

(昭和 53 年 5 月 日本造船学会春季講演会において講演)

三次元浮遊骨組構造の周期応答

正員 吉田 宏 一 郎* 正員 石 川 邦 照**

Periodic Response of Three Dimensional Floating Framed Structures

by Koichiro Yoshida, *Member* Kuniteru Ishikawa, *Member*

Summary

From the following points of view, periodic response of three dimensional floating framed structures is studied in this paper. What is worked on is three dimensional floating framed structures which consist of plural columns with immersed body and connecting members.

- (1) The relationship between member force response and motion response should be clarified for the overall structural design.
- (2) The amplitude and phase lag of member forces at member junctions are needed for the local structural design of junctions.
- (3) The effects of flexibility of connecting members on the motion will be important for large scale floating framed structures in future.

A new analytical method based on the fundamental concepts studied by authors so far is developed to discuss the problems mentioned above. On the other hand, model tests of several types of three dimensional floating structures were conducted to evaluate the applicability and the accuracy of the new method. The calculations are compared with the experiments and several comments on estimation of member forces of connecting members are given from the calculated results.

1 はじめに

浮遊式海洋構造物の一つの基本形式として、下部に全没浮体を有する、口径の大きな円筒浮体（コラム）を、海面に対し垂直に複数本配し、これらを多数の比較的小断面の部材（結合部材）で剛に結合した複合構造があり¹⁾、海上あるいは海中における各種の作業のための基礎構造として採用されている。作業状態では、通常、コラム長さの半ば以深が没水状態にあり、構造は多点で、鎖あるいは索と錨との組合せにより海上の定位置に繫留される。

この種の構造は、排水量型船舶に比較して、海面を貫通するコラムの水線面積および海面に直交する投影面積が小さいため、風、潮流、波から受ける力が小さく、特に、波については変動浮力と波粒子加速度に基づく力とが相殺して、上下方向強制力が非常に小さくなる波周期が存在する²⁾とともに、上下揺、回軸揺（縦揺および横揺）の固有周期が長いことにより、作業海域における波の卓越周期を考慮して運動応答を小さくできるという性能面における特徴を有している³⁾。これらの性能面での

特徴は、主にコラム寸法、本数、配置、没水浮体の形状、寸法、重量配分および繫留法に支配されるので、これらの決定が、性能設計における重要点である⁴⁾。

一方、構造強度設計の面からは、全体構造設計として、甲板構造や結合部材の寸法や繫留構造の特性が、また局部構造設計として、部材接合部強度が重要である。全体構造設計の基礎となる解析において、通常は、構造全体が1個の剛体として運動するものとみなして（擬剛体仮定）、まず、運動応答を解き、次に、全体構造を弾性的な立体骨組構造とし、その荷重を、運動応答の結果として得られる変位、速度、加速度によって算定された流体力と波強制力との和として求め、準静的な取扱いによって、部材内力を断面力として得る^{5)~9)}。さらに、必要によっては、引続いて板殻構造、実体構造として局部構造の強度が検討される^{10),11)}。

さて、著者らは次に述べる視点から、浮遊骨組構造の規則波中における応答を基本的に弾性体として取扱う解析法を研究してきた^{12)~14)}。

(1) 波浪中における部材内力応答と運動応答との関係を明確にする。

(2) 接合部強度解析のために、精度のよい部材内力の算定が必要である。

* 東京大学工学部

** 東京大学工学系大学院

(3) 将来、大規模構造が出現する場合、運動に及ぼす弾性変形の影響、および、弾性変形を含む同調現象が重要になると考えられる。

従来、浮遊構造の運動応答に関しては、多数の文献があるが⁴⁾、部材内力の応答については、断片的な記述が散見されるだけである^{1),7),15)}。これは、構造形状が多様多様で対象をしばらくにくいということもあるが、現在、一般に行なわれている部材内力解析法もまた一つの理由と考えられる。新形式の浮遊骨組構造の試設計などには、ぜひとも部材内力応答の特性ならびに運動応答との関係について、浮遊骨組構造に共通する現象が明らかにされる必要があると思われ、(1)はこのことを指したものである。

前述したように、通常の部材内力応答は、二段階解法の後段として解析される。この筋道は、単純であるが、実際には、2種類の性質の異なる計算機プログラムの結合であり、手続きが複雑である。また、内力解析の段階では、準静的な取扱いで、静解析されるので、浮遊構造の場合には、剛体変位を去除するための仮想的な支持点を設けなければならない。前段の運動応答計算の精度が良好ならば、剛体変位だけを取り除くよう設置された任意の仮想支持点に反力は生じず、得られる内力の精度も保証されるが、もしそうでない場合には、反復修正計算過程を通し、部材の動的平衡が保持されるようにしなければならない。(2)はこの点に関連している。

(3)は将来の海洋開発で必要とされる構造において、その規模が現在程度のもの(1辺の長さ100m、排水量25,000ton)よりかなり大きくなる場合、擬剛体仮定が成立せず、最初から部材の弾性剛性を考慮する必要性に注目したものである。

本論文は、著者らの二次元構造を対象としたこれまでの取扱いを^{12)~13)}、三次元構造へ拡張するとともに、小型三次元模型による実験を行ない、解析法の検証を行なうとともに、数値計算結果に基づいて、前述の視点から考察を加えたものである。繫留に関しては、弛緩式繫留を想定して、繫留力の影響を無視しているが、導入する場合には線形化し、ばね模型としてモデル化することになる。

以下、解析法の考え方の説明、解析のための基礎式構造要素に働く流体力に関する強制動揺実験、小型三次元模型による波浪強制実験と、数値計算結果との比較、考察の順で述べる。

2 浮遊骨組構造解析法

2.1 基本仮定

解析にあたり、次のような基本仮定を設ける。

(1) 対象構造の構成部材は細長く、全体構造解析と

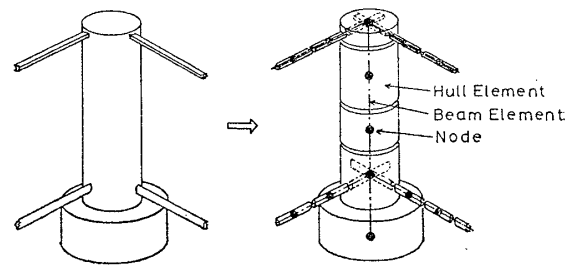


Fig. 1 Hull element and beam element

しては骨組として取扱うことができる。

(2) 構成部材の断面寸法は波長に比較して十分小さい。

(3) 流体は、非圧縮、非粘性、流れは非回転とする。

(4) 波は微小振幅深海進行波(Airy波)、流体力は、変位、速度、加速度で線形表示ができ、構造変形は微小弾性とし、すべての現象が線形微小で、運動は平衡点回りの微小調和振動である。

(5) 構造を構成する部材間の流体力学的な相互干渉はないとする。

全体構造を構成する部材は、Fig. 1に示すようにすべて要素に分割する。要素については、次の仮定を設ける。

(1) 要素の機能を、形状、大きさ、質量を有する剛体としての外殻(外殻要素; hull element)と弾性体としての弾性剛性を外殻要素の重心を結ぶ線として集中的に有する弾性線(梁要素; beam element)とに分離する。

(2) 外殻要素と梁要素とは外殻要素重心で結合され、その点での変位の適合条件を考える。すなわち、外殻要素の変位と弾性骨組の節点変位とを等置する。

(3) 力の動的平衡を外殻要素重心で考える。外殻要素は、各種の外力を受け、これらを骨組解析のための節点外力とする。

2.2 外殻要素に作用する外力

外殻要素に作用する力は、(i)慣性力、(ii)波の存在による非定常成分を含んだベルヌーイの定理に基づく力(圧力)、(iii)変動浮力、(iv)流体粒子速度と外殻重心速度の差(相対速度)による力、(v)相対加速度による力の、合計5種類の力として近似する。

一般の海洋構造物に働く力としては、上記の(i)~(v)の力以外に、構造重量や浮力などの非周期力、機械などの振動による動的な力等が考えられるが、ここではこれらの外力は線形重ね合わせが可能であるとして除外し、周期変動力だけを考え、繫留力に関しては線形ばねとしてモデル化して取り扱う。

流体力を算出するにあたり、静水面にX-Y平面を置く全体座標系(O-XYZ系)をとり、ここで外殻要素重心変位 $\delta_i(U_i, V_i, W_i, \phi_i, \theta_i, \psi_i)$ を定義する(Fig. 2参照)。

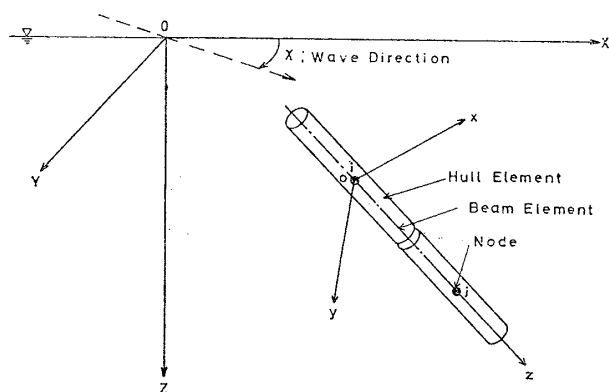


Fig. 2 Coordinate system

入射波の方向とX軸のなす角を χ とし、Airy波仮定を導入して波の表面上昇 η と、波のポテンシャル ϕ を書くとき次のようになる。

$$\eta = a \cos \{ \kappa (X \cos \chi + Y \sin \chi) - \omega t \} \quad (1)$$

$$\phi = cae^{-\kappa z} \sin \{ \kappa (X \cos \chi + Y \sin \chi) - \omega t \} \quad (2)$$

ここに a, κ, c, ω はそれぞれ波の振幅, 円波数, 位相速度, 円周波数である。

一方, 外殻要素の部材軸を z とし, 外殻要素重心を原点とする局部座標系(o - xyz 系)を導入して, (1), (2)式を局部座標系で表現し, それらを使用して前述の(i)~(v)の力を算定し整理すると,

$$\bar{F}_i = -\bar{K}_{vi} \ddot{\delta}_i - \bar{K}_{di} \dot{\delta}_i - \bar{K}_{ri} \delta_i + \bar{f}_i \quad (3)$$

$$\text{ここに, } \bar{F}_i = (F_{xi} F_{yi} F_{zi} F_{\phi i} F_{\theta i} F_{\psi i})^t$$

$$\bar{\delta}_i = (u_i v_i w_i \phi_i \theta_i \psi_i)^t$$

$$\bar{f}_i = (f_{xi} f_{yi} f_{zi} f_{\phi i} f_{\theta i} f_{\psi i})^t$$

となる。ここで $\bar{F}_i, \bar{\delta}_i, \bar{f}_i$ は, それぞれ局部座標系で表わされた外殻要素 i に関する外力ベクトル, 変位ベクトル, 波強制力ベクトルを表わし, $\bar{K}_{vi}, \bar{K}_{di}, \bar{K}_{ri}$ は, やはり局部座標系で表わされた外殻要素 i に関する見掛け慣性行列, 減衰係数行列, 復元係数行列である。

ここで, 全体座標系での重心変位と局部座標系での重心変位を結合する座標変換行列 C_i を定義し, (3)式で表現された局部座標系での外力を, C_i を使って外殻要素重心変位を定義した全体座標系(O - XYZ 系)で表現すると,

$$F_i = -K_{vi} \ddot{\delta}_i - K_{di} \dot{\delta}_i - K_{ri} \delta_i + f_i \quad (4)$$

$$\text{ここに, } F_i = (F_{xi} F_{yi} F_{zi} F_{\phi i} F_{\theta i} F_{\psi i})^t$$

$$\delta_i = (U_i V_i W_i \Phi_i \Theta_i \Psi_i)^t$$

$$K_{vi} = C_i^t \bar{K}_{vi} C_i$$

$$K_{di} = C_i^t \bar{K}_{di} C_i$$

$$K_{ri} = C_i^t \bar{K}_{ri} C_i$$

$$f_i = C_i^t \bar{f}_i$$

となり, 任意の方向を向いた外殻要素(斜交要素)に働く外力が全体座標系で算定されたことになる。

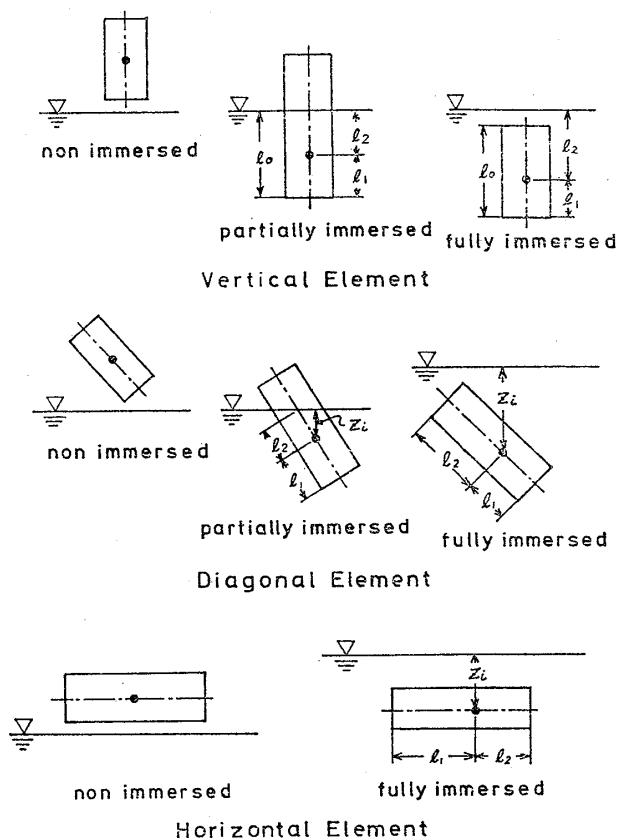


Fig. 3 Kinds of hull element

構造を構成するすべての外殻要素に働く外力を, これまで述べてきた手法で算定を行なうことは, 一般的ではあるが, 現実に解析を行なう際には計算が非常に繁雑となる。そのため, 本論文では, 実構造に多く現われる垂直要素(部材軸が Z 軸に平行な要素)および, 水平要素(部材軸が X - Y 平面に平行な要素)に関しては, 斜交要素から誘導された結果を, 計算に際し便利な形式にまとめ, とくに, 水平要素に関しては部材軸を局部座標系の x 軸と一致させ, より単純な表現にしている。

これら3種類の要素(斜交要素, 垂直要素, 水平要素)の定式化に際して, さらに便宜のため, 静水面と外殻要素の相対位置を考慮して, それぞれを3種類の要素に分ける。すなわち, 没水部をもたない空中要素(non-immersed element), 要素内に静水面をもつ水線要素(partially-immersed element), 完全に没水する水中要素(fully-immersed element)の3種(Fig. 3参照)。ただし, ここでは, 水平水線要素は考えられないこととする。

斜交, 垂直, 水平の3種の要素についての, 要素重心の変位, 速度, 加速度に依存する力, すなわち, 復元力および, radiation forceの具体的な局部座標系での算定式をTable 1に, 一方, いわゆる, Froude-Kriloff forceおよびdiffraction force, すなわち, 波強制力の局部座標系での算定式をTable 2に示す。

これら外力の算定において、付加質量、減衰係数は既知のものとし、また、流体粒子に関する量は、外殻要素断面の中心における値を代表値として採用するとともに、速度に関する項は、線形項だけを採用し、非線形項は考慮していない。これらの仮定は流体力学的な見地からすると、種々の問題を含むが、構造の挙動の全体的な把握を容易に行なうために行なうものであり、この種の現実的な近似法を採用することが許容されと考えられる。

2.3 運動方程式の組み立てと解法

2個の外殻要素重心 i, j を結合する弾性梁要素 l に対し、Fig. 2 に示すように、流体力の算定に際しとったと同じ局部座標系をとると、その局部座標系での節点力と節点変位を結合する要素剛性行列 $\bar{K}_l$ は、従来の3次元骨組構造解析での手法と全く同様に定式化され、 $\bar{K}_l$ を使って要素の剛性方程式が導かれる。座標変換行列により、外殻要素重心変位を定義した全体座標系へ変換した後、足し込みを行えば、構造全体としての剛性方程式、

$$K\delta = F \quad (5)$$

ここに、 $K = \sum_i K_i$

を得る。ここに δ, F はそれぞれ、構造全体の変位ベクトルおよび、外力ベクトルである。

一方、(4) 式で算定された外力を、すべての外殻要素に関して足し込みを行なうと、構造全体に働く外力 F は、

$$F = -K_v\ddot{\delta} - K_d\dot{\delta} - K_r\delta + f \quad (6)$$

ここに、 $K_v = \sum_i K_{vi}$, $K_d = \sum_i K_{di}$, $K_r = \sum_i K_{ri}$

$$f = \sum_i f_i, \quad \delta = \sum_i \delta_i$$

と表現され、(5) 式の右辺と (6) 式の左辺を等置し整理すると全体構造に関する運動方程式

$$K_v\ddot{\delta} + K_d\dot{\delta} + (K_r + K)\delta = f \quad (7)$$

が得られる。

フーティング型の浮遊構造のコラムのような垂直部材は、揺れに対する安定性のために大きな水線面積が必要となり、従って、他の部材と比べてその弾性剛性は、通常大きくなる。この種の部材では運動特性の記述のためにも、一度分割された外殻要素を一まとめとして剛体として取り扱う必要がある。これには、剛体を構成する外殻要素の重心変位 δ_i を、その剛体内で最終的に自由度として残す代表節点変位 δ_r と剛体運動仮定で結合する行列（剛体変位変換行列） T_i を考える。

$$\delta_i = T_i \delta_r \quad (8)$$

剛体変位変換行列を使って、代表節点で評価した剛体に働く外力 F_r は、(4) 式を考慮して、

$$F_r = -(\sum_i T_i^t K_{vi} T_i) \ddot{\delta}_r - (\sum_i T_i^t K_{di} T_i) \dot{\delta}_r$$

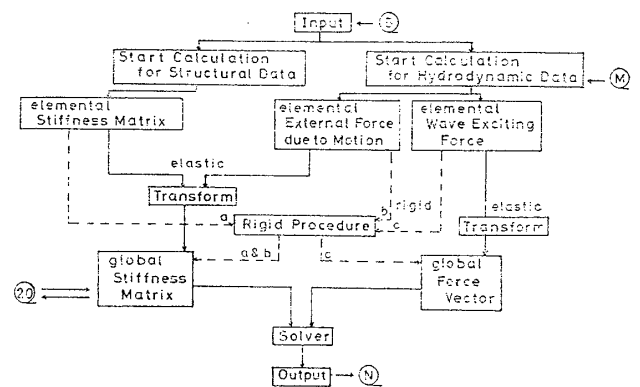


Fig. 4 Flow chart of program DAFOS 3

$$-(\sum_i T_i^t K_{ri} T_i) \delta_r + \sum_i T_i^t f_i \quad (9)$$

として表現される。剛体仮定を行なう外殻要素重心に弾性梁要素が結合される場合は、剛体に結合する弾性梁要素との結合点を i 、他端を j として、弾性梁要素の剛性行列 K^l は、点 r 、および、 j に対応する剛性として、 T_i を使って

$$\begin{bmatrix} T_i^t K_{ii}^l T_i & T_i^t K_{ij}^l \\ K_{ji}^l T_i & K_{jj}^l \end{bmatrix} \quad (10)$$

と評価できる。これらの方法で、構造の一部を剛体とした場合には、剛体内の代表節点以外の節点が縮約された運動方程式が得られることになる。

以上のように組み立てられた運動方程式により、求めるべきものは、運動を調和振動と考えているので、自由節点の変位の振幅と位相差である。ここでは通常の方法と同じく、節点変位、波強制力を複素数で定義し、運動方程式に代入して得られる係数、未知変位、外力について実部と虚部の分離を行ない、元数2倍の実数係数方程式を解く。この結果より変位、要素内断面力、または、梁応力の振幅と位相差が計算される。

以上述べてきた解析法に従い、数値計算プログラム DAFOS 3 を作成した。そのフローチャートを Fig. 4 に示す。プログラムは、入射波の方向と周波数、および構造データを入力とし、各節点の変位、断面力、または梁応力および歪の振幅と位相差を出力とする。

3 実験

本論文において実験は次の2つに大別される。

- (1) 計算の際の入力となる流体力係数を定めるための強制動揺実験
- (2) 解析法の妥当性を検証するための、浮遊構造模型を用いた波浪強制実験

3.1 強制動揺実験

フーティング付コラムについて、上下方向、および、左右方向の流体力係数の周波数依存性を求めるための、強制動揺実験が行なわれた。なお後者については、川

原¹⁶⁾、柏原¹⁷⁾、両氏との共同研究である。

実験は強制動揺装置を用いて、円筒を上下方向、または左右方向に動揺させ、動揺させるのに必要な力の振幅と、その変位との位相差を計測した。

本実験は線形運動方程式 ((7) 式) に使用する付加質量、および、減衰係数を定めることを目的としていることより、減衰項の非線形項も線形化して取り出すことがより現実的であるため、フーティング付コラム単体に関する線形の運動方程式を仮定し、実験より得られた力の in-phase 成分から付加質量を、out of phase 成分から減衰係数を算定する方法を採用した。

得られた付加質量、および減衰係数について、力学および、幾何学的相似条件を考慮して無次元化して整理した。Fig. 5 に、後述の波浪強制実験で用いた、フーティング付コラムと幾何学的にはほぼ相似な形状のモデルについての、上下方向および左右方向の付加質量係数と減衰係数の実験値の中央値を、それぞれ、実線と破線で示す。図中、横軸は、モデルの代表寸法と波長の比で無次元化を行なっている。

実験より得られた値の傾向および絶対値とともに、佐尾ら^{18),19)}、または、増田ら²⁰⁾ のポテンシャル論による解析結果とよい相関を示し、上下方向および左右方向の流体力係数の実験値は妥当であると考えられ、解析の際の入力データとして、これらの数値を用いた。

3.2 波浪強制実験

1 章で述べた理論の妥当性を検証するために、フーティング付コラム 3 個を結合した模型、および、3 個のコラムとローハルからなる構造 2 体を結合した模型を作製し、周期波により自由状態で運動させる水槽実験を行なった。作製した 3 体の模型を Fig. 6 に示す。

Fig. 6 の (A) 図は、正三角形の頂点に 3 個のフーティング付コラムを配したやわらかいモデル FM を示し、3 個のフーティング付コラムと、剛性の低い上部構造 (甲板構造) とで構成されている。甲板構造は、幅 22

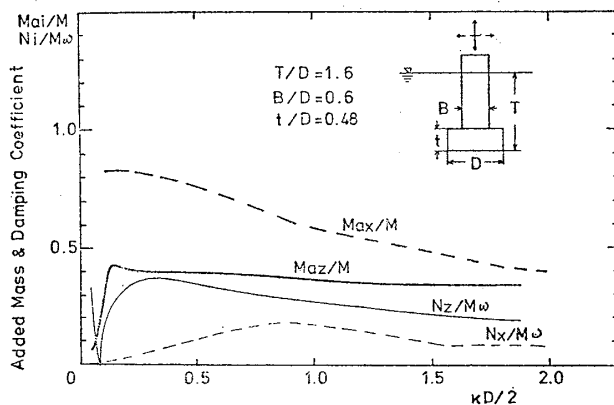


Fig. 5 Added mass & damping coefficient of column with footing

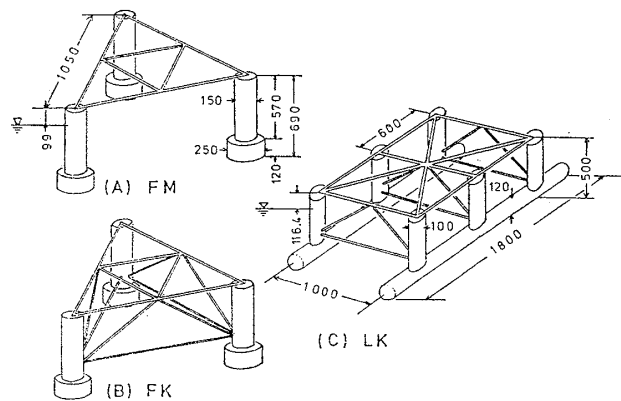


Fig. 6 Types and dimensions of specimens

mm×板厚 10 mm の矩形断面形状を有するアクリル材 (ヤング率 ; $E=336.7 \text{ kgf/mm}^2$) で構成され、弾性変形の影響を強調するため、梁の曲げ剛性がコラムに比較して非常に弱くしてあり、運動変位とともに曲げ歪、および、ねじり歪についての実験値を得ることを目的としている。

Fig. 6 の (B) 図は、正三角形の頂点に 3 個のフーティング付コラムを配した剛なモデル FK を示す。このモデルは、3 個のフーティング付コラムと、モデル FM と同様の甲板構造、下部水平材、および、斜材で構成されている。下部水平材と斜材は、アクリル材を使用し、直径 7 mm の中実丸棒で構成されている。このモデル FK は、全体構造としては十分剛なため、その挙動は、ほぼ剛体運動と推定されるので運動変位と、部材の軸歪を得ることを目的とした。なお、波の入射角は 0° と 30° の 2 通りの実験を行なった。

Fig. 6 の (C) 図に、3 個のコラムとローハルからなる構造 2 体を平行に配した剛なモデル LK を示す。このモデルは、3 個のコラムとローハルからなる構造 2 体と甲板構造、下部水平部材、斜材よりなる結合部材とで構成されており、結合部材の断面形状と材料は、前述のモデル FK と同一とした。本モデルは十分剛でかつ構造寸法が大きいため、運動応答の卓越する周波数領域が、実験可能な周波数領域中に入らないために、計測は軸歪だけにとどめ、波の入射角が 90° と 45° について実験を行なった。

歪の測定は、部材の上下に貼付した 2 枚の歪ゲージにより、動歪アンプを介し、フォトコーダで記録する方法をとった。運動変位の測定は、完全浮遊状態に拘束を付与することがないように、変位の測定を行なうモデルのコラム頂部に、剛でかつ軽量の棒を立て、これに発光ダイオードを取り付け標点とし、その軌跡を開放にしたカメラで、2 方向から撮影し、後に、その軌跡を解析し運動変位振幅を求める光学的方法で行なった。変位の較正は、モデルの後方に較正用の板を置き、板上の基準長さ

だけ離れた点に設けた発光ダイオードを同時に撮影する方法で行なった。

モデルにかけられた周期波は、 $2.1 \leq \omega \leq 12.7$ に相当する周波数領域内の波で、その周波数により、0.7 cm から 3 cm 程度の波高で実験を行なった。

4 比較および考察

以下において、3 章で述べた波浪強制実験を行なった 3 個の三次元模型による測定結果と、2 章で述べた基礎式に基づいて作成された計算機プログラムによる出力結果との比較および考察を行なう。

4.1 正三角形の頂点に 3 個のフーティング付コラムを配したやわらかい模型 (モデル FM)

3 個のフーティング付コラムと低剛性の甲板構造とで構成されたモデル FM (Fig. 6 の (A) 図参照) を、Fig. 7 で示すごとく、一つの頂角の二等分線が空間固定座標 $O-XYZ$ の X 軸に平行になるように設定する。波は、その方向を X 軸にとり、図の左から右へ進行するものとする。また、同図に解析における要素分割を示す。フーティング付コラムは、1 本につき 7 個の外殻要素に分割し、各要素の重心 (節点) で外力の評価を行なった後、剛体仮定により、コラム頂部の代表節点に縮約した。甲板構造は、節点数 39、弾性梁要素数 42 に分割し、自由度総数は 468 である。流体力係数は、3 章で述べた強制動揺実験より得られた値を使用し、すべての方

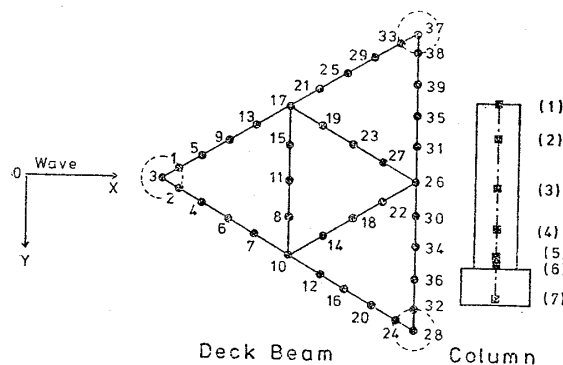


Fig. 7 Mesh subdivision of model FM

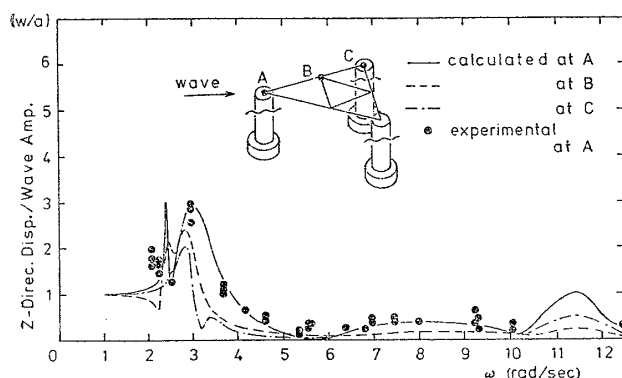


Fig. 8 Z-Directional displacement of FM

向に対し、周波数依存があるものとした (Fig. 5 参照)。

Fig. 8 に、添図に示す A, B, C 3 点の Z 方向変位 (W) の振幅の計算値と、A 点における実験値を示し、Fig. 9 に Y 軸まわりの回転角 (Θ) の振幅と計算値と実験値を示す。ここで、横軸は円周波数 ω であり、変位振幅は、入射波の振幅 (a)、回転角振幅は、入射波の最大波値斜 (ak) により、それぞれ無次元化されており、以後の図においてもすべて同様の表示としてある。また、解析において、運動流体力、波強制力の評価は、フーティング付コラムだけについて行ない、その他の部材は、質量を有する弾性部材として扱う。この仮定は、後の 4.2 節においても共通である。

これらの計算曲線によれば、 $\omega \approx 2.4, 2.9, 3.3, 11.4$ (rad/sec, 以下略) に顕著な極大値がみられる。このうち、 $\omega \approx 2.4$ においては、 Θ の振幅が最も大きく、他の出力結果も参照して、甲板構造の二節振動モードによる弾性振動同調であると判断でき、実験時の視察においても、各コラムの下端が、同時に、正三角形の中心に近づいたり離れたりする運動を行なっていることが明瞭に認められた。 $\omega \approx 2.9$ では、 W の振幅だけが極大となり、自由動揺実験の結果と合わせて判断すると、ほぼ剛体 (擬剛体) としての上下揺同調となっている。縦揺同調 (擬剛体としての Y 軸まわりの回転揺による同調) は、 $\omega \approx 3.3$ であり、 Θ の振幅にピークとして現われている。 $\omega \approx 11.4$ では、ここには示されていない X 方向変位 (U) の振幅の計算出力に顕著なピークが現われ、また、 Z, Θ 方向変位振幅にも小さなピークがみられ、その変形モードから、甲板構造の三節振動モードによる弾性振動同調であると判断される。この円周波数付近における実験では、入射波の波長が短かく、波高が小となり、運動変位振幅としては、目立った値は計測されなかったが、変形モードとしては、三節振動的であることが観察された。

次に、甲板構造を形成する梁部材の歪について、Fig. 10 に、添図に示す、A, B, C 3 点の上下方向曲げによる歪の計算値と実験値を、Fig. 11 に、添図に示す点の振りによる歪の計算値と実験値を示す。Fig. 10 の計算

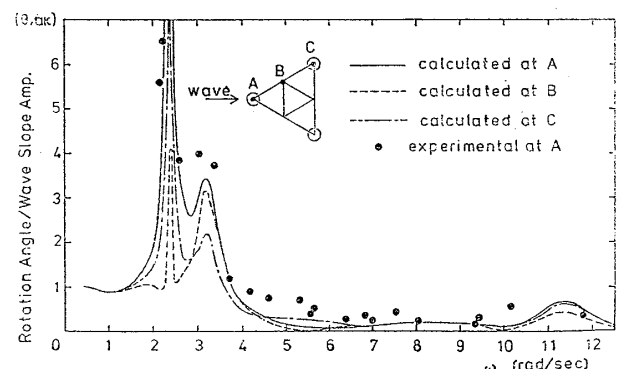


Fig. 9 Rotation angle (Θ) of FM

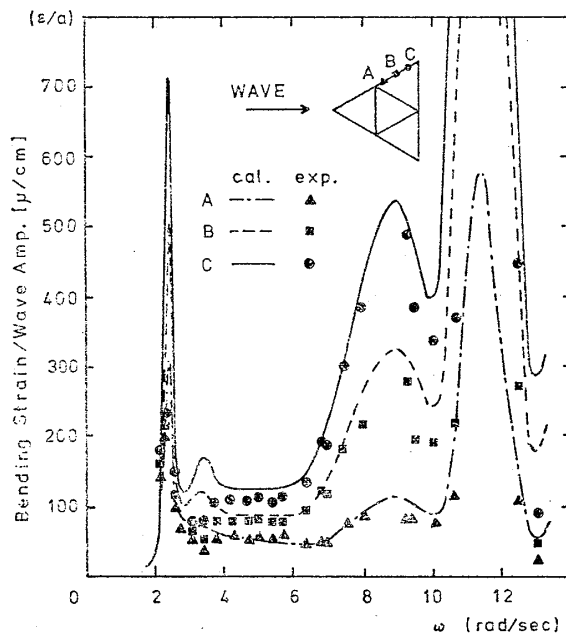


Fig. 10 Bending strain of FM

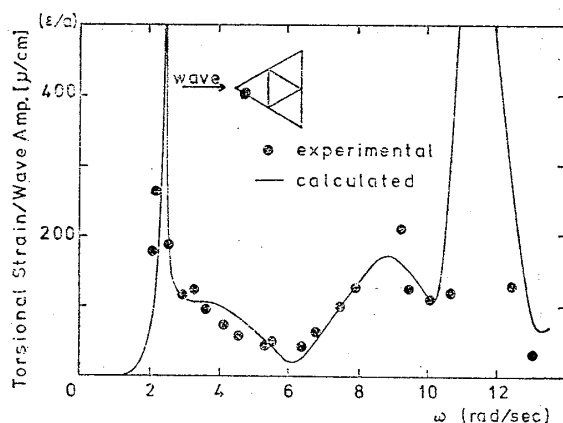


Fig. 11 Torsional strain of FM

曲線によれば、 $\omega \approx 2.4, 3.3, 8.8, 11.4$ に極大値がみられる。先に述べたように、 $\omega \approx 2.4, 11.4$ はそれぞれ二節、三節振動モードによる弾性振動同調であり、 $\omega \approx 3.3$ は、擬剛体としての縦揺同調に対応している。 $\omega \approx 2.9$ の上下揺同調は、歪応答に極大値を示していない。

一方、 $\omega \approx 8.8$ における極大値は、これまで述べたような、剛体、あるいは弾性体としての共振現象に基づくものではなく、波強制力を受ける主要構造要素（このモデルの場合はフーティング付コラム）の間隔と、入射波の波長との適合によるものと考えられる。これは、排水量型船舶の波浪縦曲げモーメントの大きさに関して、ship/wave matching²¹⁾と称せられている現象と類似しており、以後、船長/波長適合と呼ぶことにする。Fig. 11 に示す振りによる歪の計算曲線についても、弾性的な二節、三節振動モードによる同調、および、船長/波長適合による極大値が現われている。

計算値と実験値との相関は、いずれの場合も、弾性同

調付近を除いて、傾向、絶対値とも良好である。弾性同調付近においても、実験値も極大値を示すという傾向を有しているが、その大きさは、計算値の方が大きく、三節振動モードによる同調時にこれが顕著である。この三節振動モードによる同調円周波数付近においても実験を行なったが、他の円周波数に対する歪計測値がすべて明瞭な sine 波形を描くのに対し、この領域のみが複雑な波形を呈してその振幅が決め難いため、図から除いている。

以上を総括して、やわらかい構造に対して、次のことがいえる。

運動および内力の応答における顕著な極大値は、擬剛体としての運動同調、やわらかい結合構造の弾性振動モードによる同調および船長/波長適合に対応する円周波数において生ずる。2 章に述べた解析法は、これらのすべての現象を含んでおり、個々の現象に対応する円周波数は良好な精度で求められる。一方、その円周波数時の振幅の大きさについては、共振現象ではない船長/波長適合については良い精度で算定されるが、共振現象については、振幅の精度が悪く、とくに高周波領域における弾性振動モードによる同調において甚しい。この原因としては、実験法そのものにも、模型に使用した材料の材料特性、部材の結合法、変位計測法などに問題があるとともに、解析法としては、構造部材、部材結合部の内部減衰、変位、変形が大きくなることによる流体力算定における非線形効果など^{22), 23)}を考慮する必要があると思われる。これらの事情は、船体運動²⁴⁾および船体振動²⁵⁾と同じである。

4.2 正三角形の頂点に3個のフーティング付コラムを配した剛な模型 (モデル FK)

4.1 節で扱ったモデルに Fig. 12 に示すように、下部水平部材と斜材とを付加したモデル FK (Fig. 6 参照) を取扱う。入射波の方向は、実験、解析とも、空間固定座標の X 軸に対して $0^\circ (\chi=0^\circ)$ および $30^\circ (\chi=30^\circ)$ の2種類とする。解析において、フーティング付コラムは、

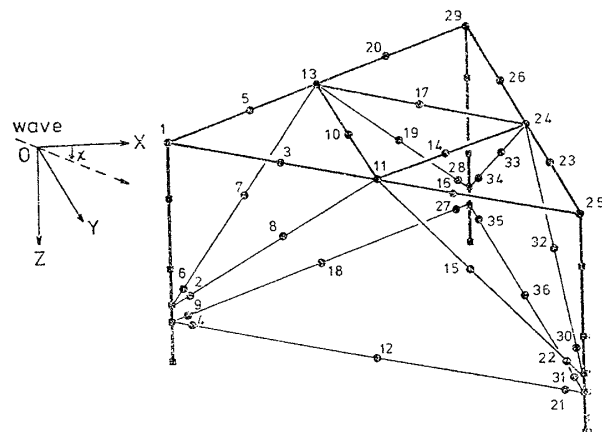
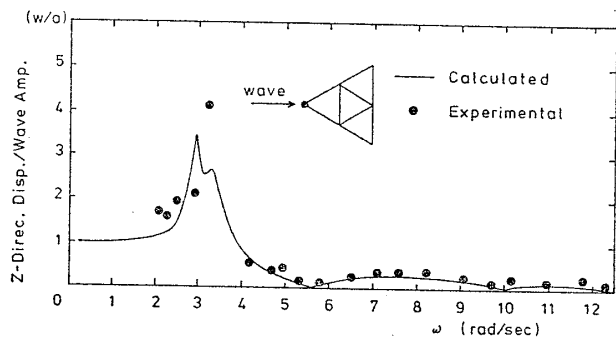
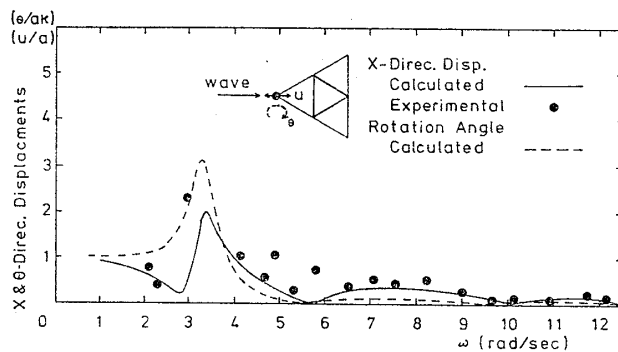
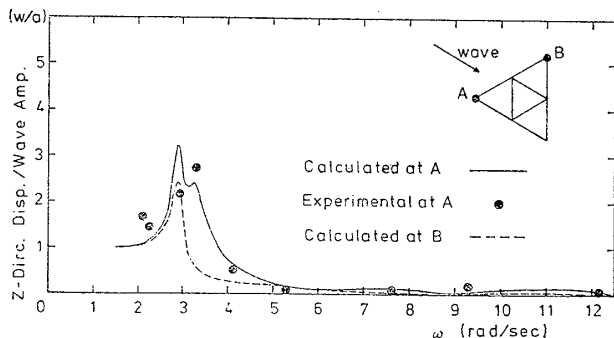


Fig. 12 Mesh subdivision of model FK

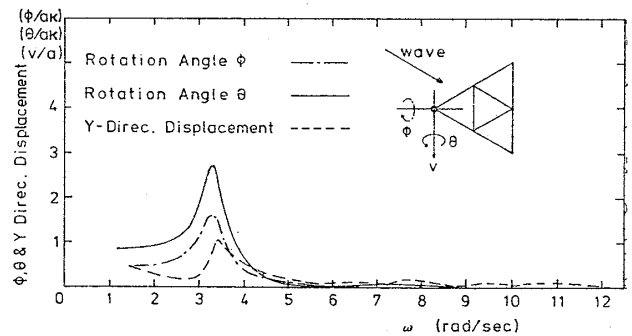
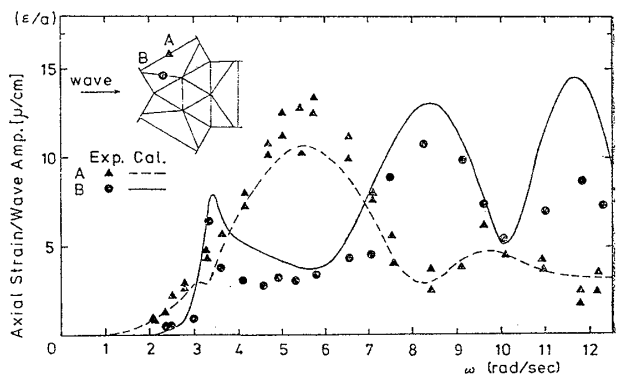
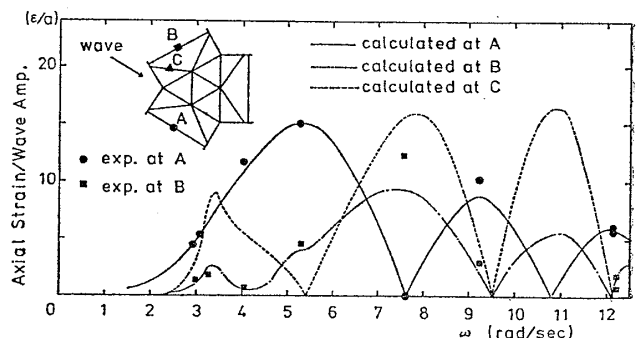
1本につき6個の外殻要素に分割した後、剛体仮定により代表節点に縮約し、甲板構造、結合構造は、節点数36、自由度総数432に分割した。また解析における流体力係数としては、モデルFMの場合と同じく、3章で述べた強制動揺実験より得られた値を使用した。

入射角 $\chi=0^\circ$ の場合の入射波側のフーティング付コラムの頂部のZ方向変位 (W) の振幅の実験値と計算値とを、Fig. 13 に、同点のX方向変位 (U) の振幅の実験値と計算値、Y軸まわりの回転角 (Θ) の振幅の計算値を Fig. 14 に示す。これらの計算曲線には、 $\omega=2.9$ および 3.3 において、顕著な極大値が現われている。前者は、擬剛体としての上下揺同調、後者は縦揺同調によるものであり、モデルFMの場合と、円周波、振幅ともほぼ等しい。ただし、下部水平部材、斜材の付加により、結合構造が剛になったため、考える円周波数領域に、弾性振動モードによる同調現象は現われていない。

Fig. 13 Z-directional displacement of FK 0° Fig. 14 X & Θ directional displacement of FK 0° Fig. 15 Z-directional displacement of FK 30°

次に、入射角 $\chi=30^\circ$ の場合の入射波側の2個のフーティング付コラムの頂部 A, B 点における Z 方向変位 (W) の振幅の実験値と計算値とを Fig. 15 に、A 点における Y 方向変位 (V) の振幅、Y 軸まわりの回転角 (Θ) の振幅、X 軸まわりの回転角 (Φ) の振幅の計算値を Fig. 16 に示す。同調の円周波数は、構造に固有のものであるから、入射波の方向に対して不変であり、 $\chi=30^\circ$ の場合も $\chi=0^\circ$ の場合と同一の円周波数で極大値を生じる。W の振幅以外の変位振幅、回転角振幅の無次元量は $\omega=0$ で 1 に収束していたが、これは、これらの変位、回転角が成分であり、ベクトル和が 1 になるためである。

Fig. 17 に、入射角 $\chi=0$ の場合の、添図に示す A, B 2 点の軸歪振幅の実験値と計算値を示す。また、Fig. 18 に入射角 $\chi=30^\circ$ の場合の、添図に示す A, B, C 3 点の軸歪の振幅の計算値と、A, B 2 点の実験値を示す。

Fig. 16 Rotation angle (Φ, Θ) & Y-directional displacement of FK 30° Fig. 17 Axial strain of FK 0° Fig. 18 Axial strain of FK 30°

いずれの図においても、実験値と計算値との相関は良好であるが、高円周波数領域で一部相関が悪くなるのは、コラムの直径と比較して入射波の波長が相対的に短くなるため、2章に述べた解析に関する基本仮定が侵されるからである。

Fig. 17, Fig. 18 でも、縦揺同調時に、斜材にかなりの大きさの極大値が現われているが、この現象は、著者らが前報¹³⁾で取扱った二次元模型では見られなかった点である。これは今回のモデル FK においては、フーティング付コラムの質量が、斜材の軸剛性と比較して相対的に大きいために、コラムの運動による慣性力の影響が現われているのが原因と考えられる。下部水平部材に注目すると、実験値、計算値とも、入射角 $\chi=30^\circ$ に比較して、 $\chi=30^\circ$ の方が軸歪振幅が大きい。構造の対称性を考慮すれば、 $\chi=30^\circ$ の場合、すなわち、入射波の方向が任意の1本の下部水平部材の方向に平行になる場合が、あらゆる波方向の中で、その下部水平部材に最大の軸歪を発生させることが推定される。そこで、 $\chi=30^\circ$ について、Fig. 19 に示すように入射波の半波が2本のフーティング付コラムの中心間長さ（このモデルの場合 $l=105\text{ cm}$ ）の間に奇数個入るような入射波の ω の値は、 $\omega \doteq 5.42, 9.38 \dots$ 、偶数個入るような ω の値は、 $\omega \doteq 7.66, 10.83 \dots$ となる。Fig. 18 によれば、前者に対しては、下部水平部材は極大、斜材は極小、後者に対してはちょうど逆の関係となっている。このように、剛な構造の結合部材の軸歪は、顕著な船長/波長適合を示し、しかも一般に擬剛体としての運動同調時に生ずる歪よりも船長/波長適合による歪の方が大きい。

以上のような事実に着目すれば、この種の構造の結合部材に発生する内力が最大になる場合の入射波の方向と波長およびそのときの内力の大きさを近似的に推定することができる。

4.3 3 個のコラムとローハルからなる構造 2 体を平行に配した剛な模型（モデル LK）

3 個のコラムと 1 個のローハルからなる構造を、甲板構造、下部水平部材、斜材で剛に結合したモデル LK (Fig. 6 参照) に対する入射波の方向、円周波数による運動、内力を、実験、計算から検討する。計算において、流体力係数は自由動揺実験から求めた値を用い、周波数依存性を無視している。要素分割は Fig. 20 に示すとおりであり、6 個のコラム部分は、先のモデルと同じく、分割した後、剛体仮定により各コラムの頂点の代表接点 6, 19, 32, 13, 26, 36 に縮約された。ローハル、甲板構造、下部水平部材、斜材は弾性体とし、節点数 46、要素数 46、自由度総数 552 に分割した。また解析において、運動流体力、波強制力の評価はコラム、ローハルのみにして行ない、その他の部材は質量を有する弾性

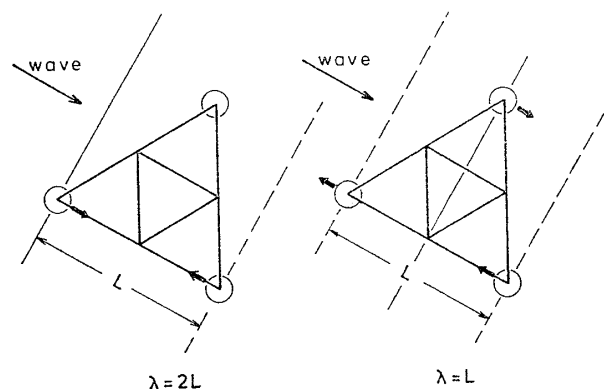


Fig. 19 Wave condition for maximum axial force

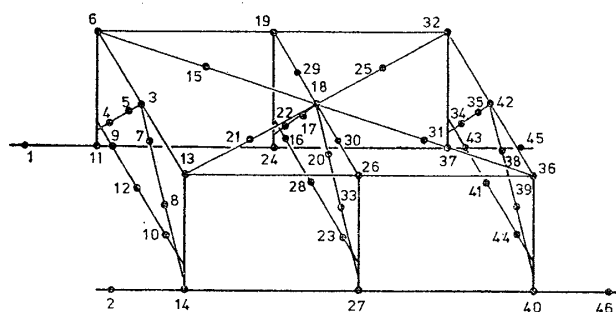


Fig. 20 Mesh subdivision of model LK

体として扱う。

空間固定座標の X 軸がローハル中心軸に平行になるよう設定し、この軸と波の進行方向とのなす角を波の入射角 χ とする。甲板構造の中央点（節点 18）の X, Y, Z 軸方向変位を U, V, W 各軸回りの回転角 Φ, Θ, Ψ とし、それらの無次元量の、入射角 $\chi=30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, 90^\circ$ に対する計算値を Fig. 21 に示す。これらの図および、ここには示していない位相差の出力結果から判断すると、 $\omega \doteq 1.75$ が縦揺、 $\omega \doteq 2.0$ が横揺、 $\omega \doteq 2.2$ が上下揺の擬剛体としての同調円周波数と考えられる。先にも述べたように、これらの同調円周波数が、入射角 χ によらずほぼ一定となるのは、同調現象は構造のみによるからであり、また、一般の入射角に対し、 U, V, Φ, Θ の振幅の無次元量が $\omega=0$ で 1 に収束しないのは、これらが成分であって、ベクトル和が 1 に収束するからである。

Fig. 22 に入射角 $\chi=90^\circ$ の場合の下部水平部材の軸歪に関する実験値と計算値を示す。図中 side, center とは、それぞれ構造の長手軸方向に 3 個存在する結合構造のうちの端部のもの、中央部のものを指す。なお破線は三菱重工業(株)で開発された解析プログラム⁸⁾による計算曲線である。これまでの比較と異なり、この図では実験値と計算値との相関が悪い。このモデルは、実験準備中に、端部に存在する 2 本の斜材 (Fig. 20 における 3-5-4 節点を結ぶものと 42-38-39 節点を結ぶもの) を誤って折ってしまったために、簡単な補修を施して実験

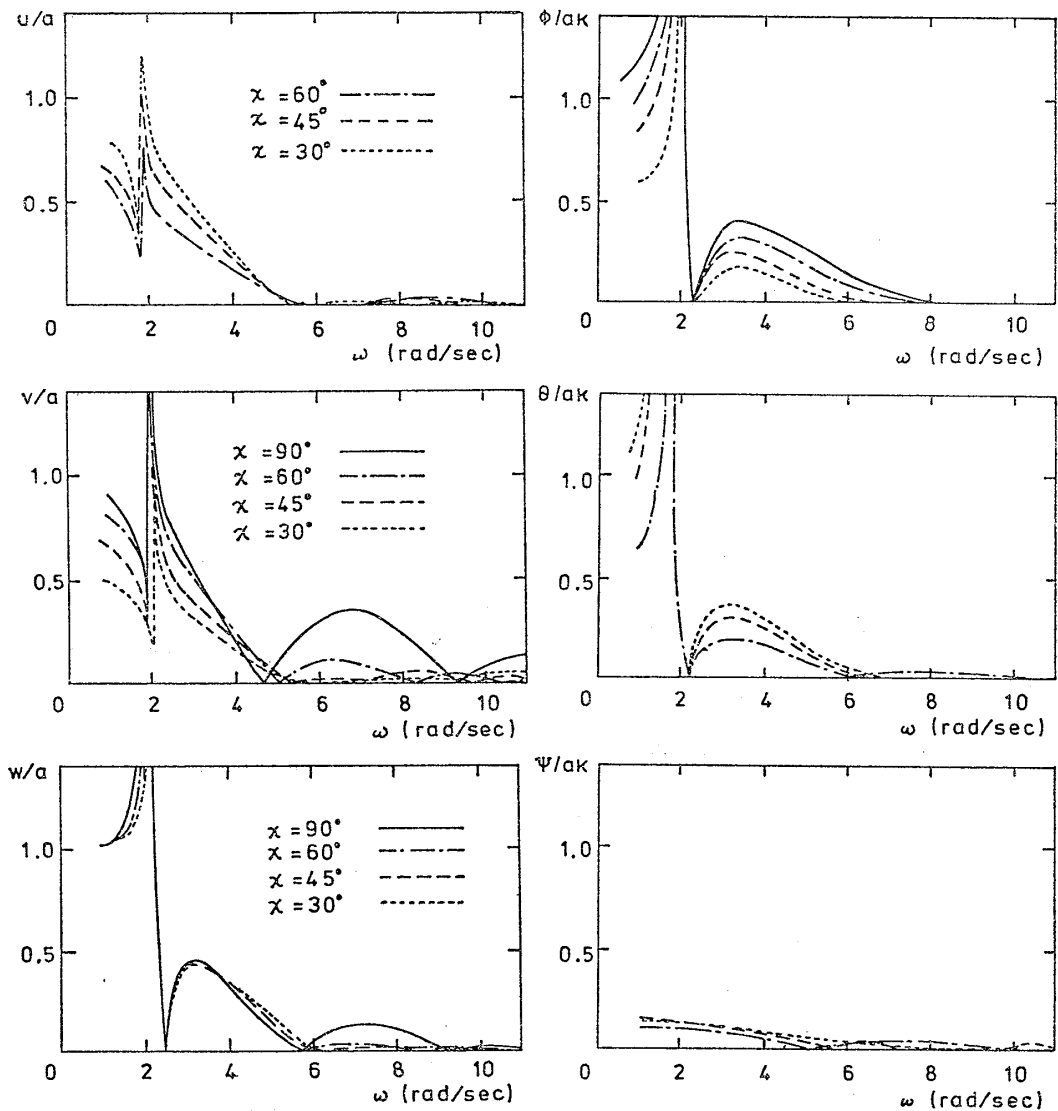
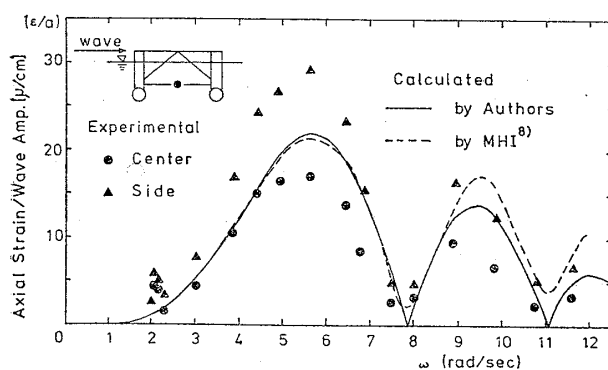
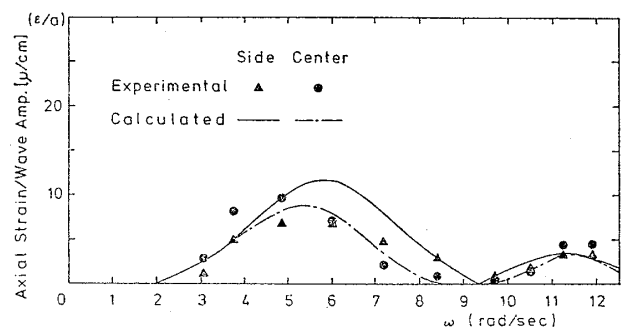


Fig. 21 Displacement of LK

Fig. 22 Axial strain of LK 90° Fig. 23 Axial strain of LK 45°

を実行した。この結果、端部と中央部とで斜材の剛性が変化してしまい、下部水平部材の軸力の受持ちに大きな影響を及ぼしたことが、相関の悪い原因と考えられる。この推測は、この構造が完全な場合、横波状態で端部と中央部とで Fig. 22 の実験値に見られるごとく、大きな差が生ずるとは考えられないこと、著者らの解析法による、他のモデルの軸歪に関する実験値と計算値との相

関が一般に良好であること、さらに、このモデルに関する他の解析プログラムによる計算値と、本解析法による計算値が一部を除いてほとんど一致していることにより間接的に裏付けられていると考えられる。なお、2種類の計算結果に高円周波数領域で差があるのは、採用した流体力係数に関する仮定に基づくものと考えられる。下部水平部材の軸歪は、2個のローハルの間隔に半波が

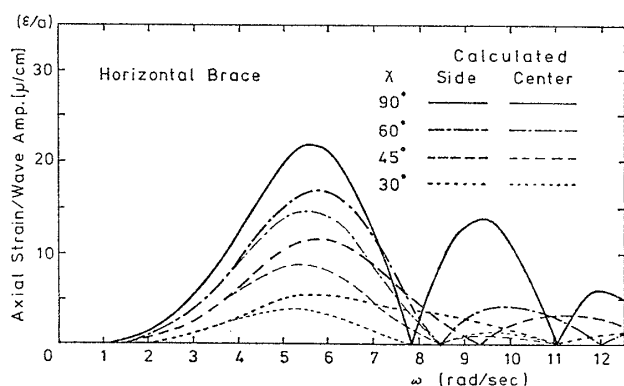


Fig. 24 Axial strain at horizontal brace of LK

奇数個入る ω の値、すなわち $\omega=5.60, 9.61, \dots$ において極大値をとり、偶数個入る ω の値、すなわち $\omega=7.85, 11.10, \dots$ において極小値をとる船長/波長適合の性質を示している。Fig. 23 に入射角 $\chi=45^\circ$ の場合の下部水平部材の軸歪の比較を示すが、先に述べた理由で相関は不良である。

計算出力によれば、この種の構造では、コラムおよびローハルに作用する波に起因する流体力によって、結合部材である下部水平部材や斜材に生ずる内力のうち曲げモーメントや振りモーメントは小さく、軸力が主である。下部水平部材、斜材に生ずる軸力の大きさに及ぼす入射波の方向と波長（円周波数）の影響をみるためにFig. 24, Fig. 25 に波の入射角をパラメータとして、計算による下部水平部材と斜材の軸力（このモデルでは下部水平部材と斜材に使用している部材の軸剛性は同一なので、軸歪と軸力の対応は同一となる）の応答関数を示す。Fig. 24 によれば下部水平部材の軸力は入射角 $\chi=90^\circ$ において、円周波数 $\omega \approx 5.6$ 、すなわち2個のローハル間に半波が1個入るような波長の場合に最大になっている（Fig. 26 左図参照）。一方、Fig. 25 を参考として考察すると、斜材の軸力は構造全体の振りを主要原因として大きくなり、Fig. 26 右図に示すように、2個のローハルの前後端のコラムを結ぶ対角線に直交する方向の入射角を有し、半波が図の破線間に2個入る場合、すなわち、この間隔が波長に等しくなる入射波の場合に最大になるとすると、このモデルの場合、 $\chi=50.2^\circ$ 、 $\omega=6.2$ となり、よい推定となることがわかる。

5 お わ り に

三次元浮遊骨組構造を対象として、構造を基本的に弾性体とみなして、運動と構造内力の周期応答を同時に解析する方法を開発し、3種類の小型模型による波浪強制実験結果と比較検討して以下の点が明らかとなった。

(1) 運動応答、内力応答とも、実験値と計算値との相関は、一部を除いて良好であり、本解析法の有効性を確認した。

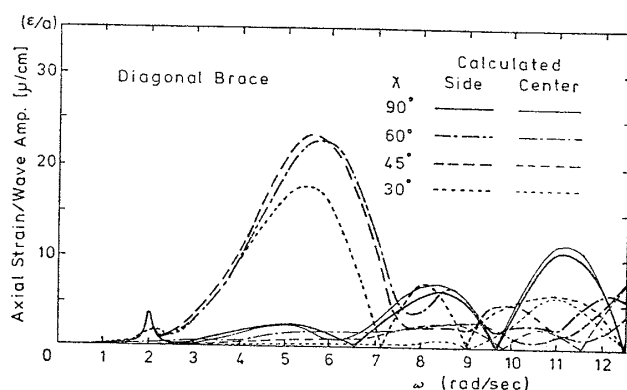


Fig. 25 Axial strain at diagonal brace of LK

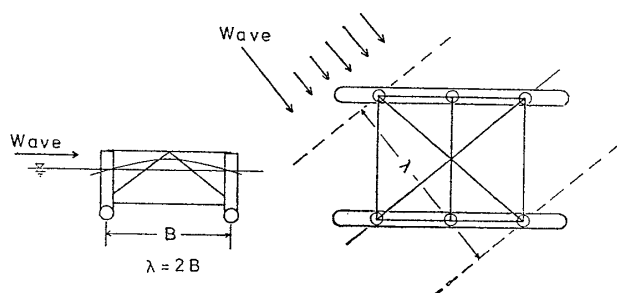


Fig. 26 Wave condition for maximum axial force of LK

(2) 実験値と計算値との相関が悪いのは、同調時の振幅、特に高周波領域における弾性振動同調時の振幅であり、この原因は、構造減衰を含めた減衰係数の評価、流体力の非線形性によるものと考えられ、今後の問題点である。

(3) 複数の主要浮体を低剛性の結合部材で結合したやわらかい構造では、擬剛体としての同調現象のほか、弾性振動モードによる同調現象が存在することを確認した。

(4) 複数の主要浮体を骨組で剛に結合した構造では、結合部材の主要内力は軸力であり、その大きさは船長/波長適合によって規定される。

(5) 船長/波長適合によって結合部材の軸力が大きくなる事実は、各種の浮遊骨組構造について、結合部材寸法を検討するための入射波の方向と波長を与える糸口となる。

(6) 本解析法は、構造内力の解析に適しており、出力の精度も良好で、部材結合部などの局所解析のための入力として十分使用できると考える。

最後に、本研究を進めるにあたり、終始暖かい励ましと適切な助言をいただきました東京大学 飯田國廣教授に厚く御礼申し上げますとともに、本研究の実験は、日本船用機器開発協会 FPC 委員会の活動の一環として行なわれたものであり、実験結果などを御検討いただいた同委員会委員諸氏に感謝いたします。なお三井造船(株)千葉

Table 1 Table of hydrodynamic forces due to motion

	Virtual Inertia Matrix						Damping Coefficient Matrix						Restoring Coefficient Matrix					
	$\ddot{x}$	$\ddot{y}$	$\ddot{z}$	$\ddot{\phi}$	$\ddot{\theta}$	$\ddot{\psi}$	$\dot{x}$	$\dot{y}$	$\dot{z}$	$\dot{\phi}$	$\dot{\theta}$	$\dot{\psi}$	x	y	z	ϕ	θ	ψ
Non-immersed Element	M	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	M	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	M	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	I_ϕ	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	I_θ	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	0	0	I_ψ	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Diagonal Immersed Element	M+Max	0	0	0	$-L_1\text{Max}$	0	Nx	0	0	0	$-L_1\text{Nx}$	0	0	0	0	0	0	0
	0	M+May	0	$L_1\text{May}$	0	0	0	Ny	0	$L_1\text{Ny}$	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	M+Maz	0	0	0	0	0	Nz	0	0	0	0	0	npGA	0	0	0
	0	$L_1\text{May}$	0	$I_\phi+L_2\text{May}$	0	0	0	$L_1\text{Ny}$	0	$L_2\text{Ny}$	0	0	0	0	0	$\rho g V_w L_1$	0	0
	$-L_1\text{Max}$	0	0	0	$I_\theta+L_2\text{Max}$	0	$-L_1\text{Nx}$	0	0	0	$L_2\text{Nx}$	0	0	0	0	0	$\rho g V_w L_1$	0
	0	0	0	0	0	I_ψ	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Horizontal Immersed Element	M+Max	0	0	0	0	0	Nx	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	M+May	0	0	0	$L_3\text{May}$	0	Ny	0	0	0	$L_3\text{Ny}$	0	0	0	0	0	0
	0	0	M+Maz	0	$-L_3\text{Maz}$	0	0	0	Nz	0	$-L_3\text{Nz}$	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	0	I_ϕ	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	0	0	$-L_3\text{Maz}$	0	$I_\theta+L_4\text{Maz}$	0	0	0	$-L_3\text{Nz}$	0	$L_4\text{Nz}$	0	0	0	0	0	0	0
	0	$L_3\text{May}$	0	0	0	$I_\psi+L_4\text{May}$	0	$L_3\text{Ny}$	0	0	0	$L_4\text{Ny}$	0	0	0	0	0	0
Notations	$L_1 = (\mathcal{I}_0 - 2\mathcal{I}_1)/2$						$L_2 = (\mathcal{I}_0^2 - 3\mathcal{I}_0\mathcal{I}_1 + 3\mathcal{I}_1^2)/3$											
	$L_3 = (\mathcal{I}_2 - \mathcal{I}_1)/2$						$L_4 = (\mathcal{I}_1^2 - \mathcal{I}_1\mathcal{I}_2 + \mathcal{I}_2^2)/3$											
	n=0 for Fully-immersed Element																	
	n=1 for Partially-immersed Element																	

研究所には実験実施にあたり御便宜を計っていただいたことを付記します。

また、本論文をまとめるにあたり御尽力いただいた東

京大学船舶工学科職員諸氏および飯田研究室の方々に感謝いたします。なお、数値計算には、東京大学大型計算機センター HITAC 8700/8800 を使用した。

Table 2 (A) Table of wave exciting forces

		Force= $a\sqrt{\alpha^2+\beta^2}\cos[\kappa(x\cos\chi+y\sin\chi)-\omega t+\gamma]$	
		α	β
Diagonal Element	x	$D[\omega^2(\rho V_w+M_{ax})Q_{2c}^2+\omega N_x Q_{1c}^2]$	$D[\omega^2(\rho V_w+M_{ax})Q_{2s}^2+\omega N_x Q_{1s}^2]$
	y	$D[\omega^2(\rho V_w+M_{ay})Q_{2c}^2+\omega N_y Q_{1c}^2]$	$D[\omega^2(\rho V_w+M_{ay})Q_{2s}^2+\omega N_y Q_{1s}^2]$
	z	$D[\omega^2(\rho V_w+M_{az})Q_{2c}^2+\omega N_z Q_{1c}^2]$	$D[\omega^2(\rho V_w+M_{az})Q_{2s}^2+\omega N_z Q_{1s}^2]$
	ϕ	$D[\omega^2(\rho V_w+M_{ay})P_{2c}^2+\omega N_y P_{1c}^2]$	$D[\omega^2(\rho V_w+M_{ay})P_{2s}^2+\omega N_y P_{1s}^2]$
	θ	$-D[\omega^2(\rho V_w+M_{ax})P_{2c}^2+\omega N_x P_{1c}^2]$	$-D[\omega^2(\rho V_w+M_{ax})P_{2s}^2+\omega N_x P_{1s}^2]$
	ψ	0	0
Vertical Element	x	$\omega N_x \cos\chi \epsilon_1$	$\omega^2(\rho V_w+M_{ax})\cos\chi \epsilon_1$
	y	$\omega N_y \sin\chi \epsilon_1$	$\omega^2(\rho V_w+M_{ay})\sin\chi \epsilon_1$
	z	$\omega^2(\rho V_w+M_{az})\epsilon_1 - n\rho gA$	$-\omega N_z \epsilon_1$
	ϕ	$\omega N_y \sin\chi \epsilon_2$	$\omega^2(\rho V_w+M_{ay})\sin\chi \epsilon_2$
	θ	$-\omega N_x \cos\chi \epsilon_2$	$-\omega^2(\rho V_w+M_{ax})\cos\chi \epsilon_2$
	ψ	0	0
Horizontal Element	x	$\rho V_w \omega^2 \epsilon_4 + N_x \omega \epsilon_3$	$\rho V_w \omega^2 \epsilon_3 - N_x \omega \epsilon_4$
	y	$[\omega^2(\rho V_w+M_{ay})\epsilon_4 + \omega N_y \epsilon_3] \tan\chi'$	$[\omega^2(\rho V_w+M_{ay})\epsilon_3 - \omega N_y \epsilon_4] \tan\chi'$
	z	$[\omega^2(\rho V_w+M_{az})\epsilon_3 - \omega N_z \epsilon_4] \sec\chi'$	$[-\omega^2(\rho V_w+M_{az})\epsilon_4 - \omega N_z \epsilon_3] \sec\chi'$
	ϕ	0	0
	θ	$[-\omega^2(\rho V_w+M_{az})\epsilon_5 + N_z \omega \epsilon_6] \sec^2\chi'$	$[\omega^2(\rho V_w+M_{az})\epsilon_6 + \omega N_z \epsilon_5] \sec^2\chi'$
	ψ	$[\omega^2(\rho V_w+M_{ay})\epsilon_6 + N_y \omega \epsilon_5] \tan\chi' \sec\chi'$	$[\omega^2(\rho V_w+M_{ay})\epsilon_5 - \omega N_y \epsilon_6] \tan\chi' \sec\chi'$
Diagonal, Vertical & Horizontal non immersed Element	x	0	0
	y	0	0
	z	0	0
	ϕ	0	0
	θ	0	0
	ψ	0	0
Notations		a; wave amplitude χ; incident wave angle γ; $\arctan(-\beta/\alpha)$ α; coefficient to the term $\cos[\kappa(x\cos\chi+y\sin\chi)-\omega t]$ β; coefficient to the term $\sin[\kappa(x\cos\chi+y\sin\chi)-\omega t]$ M_{ai}; added mass for i-directional motion M; mass N_i; damping coefficient for i-directional motion A; sectional area ρ; density of water	
		κ; circular wave number ω; circular frequency I_θ; moment of inertia V_w; displacement Volume g; acceleration due to gravity	

Table 2 (B) Table of wave exciting forces

Notations (continued)	$\chi' = \chi - \nu$	ν ; rotation angle about z-axis
	$n; n=0$ for fully immersed element $n=1$ for partially immersed element	
	$\epsilon_1 = \frac{\exp[-\kappa(l_1+l_2-l_0)] - \exp[-\kappa(l_1+l_2)]}{l_0 \kappa}$	
	$\epsilon_2 = \frac{(\kappa l_0 - \kappa l_1 - 1) \exp[-\kappa(l_1+l_2-l_0)] + (1 + \kappa l_1) \exp[-\kappa(l_1+l_2)]}{l_0 \kappa^2}$	
	$\epsilon_3 = \frac{\sin L_1 + \sin L_2}{l_0 \kappa} \exp(-\kappa Z_i)$	$\epsilon_4 = \frac{\cos L_1 - \cos L_2}{l_0 \kappa} \exp(-\kappa Z_i)$
	$\epsilon_5 = \frac{\cos L_2 - \cos L_1 + L_2 \sin L_2 - L_1 \sin L_1}{l_0 \kappa^2} \exp(-\kappa Z_i)$	
	$\epsilon_6 = \frac{\sin L_1 + \sin L_2 - L_1 \cos L_1 - L_2 \cos L_2}{l_0 \kappa^2} \exp(-\kappa Z_i)$	
	$L_1 = l_1 \kappa \cos \chi$	$L_2 = l_2 \kappa \cos \chi'$
	$D = \exp(-\kappa Z_i) / l_0 \kappa (c_3^2 + E_3^2)$	$E_i = a_i \cos \chi + b_i \sin \chi$
	$Q_{1s}^i = A_{1s}^i k_1 - A_{1c}^i k_2$	$Q_{1c}^i = A_{1s}^i k_2 + A_{1c}^i k_1$
	$Q_{2s}^i = A_{2s}^i k_1 - A_{2c}^i k_2$	$Q_{2c}^i = A_{2s}^i k_2 + A_{2c}^i k_1$
	$A_{1s}^i = C_i C_3 + E_i E_3$	$A_{1c}^i = C_i E_3 - E_i C_3$
	$A_{2s}^i = A_{1c}^i$	$A_{2c}^i = -A_{1s}^i$
	$k_1 = J_1 \cos T_1 - J_2 \cos T_2$	$k_2 = J_1 \sin T_1 + J_2 \sin T_2$
	$J_1 = \exp(-\kappa C_3 l_1)$	$J_2 = \exp(\kappa C_3 l_2)$
	$T_1 = \kappa E_3 l_1$	$T_2 = \kappa E_3 l_2$
	$P_{1s}^i = (H_1^i \cos T_1 - H_2^i \sin T_1) J_1 - (I_1^i \cos T_2 + I_2^i \sin T_2) J_2$	
	$P_{1c}^i = (H_1^i \sin T_1 + H_2^i \cos T_1) J_1 + (I_1^i \sin T_2 - I_2^i \cos T_2) J_2$	
	$P_{2s}^i = (H_3^i \cos T_1 - H_4^i \sin T_1) J_1 - (I_3^i \cos T_2 + I_4^i \sin T_2) J_2$	
	$P_{2c}^i = (H_3^i \sin T_1 + H_4^i \cos T_1) J_1 + (I_3^i \sin T_2 - I_4^i \cos T_2) J_2$	
	$H_j^i = g_j^i l_1 + f_j^i$	$I_j^i = -g_j^i l_2 + f_j^i \quad (j=1, 2, 3, 4)$
	$g_1^i = -C_i C_3 - E_i E_3$	$g_2^i = -C_i E_3 + E_i C_3$
	$g_3^i = g_2^i$	$g_4^i = -g_1^i$
	$f_1^i = -C_i (c_3^2 D_3 - D_3 E_3^2) - 2 C_i D_3 E_i E_3$	$f_2^i = -2 C_i C_3 D_3 E_3 + E_i (c_3^2 D_3 - D_3 E_3^2)$
	$f_3^i = f_2^i$	$f_4^i = -f_1^i$
	$D_3 = 1 / \kappa (c_3^2 + E_3^2)$	
	$C = \begin{bmatrix} a_1 & b_1 & c_1 \\ a_2 & b_2 & c_2 \\ a_3 & b_3 & c_3 \end{bmatrix}$	
	C ; transformation matrix from local coordinate to global coordinate	

参考文献

- 1) 為広正起: 半潜水式プラットフォームの変遷について, 造船学会, 第1回海洋工学シンポジウム, (1975).
- 2) 元良誠三, 小山健夫: 波による Heaving 及び Pitching の強制力を受けない船型について, 造船学会論文集 117 号, (1965).
- 3) 田才福造: 波浪に対する浮遊構造物の応答, 造船学会, 第1回海洋工学シンポジウム, (1974).
- 4) Hooft, J.P.: A Mathematical Method of Determining Hydrodynamically Induced Forces on a Semi-submersibles, SNAME, (1971).
- 5) Pedersen, B., Egeland, O. & Langfeldt, J.N.: Calculation of Long Term Values for Motions and Structural Response of Mobile Drilling Rigs, OTC 1881, (1973).
- 6) Opstal, G. H. C. et al.: MOSAS: A Motion and Strength Analysis System for Semisubmersible Units and Floating Structures, OTC 2105, (1974).
- 7) Pincemin, M. et al.: An Integrated Program.

- for the Dynamic Structural Calculation of Mobile Offshore Units, OTC 2052, (1974).
- 8) 佐竹 優, et al. : 半潜水式海洋構造物の設計及び建造, 三菱重工技報, Vol. 13, No. 4, (1976).
 - 9) 吉田宏一郎: 半潜水式構造の解析システム, 造船学会, 第3回海洋工学シンポジウム, (1977).
 - 10) 吉田宏一郎, 乾 泰司, 飯田國廣: パイプ継手の詳細解析, 造船学会論文集, Vol. 140, (1976).
 - 11) Yoshida, K., Inui, T. & Iida, K. : Behavior Analysis and Crack Initiation of Tubular T-Connections, OTC 2854, (1977).
 - 12) 吉田宏一郎, 石川邦照, 飯田國廣: 浮遊骨組構造の周期応答解析, 造船学会論文集, Vol. 136, (1974).
 - 13) 吉田宏一郎, 石川邦照: 浮遊骨組構造の周期応答解析(続報), 造船学会論文集, Vol. 138, (1975).
 - 14) Yoshida, K. & Ishikawa, K. : Elastic Structural Response of Semi-submersibles in Regular Waves, 11th Symp. on Naval Hydrodynamics, London (1976).
 - 15) Bell, A. O. & Walker, R. C. : Stress Experienced by an Offshore Mobile Drilling Unit, OTC 1440, (1971).
 - 16) 川原 敦: 半潜式コラム材に作用する流体力に関する研究, 東京大学修士論文, (1976).
 - 17) 柏原正紀: 半没水柱状体の左右揺流体力係数に関する実験的研究, 東京大学修士論文, (1977).
 - 18) 佐尾邦久, 前田久明, 黄 宗屹: 軸対称物体の上下揺れについて, 造船学会論文集, Vol. 130, (1971).
 - 19) 佐尾邦久: 軸対称物体の左右揺および横揺, 造船学会論文集, Vol. 140, (1976).
 - 20) 増田光一, 前田久明: 有限要素法による軸対称柱体に働く流体力の計算例について, 第23回海洋工学懇談会資料, (1977).
 - 21) Bishop, R. E. D., Taylor, R. E. & Jackson, K. L. : On the Structural Dynamics of Ship Hulls in Waves, RINA, (1973).
 - 22) Satake, M. & Katayama, M. : On the Structural Response Analysis of Semi-submersible Offshore Structures in Waves, Inter. Res. Seminar on Safety of Structures under Dynamic Loading, Trondheim, (1977).
 - 23) Natvig, B. J. & Pendered, J. W. : Nonlinear Motion Response of Floating Structures to Wave Excitation, OTC 2796, (1977).
 - 24) 田才福造, 高木又男: 規則波中の応答理論および計算法, 造船学会, 耐航性に関するシンポジウム, (1969).
 - 25) 大高勝夫: 船体振動の研究の現況, 三菱重工技報, Vol. 8, No. 3, (1971).