5$ として計算しているの、のびを過大に見積もっている危険性があり、計算結果を使用する際には、注意が必要である。

## 5. 避泊可能条件

### 5.1 計算のまとめ

避泊可能条件を検討する前に、 $10,000\text{ ton}$ 級のタンカーおよび貨物船を対象として、 $3, 4$ で得られた結論の概要を以下に示す。

1) 定常風とDavenportのパワースペクトルを持つ変動風を作用させて、定常風と変動風の作用下における振れ回り運動の相違を調べた。

変動風の平均風速を $\bar{U}$ 、定常風の風速を $U$ とすると、 $\bar{U}=U$ の時、振れ回り運動の幅および周期はほぼ同じである。最大係船チェーン張力 $T_{R\max}$ は変動風の場合の方が大きく、タンカー（半載、 $L_2=50\text{ m}$ 、 $q=5$ ）では、変動風作用下で $T_{R\max}$ は $133\text{ tf}$ 、定常風作用下で $T_{R\max}$ は $120\text{ tf}$ であった。平均風速 $34\text{ m/s}$ の変動風では最大風速は $45\text{ m/s}$ 程度である。そこで、最大風速と等しい $U(=45\text{ m/s})$ を定常風として作用させてみたが、 $T_{R\max}$ は $160\text{ tf}$ 程度で $133\text{ tf}$ より大きくなってしまふ。空載タンカー（ $L_2=30\text{ m}$ 、 $q=5$ ）では、 $\bar{U}=34\text{ m/s}$ とした時の $T_{R\max}$ は $184\text{ tf}$ で、 $U=55\text{ m/s}$ の定常風を作用させた時の $T_R$ の値、 $147\text{ tf}$ より大きい。したがって、変動風作用下の計算結果と同じ計算結果を与える定常風速に対する変動風の平均風速の比は、各船種、各載荷状態によって異なる。すなわち、変動風の平均風速に対して何%大きな定常風を作用させれば、変動風と同じ結果が得られるか、明らかにすることは困難である。ゆえに、振れ回り運動の計算では、変動風を使用しなければならない。

2) 風圧力の作用方向を決める指数 $q$ を $3, 4, 5$ の3つの場合に分けて、その影響を検討した。半載状態でのタンカーおよび貨物船を対象に振れ回り運動の計算を行ったところ、 $q=3$ の場合には、 $L_2=30\text{ m}$ と係船チェーン長が短いときは、タンカー、貨物船とも振れ回り運動をしなない。

3) タンカー、貨物船とも $q=5$ の場合に、最も振れ回り運動幅が大きく、振れ回り周期も長くなる。さらに、 $q$ が $3, 4, 5$ いずれの場合も、係船チェーン長 $L_2$ が長くなると、タンカー、貨物船とも振れ回り幅が大きくなり、振れ回り周期は長くなる。たとえば、タンカー（半載、 $q=5$ ）では、 $\bar{U}=34\text{ m/s}$ の変動風を作用させたとき、 $L_2=30\text{ m}$ の場合には $T_{R\max}$ は $74\text{ tf}$ であるが、 $L_2$ が $100\text{ m}$ になると $T_{R\max}$ は $160\text{ tf}$ になる。

4)  $q$ および船種によって、係船チェーン長の違いによる最大係船チェーン張力 $T_{R\max}$ の変化の傾向は相違する。 $q=4$ および $5$ のとき、タンカーでは $L_2=30\text{ m}$ のときに $T_{R\max}$ は最大となり、半載タンカー（ $\bar{U}=34\text{ m/s}$ ）では、 $q=4$ で $T_{R\max}=110\text{ tf}$ 、 $q=5$ で $166\text{ tf}$ である。貨物船は $L_2=50\text{ m}$ のとき最大となり、 $q=4$ で $T_{R\max}=92\text{ tf}$ 、 $q=5$ で $T_{R\max}=136\text{ tf}$ である。 $q=3$ の場合は、貨物船、タンカーとも $L_2=50\text{ m}$ のとき $T_{R\max}$ は最小となり、貨物船は $43\text{ tf}$ 、タンカーは $33\text{ tf}$ である。

また、 $q=4$ の場合は $L_2$ が $30\sim 100\text{ m}$ で変化しても、 $T_{R\max}$ の変化する幅はタンカー、貨物船とも $30\text{ tf}$ 程度である。

5) 載荷状態を空載・半載・満載と変化させて、吃水の変化による相違を検討した。変動風の平均風速は $34\text{ m/s}$ とした。タンカーおよび貨物船とも吃水が深くなり風に対する受圧面積が小さくなるほど最大係船チェーン張力は小さくなった。たとえば、 $L_2=50\text{ m}$ で $q=5$ のとき、タンカーでは、空載で $151\text{ tf}$ 、半載で $133\text{ tf}$ 、満載で $95\text{ tf}$ であった。ただし、貨物船（ $L_2=30\text{ m}$ 、 $q=5$ ）の場合に限り、半載状態で $T_{R\max}=74\text{ tf}$ 、満載状態で $T_{R\max}=85\text{ tf}$ となり、満載の方が大きくなった。

6) 本計算では係船チェーンとしてはおもに、径が $62\text{ mm}$ のものを使用した。タンカー（半載、 $L_2=50\text{ m}$ 、 $q=5$ 、 $\bar{U}=34\text{ m/s}$ ）の場合について、チェーン径を $50\text{ mm}$ としたところ、振れ回り運動の様子に変化がなかった。最大係船チェーン張力は、チェーン径 $d_2=62\text{ mm}$ のとき、 $133\text{ tf}$ 、 $d_2=50\text{ mm}$ のとき $115\text{ tf}$ と小さくなった。しかし、チェーンの破断強度に対する割合で張力を示すと、 $d_2=62\text{ mm}$ のときは最大係船チェーン張力は破断強度の $63\%$ 、 $d_2=50\text{ mm}$ のときは $82\%$ になり、危険性は $d_2=50\text{ mm}$ の方が高い。

7) 一定の推力を船尾方向へ作用させることによって係船チェーン張力を小さくすることを試みた。船体が振れ回り運動をしていると、船軸が $30^\circ\sim 40^\circ$ 程度風向に対して傾いたときに、推力の作用により船首・アンカー間の距離が推力をかけない場合より大きくなってしまふ。したがって、係船チェーン張力は、推力をかけない場合

よりも逆に大きくなった。

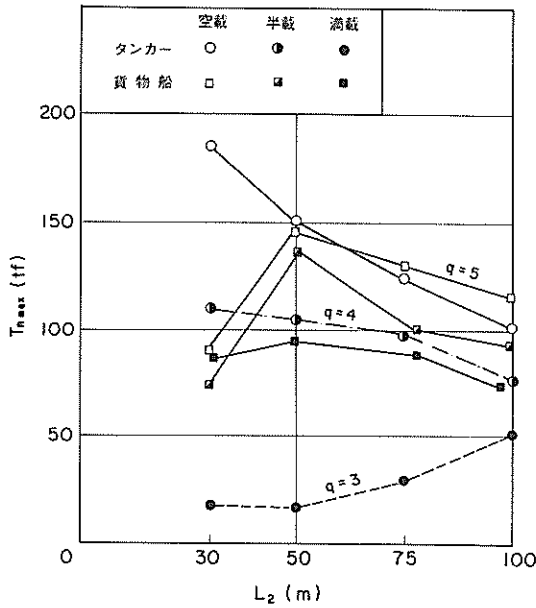
8) 式(2)で示したのび係数  $\alpha$  の計算結果に対する影響を考察した。タンカー(半載,  $L_2 = 30$  m,  $q = 5$ , 定常風で  $U = 34$  m/s) を対象として  $\alpha$  を変化させて計算したところ, 振れ回り周期はほぼ一定で約 430 sec であった。

最大係船チェーン張力  $T_{Rmax}$  は,  $\alpha = 0.2$  のとき 347 tf,  $\alpha = 1$  で 194 tf となり,  $\alpha$  が大きくなるにつれて小さくなる。しかし,  $\alpha > 1$  のときは  $T_{Rmax}$  もほとんど変化せず,  $\alpha = 1.5$  で 163 tf,  $\alpha = 2$  で 149 tf であった。径 60 mm のスタッド付チェーンの引張試験によるのび量は,  $\alpha = 0.2$  の場合にほぼ相当していた。したがって, スタッド付チェーンに関しては, 本計算結果は  $\alpha = 1.5$  としているので, チェーンのもの量を大きめに見做していることを考慮しなければいけない。

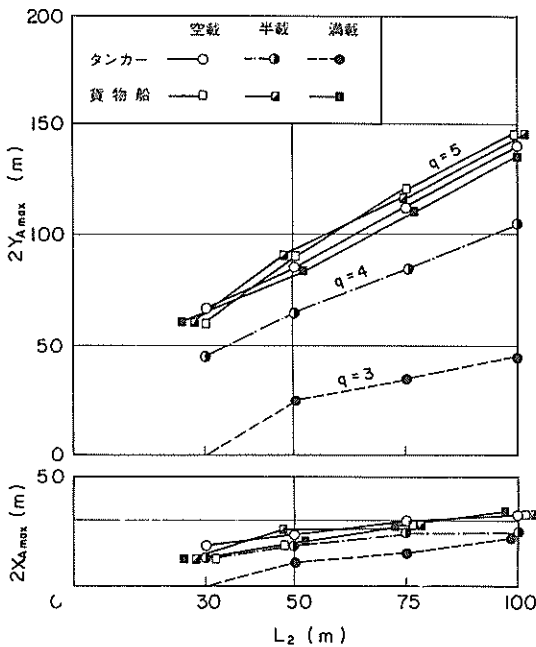
### 5.2 避泊可能条件の検討

本計算で求めたケースのうち, 係船チェーンの破断強度から判断して, 張力の面で安全に避泊できるケースについて考察する。そのためには, まず各船種, 各載荷状態について適切な  $q$  を定めなければならない。本計算の結果を実船観測値あるいは実験による結果等と比較して  $q$  の値を検討すべきであり, 本計算だけでは  $q$  の適切な値を推定することはできない。ここでは, 鈴木<sup>5)</sup> のナイロンロープでブイに係留された船舶の振れ回り運動の実験および計算結果の比較から推測される前述の表-4 の値を用いることにする。すなわち, タンカーでは満載状態のとき  $q = 5$ , 空載状態のとき  $q = 3$ , そして半載状態では, 満載と空載の間をとり  $q = 4$  とする。貨物船の場合は, 満載・半載・空載状態とも  $q = 5$  とする。

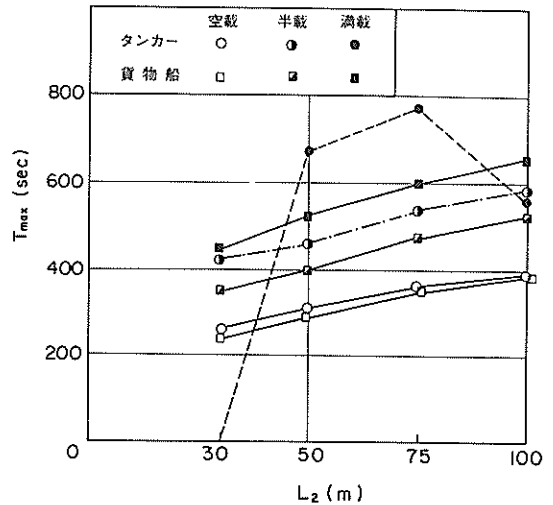
図-26 は, 上記のように, 満載タンカーでは  $q = 5$ , 半載タンカーで  $q = 4$ , 空載タンカーで  $q = 3$ , 貨物船では  $q = 5$  として計算した結果をまとめた図である。図-26 (1) に, 各船種の各載荷状態における係船チェーン



(1) 最大係船チェーン張力



(2) 最大振れ回り幅



(3) 最大振れ回り周期

図-26 避泊可能条件の検討

長と最大係船チェーン張力の関係を、図-26(2)に係船チェーン長と最大振れ回り幅の関係を、図-26(3)に係船チェーン長と最大振れ回り周期の関係を示す。変動風の平均風速は34 m/s、チェーン径は62 mmである。径62 mmの係船チェーンの破断荷重は、スタッド付、スタッド無し、共に210 tf、永久ひずみの残らない耐力荷重は150 tfである。耐力荷重の範囲内に張力があるならチェーンを安全に使用できると考える。10,000 ton級のタンカーの場合には、空載で $L_2 = 30$  mのときは、 $T_{R \max}$ が183 tf、および $L_2 = 50$  mのとき $T_{R \max}$ が151 tfとなり、安全に使用することはできない。しかし、半載タンカー、満載タンカーにすると係船チェーン長 $L_2$ が変化しても、 $T_{R \max}$ は常に100 tf以下である。貨物船はいずれの場合も、 $T_{R \max}$ は150 tf以下である。破断荷重の2/3以下で使おうとすると、空載貨物船で $L_2 = 50$  mの場合も $T_{R \max}$ は、146 tfとなり、使用できなくなる。その場合には、半載状態にするか、 $L_2$ を30 mあるいは75 mにすることによって張力は140 tf以下になる。安全率を3と考え、係船チェーン張力が70 tf以下になるような係留法は、満載タンカー船に係留するときだけである。

さらに、図-26(2)から、貨物船、タンカー船ともに載荷状態がいずれの場合でも、船首の最大振れ回り幅 $2Y_{A \max}$ は $2L_2$ 以下になることがわかる。また満載タンカー船で $L_2 = 30$  mの場合は振れ回り運動は生じない。

## 6. あとがき

本研究では、文献<sup>5)</sup>で開発された振れ回り運動の数値計算法を用いて、チェーンでブイに係船された船舶の振れ回り運動および係船チェーン張力について検討した。その結果は、5.1にまとめた通りである。計算の過程でまず問題になった点は、チェーンの伸び特性をいかに考慮するかという点である。計算の初期の段階では、伸びを考慮しなかったために、例えば、半載タンカー( $L_2 = 50$  m)の場合には $T_{R \max}$ は80,000 tf以上になり、しかもその値が0.2秒間瞬時に発生する結果になってしまった。そのため、2.3で示した手法でチェーンの伸びを考慮したが、実際のチェーン環では、チェーン環のひずみを防ぐ目的で、スタッドが付いている場合もあり、2.3で求めた係留特性は、4.5で考察したようにチェーンの伸びを少し大きく見積っている。ただ試験値のデータは1個だけしか収集できなかったため、今後さらに多くのチェーン引張試験等のデータを収集し、多種のチェーンの伸び特性について検討するとともに、カタナリー理論以外の張力算定法<sup>21), 22), 23)</sup>の応用性についても検討していく予定で

ある。

振れ回り運動の数値計算結果は、4.1で考察したように、風圧力の作用方向指数 $q$ によって、大きく影響される。したがって、タンカー、貨物船の両船種について、各載荷状態で適切な値を算定しておくことが必要である。それについては、今後、実船データをなるべく組織的に収集し、検討するとともに、風洞水槽等を用いた実験を行って、考察していかなければならない。

本計算においては船種10,000 ton級のタンカーおよび貨物船の2ケース、 $q$ は3, 4, 5の3ケース、載荷状態は満載・半載・空載の3ケース、係船チェーン長は30 m, 50 m, 75 m, 100 mの4ケースだけについてしか考察していないので、たとえば鉱石船などの場合はどうか、チェーン長がもっと長い場合はどうかについては検討していない。特に、チェーン径については62 mmと50 mmについてしか検討していないので、他の径をもつチェーンについては、本計算と同様の考察が必要である。

本研究では、高山の全体的な指導のもとに、永井が2.1の係船チェーン張力の計算手法を導き、古川が計算プログラムを作成した。2.2の実験および考察は古川が担当した。2.3以降の計算および考察、そして全体の取りまとめを平石が担当した。

最後に、チェーンの引張試験を提供していただいた石川島播磨重工㈱中条武彦氏に深く感謝する次第である。

(1984年9月29日受付)

## 参考文献

- 1) 橋本 進：黒汐丸の振れ回りと錨鎖張力、航海訓練所調査時報第1号、1951.
- 2) 藤井照久・橋本 進・大木直宏・松原昭一・岡辺光邦・古莊雅生・新井康夫：錨泊中の実船の振れ回り軌跡について、日本航海学会論文集、第62号、1980、pp.145～151
- 3) 鈴木康正・諸石一幸：風と波の中におけるブイと係留船舶の応答、第28回海岸工学講演会論文集、1981、pp.426～430
- 4) 米田謹次郎・野原威男・岡田正明・鞠谷宏士・川本文彦・及川 清：荒天錨泊法に関する実験研究(第1報)三島型貨物船について、東京商船大学研究報告(自然科学)第11号、1960、pp.1～67.
- 5) 鈴木康正・諸石一幸：ブイ係留船舶の荒天時の振れ回り運動、港湾技術研究所報告、Vol.21, No.2, 1982、pp.107～150.
- 6) 上田 茂・白石 悟：カタナリー理論による最適係留鎖の選定法および計算図表、港研資料、No.379,

1981, 55p.

- 7) 例えば, 篠崎壽夫・松下祐輔: 工学のための応用数値計算法入門(上), コロナ社, 1977年版, pp.132~144.
- 8) 小西一郎 他: 構造力学 I, 丸善, 1966, pp.59~66.
- 9) 前出の文献 8), pp.111~136.
- 10) 日本造船研究協会第 155 研究部会: 巨大タンカーの係船システムの研究報告書, 研究資料 No.236, 昭和50年3月, 261p.
- 11) 例えば, 磯田和男・大野 豊: 数値計算ハンドブック, オーム社, 昭和46年, p.175~184.
- 12) 元良誠三: 船体運動に対する付加質量及び付加慣性モーメントについて, —その1. 旋回に対する付加慣性モーメント—, 造船協会論文集, 第105号, 昭和34年, pp.83~92.
- 13) 元良誠三: 船体運動に対する付加質量および付加慣性モーメントについて, —その2. 前後動に対する付加質量—, 造船協会論文集, 第106号, 昭和34年, pp.59~62.
- 14) 元良誠三: 船体運動に対する付加質量および付加慣性モーメントについて, —その3. 左右動に対する付加質量—, 造船協会論文集, 第106号, 昭和34年, pp.63~68.
- 15) 岩井 聰・矢島澄夫: 繫泊船に働く風圧について, 日本航海学会第26回講演会, 昭和36年, pp.86~93.
- 16) 前出の文献 6), p.115.
- 17) 関西造船協会: 造船設計便覧(第3版), 海文堂出版, 1976, pp.460~472.
- 18) 片山猛雄・降旗健一・本 浩司・早藤能伸: 船舶諸元の相互関係, 港湾技研資料 No.101, 1970, 130p.
- 19) 寺内 潔・吉田行秀: 船舶の主要寸法と力学的諸量の関係, 港湾技研資料 No.348, 1980, 115p.
- 20) 清宮 理: 海上風の性質とそれによるく(矩)形浮体の動揺解析, 港湾技術研究所報告, Vol.19, No.2, 1980, pp.124~140.
- 21) 庄司邦昭: 係留浮体の運動と係留索の張力に関する研究, 日本造船学会論文集, 第138号, 1975, pp.233~246.
- 22) 井上義行: 任意係留ラインの静的特性計算, 石川島播磨技報, Vol.16, No.5, 1976, pp.552~558.
- 23) 小田一紀・富岡健一: 係留鎖の動的張力に関する基礎的研究, 第27回海岸工学講演会論文集, 1980, pp.275~279.

## 記号一覧表

$a$	: 船首重心間距離
$A_L$	: 船体の空中側面投影面積
$A_{SL}$	: 船体の水中側面投影面積
$A_T$	: 船体の空中正面投影面積
$A_z$	: 船体の正面投影面積
$A_y$	: 船体の側面投影面積
$B$	: 船体の型幅
$C_b$	: 方形係数 ( $=\nabla / (L_{pp} \cdot B \cdot d_S)$ , $\nabla$ は排水量)
$C_{y90}$	: 流圧力係数
$d$	: チェーンと呼径
$d_S$	: 船体の吃水
$D$	: 船体の型深
$E$	: チェーン環のヤング率 ( $=21,500 \text{ kg/mm}^2$ )
$F_u(n)$	: Davenport のパワースペクトル値
$F_x, F_z$	: ブイに作用する静水圧的復元力(ブイ固定座標)
$F_X, F_Z$	: ブイに作用する静水圧的復元力(空間固定座標)
$g$	: 重力加速度
$h$	: 水深
$I_z$	: 船体の慣性能率
$I$	: チェーン環の断面二次モーメント ( $=\pi d^4/64$ )
$J_{zz}$	: 船体の付加慣性能率
$k_r$	: 高度 10 m の平均風速に対する表面摩擦係数
$l_1, L_1$	: 係留チェーン長
$l_2, L_2$	: 係船チェーン長
$L_{pp}$	: 船長
$M_B$	: ブイの質量
$M_S$	: 船の質量
$M_{zz}$	: $x$ 軸方向(船軸方向)の船体の付加質量
$M_{yy}$	: $y$ 軸方向の船体の付加質量
$n$	: 周波数
$N$	: 考慮する周波数領域中の周波数の個数
$P$	: チェーン環の両端に作用する張力
$P_z$	: 推力
$T$	: 振れ回り周期
$T_{\max}$	: 変動風作用下の最大振れ回り周期
$T_1$	: 係留チェーンに作用する張力
$T_2, T_R$	: 係船チェーンに作用する張力
$T_{R\max}$	: 最大係船チェーン張力
$T_H$	: 係船チェーン張力の水平成分
$T_V$	: 係船チェーン張力の鉛直成分
$U_{10}$	: 高度 10 m における平均風速
$\bar{U}$	: 変動風の平均風速

$U$	: 定常風の風速	$z_P$	: ブイ重心からブイ上面までの距離
$u(t)$	: 風速の変動成分	$\alpha$	: のび係数
$r$	: ブイ半径	$\alpha_i$	: 位相
$V_S$	: 船の静水中における速度	$\gamma$	: 係船チェーン張力の作用方向の水平からの傾き
$w_2$	: 係船チェーンの空中単位長あたりの重量	$\Delta k_y$	: 浅水影響係数
$X_D$	: ( $=1,200 n/U_{10}$ )	$\Delta d_1$	: チェーン環ののび
$x, y$	: 船体固定座標系	$\Delta d_2$	: チェーン環のたわみ
$X, Y$	: 空間固定座標系	$\Delta l$	: チェーンの自然長からののび
$X_A, Y_A$	: 空間固定座標系における船首座標	$\Delta n$	: 周波数領域のさざみ幅
$X_G, Y_G$	: 空間固定座標系における重心座標	$\theta$	: 係留チェーンの傾き角
$\bar{X}_A, \bar{Y}_A$	: 船体の最大振れ回り幅	$\theta_0$	: $\theta$ の初期値
$x, z$	: チェーン張力算定モデルの座標	$\theta_R$	: X軸と係船チェーンのなす角
$(X_S, Z_S)$	: 船体のチェーン取り付け点の座標	$\theta_B$	: ブイ上面の水没面積を示す角度
$(x_B, z_B)$	: 係船チェーンのブイの取り付け点の座標	$\sigma$	: 応力
$Z_{SR}$	: 船体における水面からのチェーン取付高	$\phi, \varphi$	: 船軸と風向とのなす角度
$z_M$	: ブイ重心からブイ底面までの距離		

港湾技研資料 No. 508

1984・12

編集兼発行人 運輸省港湾技術研究所

発行所 運輸省港湾技術研究所  
横須賀市長瀬3丁目1番1号

印刷所 株式会社 東京プリント

Published by the Port and Harbour Research Institute  
Nagase, Yokosuka, Japan.