

# 多点係留ブイバースの設計

## Design of Mooring System for Multi-Buoy Berths

関田 欣治<sup>\*(1)</sup> 西村 一人<sup>\*(2)</sup> 鳥井 正志<sup>\*(3)</sup>  
*Kinji SEKITA Kazuto NISHIMURA Tadashi TORII*

### 抄 録

久慈地下石油備蓄基地の石油の受け払いのための係留施設は在来のもとは異なり、必要稼働日数が極めて少ない等の理由から固定式バースではなく、タンカーを6点で係留する多点係留バースが採用されている。多点係留されたタンカーが波浪や風、流れにさらされると定常外力を受けて移動、回頭し、その釣合点を基準に浮体の固有周期に相当する長周期運動と、同時にその運動に重畳した形で波浪周期に相当する短周期運動が生ずる。そのため係留ラインの荷重の伸び非線形特性、チェーン、シンカーと海底との接触等を考慮し、3自由度の長周期運動と6自由度の短周期運動に関する時刻歴応答解析により最大動揺量を推定し、係留ラインの最大係留力を算定する設計手法を開発した。これら実験との比較を含め、係留ブイバースの設計について報告した。

### Abstract

As the Kuji Underground Oil Storage Base, the multi-line mooring berth is employed instead of the fixed type berth as the number of work days allowed for loading/unloading is limited. If a multi-line moored tanker is subjected to waves, winds and currents, it is moved and changed head by stationary external force. Furthermore, around the equilibrium point, the tanker oscillates with long periods corresponding to the natural periods of floating body and with a short period corresponding to the wave period. Taking into account the nonlinearity of tension and stretch of the mooring lines under load and the contact of the chain and sinker with the sea bed, we have developed a time domain analytical tool which can determine the maximum design mooring load by estimating the maximum amount of oscillations from the three degree of slow drift oscillation and the six degree of short-period oscillation. The paper describes the analytical method for the design of mooring buoy berth, including comparison with the results of experiment.

### 1. はじめに

久慈市待浜地先の陸上の立ち上り部から約2.2km長のパイプライン端部に設けられる海底マニホールド上、水深約23.3mの海上に係留施設が設置される(図1参照)。多点係留ブイバースは、5万~10万DWt級のタンカーを対象として6点の浮標式係留設備、船尾側の1点のスワンブ式係留設備及び2条の浮沈式ゴムホースと、これを固定する構造物からなる。

6点浮標式係留設備を構成する1点係留ブイシステムを図2に示す。これは図にあるように、直径6.6m、高さ3.05mのブイを1条の上側アンカーチェーン、中間の20tシンカー、2条の下側アンカーチェーンと45000lbsアンカーからなる。ブイにはクイックリリースフックとポートフェンダー等が設けられる。この1点係留ブイが図1のように出船状態のタンカー両舷に6基配置される。

海象の主たる来襲方向は沖側東南方向にあたるが、冬期の陸風に対してタンカーの進入を阻害しない形式のワイヤーロープからなるスワンブ式係留設備が船尾方向に付加される。



図1 海上多点係留ブイバース

\*<sup>(1)</sup> 鉄構海洋事業部 技術開発部 部長代理 工博

\*<sup>(3)</sup> 鉄構海洋事業部 海洋エンジニアリング部 掛長

\*<sup>(2)</sup> 鉄構海洋事業部 海洋エンジニアリング部 班長

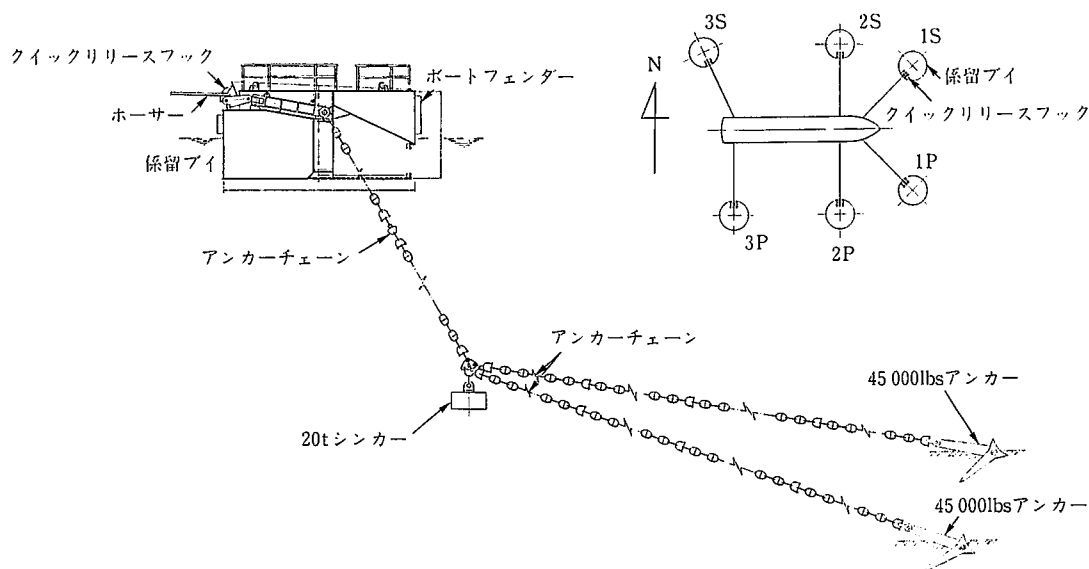


図 2 浮標式係留設備

## 2. 多点係留ブイバースの設計

多点係留ブイバースの設計は、タンカー係留時、非係留時について、図3に示す手順で実施した。対象とするタンカーは5万、7.5万、10万 DWt 級とし、それぞれ空載状態、満載状態について検討した。なお、設置水深は-23.3m であり、潮位は+1.8m である。

設計海象条件は表1に示す通りであり、係留時は当該海象の限界内で作業がなされるものとしている。波向は北東～南東、風向と流向は全方向とし、組み合わせて検討した。非係留時は1点係留状態となる1組の浮標式係留設備についても100年再現確率の海象に対し設計した。

表 1 海象条件

	係留時	非係留時
有義波高 (最大波高)	1.5m	8.5 m (13.5m)
風速	15 m/s	38 m/s
潮流	0.1m/s	0.1 m/s
津波	—	3.25m/s

## 3. 多点係留解析

### 3.1 解析方法の概要

図4に示すように、短周期荷重である波浪強制力に対する運動方程式と長周期荷重である変動風による風圧力と不規則波中の変動漂流力に対する運動方程式をそれぞれ逐次解析し、前者を後者に加え、全体の運動及びライン張力応答の時刻歴を求めた。

数値解析方法の概略は以下の通りである。

- (1)短周期運動は6自由度を考慮し、運動方程式の流体力係数、波浪強制力については特異点分布法により求めた。

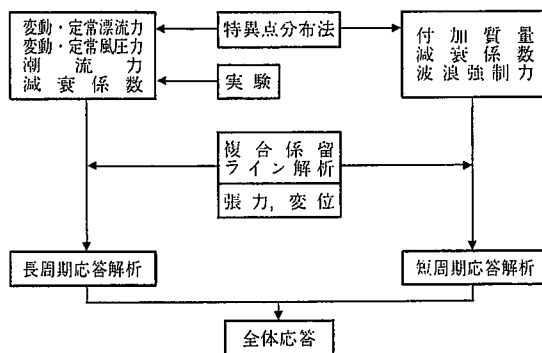


図 4 係留時の数値解析方法

- (2)長周期運動は左右揺れ(SWAY)、前後揺れ(SURGE)、船首揺れ(YAW)の3自由度を考慮し、運動方程式中の付加質量係数、波浪漂流力は三次元特異点分布法により求めた。減衰係数は静水中自由振動実験により求められる値を基準として用いた。又、風荷重は実験によって得られた風抗力係数を使用した。
- (3)係留ラインの復原特性にはホーサーの荷重・伸び非線形性、係留ブイの浮力変化、シンカーの海底との浮き上がり・着底を考慮した。
- (4)数値解析は Newmark  $\beta$  法により行い、時間きざみ0.5秒として1～2時間の解析を行った。

### 3.2 タンカーに作用する外力

各外力成分の計算は原則として“港湾の施設の技術上の基準・同解説”に従うものとして算定した。

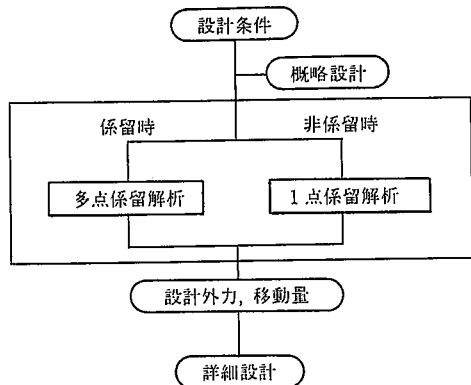


図 3 係留施設の設計手順

3.2.1 潮流による荷重

タンカーに作用する潮流による流圧力(F)の算定は次式により行った。

$$F = \frac{1}{2} \rho_w V_c^2 AC \quad \dots\dots(1)$$

ただし、 $\rho_w$ :海水の密度、 $V_c$ :潮流速、 $A$ :投影面積、 $C$ :相対流向と水深、吃水から求まる値。

3.2.2 風荷重

タンカーに作用する風荷重はSURGE, SWAY, YAWに関する3成分力( $F_x, F_y, M_z$ )とし、次式により算定する。

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ M_z \end{Bmatrix} = \frac{1}{2} \rho_a \begin{Bmatrix} C_{Dx} At \\ C_{Dy} As \\ C_{Dn} AsL \end{Bmatrix} |U+u(t)| \cdot (U+u(t)) \quad \dots\dots(2)$$

ただし、 $\rho_a$ :空気の密度、 $C_{Dx}, C_{Dy}, C_{Dn}$ :実験により得られたタンカーの風抗力係数、 $L$ :タンカー長、 $At, As$ :水面上の船体正面及び側面投影面積、 $U$ :10分間平均風速。変動風速 $u(t)$ はDavenport型の風スペクトル密度から振幅を、そして乱数発生によって決定した位相を用い、Fourier級数で与えた。

3.2.3 波漂流力

波漂流力( $\tilde{F}_x, \tilde{F}_y, \tilde{M}_z$ )は定常成分と変動成分を同時に次式で算定する<sup>2)</sup>。

$$\begin{Bmatrix} \tilde{F}_x(t) \\ \tilde{F}_y(t) \\ \tilde{M}_z(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \overline{F}_x \\ \overline{F}_y \\ \overline{M}_z \end{Bmatrix} \frac{\xi^2(t)}{\sigma^2} \quad \dots\dots(3)$$

ただし、 $\{\overline{F}_x, \overline{F}_y, \overline{M}_z\}$ :波漂流力定常成分、 $\sigma^2$ :不規則波の分散値、 $\xi(t)$ :水面波形。

実際には長周期応答と短周期応答を別個に解く事としたため、高周波数成分があると長周期応答方程式において解が発散してしまう。そこで風荷重、波漂流力ともシミュレートした時系列データをFourier変換し、0.1Hz以上の高周波成分をカットした。更に逆Fourier変換し、時刻歴データに戻した。カットされた高周波成分は同様に逆変換し、次に述べる波浪強制力時刻歴に加えた。

3.2.4 波浪強制力

不規則波に対する6成分の波浪強制力 $F(t)$ は(4)式により規則波における波力応答倍率から求めた。

$$F(t) = \int_0^\infty \sqrt{2S(f)} df H(f) \cos(2\pi f t + \epsilon) \quad \dots\dots(4)$$

ここで、 $S(f)$ :波浪スペクトル、 $H(f)$ :規則波の波力応答倍率、 $f$ :周波数、 $\epsilon$ :位相差(乱数発生)。(3)式の水面波形時刻歴 $\xi(t)$ 及び波浪強制力とも変動風速成分と同様にBretschneider-光易型の波浪スペクトルと乱数によって作成した。

3.3 減衰係数

本解析で重要になる長周期運動の減衰は、表2に示す以下の実験の解析結果を考慮して決定した。例えばSWAYについては、自由振動実験では振動波形が少ないので、応答を次の1自由度系の振動波形( $Y(t)$ )として表現した。

$$Y(t) = e^{-nt} \left\{ Y_0 \cosh \sqrt{1-n^2/p^2} t + \frac{Y_0 + nY_0}{p\sqrt{1-n^2/p^2}} \sinh \sqrt{1-n^2/p^2} t \right\} \quad \dots\dots(5)$$

ただし、 $p:2\pi/T_n, T_n$ :固有周期、 $t$ :時間。

図5に示すように、初期変位 $Y_0$ を起点に初期速度 $\dot{Y}_0$ を仮定し、固有周期( $T_n$ )、減衰指数( $n$ )を実験線と(5)式による自由振動波形が

表2 計算に用いる減衰係数

	空 載 時	満 載 時
SURGE $C_x$	10tm <sup>-1</sup> s	100tm <sup>-1</sup> s
SWAY $C_y$	30tm <sup>-1</sup> s	600tm <sup>-1</sup> s
YAW $C_n$	5×10 <sup>4</sup> tms	1.0×10 <sup>6</sup> tms

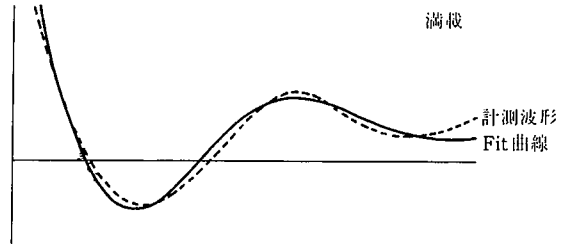


図5 減衰係数の算定

合致するように決定した。SURGEについてはWichers<sup>3)</sup>のものと比較すると大きめに表れたので、安全側になるようWichersの結果を用いた。SWAYについても、空載時については安藤等の箱型船の結果を参照して表2の値を用いた。YAWについては比較すべきデータが無かったので、実験結果のうち最小の値を使用した。

有義波高( $H_{1/3}$ )、有義波周期( $T_{1/3}$ )に対する短周期運動の減衰係数は三次元特異点分布法で解析した規則波中の6成分の減衰係数 $C_{jk}(f)$ 曲線をあらかじめ算定しておく、

$$\overline{C_{jk}}(H_{1/3}, T_{1/3}) = \frac{\int_0^\infty S(f) C_{jk}(f) df}{\int_0^\infty S(f) df} \quad \dots\dots(6)$$

により、各波向毎に等価係数( $\overline{C_{jk}}$ )を求めた。なお、横揺れ(ROLL)については非線形性を考慮した。

3.4 係留ラインの復原力

係留時は直径6.6mのブイとタンカー間を荷重・伸び関係が非線形であるホーサーによってつながれる。ホーサーの非線形特性として、10%の伸びで耐力の21%、15%の伸びで56%、20%の伸びで100%になるようなカーブで与えた。シンカーは水中重量20tで、接続点からシンカー底面までの高さは6mである。図6に最低潮位時と最高潮

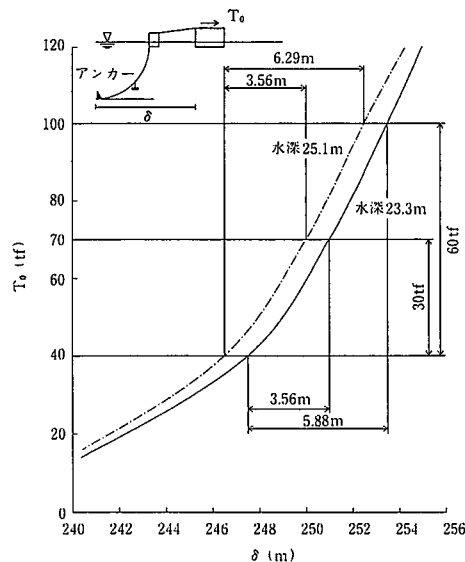


図6 水深と $\delta$ (アンカーとホーサー先端間水平距離) -  $T_0$ (水平係留力)曲線

位時における水平張力とアンカーとホーサー間の水平距離の関係を示す。最大張力の生じる係留状態付近の勾配は最低潮位の方が大きく、その結果、タンカーの変位応答も小さくなる。

### 3.5 解析結果

#### 3.5.1 タンカーの動揺

図7は空載時の10万トンタンカーについて、SWAY, SURGEに関する時刻歴解析結果である。海象条件は、風速20m/sが船首から時計まわりに270°方向から、有義波高2.0m、周期7秒の不規則波が225°方向からタンカーに作用する場合のものである。外力として、波漂流力  $F_y = -62tf$ ,  $M_z = -850tm$ , 風抗力係数は  $C_V = 0.66$ ,  $C_N = 0.03$  である。

この状態での定常外力は  $F_x = 7tf$ ,  $F_y = -118tf$ ,  $M_z = -1087tm$  であり、SWAY 運動の固有周期144秒に対応するように、短周期成分がわずかに重畳した形で130秒程度の長周期運動をしている事がわかる。

動揺量のうち解析したSWAYについて、最大、平均、最小を有義波向に対してプロットしてみると図8のようになる。図中の棒グラフは実験値であり、1.5mの有義波高の場合を除けば解析値とよく一致している。波高が大きくなると解析値の方が大きくなる。

#### 3.5.2 ラインの張力

係留ラインの最大張力についての時刻歴を図9に示す。これは10

万トンタンカーの空載時に風速20m/s(225°方向)、有義波高2m(225°)、周期8秒の場合である。風上側即ち左舷側ホーサー1P, 2P, 3Pについての張力応答は3P, 2P, 1Pの順に最大張力が小さくなっているものの、ほぼ同位軸でYAWの固有周期125秒に近い約121秒でゆっくりと変化している。

又、図10は、風速15m/s(225°)、波高1.5, 2m(225°)条件での満載状態における最大張力である。実験値と解析値はよく一致している。

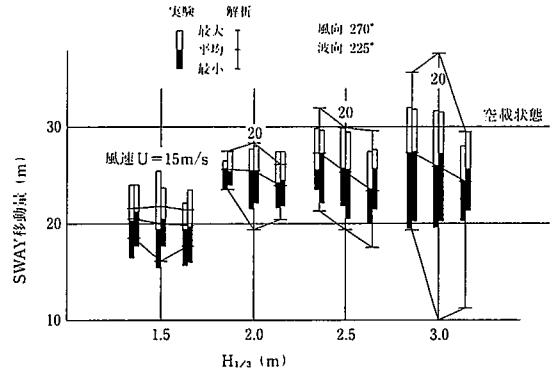


図8 タンカー最大動揺量

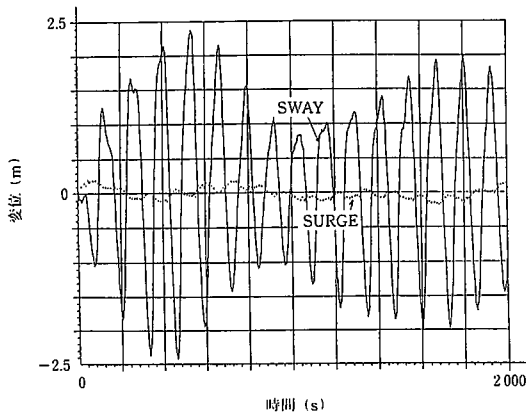


図7 タンカー動揺(SWAY, SURGE)解析結果

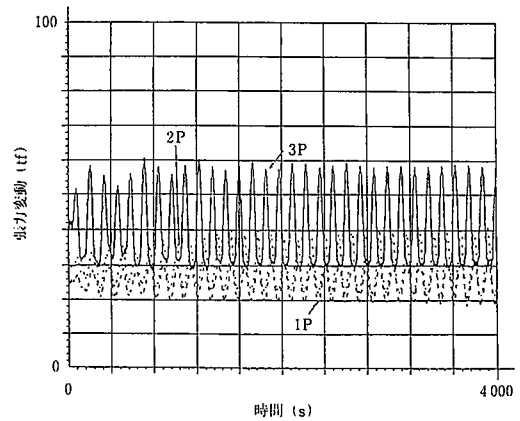


図9 張力変動の時刻歴

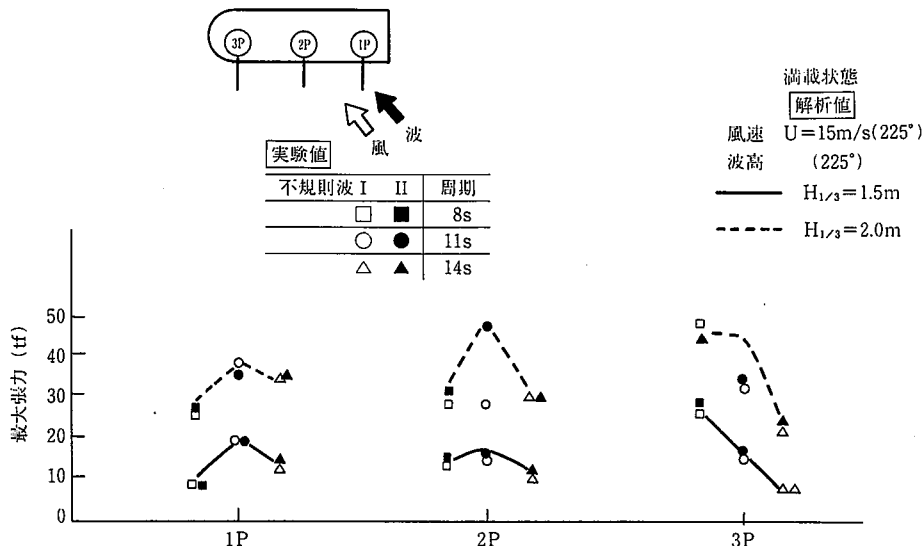


図10 左舷側ラインに生ずる最大張力分布

る。

### 3.5.3 係船の限界

図11に、風速、有義波高に対する最大張力の関係を実験と解析の比較で示す。図に示すように、波高、風速の上昇と共に最大係留力も増加してくる。長周期応答の減衰係数を一定としているので、解析値は波高が大きくなってくると実験値よりやや高目にあられる傾向がある。

## 4. 非係留時の解析

パイバースにおけるアンカーは係留ライン方向に効果的に把駐力を生じるように施工される。タンカーが多点パイバースに係留していない場合、アンカーの方向性のため、図12に示すように外力に対して後側係留状態のアンカーは外力によってシンカーが曳きづられ、ついにはアンカーが起こされるおそれがある。

従って、非係留時は表1に示した設計条件に対して、係留ラインの強度、アンカーの検討が必要となる。非係留時のパイに作用する荷重は、潮流、風荷重、波漂流力合計で1.62tfであり、このうち風荷重が支配的で、風抗力係数(C<sub>s</sub>)はパイ本体1.0、甲板上構造物1.3として算定した。津波流時は抗力係数(C<sub>a</sub>)を1.0として5tfの流圧力がパイに作用する。

### 4.1 パイの運動の評価

パイの運動については、三次元特異点分布法にもとづいて規則波中の運動解析を行い、SURGE運動について統計的予測法により、有義波高8.5m(周期14s)の1/1000最大期待値は11.25mと推定した。

### 4.2 シンカー、アンカーチェーン、アンカーの摩擦力

アンカーの安定性については後側係留状態でアンカーが起こされ、アンカーとしての把駐力を期待せず、単に摩擦力として作用する極限状態を想定した。

この場合、シンカーについては海底との摩擦係数を砂との場合の

0.6、アンカーチェーンは0.75、アンカーと海底は0.6として45tfの保持力がある。実際のアンカーは安全のため掘削され、海底土中に埋設される。この45tfの保持力は前述の津波作用時や定常外力作用時よりはるかに大きい。最大水面上昇高15.35mの津波来襲時はパイが動かないとし、Morison式で潮流の影響を含めて算定した水平力41.5tfよりも大きい。又、前側係留の場合は作用水平力57tfとなり、アンカーの把駐力は把駐力係数を7とすると142.8tfであり、移動することはない。

## 5. 運営管理上考慮した項目

設計ではスワンプ式係留も含めた7点係留状態の解析を行い、この結果、有義波高1.5m(周期9.5s)が225°、風速15m/sが270°方向から来襲する場合がクリティカルであり、最大設計張力等は表3のよ

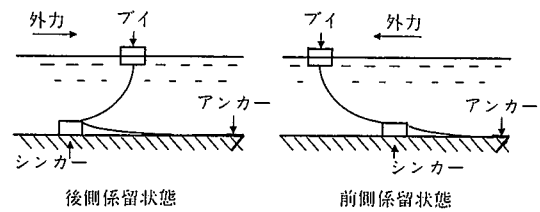


図12 非係留時のパイ、シンカー、アンカーの関係

表3 最大設計張力

	係留時張力 (tf)	津波時張力 (tf)	非係留時張力 (tf)
3Sライン	11	5	57(前側係留)
3Pライン	68	5	42(後側係留)
スワンプ式係留ライン	30	—	—
タンカー最大移動量	SURGE: -1.5m SWAY: +8.5m YAW: -0.9°		

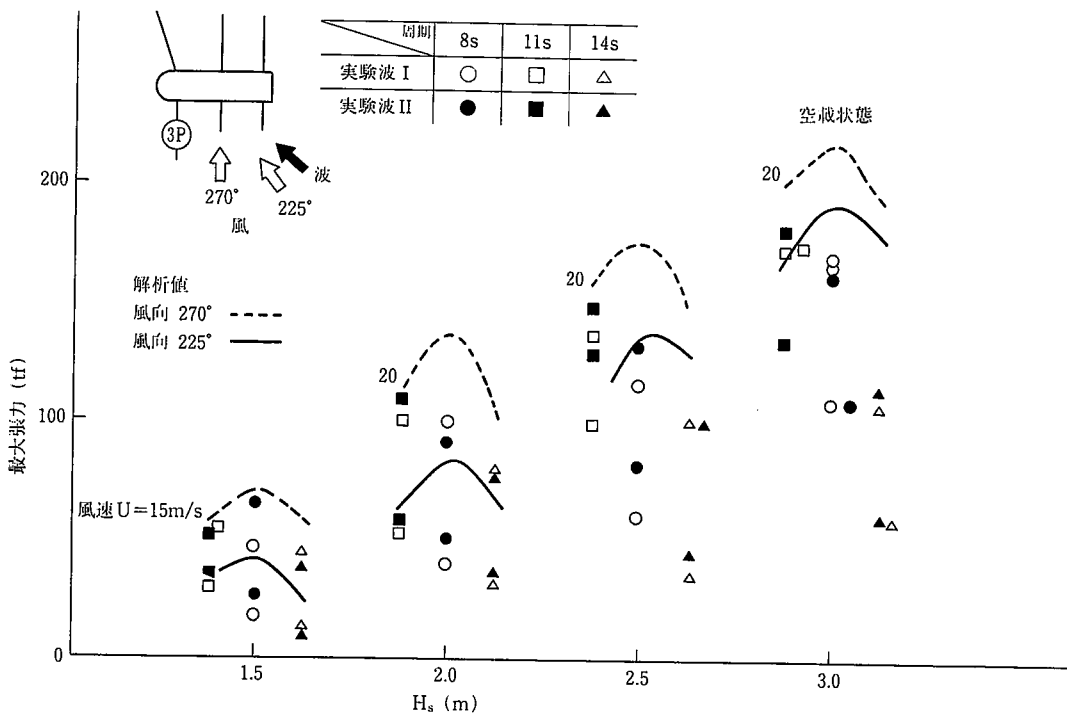


図11 係留ラインの波高(H<sub>s</sub>)と発生張力の関係

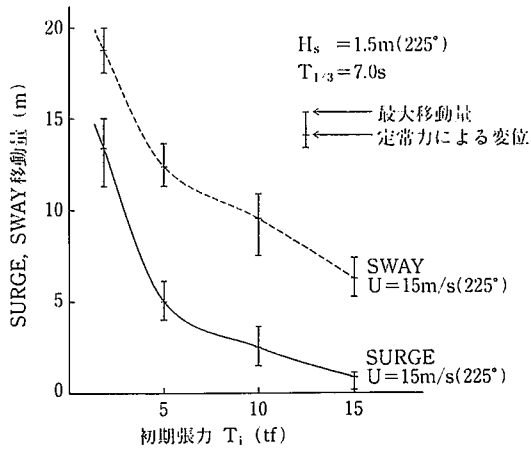


図 13 初期張力が移動量に及ぼす影響

うに整理される。表は水平張力なので、これから各係留部材に生ずる張力を算定している。

一方、タンカー移動量は、解析では初期張力を15tfに設定した場合であり、もっと低めの初期張力で操業される事も想定し、長周期動揺における減衰係数(C)を次のように決定し、応答解析を行った。

$$C = 2 h \sqrt{K m} \quad \dots(7)$$

ただし、h:表2に示した張力15tf時の減衰係数から得られる減衰定数、K:復原係数、m:質量。

その減衰係数を用いて解析した結果(図13参照)、初期張力5tfの場合、タンカーの移動量は13.5mと大きくなる。これは海底のマニホールとタンカー間を結ぶ受入れ払出用ゴムホースの許容移動量内におさまっている。

チェーンについては腐食による減肉量、摩耗量より耐用年数20年の耐力を推定し比較したところ、アンカーチェーンの安全率3以上が確保されている。

この他、ブイ本体については最大水平力68tf作用時に沈水しない事や、損傷時の安定性を確保できるようにブイの形状、喫水、予備浮力等を決定している。

なお、スワンプ式係留設備は、直径33.5mm、破断強度71.1tfのワ

イヤロープ2条と58mm径アンカーチェーン、9tシンカー及び15000lbsアンカーで構成され、通常時は海底におかれ、使用時には海上で接続される。

## 6. おわりに

多点係留ブイバースの設計では、不規則波浪や風の乱れによる長周期運動によって運動特性や係留ラインの張力が決定される。ここでは長周期外力に対してはSURGE, SWAYとYAWについての3自由度解析を行い、これに波浪強制力等の短周期荷重については横揺れ(ROLL)、上下揺れ(HEAVE)、縦揺れ(PITCH)を加えた6自由度解析により時刻歴応答を算定し、前者に重ね合わせる手法を開発し、運輸省港湾技術研究所で行った実験と比較、検証した。その結果、上述の通り精度も十分であり、久慈湾多点係留設備の設計に適用し、タンカーのサイズ、向き(入船、出船状態)、積載状態、波高、風速及び風向と波向の組合せ等をパラメータに一連の数値シミュレーションを実施し、以下のことがわかった。

- (1)サイズの大きい10万DWT級モデルにおける係留力や動揺が最大になること
- (2)タンカーの向きは最大係留力に有意な差を与えないこと
- (3)風荷重の大きくなる空載時の方が満載時より厳しくなること
- (4)風向270°(南方向)、波向225°(南東方向)で最大係留力が最大になること
- (5)初期張力が小さいと最大張力も小さくなるが、最大移動量は大きくなる

## 参考文献

- 1) Hiraishi, T., Takayama, T., Sekita, K., Torii, T.: Experimental and Numerical Study on Mooring Tension and Motion of a Tanker in a Multi-Buoy Berth. Proc. 3rd Intern. Offshore and Polan Engineering Conf. 1993-6
- 2) 加藤俊司: 不規則波中に於ける係留浮体の長周期運動と係留力のシミュレーションについて。船舶技術研究所報告. 25 (2), 1983-3
- 3) Wichers, J. E. W.: A Simulation Model for a Single Point Moored Tanker. (797), Maritime Research Institute, Netherland