

ユニット連結式内航貨物船の開発に関する研究

—斜波中におけるユニットの上下運動と連結力—

正員 齋藤 公男*¹ 正員 Budi S.Prasodjo*² 正員 肥後 靖*¹
 正員 信川 壽*³ 正員 前田 克弥*⁴ 正員 松田 秋彦*⁵
 内田 満則*⁶

Study on Coastal Cargo Ship Consisting of Unit Modules —Vertical Motions of Units and Connecting Forces in Oblique Waves—

by Kimio Saito, *Member* Budi S.Prasodjo, *Member* Yasushi Higo, *Member*
 Hisashi Nobukawa, *Member* Katsuya Maeda, *Member* Akihiko Matsuda, *Member*
 Mitsunori Uchida

Summary

This paper discusses the elastic responses of a Coastal Cargo Ship (CCS) consisting of unit modules with advance forward speed in oblique waves. We introduce a simple way of connecting the units but with enough capability to link the modular part of ship as a unity. The flexible connection consists of male and female rubber fenders and additional pre-tensioned ropes. This kind of connection system is proposed to be used at inner sea with relatively calm waters wherein the modular ship can move at a moderate speed.

The modules are assumed to be rigid compared to the connections. The computations are performed to investigate the vertical elastic responses of four-modules connected end-to-end by assuming that in the simple hinge, flexible rubber connections between adjacent modules, no gaps are found. A simple method is presented to study the hydroelasticity and rope tension forces of the modular ship with forward speed in oblique waves.

The experiments for a three-dimensional model at $F_n=0.16$ in oblique waves have been performed to evaluate the effectiveness of the calculation method. In the experiments, deflections of each part were measured using calibrated potentiometers. Force transducers were used to measure the rope connection force between the modules.

1. 緒言

近年、内航船の安全性と合理化への取り組みとして、海上コンテナ輸送の低コスト化、荷役効率向上、高速化(定時性)、安全性の向上並びに省エネルギーなどが行われており、研究も活発に行われている。¹⁾²⁾

本研究では、沿岸海域を航行する内航貨物船を主要なユニットに分割し、必要に応じてそれらを結合分離することによりその輸送効率の向上を図る新形式の内航貨物船の開発を目的とした。

すなわち、本研究ではユニット連結式内航貨物船(以下:

ユニット連結船)という、「推進操縦ユニット」、「貨物倉ユニット」、「船首部ユニット」からなる構造を持ち、これらが適宜連結、分離できるという新形式の貨物船について、数値計算並びに模型実験によりその実現可能性を検討した。

2. ユニット連結船による効率的貨物の集配

ユニット連結船は、Fig.1 に示すように船首部ユニットと推進操縦ユニットの一对を基本とし、貨物倉ユニットを持つ。ここでは、2つの貨物倉ユニットを船首部ユニットと推進操縦ユニットの間に配置し、一隻の貨物船として港と港の間を航行し、貨物を集配する場合を考える。

Fig.2 は、A、B、C、D 港において、ユニット連結船で貨物を集配するコンセプトを示している。例えば、A 港を出航したユニット連結船が B 港に入港し、予め B 港で積荷された貨物倉ユニットを連結し、代わりに A 港から運んできた貨物倉ユニットを切り離し、B 港に置く。他港でも同様に、ユニット連結船の寄港時に予め積荷をしたユニットを用意しておけば、必要な貨物倉ユニットを交換、もしくは追加することが可能となり、荷役

*1 広島大学大学院国際協力研究科
 *2 広島大学大学院国際協力研究科開発科学専攻
 *3 広島大学名誉教授
 *4 (独)海上技術安全研究所
 *5 (独)水産加工研究所
 *6 川崎造船(株)
 (研究当時広島大学大学院国際協力研究科開発科学専攻)
 原稿受理 平成18年2月27日

時間の大幅な短縮が期待される。また、ユニットに分割することによって多品種少量製品に対応でき、効率的な物流を可能にする。

これらを実現させるためには、ユニット間連結装置の結合及び切り離しが容易であり、結合性能の信頼性が高く、波浪中においても安全であることが必要である。

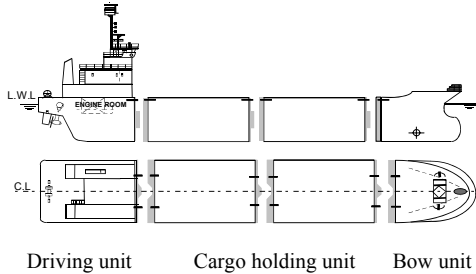
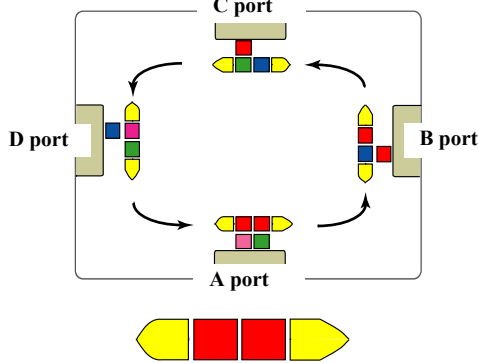


Fig. 1 Coastal cargo ship consisting of unit modules



Driving unit, Cargo holding unit, Bow unit

Fig.2 A concept of cargo handling for a ship consisting of unit modules

3. ユニット連結船の波浪中運動と連結ワイヤー張力

ユニット連結船の波浪中運動と連結ワイヤー張力を数値計算により推定する。

ユニット連結船は、ユニットをワイヤーで連結しているため、一部弾性体として扱う必要がある。また結合部分では剛性を小さくし、ヒンジ結合状態として、流体力を作用させない。そこで数値計算において、ユニット連結船を梁要素の集合体と仮定し、各要素に働く流体力を求めてユニット連結船全体の運動方程式を立て、その運動方程式を解くことによりユニット連結船の運動特性を求めた。なお、ユニット連結船を梁要素に仮定する方法として Lumped Mass Matrix 法^{3) 4)}、各要素に働く流体力を求める方法として Strip 法⁵⁾を用いた。また、連結ワイヤー張力は各ユニットの運動から求めた。

数値計算の有用性は模型実験結果と比較して評価した。

3.1 座標系

船は、静止空間座標系の X 軸と χ なる角度をもって、一定速度 V で移動する座標系の近傍で、6 自由度の微小定常周

期運動をしているものと仮定し、座標系を Fig.3 のように定める。

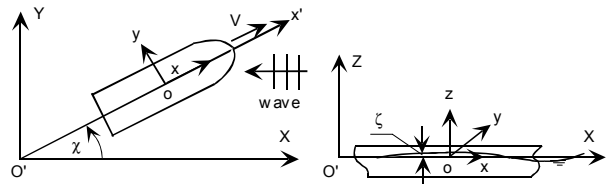


Fig. 3 Coordinate system of a cargo ship in waves

すなわち、

O-X,Y,Z: 静止空間座標

O-x,y,z : 船体固定座標 (原点を船体中央に置く)

3.2 構造要素の運動方程式

ここでは、ユニット連結船を Fig.4 に示すような要素の集合体として定義する。船体全体を梁要素の集合体とすることにより、連結部に相当する位置の要素の曲げ剛性を小さくすれば、その点はヒンジ結合状態になり、せん断剛性を小さくすれば、その位置のせん断力は減少し、せん断変形が増加する。図中 $\{\bar{\delta}_1, \bar{\delta}_2, \dots, \bar{\delta}_{3i+3}\}$ は、船の節点変位ベクトルを示す。

Fig.5 に梁要素の座標系、Fig.6 に要素と質点に加わる流体力と内力の関係を示した。ここで要素に作用する流体力は質点に集中させる。Fig.5 における P_1, δ_1 は、それぞれの要素(i)の要素左端の X 軸周りのねじりモーメントと振れ角を表しており、 P_4, δ_4 は要素右端のそれを表している。 P_2, P_5 はそれぞれ要素における左端、右端の曲げモーメントを表している。 δ_2, δ_5 はそれぞれのたわみ角である。

また、 P_3, P_6 は左端、右端におけるそれぞれの要素のせん断力、 δ_3, δ_6 はたわみを表している。また、それぞれのモーメントは、軸正方向における時計回りを正方向として定義している。

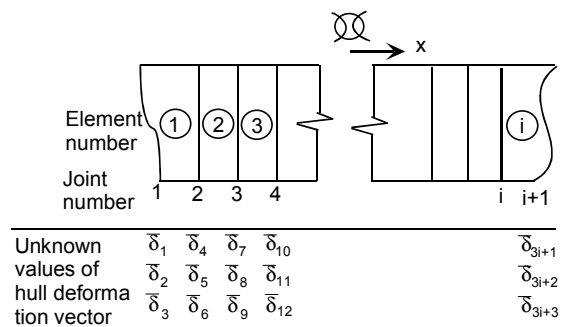


Fig. 4 Finite element model of cargo ship

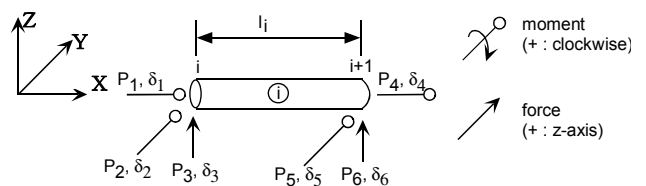


Fig.5 Coordinate system of beam elements

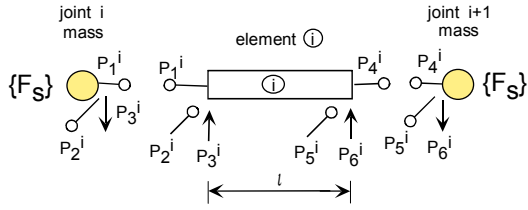


Fig.6 Internal forces and moments from the elements, and hydrodynamic forces and moments applied to mass system.

次に Fig.6 の任意の要素間の節点に隣接の要素断面の内力Pおよび隣接要素に働く流体力と慣性力を集中させて、梁を質点系の運動に置き換えて取り扱う。Fig.6 において F_x, F_y, F_z は隣接する要素が受ける X, Y, Z 軸方向の流体力で $\{F_S\}$ とすると、要素間の質点の運動方程式は次式で表される。

$$[M_s]\{\ddot{\delta}\} + [K_s]\{\delta\} = \{F_S\} \quad (1)$$

ただし、

$$[M_s] = \frac{\ell}{2} \bar{m} \begin{bmatrix} J/A & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & J/A & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

$$[K_s] = \begin{bmatrix} -\frac{GJ}{\ell} & 0 & 0 & -\frac{GJ}{\ell} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\ell}{2\alpha} + \frac{EI}{\ell} & -\frac{1}{\alpha} & 0 & \frac{\ell}{2\alpha} - \frac{EI}{\ell} & \frac{1}{\alpha} \\ 0 & -\frac{1}{\alpha} & \frac{2}{\alpha\ell} & 0 & -\frac{1}{\alpha} & -\frac{2}{\alpha\ell} \\ -\frac{GJ}{\ell} & 0 & 0 & \frac{GJ}{\ell} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\ell}{2\alpha} - \frac{EI}{\ell} & -\frac{1}{\alpha} & 0 & \frac{\ell}{2\alpha} + \frac{EI}{\ell} & \frac{1}{\alpha} \\ 0 & \frac{1}{\alpha} & -\frac{2}{\alpha\ell} & 0 & \frac{1}{\alpha} & \frac{2}{\alpha\ell} \end{bmatrix}$$

ここで、 $\alpha = \frac{\ell^2}{6EI} + \frac{2}{GA_w}$ 、 \bar{m} : 要素の分布質量

EI : 曲げ剛性、 GA_w : せん断剛性
 ℓ : 要素の長さ、 GA : 振り剛性

$$\{F_S\} = \begin{Bmatrix} M_\phi \\ 0 \\ F_z \\ M_\phi \\ 0 \\ F_z \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} M_{x1} \\ 0 \\ F_{x1} \\ M_{x1} \\ 0 \\ F_{x1} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} M_{x2} \\ 0 \\ F_{x2} \\ M_{x2} \\ 0 \\ F_{x2} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} M_{x3} \\ 0 \\ F_{x3} \\ M_{x3} \\ 0 \\ F_{x3} \end{Bmatrix}$$

$\{F_S\}$ は慣性項、速度項、変位項を含むため、それらを考慮して、(1)式を表すと、(2)式の運動方程式が導かれる。ここで、 $\{F\}$ は $\{F_S\}$ の右辺第一項で、波浪外力ベクトルである。

$$[M]\{\ddot{\delta}\} + [C]\{\dot{\delta}\} + [K]\{\delta\} = \{F\} \quad (2)$$

ただし、 $[M] = [M_s] + [m]$ 、 $[K] = [K_s] + [k]$

$$\{\delta\} = \begin{cases} \delta_1 & \delta_1: \text{横揺れ角 (要素左端)} \\ \delta_2 & \delta_2: \text{縦曲げたわみ角 (要素左端)} \\ \delta_3 & \delta_3: \text{垂直上方変位 (要素左端)} \\ \delta_4 & \delta_4: \text{横揺れ角 (要素右端)} \\ \delta_5 & \delta_5: \text{縦曲げたわみ角 (要素右端)} \\ \delta_6 & \delta_6: \text{垂直上方変位 (要素右端)} \end{cases}$$

$\{\ddot{\delta}\}$: 加速度ベクトル $\{\dot{\delta}\}$: 速度ベクトル

3.3 ユニット連結船の運動方程式

構造要素に関する方程式(2)式を用いてユニット連結船全体の運動方程式を求める。Fig.4 のようにユニット連結船全体を 19 個の要素に分割して、各節点に節点番号および要素番号を付し、各要素に(2)式を適用して加え合わせればユニットの全質点の運動方程式は次式のようになる。

$$[\bar{M}]\{\ddot{\delta}\} + [\bar{C}]\{\dot{\delta}\} + [\bar{K}]\{\delta\} = \{\bar{F}\} \quad (3)$$

ただし

- $[\bar{M}]$: 質量マトリックス、
- $[\bar{C}]$: 造波減衰マトリックス、
- $[\bar{K}]$: 剛性および変動浮力 および復原マトリックス
- $\{\bar{F}\}$: 波浪外力ベクトル、
- $\{\delta\}$: 節点変位ベクトル (垂直変位、たわみ角、振れ角)
- $\{\ddot{\delta}\}$: 節点加速度ベクトル、
- $\{\dot{\delta}\}$: 節点速度ベクトル

ここで、記号につけた上線はユニット連結船全体の値を示す。

(3)式は非線形となるが数値的に解くことができる。ここでは Newmark- β 法を用いて数値計算を行った。この計算において、節点の垂直変位には縦揺れおよび上下揺れを含み、また振れ角には横揺れ角を含んでいる。

3.4 連結ワイヤー張力

一般に長大倉口を有する船では、波浪に基づく動的強度問題においては横揺れ(捻りを含む)を無視することはできない。従って、第3章の理論計算法では横揺れを含めている。一方、ユニット間の連結ワイヤー張力の計算式においては、模型実験から横揺れの影響は小さいと判断されたので、ここでは簡単のため、その影響を含めない。ただし、今後さらに詳細な検討を行う場合にはそれらを含める必要があるものと考えられる。

各ユニット間変位から、連結ワイヤー張力を算出する。隣接するユニットが動揺することにより Fig.7 に示すような 3 ケースが考えられる。ここで、ユニットの縦揺れによるものを (I)、上下揺れ相差によるものを (II)、前後揺れによるものを (III) と定義する。実験結果から、(I)、(II) がユニット間で頻繁に見られたため、この2ケースからワイヤーロープ張力を推定した。

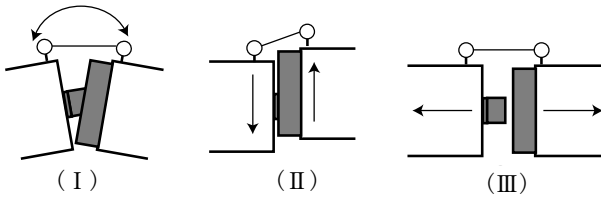


Fig.7 Motions between 2 adjacent modules

1) ケース(I)の場合

Fig.8 にケース(I)におけるユニット変位モデルを示す。ただし、 D_R : 船底からワイヤーロープ連結部までの距離、 L_1 : 上下変位計測点 A,B 間の距離、 L_2 : 上下変位計測点 C,D 間の距離、 h_A, h_B, h_C, h_D : A,B,C,D 点における上下変位、 x_1 : 左側ユニットの縦揺によるワイヤーロープの伸び、 x_2 : 右側ユニットの縦揺ワイヤーロープの伸びである。

ここで、Fig.8 から左側ユニットの縦揺角を α とすると、幾何学的考察から以下の関係が導かれる。

$$\sin \alpha = \frac{h_B - h_A}{L_1} \tag{4}$$

$$\sin \alpha = \frac{x_1}{D_R} \tag{5}$$

(4)式及び(5)式から x_1 を表すと、(6)式を得る。

$$x_1 = D_R \left(\frac{h_B - h_A}{L_1} \right) \tag{6}$$

同様に、 x_2 を表すと(7)式となる。

$$x_2 = D_R \left(\frac{h_C - h_D}{L_2} \right) \tag{7}$$

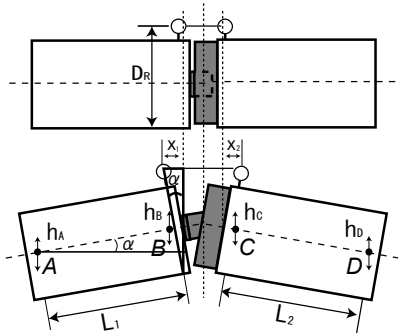


Fig.8 Motion for condition (I)

2) ケース(II)の場合

Fig.9 にケース(II)におけるユニット変位モデルを示す。ただし、 x_R : BC 間のワイヤーロープ距離、 x'_R : 各ユニットが上下揺したときのワイヤーロープ距離、 $h_C - h_B$: B,C 点における上下変位の差である。ここで、ケース(II)におけるワイヤーロープの伸びを x_3 とすると(8)式で表せる

$$x_3 = x'_R - x_R \tag{8}$$

ここで、Fig.9 における三角形部分から幾何学的考察から x'_R を求めると

$$x'_R = \sqrt{x_R^2 + |h_C - h_B|^2} \tag{9}$$

となる。よって、(8)式に(9)式を代入すると、結局ケース(II)におけるワイヤーロープの伸び x_3 は(10)式で表せる。

$$x_3 = \sqrt{x_R^2 + |h_C - h_B|^2} - x_R \tag{10}$$

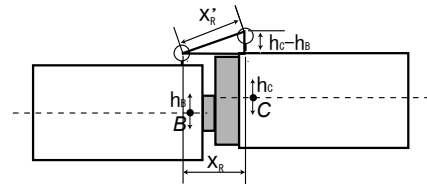


Fig.9 Motion for condition (II)

3) ワイヤーロープ張力の推定

1) 2) より、隣接するユニットがケース(I), (II)の状態におけるワイヤーロープの伸び x を(6)式、(7)式、(10)式の和で表すと

$$x = x_1 + x_2 + x_3 \tag{11}$$

となる。ここで、ワイヤーロープのばね弾性定数を k とすると、ワイヤーロープ張力 P は以下の式で求まる。ただし、 P_0 はワイヤーロープ初期張力である。

$$P = P_0 + kx \tag{12}$$

(12)式に(11)式を代入すると、結局ワイヤーロープ張力 P は(13)式から求められる。

$$P = P_0 + k(x_1 + x_2 + x_3) \tag{13}$$

4. 模型実験

4.1 実験概要

ユニット連結船の波浪中応答特性ならびに連結ワイヤー張力を把握するため、水産工学研究所海洋工学総合実験棟 (Fig.10 に曳航台車、Fig.11 に縮尺模型を示す) において、縮尺模型を用いた波浪中曳航実験を実施した。

曳航台車により模型船を曳航し、斜め規則波中における各ユニットの上下変位をポテンシオメータ、



Fig.10 Towing carriage

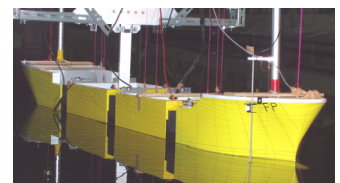


Fig.11 Model ship

各ユニット間の連結ワイヤー張力を検力計で計測した。

4.2 模型船

本実験で使用した模型船の主要寸法を Table1 に示す。模型船は 70m の内航コンテナ船を想定実船とし、船首ユニット、船尾ユニットと荷物を積載する船倉ユニットから成る。各ユニットの連結は Fig.12 に示すように、ラバーとワイヤーロープで連結する方式としている。

ワイヤーロープ張力によって連結部の曲げ剛性とせん断剛性を調節することができる。模型実験では、連結部のワイヤーロープ張力をばねで調整し、その場合の曲げ剛性を静水中で計測した。その値を数値計算で用いた。せん断剛性は、計測されたヤング率 E から(14)式で推定した。

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (14)$$

ν : ポアソン比 0.3

Table 1 Principal dimensions of model ship

Lpp	L	2100 mm
Breadth	B	300 mm
Draft	T	130 mm
Depth	D	250 mm
Joint length	L_c	75 mm
Young's modulus of wood	E_{wood}	11.6×10^9 tf/m ²
Bending rigidity of joint BC	$E_{BC}I_c$	6.0×10^{-3} tf·m ²
Bending rigidity of joint AB and CD	$E_{AB}I_c, E_{CD}I_c$	1.8×10^{-3} tf·m ²

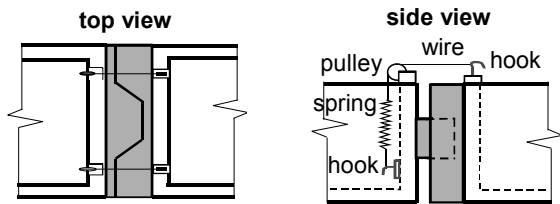
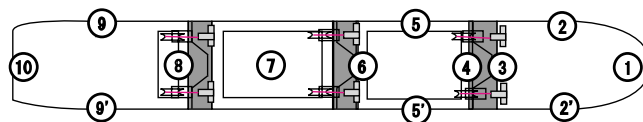
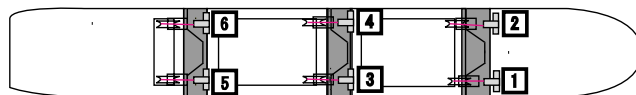


Fig. 12 Connection set-up

• Layout drawing of potentiometers (A-A' cross-section)



• Layout drawing of transducer (B-B' cross-section)



• Experiment condition

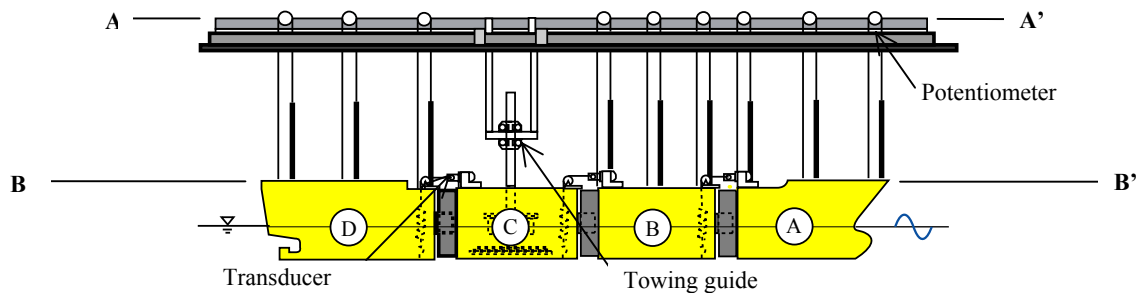


Fig. 13 Experimental set-up

4.3 実験方法

Fig.13 は模型船配置図で、船首側からユニット A,B,C,D と定義している。ユニット C には模型船を曳航し、かつ運動(上下揺、縦揺、横揺)が計測できる装置を取付けている。ただし、前後揺れ、左右揺れ、船首揺は固定とした。ユニット A、B、D において、変位計測位置の鉛直上方にポテンシオメータを設置し、紐でユニットと繋ぎ、変位を計測した。(ポテンシオメータ配置図を Fig.13 に示した)さらにユニット間のワイヤーロープに検力計を設置し、ユニット間の連結ワイヤー張力を測定した。(検力計配置を Fig.13 に示した。)なお、ポテンシオメータ、検力計ともに船首側から順番に番号を付けている。また、曳航台車には超音波式波高計が設置されており、波高を計測した。

4.4 実験条件

Table2 に実験条件を示す。ここで出会う角: χ は正面波を 0deg、追波を 180deg と定義した。

Table2 Experimental conditions

Heading angle	χ (deg)	0, 30, 45, 60, 90, 120, 135, 150, 180
Froude number	Fn	0.16
Wave period	T (sec)	0.8, 1.0, 1.2, 1.4, 1.8
Wave height	ξ (mm)	30

5. 数値計算結果と実験結果の比較と考察

実験および計算結果は、下記のごとく無次元化して、船長方向、出会う角、波周期との関係を調べた。

- 上下変位 : $z_0(x)/\zeta_0$
- ワイヤー張力: $Tr/\rho g L^2 \zeta_0$

$z_0(x)$: ポテンシオメータ計測値振幅、 ζ_0 : 波振幅、

ただし、

T_r :張力計計測値振幅、 L :模型船垂線間長

また、船長方向に対する変化においては、計測位置: x を模型船垂線間長の半分: $L/2$ で割った $x/(L/2)$ を横軸としている(船首を 1、船体中央を 0、船尾を -1)。実験では、各ユニットの左舷と右舷の上下変位をポテンシオメータで計測したが、ここでは左右舷の平均値を船長方向の上下変位の値とした。また、張力も左右舷の平均値を値とし、ユニット間 AB の張力を $[T_r]_{AB}$ 、ユニット間 BC の張力を $[T_r]_{BC}$ 、ユニット間 CD の張力を $[T_r]_{CD}$ とした。さらに、波周期に対する変化、出会い角に対する変化の比較では、ポテンシオメータ①、⑥、⑩の上下変位をそれぞれ Z_1 、 Z_6 、 Z_{10} とした。

5.1 考察

1) ユニット連結船の上下変位

Fig.14、Fig.15 はそれぞれユニット連結船の上下変位を船長方向に対して示したものである。これらから、 $T=1.2\text{sec}$ の場合、正面波、斜め向波 ($\chi=0\text{deg}$ 、 30deg) で実験値が計算値より大きくなるが、その場合を除き全体として実験値と計算値が良く一致している。

$T=1.0\text{sec}$ 、 $\chi=150\text{deg}$ の場合、実験値はユニット D の船尾に近づくにつれ上下変位が大きくなり、逆に計算値は若干小さくなる。これはユニット D の船尾部の船型が細長で他のユニットと比べ不安定なため、斜め追波でユニット D のみ同調を起し、上下変位が大きくなったと考えられる。また実験において、ユニット D がユニット C に引かれて航行していたことも原因の一つとして挙げられる。

$T=1.2\text{sec}$ 、 $\chi=0\text{deg}$ 、 30deg の場合、特にユニット B の後端からユニット A の前端にかけて変位がかなり大きくなる。これはユニット全体を曳航しているユニット C を支点として、ユニット A、B が干渉を起したためであり、このときユニット全体を動揺させたときのユニット A の固有周波数と $T=1.2\text{sec}$ における出会い周波数がほぼ一致していることからわかる。

また、計算値と実験値に大きな差が見られたのは、数値計算でのユニット連結部の仮定と模型のユニット連結部の違いが主な原因であると考えられる。ワイヤー張力の計算式においては、ユニット結合部は常にワイヤーによって引っ張られ、波を受けてもユニット間の結合部の離脱はないものとしている。一方、模型実験では、特に波と船体との共振時においては、あらかじめ設定しているワイヤー張力の限界を超えてユニット相互の結合部(凸凹部)が離脱する場合がある。このようなときに模型実験結果と計算結果が一致しないものと考えられる。

Fig.16 はユニット連結船の上下変位を波周期に対して示したものである。これより、 $\chi=0\text{deg}$ 、 30deg の場合、ポテンシオメータ①(ユニット A 船首部: Z_1) では、 $T=1.2\text{sec}$ 以上の長周期で実験値が計算値より大きくなる。さらに、 $T=1.2\text{sec}$ でその差が最も大きくなる。ポテンシオメータ⑥(ユニット B 船尾部: Z_6) ⑩(ユニット D 船尾部: Z_{10}) では、 $\chi=30\text{deg}$ 、 $T=1.2\text{sec}$ の場合

を除いて、実験値と計算値が良く一致している。

Fig.17 はユニット連結船の上下変位を出会い角に対して示したものである。これより、 $T=1.0\text{sec}$ 、 1.2sec の場合、斜め追波でポテンシオメータ⑥の実験値が計算値より若干大きくなるが、ポテンシオメータ①⑥は実験値と計算値は定性的に一致するため、全体として満足すべきと思われる。一方、ポテンシオメータ⑩では実験値と計算値との一致が見られない。これも先にも述べたとおり、これはユニット D の船型と曳航方法が原因であると考えられる。

2) ユニット間連結ワイヤー張力

Fig.18、Fig.19 はユニット連結船のワイヤー張力をそれぞれ波周期及び出会い角に対して示したものである。これらから、 $[T_r]_{AB}$ は実験値が計算値より若干小さくなり、 $[T_r]_{BC}$ 、 $[T_r]_{CD}$ は実験値が計算値より大きくなるが、全体として良く一致している。

$\chi=0\text{deg}$ 、 30deg 、 $T=1.2\text{sec}$ の場合、 $[T_r]_{BC}$ の実験値が計算値よりかなり大きくなる。これは、ユニット A、B が干渉して大きく動揺したことが影響しているものと考えられる。

6. 結 言

以上ユニット連結船模型により、斜め規則中における各ユニットの上下変位、ユニット間の連結ワイヤー張力の計測を行い、同時にユニット連結船の運動ならびにワイヤー張力を求める計算式を導き、計算結果と実験結果を比較した。それらの結果を要約すると次のとおりである。

- 1) 斜め規則中におけるユニット連結船の運動および連結ワイヤー張力は、Strip 法と Lumped Mass Matrix 法を用いて導いた計算式による値と比較的一致しており、計算法の実用性が確かめられた。ただし、運動が大きくなると連結状態が初期設定と異なるため、両者に相違が見られた。
- 2) 模型実験から、波周期 $T=1.2\text{sec}$ 、正面波及び斜め向波の場合、ユニット連結船の固有周期と出会い周期がほぼ一致する。そのため、船首側の2つのユニット(A、B)の縦揺が最大となり、ユニット B とユニット C 間の連結ワイヤー張力も最大値となった。

謝 辞

本研究の一部は科学研究費補助金(基盤研究(C)、課題番号 16560699)に基づいて実施されたことを付記し、関係各位に感謝の意を表します。また、模型実験の実施に際し、海洋工学総合実験棟の使用を許可下さった、(独)水産総合研究センター・水産工学研究所の関係者の皆様には感謝申し上げます。さらに、プッシャーバージ連結装置に関する貴重なご意見をいただいた(株)福研産業代表取締役永翁聰氏に厚くお礼申し上げます。

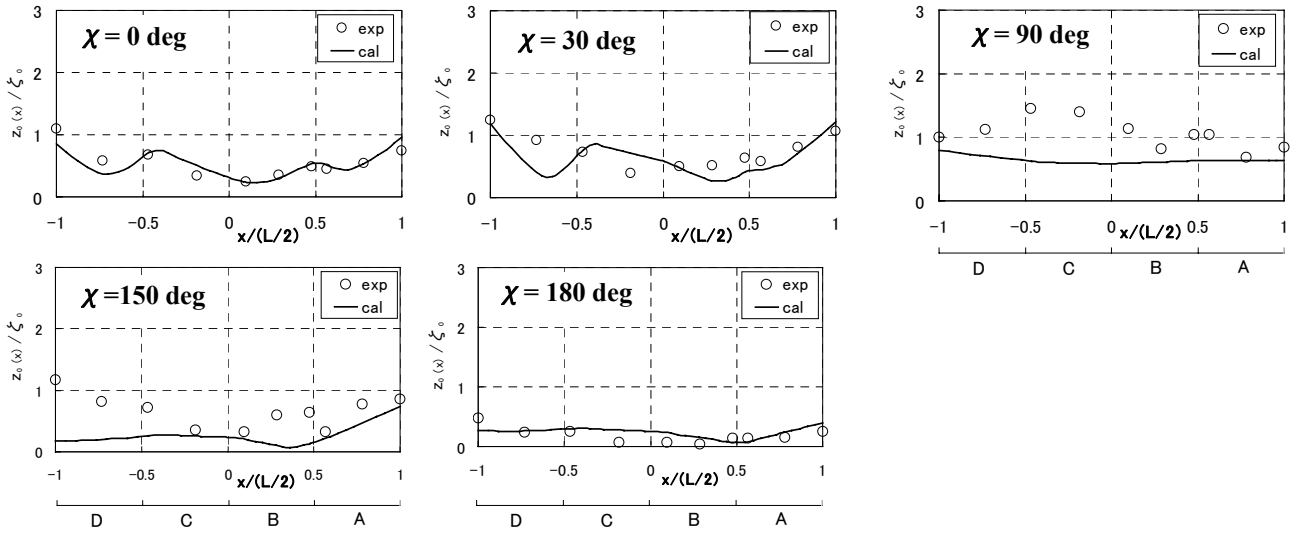


Fig.14 Comparison of vertical deflections versus ship length for wave period $T=1.0$ sec with $Fn=0.16$

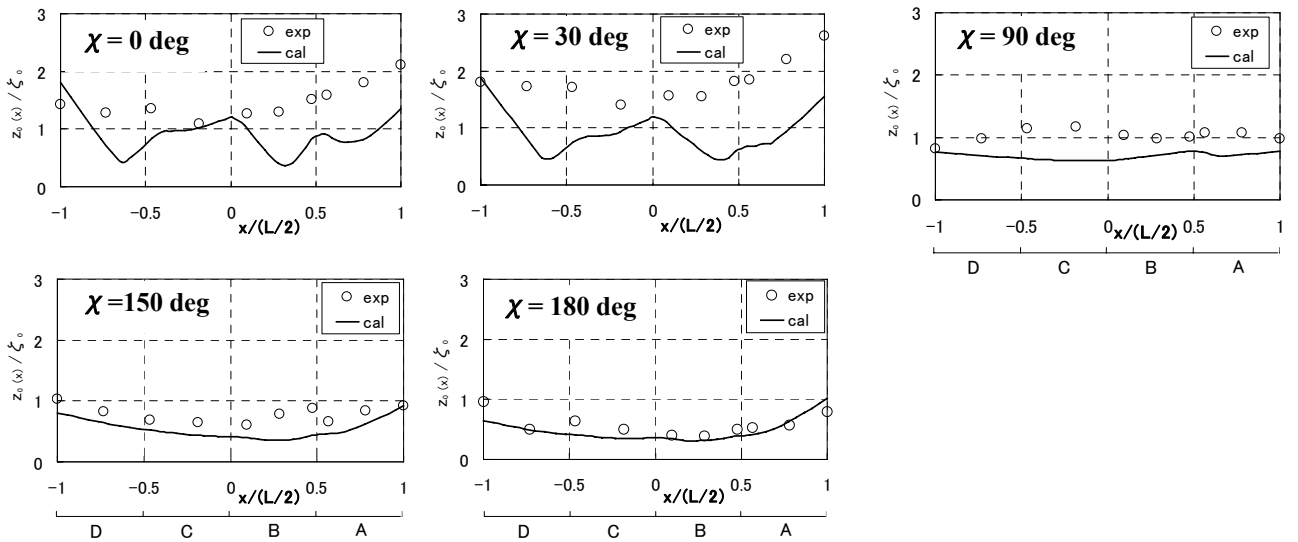


Fig.15 Comparison of vertical deflections versus ship length for wave period $T=1.2$ sec with $Fn=0.16$

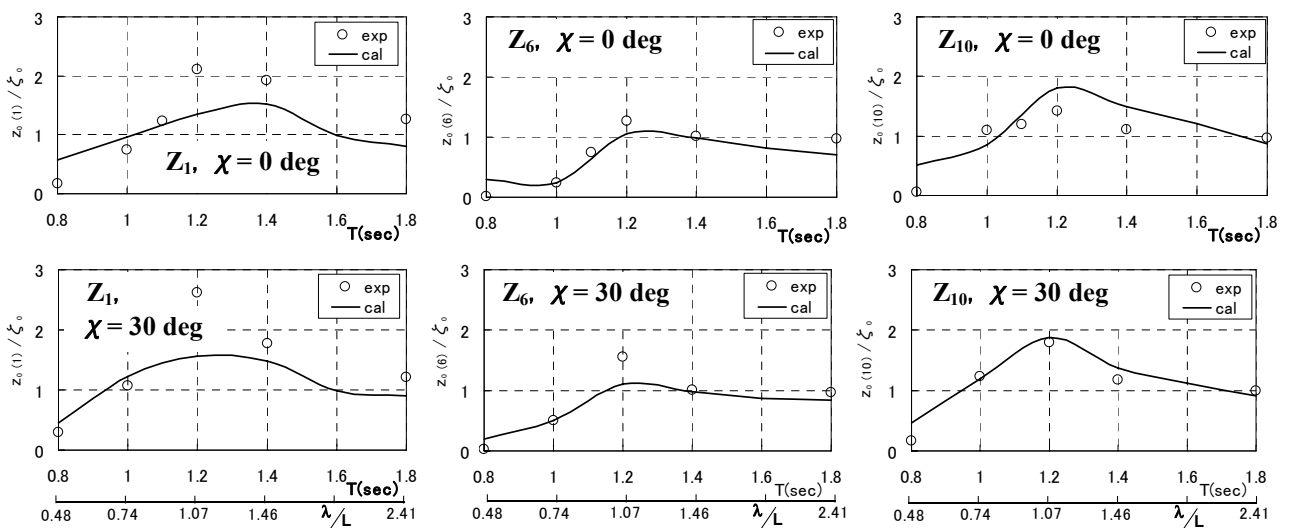


Fig.16 Comparison of vertical deflections versus wave period and non-dimensional wave length for $\chi=0$ and 30 deg with $Fn=0.16$

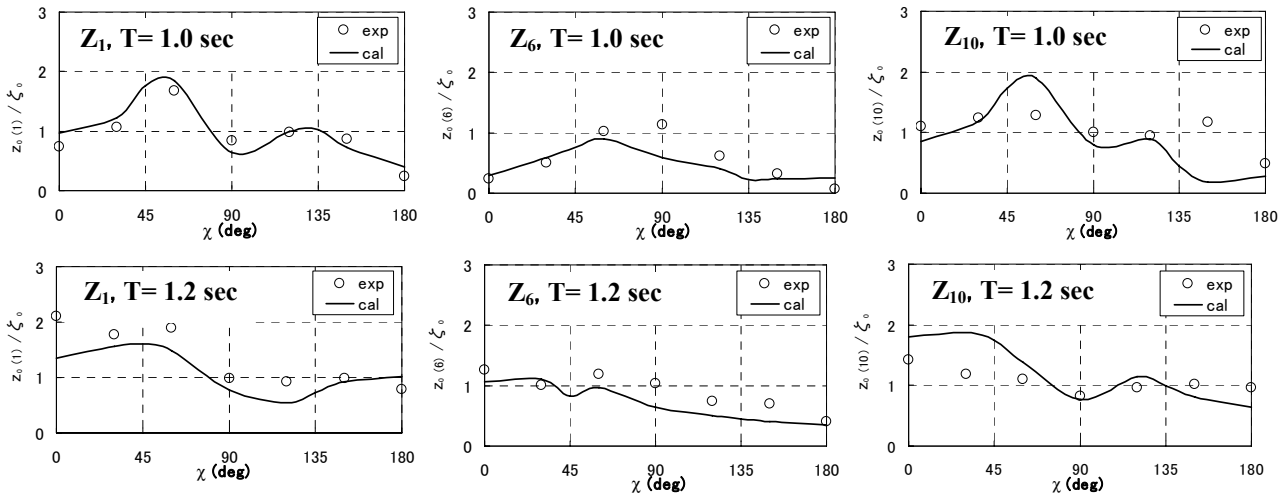


Fig.17 Comparison of vertical deflections versus heading angle for wave period $T=1.0$ sec and $T=1.2$ sec with $Fn=0.16$

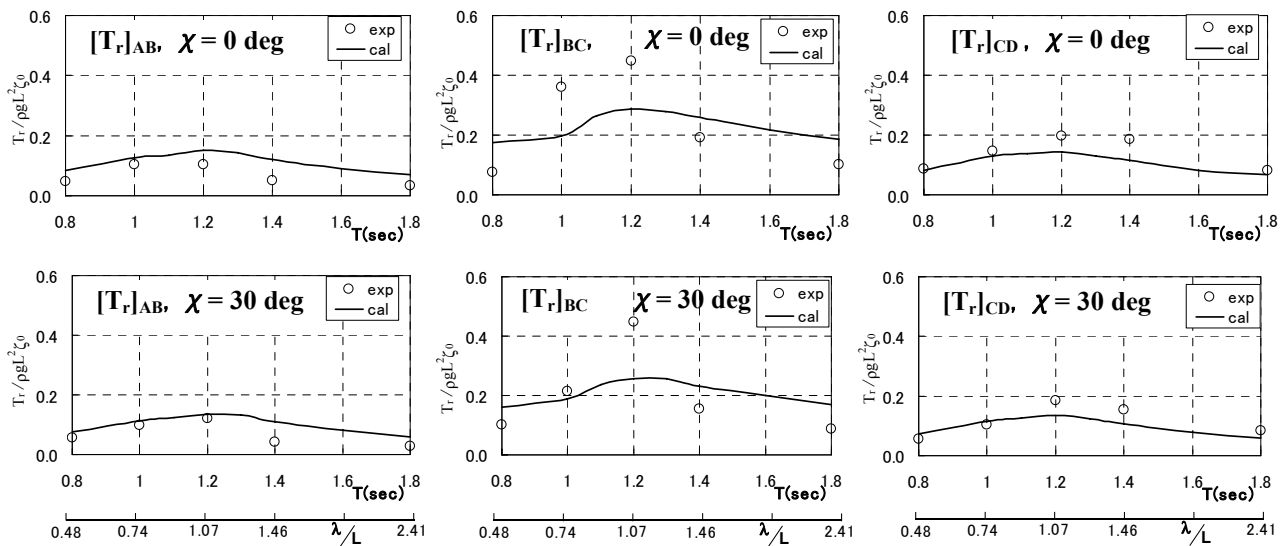


Fig.18 Comparison of rope tension forces versus wave period and non-dimensional wave length for $\chi=0$ and 30 deg with $Fn=0.16$

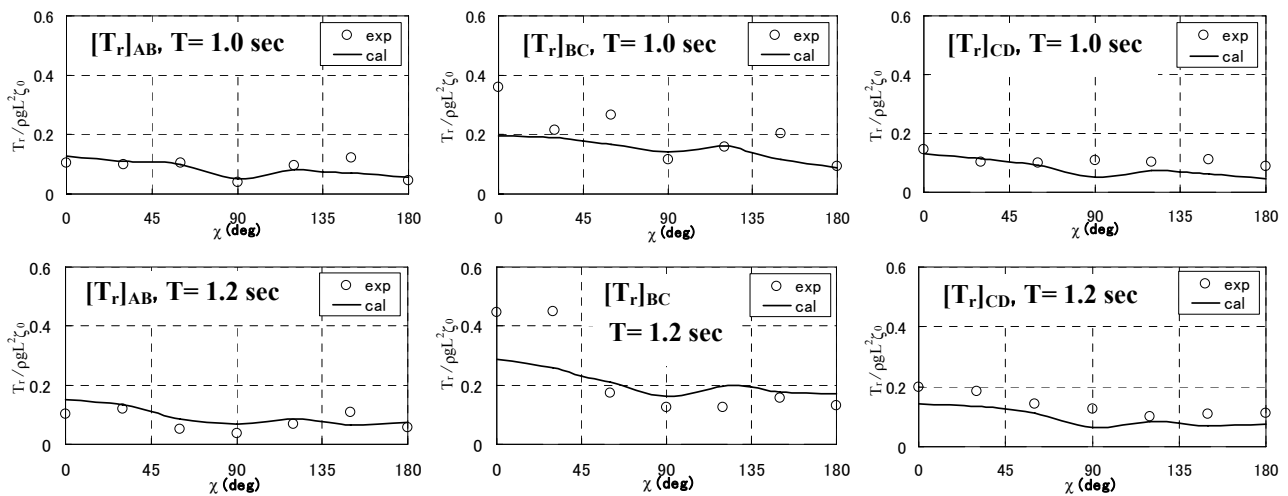


Fig.19 Comparison of rope tension forces versus heading angle for wave period $T=1.0$ sec and $T=1.2$ sec with $Fn=0.16$

参 考 文 献

- 1) 斎藤公男、朱 仁傳、奥野哲二郎、菊池信之:ハッチコーミングを有する船倉内への海水打ち込み水について、西部造船会々報、第 105 号、pp.141-148、2003
- 2) 西村里和、池田良穂:高速カーフェリーを用いた海上交通システムのフィージビリティ・スタディ、関西造船協会誌、第 232 号、pp.173-181、1999
- 3) 信川 寿、東村正義、高木幹雄、北村 充、周 国強:クレーン船の上部構造物の波浪応答、日本造船学会論文集、第 179 号、pp.327-337、1996
- 4) Budi S.Prasodjo, Kimio Saito, Yasushi Higo, Hisashi Nobukawa, Katsuya Maeda: Elastic Responses in Waves of Coastal Cargo Ship with Flexible Joins, Conf. Proc. JASNAOE vol.1 pp.187-190 ,2005
- 5) 小林正典、湯浅肇、岸本修、安部光弘、国武吉邦、成田仁、平野雅祥、杉村泰:船舶の耐航性に関する理論計算プログラム(その1.理論計算式)、三井造船技報第 82 号