

# 回流水槽による船舶の針路安定性に関する研究

(Investigation Study on Course Stability of Ships  
by a Circulating Water Channel)

橋詰泰久

# 目 次

|                                  |    |
|----------------------------------|----|
| 第1章 緒言.....                      | 1  |
| 第2章 対象船.....                     | 5  |
| 第3章 拘束模型試験.....                  | 8  |
| 3.1 試験水槽.....                    | 8  |
| 3.2 計測システム.....                  | 12 |
| 3.3 PMM.....                     | 13 |
| 3.4 力とモーメントの表現.....              | 16 |
| 3.5 回流水槽における Yawing 試験の解析方法..... | 19 |
| 3.6 Swaying 試験の解析式.....          | 24 |
| 第4章 制限水路影響の調査.....               | 27 |
| 4.1 浅水影響.....                    | 27 |
| 4.2 水路幅の影響.....                  | 28 |
| 4.3 側壁との距離の影響.....               | 30 |
| 4.4 曳航水槽での斜航試験結果との比較.....        | 33 |
| 第5章 PMM 試験の周波数依存性の調査.....        | 37 |
| 5.1 運動周期の異なる Yawing 試験結果.....    | 37 |
| 5.2 曳航水槽での CMT 結果との比較.....       | 40 |
| 第6章 針路安定性能の評価.....               | 44 |
| 6.1 針路安定判別の方法.....               | 44 |
| 6.2 舵効き性能の評価.....                | 48 |
| 6.3 船型開発における針路安定性能評価.....        | 58 |
| 第7章 結言.....                      | 64 |
| 謝辞.....                          | 66 |
| 参考文献.....                        | 67 |
| 記号一覧.....                        | 71 |
| 写真.....                          | 73 |

## 第1章 緒 言

回流水槽は船型開発のツールの一つとして用いられている。特に日本では高い流速精度を有する回流水槽<sup>1)</sup>が生み出されたことも相まって船型計画の初期検討のための試験に留まらず、実船の馬力推定に必要なデータを得るための手段としての活用も行われている<sup>2)</sup>。2016年現在において日本国内の造船関連団体において中規模・大規模の回流水槽だけで9基が稼動し、船型設計に用いられている。

回流水槽は船舶の操縦性能の研究にも用いられてきた。記録に残る最初の例としては岡田<sup>3), 4), 5), 6), 7)</sup>による舵の流体力学研究に用いられた研究が挙げられる。岡田は一連の研究を通じ舵単独性能、プロペラ噴流中の舵性能、船体の後流中のプロペラと舵の性能について回流水槽での実験に基づいて調査を行った。舵の研究には加藤等<sup>8)</sup>も回流水槽が用いた例がある。

回流水槽で自由航走状態にある模型船の外乱に対する応答を計測した実験的研究も田古里等<sup>9), 10)</sup>によって行われている。この実験は水槽観測部に送風機、造波機、可動案内板を設置した中で行われたものであり、回流水槽の利用方法としてユニークなものである。自由航走に近い形で操縦性能評価を回流水槽で試みた例としては、重廣等<sup>11)</sup>による一点係留された模型船の振れ回り運動に注目する方法の研究もなされている。野村<sup>12), 13)</sup>は回流水槽で模型船に斜航角を設定し、プロペラ逆転時に船体に作用する力の計測を行って減速中の船体運動を議論した。

以上のように回流水槽は計測時間が曳航水槽に比べて長くとれること、流場観察が容易であることなどの理由から操縦性能に関する模型実験にも利用されてきた。垂線間長 ( $L_{PP}$ ) が 1.5~2.0m 程度の小型模型船を用い、回流水槽での実験から船舶の針路安定性を評価することについては斜航試験と過去のデータベースに基づく方法が松井等<sup>14)</sup>によって提案され、実用上の成果を上げている。また、筆者等は回流水槽でPMM(Planar Motion Mechanism)試験を実施した例を報告<sup>15)</sup>した。しかし、それらを通じて回流水槽での操縦性能試験の以下に示す問題点について十分な議論が行われているとは言い難い。

水路を航行する船舶が制限水路影響を受けることは良く知られている。水槽の中の模型船についても同様である。回流水槽の場合、観測部の内幅と同等の $L_{PP}$ を持つ模型船が用いられるのが一般的であり、曳航水槽での模型実験よりも制限水路影響を強く受けることが予想される。しかし、回流水槽での操縦性能

試験に及ぼす制限水路影響を定量的に論じた研究は無く、回流水槽で模型船に与える斜航角や横運動の限界値についての指標は無かった。そのため、回流水槽を使って船舶の操縦性能試験を行う場合、それぞれの経験に頼るなどして試験計画を立てざるを得ない。また、回流水槽で得られた船舶の操縦性能の推定結果は信頼性が高いとは言えない状態である。

こうした状態を招いた原因の一つは筆者を含む回流水槽のユーザーが実用上の有効性に注視し、回流水槽の限界を示すことを避けていたことにあるのではないかと考える。その反省に立ち、本研究では回流水槽での操縦性能試験の問題点を明らかにし、回流水槽での試験の限界の見極めを行う。その結果から船舶の操縦性能の信頼のおける推定結果を得るための実験手法、解析手法の確立を行う。

船に作用する操縦性流体力の調査方法の一つとして PMM 試験がある。PMM 試験では供試体に運動軌跡がサインカーブを描く強制運動を与え、供試体を支える検力計で反力を計測する。PMM 試験は曳航水槽や角水槽の他、回流水槽でも実施される。PMM を用いた試験や解析の方法について記された文献<sup>16), 17)</sup>はあるものの、それらは曳航水槽での例についてのみ記述している。B.J.Anderson<sup>18)</sup>は水中航行体の運動性能調査に回流水槽で PMM を使用した例を報告しているがその解析の詳細は記載されていない。主電車・副電車の制御で供試体に与えられる運動と回流水槽に設定された流速と PMM による横運動の組み合わせで得られる運動との間には、慣性力の作用に相違がある。筆者の調べる限りその点について解析式が詳細に記載された例は過去に無い。本研究では曳航水槽のそれとは異なる回流水槽を利用した場合の PMM 試験の解析上の留意点について詳細に示す。PMM 試験の中で船の針路安定性を左右する重要な微係数  $Y'_r, N'_r$  を求めるために実施されるのは Pure Yawing 試験である。回流水槽でもそれを行うが一定の流速を用いているため、供試体の対水速度は PMM による横運動の分だけ変化する。それは厳密には Pure Yawing 運動とは呼べないため、本研究では「Yawing 試験」と呼ぶ。一定の斜航角を有する Yawing 試験はそれと区別するため、「斜航角付き Yawing 試験」と呼ぶ。以上の条件は曳航水槽での試験の場合でも主電車を一定速度で走行させて行う場合は簡易式大振幅 PMM<sup>16)</sup>の方式であり、回流水槽での条件に等しい。

船型開発の場で操縦性能が問題となるのはタンカーやバルクキャリアーのように船体の肥大度が高い船舶であることが多い。痩せた船の旋回性能が問題となることもあるが基本的には適切な面積を有する舵を設定することで解決可能であろう。肥大船の場合、経済的な要求から建造される船の肥大度は近年、上

昇する傾向にある。2005年頃までの船型の方形係数 ( $C_b$ ) は 0.84 程度が限界とされていたが 2016 年の現在,  $C_b=0.85$  を超える船舶も建造されている。船の長さ, 幅, 喫水を制限した上で DEAD WEIGHT を大きくするためには  $C_b$  を大きくするしかない。過去には非常識とされていた肥大度を有する船の建造が可能になり, 運用されている背景には操縦性能研究の蓄積と設計技術の発展があると思われる。しかし同時に経済的要求を受け, 肥大船の開発が船尾の異常流体力発生も含め針路不安定となる危険と隣り合わせで進められていると言える。

新船型の開発の一手法として, 模型船寸法の異なる 2 つの水槽試験結果を用いるものがある<sup>19)</sup>。  $L_{PP}$  が 2.0m 程度の小型模型船を用い, 回流水槽で原型の抵抗・自航試験・伴流計測・船体表面の流れの可視化を行い, それらの結果に基づいて改良船型を得て, その模型を製作し, 再び回流水槽で試験を実施して改良の効果を調査する。回流水槽で得られた最終船型について  $L_{PP}$  が 6.0m 以上の大型模型を製造して曳航水槽での確認試験を行う。近年, 国際海事機関 (International Maritime Organization ;IMO) が示すエネルギー効率指標 (Energy Efficiency Design Index ;EEDI) 制定<sup>20)</sup>に対応するためにも船型開発と性能推定技術の必要性はますます高まる傾向にある。その際, 船舶の推進性能だけでなく, 操縦性能を計画の初期段階から精度良く推定することが求められる。そのためには回流水槽での操縦性試験が重要となるが先述したようにその結果に対する信頼度は不十分である。

本研究は以上の背景のもとに回流水槽での操縦性能試験の問題点を明らかにし, その問題点を踏まえた上で試験方法を提案する。提案に従って実施された試験の結果については曳航水槽や角水槽での試験結果と比較し, データの妥当性を調査する。更にもその結果を用いた針路安定性推定を行うことで回流水槽での操縦性能試験の有効性を見極めることを研究の目的とする。

本論文は次の 5 章から構成されている。

第 1 章では, 研究の背景と目的について述べた。

第 2 章では本研究で供試船とした 4 種類の肥大船型について述べる。を用いた実験と計算を実施した。第 2 章ではそれらの船型について説明する。

第 3 章では, 水槽と試験装置の説明を行い, その中で PMM 装置を用いた回流水槽での Yawing 試験の解析式を示す。それが曳航水槽での解析式とは異なる点

を明らかにする.

第 4 章では, 回流水槽での試験に及ぼす制限水路影響について調査した結果を報告し, 制限水路影響を受けにくい試験の設定方法を提案する.

第 5 章では, PMM 試験の周波数依存性について実験結果に基づいて議論する. 第 4 章と第 5 章を通じ, 回流水槽で船体に働く操縦流体力調査の試験の可能性を調査する.

第 6 章では, 回流水槽による針路安定性調査の結果について述べる. また, 水槽試験で得られた主要微係数を用いた針路安定性推定結果を示し, その妥当性を検討する.

第 7 章は結言であり, 6 章までの結果を総括し, 今後の課題とそれを解決するための方針を述べる.

## 第2章 対象船

タンカーやバルクキャリア等の肥大度が高い船の設計では、針路安定性の良し悪しに関する検討が必要である。肥大船の旋回性が問題になることは少ないが針路安定性が不十分で操船に支障を来す場合がある。一般的に水槽試験で操縦流体力を調査する必要性が高いのは肥大船であることが多いようである。そこで本研究ではいずれも  $C_b$  が 0.8 以上の 4 船型を対象船として選択した。それらの主要目を水槽試験と計算で想定したのは全て満載喫水状態とした。S-Cb81 は KVLCC2 と呼ばれる船型<sup>21)</sup> である。S-Cb87 は S-CB81 と船長、幅、喫水、プロファイルは同一で  $C_b$  が 0.87 となるように変化させたもの<sup>22)</sup> であり、これら 2 隻については舵とプロペラは共通である。SR221-A, B の 2 船型は 1993～1997 年に日本造船研究協会で行われた「操縦運動時の船体周囲流場に関する研究<sup>23)</sup>」で対象船として用いられたものである。それらは同じ前半部を有し

**Table 1 Principal Particulars**

| Model              | S-Cb81   | S-Cb87  | SR221 -A | SR221 -B |
|--------------------|----------|---------|----------|----------|
| $L_{pp}$ (m)       | 2.000    | 2.000   | 2.000    | 2.000    |
| $B$ (m)            | 0.3623   | 0.3623  | 0.3623   | 0.3623   |
| $d$ (m)            | 0.1300   | 0.1300  | 0.1206   | 0.1206   |
| $x_G$ (m)          | 0.0700   | 0.0490  | 0.0494   | 0.0527   |
| $\nabla$ ( $m^3$ ) | 0.07630  | 0.08203 | 0.07032  | 0.07011  |
| $C_b$              | 0.810    | 0.870   | 0.804    | 0.802    |
| Propeller          |          |         |          |          |
| $D_P$ (m)          | 0.0625   |         | 0.0575   |          |
| $Z$                | 5        |         | 4        |          |
| Rudder             |          |         |          |          |
| $H_R$ (m)          | 0.0988   |         | 0.0608   |          |
| $A_R$ ( $m^2$ )    | 0.005373 |         | 0.003999 |          |
| $A$                | 1.815    |         | 1.521    |          |

ており，A 船型は所謂「V 型船尾形状」，B 船型は「U 型船尾形状」を持っている． Figs.2-1～3 に各船型のボディープランと船首船尾のプロファイルを示す． 供試船型は全てマリナータイプの舵を有している．  $L_{PP}$  が 2.0m 以下の模型船の場合，船体の一部としてホーン部が設定された実機と同じ仕様にするため，舵力の計測のための舵本体とホーン部の間隙の設定が困難であるため，ホーンは舵の一部として扱っている． そのため，Table 1 に示す舵面積  $A_R$  はホーン部を含むものであり，アスペクト比  $A$  の算出に用いた舵面積にもホーン部面積が含まれている． ビルジキールは設定していない． F.P.と Sq.St.1-1/2 には乱流促進のためスタッドを配している．

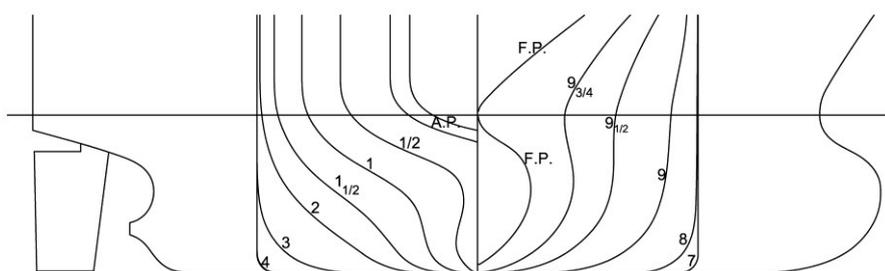


Fig.2-1 Body plan and the profile for S- Cb81

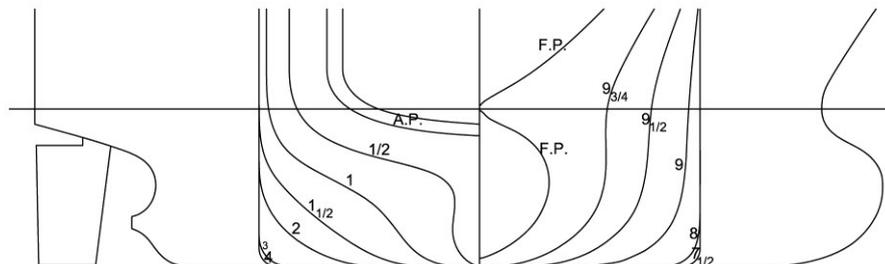


Fig.2-2 Body plan and the profile for S-Cb87

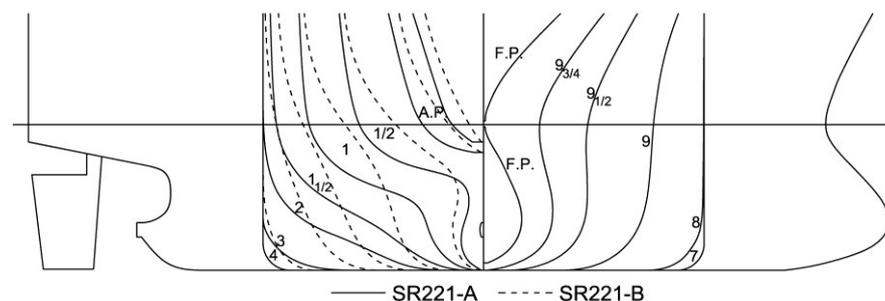


Fig.2-3 Body plan and the profile for SR221 A&B

模型船の主材質は硬質発泡ウレタンフォームである。合板製の箱舟型の「木枠」の周囲に貼り込んだウレタンフォームを切削する方法で製作されている。模型船の表面はパテと樹脂で仕上げられている。模型船の表面は±0.3mm以内の精度に管理されている。木枠の内部には模型プロペラ駆動用のモータ、自航動力計やウエイトを搭載可能な構造である。船尾部の上面には操舵機を設置するために合板が貼られている。以上の仕様のウレタン製模型船は一般的に回流水槽での試験によく使用されるものである。発泡ウレタンフォームは切削が容易であること、比較的安価であること、軽量で取り扱いが容易であること等の利点がある。加工の容易さのために模型船の製作に要する日数は3日程度であり、船型の決定から水槽試験結果を得るまでの期間短縮に有効である。ただし、数年以上の長期間を経た場合、変形が発生する可能性があるため、保管の仕方に注意を要する。

## 第3章 拘束模型試験

### 3.1 試験水槽

試験に用いた船型開発用回流水槽の諸元を以下に示す。

|       |                                       |
|-------|---------------------------------------|
| 型式    | : 2 インペラー式垂直循環型回流水槽                   |
| 本体寸法  | : 長さ 14.8m×幅 2.9m×高さ 5.4m             |
| 観測部寸法 | : 長さ 5.5m×幅 2.0m×水深 1.0m              |
| 最高流速  | : 1.8m/s                              |
| 整流部   | : 2次元ノズル, 整流格子 (ハニカム), パンチドメタル, 整流ネット |
| 付属装置  | : 水封ローター式表面加速装置, 真空ポンプ, 微給排水装置        |

Fig.3-1 に回流水槽の外観を示す。以下、船型開発用に一般的に用いられている回流水槽の構造と試験のための流場設定について述べる。観測部の下流側の最初の屈曲部は第1コーナーと呼ばれる。流れに従って第2, 第3, 第4コーナーを経て観測部に戻る循環水路を呈している。回流水槽ではインペラー回転数を制御することで観測部内の流速を設定する。インペラー回転数はインバーターで制御される。インペラーの後流には旋回成分が含まれている。旋回流はインペラーケーシング下流のディフューザー（拡大部）での流れの剥離を抑制する作用を持っており、それを有効に利用するためディフューザ下流から観測部上流側までの間に旋回流を抑制する必要がある。ディフューザ下流に整流格子を設定する場合もあるが第3, 第4コーナー部のガイドベーンはコーナー部での渦発生を抑え、圧力損失を軽減するために設定されている機構であるが同時にインペラーが作る旋回流の整流にも大きな役割を持っている。それらの整流装置の効果が不十分であった場合、観測部の流場にはインペラーの旋回流の影響が残り、流速分布の不均一や渦成分による高い乱れ度が存在する結果となる。第4コーナー下流のノズルも流速を加速する効果の他に整流効果を有している。ノズル比（上流側断面積／下流側断面積）が大きい方が整流効果は高い。しかし、観測部断面積を固定してノズル比を大きくすると、水槽の全体寸法が拡大するため、水槽建造の費用の増大を招くので注意が必要である。船型開発用として計画される回流水槽のノズル比は概ね 2.0～2.5 である。回流水槽を設置す

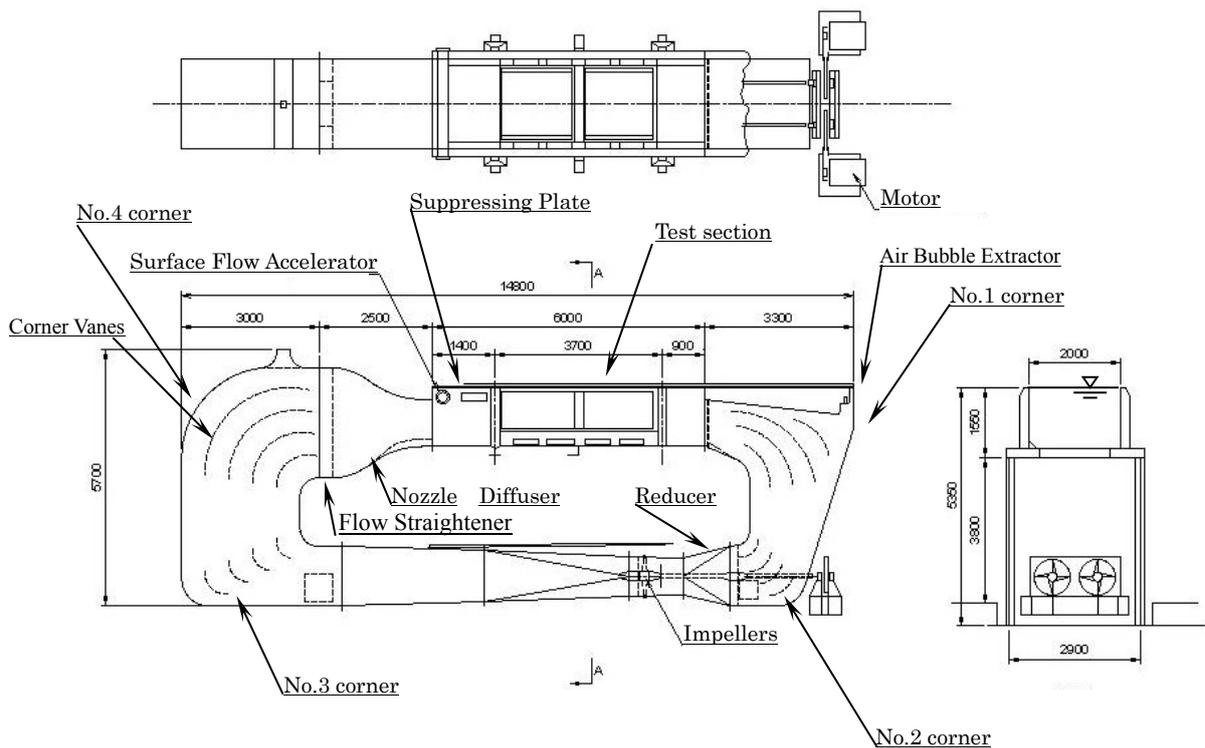


Fig.3-1 Circulating Water Channel for the development of ship's hull form

るための建物の寸法の制限等の理由からノズル比が 2.0 以下の水槽を建造した場合、ノズル部での整流効果が低くなる。ノズルの下流側の水路上面には表面加速装置が設定されている。回流水槽はインペラーケーシングとその前後のレデューサ（縮小部）、ディフューザを除くほとんどの部分で矩形断面を持つ水路である。水路の内壁には水流との摩擦が生じ、壁面近傍には境界層が発達する。ノズルは境界層厚さを一旦減じる効果も持つとされているが、観測部での流速分布を計測すると、中央の流速に比べ、壁面近傍の流速は低い値を示す。これは側壁と底面のみではなく、水面近傍についても同様である。船型開発の模型試験に用いる場合、特に水面近傍の流速分布の均一性は重要な要件である。そこで、円筒型のケーシングの内部でローターを回転させ、その表面に発生する循環を利用して水槽上面の流速を加速する機能が有効となる。ローターの回転は主流速の値ごとに最適な速度に設定される。ちなみに近年建造される回流水槽の表面加速装置の内部には循環流の 2 次元性を確保して装置下面のスリットから均一な噴流を設定するための整流板が固定されている<sup>24)</sup>。表面加速装置の下流側には制波坂と呼ばれる平板が設定されている。制波坂は観測部に対する高さや角度が調整可能な構造を有しており、流速を設定した際の観測部の水面形状を波高計で計測しながら、定在波の波高が最も小さくなるように調整され

る必要がある。回流水槽で試験を行う際は、インペラーの回転を設定し、それに応じた回転数で表面加速装置を駆動させる。それらの駆動が安定した後、観測部の定在波を観察し、その波高が最も小さく、平滑な水面が得られるように水槽の水を出し入れする必要がある。定在波は計測データに影響を持つ場合があるため、実験状態設定の微給排水には注意が必要である。近年の回流水槽には熟練した試験技術者がいなくても設定流速に応じて回流水槽内の水量を調整する自動水位調整装置が存在するが本研究で使用した水槽には設置されておらず、手動での調整を行った。

底面が水平で左右の側壁が平行に設定された水路に流速を設定した場合、上流から下流に向けて水面は下がる。これは水路内面と流水との摩擦による圧力損失に起因する現象であり、水面勾配と定義される。回流水槽の観測部でも水面勾配は存在する。船型開発用回流水槽では水面勾配の影響が計測値に影響するのを避けるため、予め観測部の底面に傾斜角を設定する。しかし、傾斜角は個々の回流水槽の設計流速に対応して設定されるため、それ以外の流速では水面勾配が 0 ではない。高幣・田古里等<sup>25)</sup>は回流水槽における抵抗試験で水面勾配に考慮した解析方法を示した。筆者はその方法を利用し、水面勾配を  $\theta$  (下流に下がる極性を正とする) としたときの斜航する模型船に作用する横方向の力の計測値  $Y$  について検討した。模型船に設定された斜航角は  $\beta$  と定義する。

$$\begin{aligned} \frac{Y}{\cos\theta} &= Y_{(U_{CWC},\beta)} + Y_{(\beta,\theta)} \\ &= Y_{(U_{CWC},\beta)} + mg \sin\beta \sin\theta \end{aligned} \quad 1)$$

1)式の右辺第1項は斜航する船体に作用する横方向の流体力であり、斜航試験での調査対象である。第2項は水面勾配によって主船体に作用する力であり、模型船質量  $m$  と重力加速度  $g$  の積に斜航角  $\beta$  と水面傾斜  $\theta$  (下流に低い方が正) の正弦値を乗じて得られる。左辺の分母  $\cos\theta$  は水面勾配に沿って作用する力の余弦成分のみが水平面内の力が  $Y$  として検力されることを示している。ここで注目すべきことは試験結果にエラーとして影響する  $\{\}$  内の第2項が  $\sin\beta$  の関数であることである。回流水槽の流速  $U_{CWC}$  が一定であれば水面の勾配  $\theta$  は一定値をとる。その状態で  $\beta$  を変更する斜航試験を行うと  $-mg\sin\theta\cos\theta$  の分だけ斜航流体力の中の線形項に誤差が生じる。模型船の重量は計測対象となる流体力に比べ大きいため、水面勾配  $\theta$  の大きさ如何では試験結果に深刻な影響を及ぼす。特に斜航流体力の線形成分は本論文のテーマである針路安定性に大きく影響するので注意が必要である。川島<sup>26), 27), 28)</sup>は回流水槽の水面が観測部底面形状の

影響を強く受けること、底面形状によっては局所的な凹凸も存在することを計測と理論の両方で示した。それを考慮すると、先に示した  $\theta$  は観測部全体の平均的水面勾配ではなく、操縦性試験の際に模型船が設定される位置における勾配の平均値が用いられるべきである。ちなみに、斜航流体力のモーメント成分  $N$  にはミッドシップベースでの試験を行った場合、 $mgsin\theta\cos\theta$  に船体の重心位置  $x_G$  を乗じた値として影響する。本研究で用いた回流水槽の場合、試験の設定流速  $0.629\text{m/s}$  での水面勾配  $\theta$  は  $-0.8/10000$  と計測された。検討の結果、この水面勾配による試験結果への影響は無視できると判断し、計測結果への修正は行わなかった。

話を回流水槽の説明に戻す。観測部の下流の上部は下流側に向けて下向きに傾斜しており、水面と接する角度が小さくなるように設計されている。これは自由表面が無くなる部分に発生する波崩れを防ぎ、水路内への気泡の混入を極力避けるように配慮された結果である。しかし、流速が  $2.0\text{m/s}$  を超える設定では波崩れの発生と気泡混入は避けられない。水槽内の水に混入した気泡は第 1 コーナー上部の気泡回収ボックスに集められ、真空ポンプで吸引して排出される。 $2.5\text{m/s}$  以上の流速を発生可能な回流水槽を筆者等は高速型と位置付けている<sup>1)</sup>がその場合には観測部下流から第 1 コーナーの長さを十分に確保し、気泡回収ボックスの効果を高めることが必要である。それでも回収出来なかった気泡については第 2 コーナーを経てインペラーケーシングを通過した後、浮力で水路の上部に集められ、第 3 コーナーの上流側の気泡回収ボックスから排出される。気泡混入量が増え、その回収が出来なくなると観測部の上流から気泡が流れて来て実験に支障をきたす他、混入した気泡の体積分だけ見かけ上の水槽内の水量が増えたのと同じ現象となり、定在波の発生や下流側で新たに混入する気泡量の増大を招く。ここに記した気泡混入とその回収のメカニズムは比較的高速領域を対象としたものである。本研究の場合、 $L_{pp}=2.0\text{m}$  の肥大船型の設計速度に対応した流速は高々  $0.7\text{m/s}$  以下であり、観測部下流での波崩れはなく、気泡混入はほとんど認められなかった。Figs.6, 7 に本研究に利用した回流水槽の水面近傍の流速分布と水面形状の計測結果を示す。精度の良い実験を行うためには回流水槽の流速分布は均一なほど良い。流速分布と計測精度の関係が調査された例は無いが  $\pm 3\%$  以内であることが望まれる。ちなみに 2010 年以降に建造された第五世代<sup>1)</sup>と位置づけられる回流水槽の流速分布は  $\pm 1.5\%$  以内である。

供試船型として挙げた 4 船型のうち、S-Cb81 と S-Cb0.87 の 2 船型については広島大学工学部の曳航水槽でも斜航試験と CMT を実施した。曳航水槽では主電車と副電車の加速度・速度、副電車に設置された Yawing Rod の回転を制御して

模型船の水平面内の航行姿勢や運動が設定される。曳航水槽の寸法は長さ 100m × 幅 8.0m × 水深 3.3m であった。

### 3.2 計測システム

回流水槽及び曳航水槽での試験は基本的には舵・プロペラ付き船体の状態で実施された。プロペラ回転数は Ship Point に設定された。模型船はパンタグラフを介して 3 分力計で拘束されており、前後方向の力  $X$ 、横方向の力  $Y$ 、船体中央での  $Z$  軸まわりのモーメント  $N$  が計測された。その他にプロペラ推力  $T_P$  と舵直圧力  $F_N$  が計測された。パンタグラフはリンク機構によって船体の Heave, Pitch 運動を自由にし、Surge, Roll, Sway 運動が拘束されている。模型船の Roll については自由にするか拘束するか試験によって検討の必要がある。本研究で用いた模型船のように小型である場合、パンタグラフの基部は模型船内部に設定することが難しく、デッキ上に固定されるため Roll 中心がデッキ高さに近い位置になり、与えられる横運動の大きさ如何では模型船に不自然な横傾斜が発生することがある。それを懸念して回流水槽においても曳航水槽においても模型船の Roll は拘束した。本研究の実験に用いたパンタグラフは前後 2 点のヒンジで支持されたアームを用いるものである。(Photo.11 参照) この構造の場合、船体の Trim/Sinkage がアームの模型船側のヒンジ位置の前後移動を生むため、試験の種類によっては計測値に問題が出る可能性がある。回流水槽では設定流速によって水面高さが微小な量ではあるが変化するので特に注意されるべきである。本研究で対象としている排水量型の船舶に関する試験の場合であれば、検力計の 0 点計測の際、流速設定後の試験開始前にパンタグラフのアームが水平になるように PMM のロッド高さを微調整する。Fig.3-2 に回流水槽における計測システムを示す。本研究で行った曳航水槽での試験では模型船の姿勢制御が水槽の主・副電車によること、船体に作用する力の計測に用いた 3 分力計の方式が異なること、操舵機が電動式であることを除いて同じであった。

本研究での実験の際に特に注意した事柄について以下に示す。

- ・検力計は模型船側に固定される方法と PMM 側に固定される方法があるが、前者の場合、模型船の Heel によって検力計やパンタグラフの重力成分が出力に加算される。それを避けるためには Heel 固定で試験を行うか、パンタグラフにカウンターウェイトを設定して重力成分をキャンセルさせる必要がある。本研究での実験は Heel 固定で実施された。

- ・舵検力にも Heel 影響が作用する危険がある。Heel 固定の場合は問題ないがそうでない場合は、模型舵の水中重量と舵検力計の下半分の重量の和が極力 0



ぶ。また、本節では PMM の中でも横行電車と Yawing 軸のみを持つ、簡易式大振幅型について述べる。筆者は回流水槽での PMM 試験を計画する際に模型船の対水速度が一定となる大振幅 PMM の方式の可能性を検討した。しかし、そのためには PMM のフレーム全体を回流水槽の観測部に対して前後に強制動揺させるという大掛かりなハードウェアの改造が必要になることから断念した。他の方法として回流水槽の流速に経時的に変化を与えるべくインペラー回転数を制御するというものもあるが、流場の応答速度の問題や観測部での流れの乱れ度の増大が懸念され、諦めた。

2005 年以前に計画・製作された PMM は単一の駆動モータの回転を用い、スロッチヨーク機構による横行電車の往復運動と Yaw 軸の回転を制御する方式が

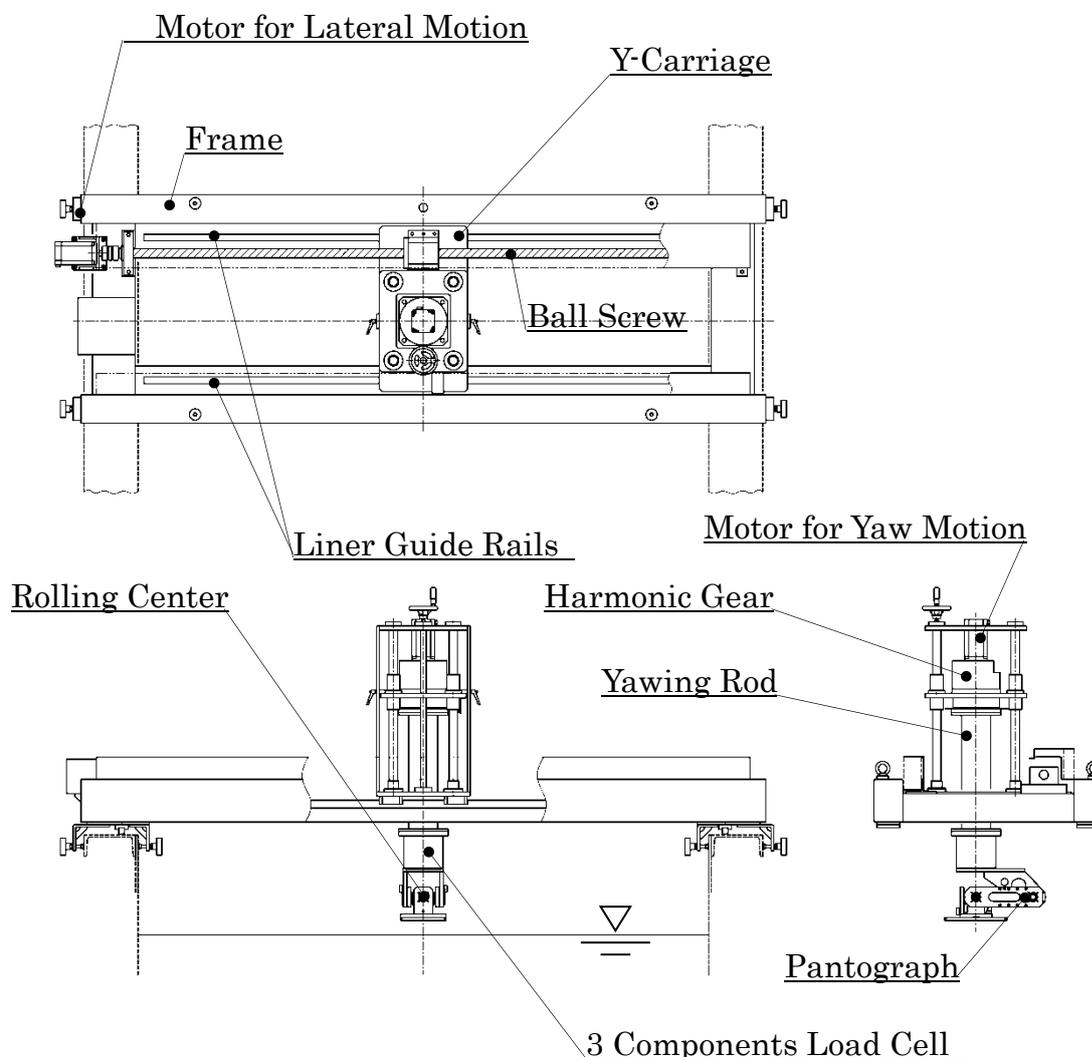


Fig.3-3 Planar Motion Mechanism

主流であった。この方式は数多くのギア・メカニズムを利用して運動設定を行うことから筆者はこれを「メカニカル PMM」と呼んでいる。本研究で使用されたのは AC サーボモータに直結されたボールネジで横行電車を制御し、ハーモニックギア付きの AC サーボモータで Yawing 運動を制御する方式である。これを筆者はメカニカル PMM と区別して「独立型 PMM」と呼んでいる。メカニカル PMM の利点はモータに課せられるのは一定回転数で回ることであり、Yaw と Sway の運動振幅は機械的に決定される確実性にある。ただし、経験的には運動振幅の設定作業が煩雑である他、機械装置の部品数が多く製造コストが嵩むこと、ギアの調整如何ではバックラッシュが主原因となる機械振動が計測データに影響を与えることが指摘される。その点、独立型 PMM の場合、機構が単純である分、部品数は少なくメンテナンスも容易で状態の維持がし易い。また最大の利点となるのは振動がメカニカル PMM に比べて小さいことである。これは近年の AC サーボ制御技術の向上の結果得られたものである。15 年以上前の汎用 AC サーボシステムには、デジタル制御特有のステップ状の位相波形が原因となる振動が存在した。しかし現在の製品では、移動する横行電車本体に手で触診してもほとんど振動は感じられない。その結果、主船体に作用する力の計測データは PMM の運転に応じて滑らかに変化し、振動ノイズの極めて小さい結果が得られる。筆者はメカニカル PMM と独立型 PMM の両方を使用した経験を持つが検力波形の周期毎の繰り返し精度の高さ、メンテナンス性、運動振幅の設定作業の容易さの見地から後者の使い勝手が良いと認める。特に回流水槽で試験を行う場合、PMM 自体を観測部両側の計測レールに置いて固定するのが一般的であり、観測部構造の維持のためにも独立型 PMM の重量の軽さは有効である。

ただし、独立型 PMM の場合、AC サーボモータの制御技術が重要であり、優れた制御ソフトウェアの開発が不可欠である。本研究に用いた PMM の場合、運動設定の最初と最後にはフェードイン／フェードアウト制御が採用されている。フェードイン制御では一定の運動周期を保って徐々に振幅を最終設定値に近づける方式が採られており、模型船や検力計に作用する荷重が過大にならない。同方式は造波機の制御と同様である。

AC サーボモータの駆動は電氣的ノイズの発生を伴い、周囲にある計測装置に影響を与える可能性がある。この影響を抑えるためには適切なアース処理などのノイズ対策が必須である。ちなみに本研究の PMM の場合、Yaw 制御用 AC サーボモータと船体の検力に用いる 3 分力計の間にアクリル樹脂製のフランジ挿入と固定ボルトの絶縁処理を行うことが必要であった。

PMM 試験には次のような 4 種類がある。

### 1) Swaying 試験

船体の Heading Angle は一定で水路の横方向に正弦関数状の往復運動が設定される。横流れ速度位相の流体力，船体横方向の付加質量やそのモーメント成分の調査に用いられる。

### 2) Pure Surging 試験

船体の前後方向に正弦関数状の運動が設定される。前後方向の付加質量の調査が可能であるが船体の前後運動の設定が可能な装置が稀であるため実施例は少なく，元良チャートを用いて船型要素から推定されることが多い。

### 3) Yawing 試験

水路の幅方向への運動と Yawing を同期させることにより船体が横流れ速度を持たない状態で旋回角速度を正弦関数状に変化させる。旋回角速度位相の流体力や旋回角加速度位相の流体力の調査に用いられる。特に旋回角速度位相で船体横方向に作用する流体力とモーメントは船の針路安定性を大きく作用するため重要な試験となる。

### 4) 斜航角付き Yawing 試験

船体が一定の斜航角を保ちながら Yawing 運動を持つ試験である。横流れ速度と旋回運動の連成で船体に作用する流体力の調査に用いられる。

## 3.4 力とモーメントの表現

本研究で用いた物理量の無次元化の方法は以下の通りである。

$$\left. \begin{aligned} m' &= m / \left( \frac{1}{2} \rho L_{PP}^2 d \right), & I_{zz}' &= I_{zz} / \left( \frac{1}{2} \rho L_{PP}^4 d \right), \\ X', Y' &= X, Y / \left( \frac{1}{2} \rho L_{PP} d U^2 \right), & N' &= N / \left( \frac{1}{2} \rho L_{PP}^2 d U^2 \right) \\ F'_N &= F_N / \left( \frac{1}{2} \rho L_{PP} d U^2 \right), & K_T &= T_P / \left( \rho n^2 D_P^4 \right) \\ u', v' &= u, v / U, & r' &= r / (U / L_{PP}), \\ \dot{u}', \dot{v}' &= \dot{u}, \dot{v} / (U^2 / L_{PP}), & \dot{r}' &= \dot{r} / (U^2 / L_{PP}^2) \end{aligned} \right\} \quad 2)$$

ここで， $\rho$ ：水の密度，

$m$ ：船体の質量

$X, Y$ ：船体の前後力，横力

$N$  : 船体の鉛直軸まわりのモーメント  
 $I_{ZZ}$  : 船体の慣性モーメント,  $L_{pp}$  : 船の垂線間長  
 $d$  : 船体中央の喫水,  $U$  : 船速  
 $u, v, r$  : 船体前後方向, 横方向の速度, Z軸まわりの角速度,  
 $\dot{u}, \dot{v}, \dot{r}$  : 船体前後方向, 横方向の加速度, Z軸まわりの角加速度,

船体の重心に作用する力, モーメントの運動方程式は式 3) で表現される.

$$\left. \begin{aligned} X_G &= m(\dot{u}_G - v_G r_G) \\ Y_G &= m(\dot{v}_G + u_G r_G) \\ N_G &= I_{ZZG} \dot{r}_G \end{aligned} \right\} \quad 3)$$

ただし,  $I_{ZZG}$  : X-Y 平面内重心周りの慣性モーメント

船体重心周りの速度成分  $u_G, v_G, r_G$  とミッドシップまわりの速度成分  $u, v, r$  の関係は船体前後方向の重心位置  $x_G$  を用いて次のように表現される.

$$\left. \begin{aligned} u_G &= u \\ v_G &= v + x_G r \\ r_G &= r \end{aligned} \right\} \quad 4)$$

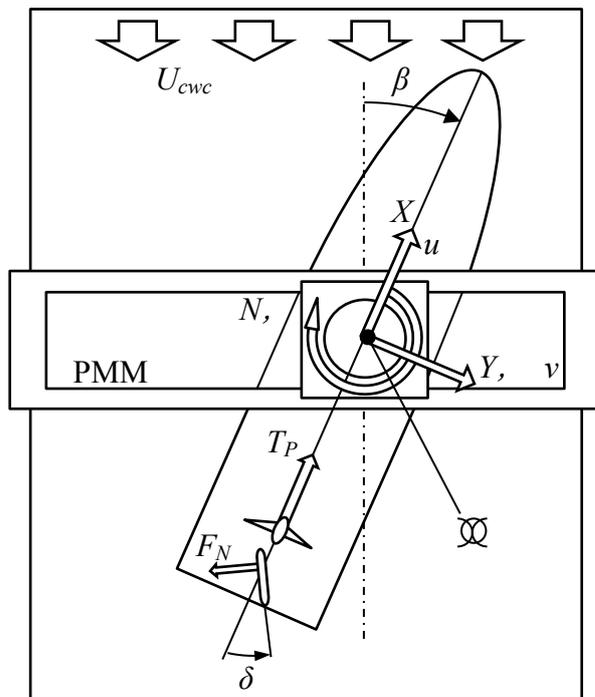


Fig.3-4 Coordinate System

5)式に船体中央周りに作用する力・モーメントと重心周りの力・モーメントの関係を示す.

$$\left. \begin{aligned} X_G &= X \\ Y_G &= Y \\ N_G &= N - x_G Y \end{aligned} \right\} \quad 5)$$

4), 5)式を 3)式に代入し, 次式を得る.

$$\left. \begin{aligned} X &= m(\dot{u} - vr - x_G r^2) \\ Y &= m(\dot{v} + ur + x_G \dot{r}) \\ N &= I_{zz} \dot{r} + mx_G (\dot{v} + ur) \end{aligned} \right\} \quad 6)$$

本研究では水槽試験において 6)式の左辺に当たる流体力を MMG 型数学モデル<sup>16)</sup>で表現する. ここで  $m_x, m_y$  は船体前後, 横方向の付加質量,  $t$  は推力減少係数,  $T_p$  はプロペラ推力である. MMG の方式では船体に作用する力と舵に作用する力を分離して取り扱うのが一般的であるが, 本研究では舵の影響を含んだ船体の力を表現し, 操舵によって発生する力とモーメントを  $X_{(\delta)}$ ,  $Y_{(\delta)}$ ,  $N_{(\delta)}$  として表現する.

$$\left. \begin{aligned} X &= -m_x \dot{u} + (X_{vr} - m_y)vr + X_{vv}v^2 + X_{vvv}v^3 + X_{uu}u|u| + X_{rr}r^2 \\ &\quad + X_{(\delta)} + (1-t)T_p + X_E \\ Y &= -m_y \dot{v} + Y_r \dot{r} + Y_v v + Y_{vv}v^3 + (Y_r - m_x u)r + Y_{rrr}r^3 + Y_{vr}v^2 r + Y_{vrr}vr^2 \\ &\quad + Y_{(\delta)} + Y_E \\ N &= N_{\dot{v}} \dot{v} - J_{zz} \dot{r} + N_v v + N_{vv}v^3 + N_r r + N_{rrr}r^3 + N_{vr}v^2 r + N_{vrr}vr^2 \\ &\quad + N_{(\delta)} + N_E \end{aligned} \right\} \quad 7)$$

ここで  $X_E, Y_E, N_E$  は拘束試験装置から船体が受ける強制力, モーメントである. 6), 7)式ら  $X, Y, N$  を消去し拘束試験において計測される力, モーメントを 8)式で表現する.

$$\left. \begin{aligned} -X_E &= -m(\dot{u} - vr - x_G r^2) - m_x \dot{u} + (X_{vr} - m_y)vr + X_{vv}v^2 + X_{vvv}v^3 \\ &\quad + X_{uu}u|u| + X_{rr}r^2 + X_{(\delta)} + (1-t)T_p \\ -Y_E &= -m(\dot{v} + ur + x_G \dot{r}) - m_y \dot{v} + Y_r \dot{r} + Y_v v + Y_{vv}v^3 + (Y_r - m_x u)r \\ -N_E &= -(I_{zz} + J_{zz})\dot{r} - mx_G (\dot{v} + ur) + N_{\dot{v}} \dot{v} + N_v v + N_{vv}v^3 + N_r r + N_{rrr}r^3 \\ &\quad + N_{vr}v^2 r + N_{vrr}vr^2 + N_{(\delta)} \end{aligned} \right\} \quad 8)$$

### 3.5 回流水槽における Yawing 試験の解析方法

簡易式大振幅 PMM の場合、模型船の対水速度が横行電車の速度分だけ変化することは既に述べた。回流水槽の観測部に PMM を設置し、水槽の流速と PMM の横行電車の運動の連成で水平面内での模型船の対水運動が制御される。曳航電車と簡易式大振幅 PMM の組み合わせでの試験との違いは模型船の慣性運動にある。曳航水槽での試験の場合、模型船の対地運動と対水運動は一致している。しかし、回流水槽での試験の場合、模型船の対地運動は PMM の横行電車と Yaw 軸の回転運動のみで設定されたものであり、対水運動とは異なる。(Fig.3-5 参照) 例えば Yawing 試験の場合の対水速度は概ね回流水槽の設定流速に等しいか横行電車の速度の船首方向成分が加わった分だけ増加するからであるが、対

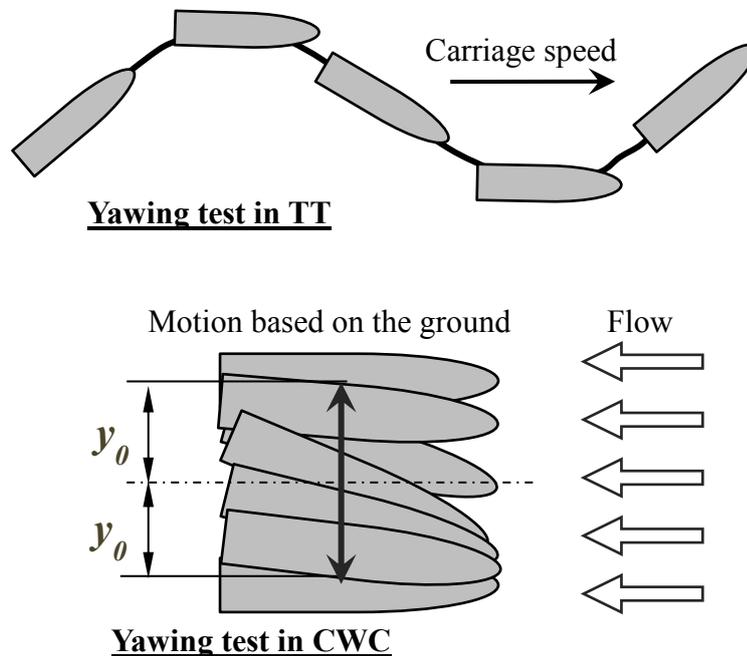


Fig.3-5 Image of the yawing motion control in TT and CWC

地速度は横行電車の速度の船首方向成分のみであり、0に近い。本節では回流水槽を用いた場合の PMM 試験の解析式を示す。

本研究では対地運動と区別するため、対水運動の項目には添え字  $f$  を用いることにする。両者を次に比較する。

| 運動項目       | 対地運動         | 対水運動             |
|------------|--------------|------------------|
| 前後方向速度・加速度 | $u, \dot{u}$ | $u_f, \dot{u}_f$ |
| 横方向速度・加速度  | $v, \dot{v}$ | $v_f, \dot{v}_f$ |
| 回頭角速度・角加速度 | $r, \dot{r}$ | $r, \dot{r}$     |

回頭に関しては対地運動と対水運動が一致するため区別しない．前節で示した 7)式について対地運動と対水運動の速度，加速度を区別して書き直すと 9)式が得られる．

$$\left. \begin{aligned}
 -X_E &= -m(\dot{u} - vr - x_G r^2) - m_x \dot{u}_f + (X_{vr} - m_y) v_f r + X_{vv} v_f^2 + X_{vvv} v_f^3 \\
 &\quad + X_{uu} u_f |u_f| + X_{rr} r^2 + X_{(\delta)} + (1-t)T \\
 -Y_E &= -m(\dot{v} + ur + x_G \dot{r}) - m_y \dot{v}_f + Y_r \dot{r} + Y_v v_f + Y_{vv} v_f^2 + (Y_r - m_x u_f) r \\
 &\quad + Y_{rrr} r^3 + Y_{vr} v_f^2 r + Y_{vrr} v_f r^2 + Y_{(\delta)} \\
 -N_E &= -(I_{zz} + J_{zz}) \dot{r} - m x_G (\dot{v} + ur) + N_v \dot{v}_f + N_v v_f + N_{vv} v_f^2 + N_r r + N_{rrr} r^3 \\
 &\quad + N_{vr} v_f^2 r + N_{vrr} v_f r^2 + N_{(\delta)}
 \end{aligned} \right\} 9)$$

Yawing 試験での運動は次のように与えられる．ただし， $U_{cwc}$  は回流水槽の流速を示している．

$$\left. \begin{aligned}
 y_c &= y_0 \sin \omega t \\
 v_c &= \dot{y}_c = y_0 \omega \cos \omega t = k U_{cwc} \cos \omega t, \quad (k = y_0 \omega / U_{cwc}) \\
 \dot{v}_c &= \ddot{y}_c = -y_0 \omega^2 \sin \omega t = -k \omega U_{cwc} \sin \omega t \\
 \varphi &= \tan^{-1}(k \cos \omega t)
 \end{aligned} \right\} 10)$$

ただし， $y_c, v_c, \dot{v}_c$  : PMM 横行電車の位相，速度，加速度

$y_0$  : PMM 横行電車の振幅

$\omega$  : Yawing 運動の角周波数

運動周期を  $T$  とすると  $\omega = 2\pi / T$

$\varphi$  : 回流水槽の上流を基準とする模型船の方位

とする．

解析に用いる運動周期  $T$  は，設定値ではなく，Yawing 軸のエンコーダ出力から解析された，いわば実測値とする．斜航角  $\beta$  の無い Yawing 試験での模型船の対地運動の速度，加速度を  $u_s, v_s, \dot{u}_s, \dot{v}_s$  とし，回頭角速度と角加速度を  $r_s, \dot{r}_s$  とするとそれらは次のように制御される．

$$\left. \begin{aligned}
 u_s &= v_c \sin \varphi \\
 v_s &= v_c \cos \varphi \\
 \dot{u}_s &= \dot{v}_c \sin \varphi + v_c \cos \varphi \\
 &= -k \omega U_{cwc} \sin \omega t \left\{ \sin \varphi + \cos \omega t \cos \varphi k (1 + k^2 \cos^2 \omega t)^{-1} \right\} \\
 \dot{v}_s &= \dot{v}_c \cos \varphi - v_c \sin \varphi \\
 &= -k \omega U_{cwc} \sin \omega t \left\{ \cos \varphi - \cos \omega t \sin \varphi k (1 + k^2 \cos^2 \omega t)^{-1} \right\} \\
 r_s &= -k \omega (1 + k^2 \cos^2 \omega t)^{-1} \sin \omega t \\
 \dot{r}_s &= -k \omega^2 (1 + k^2 + k^2 \sin^2 \omega t) (1 + k^2 \cos^2 \omega t)^{-2} \cos \omega t
 \end{aligned} \right\} 11)$$

斜航角  $\beta$  を保った Yaw 試験, 即ち斜航付き Yawing 試験での模型船の対地運動は次のように与えられる.

$$\left. \begin{aligned} u &= u_s \cos \beta + v_s \sin \beta \\ v &= -u_s \sin \beta + v_s \cos \beta \\ \dot{u} &= \dot{u}_s \cos \beta + \dot{v}_s \sin \beta \\ \dot{v} &= -\dot{u}_s \sin \beta + \dot{v}_s \cos \beta \\ r &= r_s = -k\omega(1+k^2 \cos^2 \omega t)^{-1} \sin \omega t \\ \dot{r} &= \dot{r}_s = -k\omega^2(1+k^2 + k^2 \sin^2 \omega t)(1+k^2 \cos^2 \omega t)^{-2} \cos \omega t \end{aligned} \right\} \quad 12)$$

一方, 対水運動は次のように設定される.

$$\left. \begin{aligned} u_f &= U_{cwc}(1+k^2 \cos^2 \omega t)^{1/2} \cos \beta \\ v_f &= -U_{cwc}(1+k^2 \cos^2 \omega t)^{1/2} \sin \beta \\ \dot{u}_f &= -U_{cwc}k^2\omega(1+k^2 \cos^2 \omega t)^{-1/2} \sin \omega t \cos \omega t \cos \beta \\ \dot{v}_f &= U_{cwc}k^2\omega(1+k^2 \cos^2 \omega t)^{-1/2} \sin \omega t \cos \omega t \sin \beta \end{aligned} \right\} \quad 13)$$

対水の回頭運動は対地運動のそれに等しいため  $r, \dot{r}$  は, 12)式の記述と同一である.

ここで, 平均船速  $U_m$  を用いて無次元化を行う.  $U_m$  は式 14)式で得られるものであり, 1 周期間に変動する対水速度を級数展開し高次の項を無視したものである.

$$U_m = U_{cwc} \left( 1 + \frac{k^2}{4} - \frac{3}{64} k^4 \right) \quad 14)$$

Yawing 試験で計測された力, モーメントは平均船側  $U_m$  を用い, 次式で無次元化される. 2)式ではスラストの無次元化としてスラスト係数の形を示したが, ここでは船体に作用する力と同様に取扱う.

$$\left. \begin{aligned} -X_E' &= -X_E / \left( \frac{1}{2} \rho L d U_m^2 \right) \\ -Y_E' &= -Y_E / \left( \frac{1}{2} \rho L d U_m^2 \right) \\ -N_E' &= -N_E / \left( \frac{1}{2} \rho L^2 d U_m^2 \right) \\ F_N' &= F_N / \left( \frac{1}{2} \rho L d U_m^2 \right) \\ T_P' &= T_P / \left( \frac{1}{2} \rho L d U_m^2 \right) \end{aligned} \right\} \quad 15)$$

次に 15)式の各項の時系列データについて 16)~18)式によるフーリエ積分を行う。フーリエ解析は運動の位相を基準に行われる。本研究では PMM の横行電車制御用モータのエンコーダ出力を計測用 PC に取り込み、ゼロアップクロス法で横運動の位相 0 のタイミングを同定している。以下の式で  $\theta$  の添え字の平均値の項,  $\cos$  の添え字の余弦項,  $\sin$  の添え字の正弦項の係数を得る。

$$\left. \begin{aligned} X'_{\theta} &= \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} (-X_E') dt \\ Y'_{\theta} &= \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} (-Y_E') dt \\ N'_{\theta} &= \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} (-N_E') dt \\ F'_{NO} &= \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} (F_N') dt \\ T'_{\theta} &= \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} (T') dt \end{aligned} \right\} 16)$$

$$\left. \begin{aligned} X'_{\cos} &= \frac{\omega}{\pi} \int_0^{2\pi/\omega} (-X_E') \cos \omega t dt \\ Y'_{\cos} &= \frac{\omega}{\pi} \int_0^{2\pi/\omega} (-Y_E') \cos \omega t dt \\ N'_{\cos} &= \frac{\omega}{\pi} \int_0^{2\pi/\omega} (-N_E') \cos \omega t dt \\ F'_{N\cos} &= \frac{\omega}{\pi} \int_0^{2\pi/\omega} (F_N') \cos \omega t dt \\ T'_{P\cos} &= \frac{\omega}{\pi} \int_0^{2\pi/\omega} (T'_P) \cos \omega t dt \end{aligned} \right\} 17)$$

$$\left. \begin{aligned} X'_{\sin} &= \frac{\omega}{\pi} \int_0^{2\pi/\omega} (-X_E') \sin \omega t dt \\ Y'_{\sin} &= \frac{\omega}{\pi} \int_0^{2\pi/\omega} (-Y_E') \sin \omega t dt \\ N'_{\sin} &= \frac{\omega}{\pi} \int_0^{2\pi/\omega} (-N_E') \sin \omega t dt \\ F'_{NSin} &= \frac{\omega}{\pi} \int_0^{2\pi/\omega} (F_N') \sin \omega t dt \\ T'_{PSin} &= \frac{\omega}{\pi} \int_0^{2\pi/\omega} (T'_P) \sin \omega t dt \end{aligned} \right\} 18)$$

以上の検討から、Yawing 試験でのフーリエ解析式は次のように導かれる。本研究では舵付き船体に作用する流体力を中心に取り扱うため、舵の影響を含んだまま解析を進めることとする。また、積分値が微小な項については削除している。

$$X'_O = X'_{rr} \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} r'^2 dt + X'_{uu} \frac{\omega}{2\pi} \int_0^{2\pi/\omega} u'_f |u'_f| dt \quad 19)$$

$$\left. \begin{aligned} Y'_{Cos} &= (Y'_r - m'x'_G) \frac{\omega}{\pi} \int_0^{2\pi/\omega} \dot{r}' \cos \omega t dt \\ Y'_{Sin} &= -m' \left( \frac{\omega}{\pi} \int \dot{v}' \sin \omega t dt + \frac{\omega}{\pi} \int u' r' \sin \omega t dt \right) - m'_x \frac{\omega}{\pi} \int u'_f r' \sin \omega t dt \\ &\quad + Y'_r \frac{\omega}{\pi} \int r' \sin \omega t dt + Y'_{rrr} \frac{\omega}{\pi} \int r'^3 \sin \omega t dt \end{aligned} \right\} 20)$$

$$\left. \begin{aligned} N'_{Cos} &= -(I'_{ZZ} + J'_{ZZ}) \frac{\omega}{\pi} \int_0^{2\pi/\omega} \dot{r}' \cos \omega t dt \\ N'_{Sin} &= -m'x'_G \left( \frac{\omega}{\pi} \int \dot{v}' \sin \omega t dt + \frac{\omega}{\pi} \int u' r' \sin \omega t dt \right) \\ &\quad + N'_r \frac{\omega}{\pi} \int r' \sin \omega t dt + N'_{rrr} \frac{\omega}{\pi} \int r'^3 \sin \omega t dt \end{aligned} \right\} 21)$$

以上の式を用い、複数種類の設定運動振幅での試験結果から  $X'_{rr}, Y'_r, J'_{zz}, Y'_{rrr}, N'_r, N'_{rrr}$  を最小二乗法で求める。

斜航付き Yawing 試験での解析式は次のようになる。斜航付き Yawing 試験では Yawing 試験から得られる項に加え、横流れ速度  $v$  と回頭角速度  $r$  の連成項を求めることが出来る。

$$X'_{Sin} = -m' \frac{\omega}{\pi} \int \dot{u} \sin \omega t dt - m'_y \frac{\omega}{\pi} \int v'_f r' \sin \omega t dt + X'_{vr} \frac{\omega}{\pi} \int v'_f r' \sin \omega t dt \quad 22)$$

$$\left. \begin{aligned} Y'_O &= Y'_v \frac{\omega}{2\pi} \int v'_f dt + Y'_{vv} \frac{\omega}{2\pi} \int v'^3_f dt + Y'_{vrr} \frac{\omega}{2\pi} \int v'_f r'^2 dt \\ Y'_{Sin} &= -m' \left( \frac{\omega}{\pi} \int \dot{v} \sin \omega t dt + \frac{\omega}{\pi} \int u' r' \sin \omega t dt \right) - m'_x \frac{\omega}{\pi} \int u'_f r' \sin \omega t dt \\ &\quad + Y'_r \frac{\omega}{\pi} \int r' \sin \omega t dt + Y'_{rrr} \frac{\omega}{\pi} \int r'^3 \sin \omega t dt + Y'_{vrr} \frac{\omega}{\pi} \int v'^2_f r' \sin \omega t dt \end{aligned} \right\} 23)$$

$$\left. \begin{aligned}
N'_O &= N'_v \frac{\omega}{2\pi} \int v'_f dt + N'_{vv} \frac{\omega}{2\pi} \int v_f'^3 dt + N'_{vr} \frac{\omega}{2\pi} \int v'_f r'^2 dt \\
N'_{sin} &= -m' x'_G \left( \frac{\omega}{\pi} \int \dot{v} \sin \omega t dt + \frac{\omega}{\pi} \int u' r' \sin \omega t dt \right) + N'_r \frac{\omega}{\pi} \int r' \sin \omega t dt \\
&\quad + N'_{rrr} \frac{\omega}{\pi} \int r'^3 \sin \omega t dt + N'_{vrr} \frac{\omega}{\pi} \int v_f'^2 r' \sin \omega t dt
\end{aligned} \right\} \quad 24)$$

横流れ速度と回頭角速度の無次元値  $v'$ ,  $r'$  の連成によって生じる流体力とモーメントを表現するための微係数,  $X'_{vr}, Y'_{vr}, Y'_{vrr}, N'_{vrr}, N'_{vr}$  を 24) 式について各種分値に基づいて最小二乗法を用いることによって求める。

### 3.6 Swaying 試験の解析式

参考のために Swaying 試験の解析式も示す。

設定される Sway 運動の振幅を  $y_0$ , 周期を  $T$  とすると, Swaying 試験での船体運動は次のように与えられる。Swaying 試験での船体の横方向の速度・加速度については, 対地運動( $v, \dot{v}$ )と対水運動( $v_f, \dot{v}_f$ )が一致する。

$$\left. \begin{aligned}
x &= u = \dot{u} = 0, \\
u_f &= U_{cwc}, \\
y &= y_0 \sin \omega t, \\
v_f = v = \dot{y} &= y_0 \omega \cos \omega t = k U_{cwc} \cos \omega t, \quad (k = y_0 \omega / U_{cwc}) \\
\dot{v}_f = \dot{v} = \ddot{y} &= -y_0 \omega^2 \sin \omega t = -k \omega U_{cwc} \sin \omega t \\
\varphi = r = \dot{r} &= 0
\end{aligned} \right\} \quad 25)$$

対水運動の船速  $U$  は  $u_f$ ,  $v_f$  の合成速度であるが前節で述べた Yawing 試験の場合と同じであり, 平均速度  $U_m$  は, 14) 式で表される。

解析例としてパンタグラフのみについて実施された Swaying 試験について報告する。筆者は 3.2 において, 検力計で計測される力の中には船体に作用する力以外の慣性力が含まれる場合があり, 解析で注意を要することを述べた。そこで模型船の船体を用いない Swaying 試験でその慣性力を調査した。パンタグラフの可動部は本体にテーピングで固定された。PMM の昇降ロッドの高さ調整の結果, パンタグラフは水槽の水面より上に位置させた。従って, パンタグラフは気中で Sway 運動を強制されたことになる。検力計の出力のうち, 横方向の力

Yについて解析を行う。9)式の第2式に25)式を代入し、26)式を得る。ただし、気中での運動であるので、微係数  $Y_v$ 、 $Y_{vv}$  や付加慣性質量  $m_y$  は0とし、舵による横力  $Y_{(\delta)}$  も0とする。

$$-Y_E = my_0 \omega^2 \sin \omega t \quad (26)$$

Yの計測値についてフーリエ解析を行い、26)式の成分を得る。ここでは簡単のため、有次元のまま解析する。

$$Y_{sin} = \frac{\omega}{\pi} \int_0^{2\pi/\omega} (-Y_E) \sin \omega t \, dt \quad (27)$$

21)式を22)式に代入し、次の結果を得る。

$$\left. \begin{aligned} Y_{sin} &= \frac{\omega}{\pi} \int_0^{2\pi/\omega} (my_0 \omega^2 \sin \omega t) \sin \omega t \, dt \\ &= my_0 \omega^2 \end{aligned} \right\} \quad (28)$$

Fig.3-6 にフーリエ解析で得られた  $Y_{sin}$  を示す。横軸には5通りの Sway 振幅  $y_0$  に対応する加速度振幅  $y_0 \omega^2$  をとった。

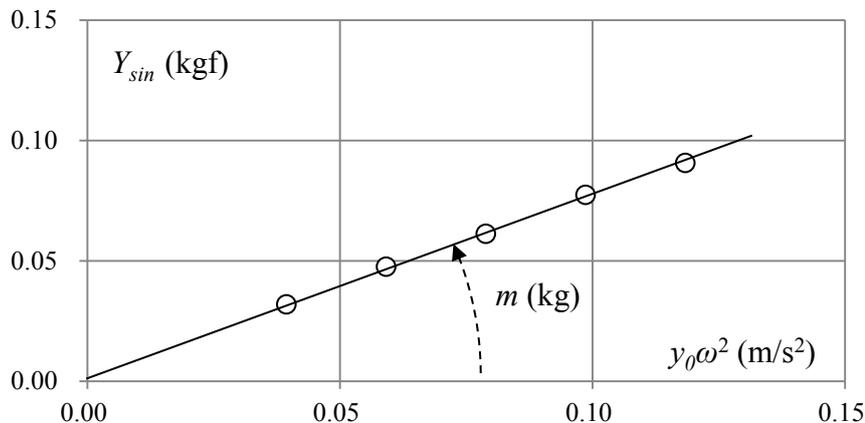


Fig.3-6 Result of swaying test for the pantograph

最小二乗法で傾斜を求めると質量  $m$  の解析結果として  $0.747\text{kg}$  が求められる。これが検力計の下半分とパンタグラフの質量である。ちなみに本研究の供試船の一つである  $L_{PP}=2.0\text{m}$  の S-Cb81 模型船の質量は  $7.786\text{kg}$  であり、本節で述べた Yawing 試験の解析の際にパンタグラフ等による慣性力を差し引くことを怠ると模型船質量の1割近い誤差が計測値に含まれることになる。加速度を伴うすべての拘束模型試験ではこのような誤差の有無について検討が必要である。ただし、本研究の対象のように小型の模型船の実験の場合、相対的に誤差が大きく結果に影響する可能性があるため、特に注意しなければならない。なお、検力

計の下半分以下の質量は、パンタグラフを固定した検力計を吊るして正立させて計測された検力計の 0 点を基準として、90deg 横倒しの状態で検力計から出力される荷重からでも明らかになる。しかし、ここでは Swaying 試験の解析例の説明のため、強制動揺による方法を示した。

以上、第 3 章では本研究に用いられた水槽や計測装置の説明を行いながら、回流水槽での PMM 試験の解析考慮しなければならない対地運動と対水運動の差について述べた。

## 第4章 制限水路影響の調査

本章では回流水槽の制限水路影響について議論する。回流水槽での試験に供せられる模型船の寸法は一般的に曳航のそれに比べ小型である。しかし、水槽幅に対する模型船寸法の相対的な割合は曳航水槽での試験条件に比べ回流水槽での試験の場合が大であることが多い。有限な寸法を持つ水路での試験を行っているという意味では曳航水槽も回流水槽も同様であるが、模型船の相対的寸法の観点からすると回流水槽の方がより厳しい条件下で試験を行っていることになる。本研究では回流水槽での操縦性能試験の限界を探るといった目的のもとに、模型船と観測部の側壁との距離を 30mm 以下まで接近させた極端な条件での CFD 計算や水槽試験を試みた。

本研究では制限水路影響を浅水影響と側壁影響とに分けて考え、それぞれについて議論する。ただし、対象とする条件は一般に船型開発用回流水槽として多く見られる幅 2.0m×水深 1.0m の観測部と  $L_{PP}=2.0\text{m}$  の模型船の組み合わせである。また、船型は肥大船に限定した。一般的な肥大船の設計船速を考えると水槽に設定される流速は比較的遅い値に限定される。

### 4.1 浅水影響

$L_{PP}=2.0\text{m}$  の模型船の喫水は高々 0.1m から 0.15m 程度である。それに対し、試験で用いた回流水槽の観測部の水深は 1.0m であった。この設定を十分深い水深での条件として“Deep”と呼んで良いであろうか。制限水路影響の最初の項目としていくつかの例に基づき、水深 1.0m の水路における 2.0m 模型船の浅水影響について議論する。

実船の試運転方法に関する ISO15016<sup>30)</sup>では  $h_1=2\sqrt{Bd}$  と  $h_2=2V_S^2/g$  (ただし、 $B$ : 船幅、 $d$ : 中央部喫水、 $V_S$ : 船速、 $g$ : 重力加速度) のどちらか大きい方より深い海域で速力試験を実施する、としている。実船と Froude 数を合わせた水槽試験では模型船に作用する流体力に対する浅水影響の相対的規模は実船と同等であると考えられるのでこの規定に基づいて 2.0m 模型を用いた試験を行うために十分な水深を求めると  $L_{PP}=2.0\text{m}$  の S-Cb81 模型の  $h_1$  は 0.434m であり、設計 Froude 数 0.142 に対応する速力 0.629m/s における  $h_2$  は 0.081m である。それらと比べて回流水槽の水深 1.0m は十分に深い。

また、浅水影響を議論する際に用いられる水深・喫水比  $H/d$  について、井上は 6.0 以上であれば、深水とみなせるとしている<sup>31)</sup>が、ここで扱う条件での  $H/d$  は約 7.7 と十分大きい。以上のことから本研究で想定した回流水槽と模型船の組み合わせにおいて、浅水影響は無いと判断出来る。

## 4.2 水路幅の影響

次に回流水槽の側壁影響について考える．側壁影響の大小を決める要素には a)船体と側壁の距離，b)流速，c)船型，d)旋回を含む船体の横運動の大きさがあると考えられる．回流水槽の場合は要素 a)と b)に側壁近傍に発達する境界層の影響も加わる．操縦性能が問題になる肥大度の高い船舶を対象とし，模型船寸法を決めると，b)と c)については自ずとある範囲に限定されるので要素 a)と d)に注目することにする．a)については水槽幅を変更した CFD 計算を実施し，d)については一定の斜航角で船体の幅方向の位置を変更した CFD 計算と水槽模型実験結果から検討した．横運動の中で旋回運動の大きさの影響については 5 章で Yawing 試験結果に基づいて述べることにする．

水路幅の影響の調査の概要を示す．供試船型は S-Cb81 と S-Cb87 の 2 種類とし，計算には有限体積法による非圧縮性・乱流の定常状態ソルバー OpenFOAM ver2.3.0<sup>32)</sup> を用いた． $L_{PP}$  は 2.0m であり，Hull+Rudder の状態を設定した．流速は 0.629m/s とした．これはフルード数 0.142 に相当し，厳密には造波が起こる船速域と思われるが側壁影響に及ぼす造波の影響は小さいと仮定し，自由表面は考慮せずに鏡面として取り扱った．回流水槽の観測部内面である側壁と底面にはノンスリップ境界条件を課した．適用された乱流モデルは Spalart-Allamaras モデルであった．計算で設定した水路の断面のイメージを Fig.4-1 に，計算で得られた横力とモーメントの無次元値を Fig.4-2 に示す．計算で設定された水路幅は 2.0，3.0，8.0m である．ミッドシップ位置での水路の水深は 1.0m，ミッドシップ位置から 3.1m 下流での水深は 1.015m とした．これは試験を実施した回流水槽の底面の傾斜に合わせた結果である．計算領域の流れ方向の寸法は船体のミッドシップから上流側に 2.4m，下流側に 3.1m の合計 5.5m であった．計算領域内のメッシュ分割は船体・舵近傍及び壁面近くでは密に，それらから離れると粗く設定した．計算領域内のメッシュ数はいずれのケースも 500 万超であり，1 台のスタンドアロンパーソナルコンピュータで計算するために現実的な

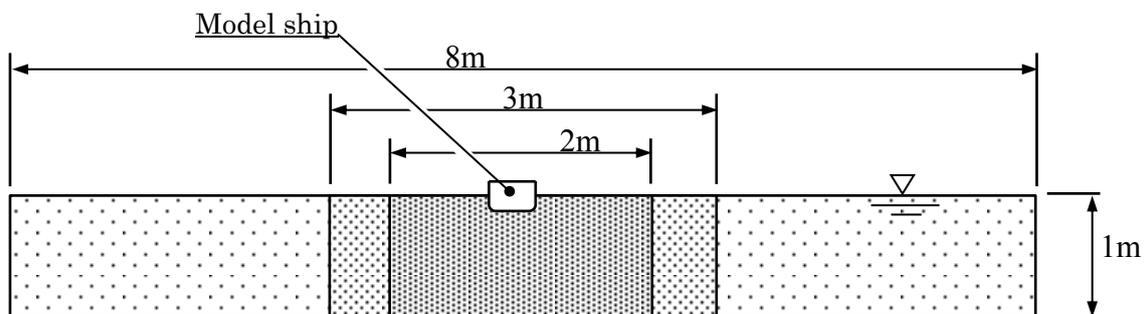


Fig.4-1 Scale of the channel section for CFD

数に抑制された。斜航角は 0, 10, 20, 30deg の 4 通りとし、水路幅の中央に位置するミッドシップを中心に設定された。別途、観測部幅 2.0m の回流水槽において  $L_{pp}=2.0m$  模型の Hull+Rudder での斜航試験が実施されている。これと同条件での CFD 解析との比較は次節で行うが良く一致していたことから CFD 解析の手法に大きな間違いは無いとしてその結果から水路幅の影響を論じることとした。

幅が 2.0m から 8.0m の範囲で異なっても比較的小さな斜航角の領域では船体に作用する横方向の流体力、モーメントには大きな差は無いようである。ただし、斜航角が大きくなると水路幅 8.0m の結果に比べ 2.0m の結果は  $Y'$ ,  $N'$  共に大きくなる傾向が認められる。その傾向は  $Y'$  よりも  $N'$  の方に強い。これは斜航する船体の船首部と船尾部に作用する側壁影響は  $Y'$  については相殺する極性を持つが、 $N'$  については同方向に作用するためであると考えられる。また  $Y'$ ,  $N'$  共に S-Cb81 よりも S-Cb87 の方が水路幅の違いによる差は若干ではあるが大きく、肥大度が高いと水路幅の影響を受けやすいことが示されている。水槽幅による差が比較的大きくなる斜航角が 30deg の設定については若干の制限水路影響がうかがえる計算結果であり、この点については船体と側壁の距離の影響に注目して次節で検討する。

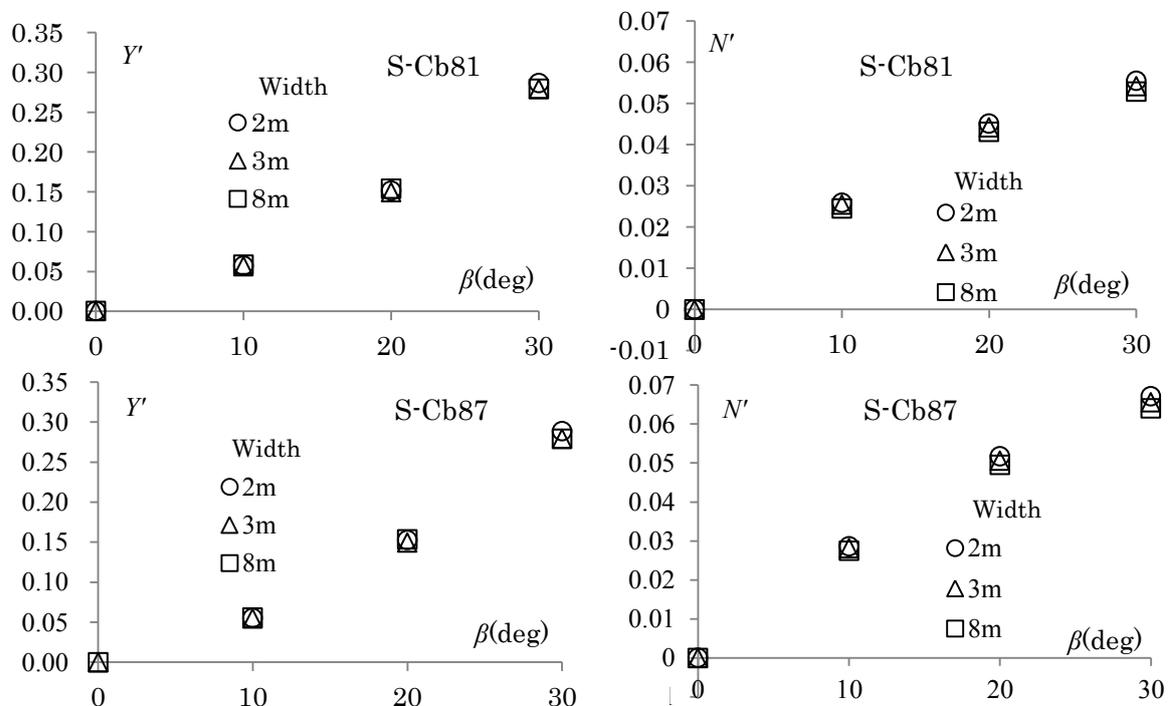


Fig.4-2 Comparison of CFD results on  $Y'$  and  $N'$  versus the channel

### 4.3 側壁との距離の影響

幅 2.0m×水深 1.0m の断面を持つ観測部で  $L_{PP}=2.0\text{m}$  の模型船に斜航角を与え、幅方向の位置を変更する回流水槽での模型試験と CFD 計算とを実施した。Fig.4-3 にその様子を略図で示す。  $y_c$  は PMM 用 Y 電車の水槽幅方向の位置であり、観測部中央を基準とした。喫水高さにおける船首部と側壁の距離を  $y_{cb}$  と定義し、船尾部と側壁の距離を  $y_{cs}$  と定義する。模型の状態は Hull+Rudder であり、流速は 0.629m/s とした。

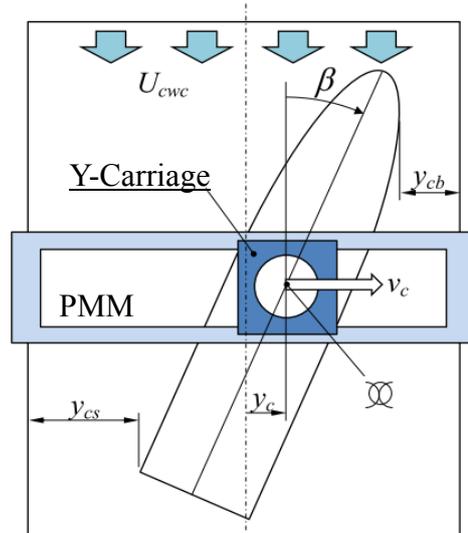


Fig.4-3 Model in the test section of CWC

Fig.4-4 に  $Y'$  と  $N'$  に関する実験と計算の結果を比較する。横軸は  $y_c$  の模型船垂線間長  $L_{PP}$  による無次元値である。回流水槽における模型実験の結果と計算結果を併記しているが、船体が側壁に近付いたときの流体力の変化の特徴など、概ね良い一致が得られている。  $y_c$  が 0 を挟む一定の範囲では  $Y'$ 、 $N'$  の値には変化は無い。しかし、それを外れる領域では  $Y'$  については近い側の側壁に吸い寄せ

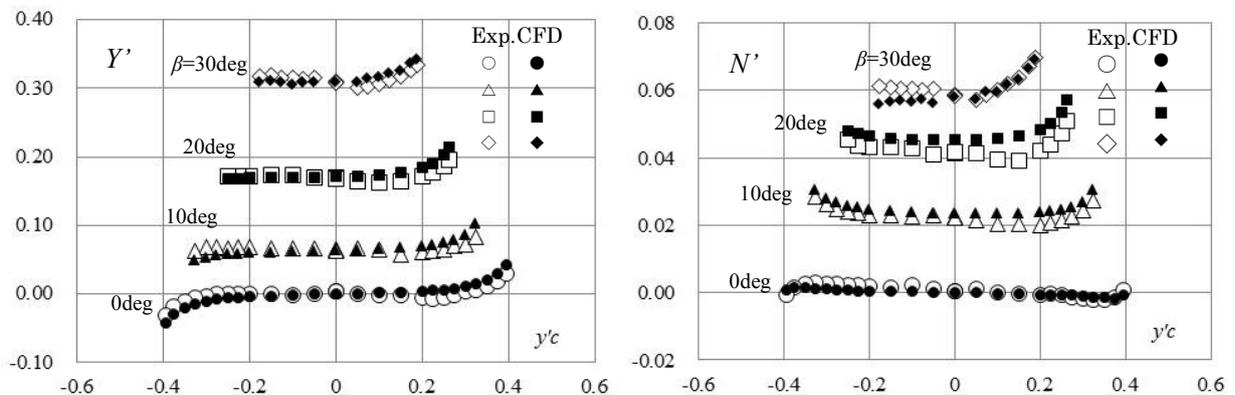


Fig.4-4 Comparison of experimental results and CFD for S-Cb81 on  $Y'$  and  $N'$  versus lateral position of the model ship

られる方向の力が作用し、 $N'$ については正に大きくなる傾向が示されている。ただし $\beta$ が30degでの結果に注目すると $y'_c$ が正の範囲では0近傍においても $Y'$ 、 $N'$ が変化しており、船体が水槽の中央に位置している状態で既に側壁影響を比較的強く受けていることがうかがえる。

Fig.4-5 に CFD 計算で得られた船体表面の圧力分布の一例を示す。斜航角 20deg で右舷側に船体を移動させた場合の圧力分布を上面図と右舷の側面図で比較した。 $y'_c$ が大きくなり船首部が側壁に接近するにつれ、Sq.St.9 を中心として負圧帯が拡大することが示されている。その結果、船体に作用するモーメントは大きくなる。

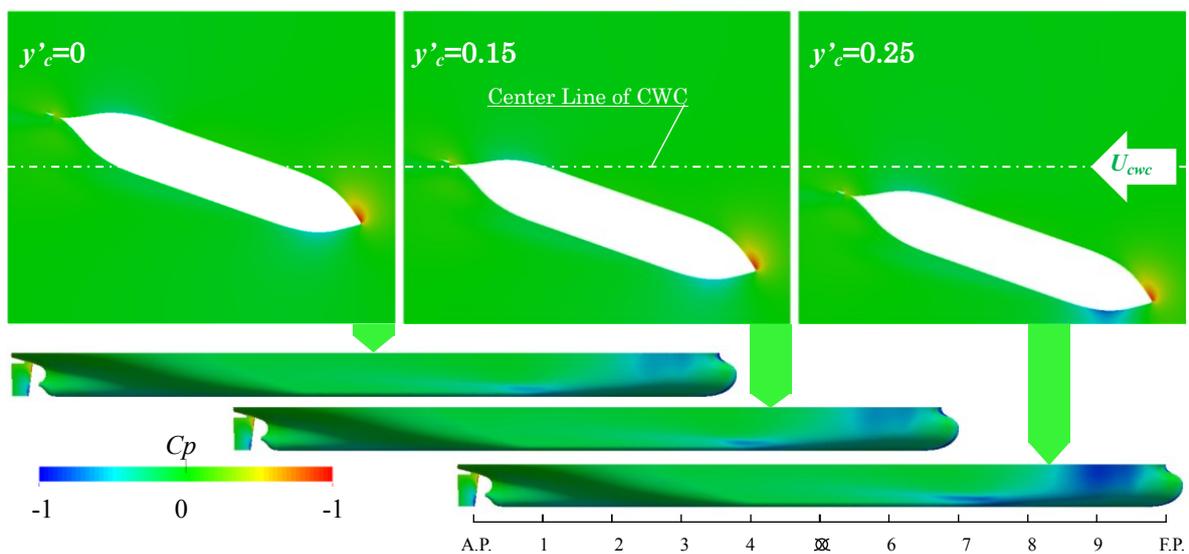


Fig.4-5 Pressure distribution by CFD ( $\beta=20\text{deg}$ ) for S-Cb81

側壁影響を更に調査するため、Fig.4-4 に示したデータについて水槽中央に位置する船体に作用する $Y'$ と $N'$ との差を求めた。その一例をFig.4-6 に示す。横軸に用いた $y'_{cb}$ はFig.4-3 で定義された船体から側壁の間隙を船長 $L_{PP}$ で無次元化したものである。ここに示したのは正の斜航角を設定した模型船を右方向に移動させたケースである。斜航角が30degの設定では水槽の中央に船体があるとき既に側壁影響を受けている可能性があるため、実験結果、CFD 解析結果共にFig.4-6 からは抜いた。何れのグラフにも船首部と側壁の距離 $y'_{cb}$ が小さくなるにつれ、水槽の中央に位置した際の流体力との差が急激に大きくなる様子が示されている。その傾向は実験結果とCFD 解析結果とで概ね共通している。

実験結果のみに注目すると $y'_{cb}$ が主に0.1 から0.4 の範囲で計測結果が負の値を示している。この挙動は中央より右側で回流水槽の流速が遅い場合に起こり

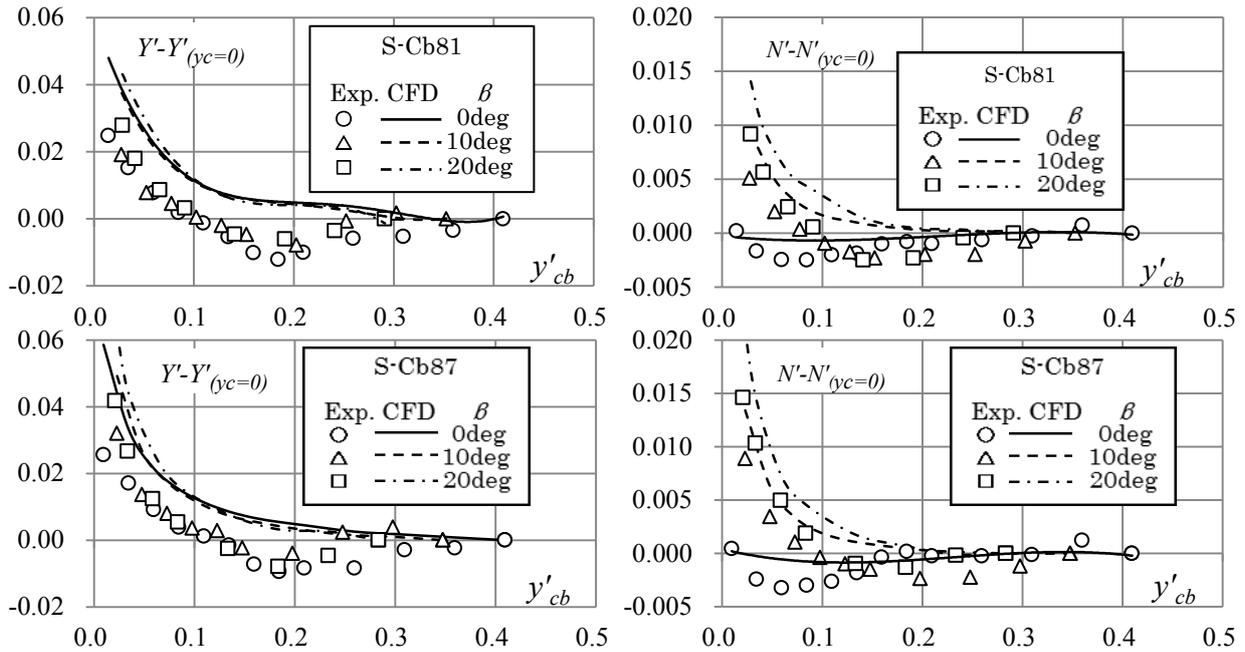


Fig.4-6 Comparison of wall effect on  $Y'$  and  $N'$  versus the clearance between the model and the side wall

うるものである。しかし予め計測された回流水槽の流速の幅方向の分布の不均一だけでは説明が困難であった。そこで本論文では回流水槽での試験で許される模型船の横運動の実用上の範囲を明らかにする目的を重視し、主に CFD 解析結果に注目して側壁影響が発達する直前の  $y'_{cb}$  を 0.25 と読み取る。 $y'_{cb}$  が 0.25 以上の領域であれば CFD 解析、実験共に Fig.5 に示された結果はほぼ 0 と見なして良さそうであり、側壁影響は十分小さいとすることが出来る。ちなみに水槽中央で  $\beta=30\text{deg}$  に設定された際の  $y'_{cb}$  は S-CB81 で 0.23, S-Cb87 で 0.22 であり、0.25 を下回っている。この条件に照らし合わせると比較的肥大度の高い船型について  $L_{PP}$  と観測部幅寸法が同程度の回流水槽での試験の場合、斜航角が 20deg を超える設定では側壁影響が強くなると考えられる。

以上の結果から、回流水槽における操縦性試験で精度の高いデータを取得するために船体と側壁間に確保すべき最低の距離は  $0.25L_{PP}$  であることが示唆される。この結果は  $C_b$  が 0.8 以上の肥大船の設計船速での模型実験と CFD 解析から得られた。速い船速を有する船体については造波も含む側壁影響の規模が大きくなることを考慮すると、より広い距離が必要になる可能性があることに注意が必要である。

#### 4.4 曳航水槽での斜航試験結果との比較

回流水槽での試験の有効性を調査するため、S-Cb81 と S-Cb87 を対象として、広島大学の曳航水槽で CMT を実施した。曳航水槽の幅は 8.0m、水深は 3.5m であった。使用したのは回流水槽での試験と同じ  $L_{PP}=2.0\text{m}$  の模型船であるため、制限水

路影響の条件としては幅 2.0m の回流水槽に比べ大幅に緩やかである。Figs.4-7～10 に CMT 結果を示す。

これらの結果はいずれも舵，プロペラ付き船体に作用する力とモーメントを無次元化して示したものであり，舵の力は差し引かれていない。船体に与えた船速は  $0.629\text{m/s}$  であり，いずれも Ship Point に相当するプロペラ回転数が設定されている。図中の実線は 8) 式の数学モデルを適用して重回帰で得た微係数を用いた近似である。

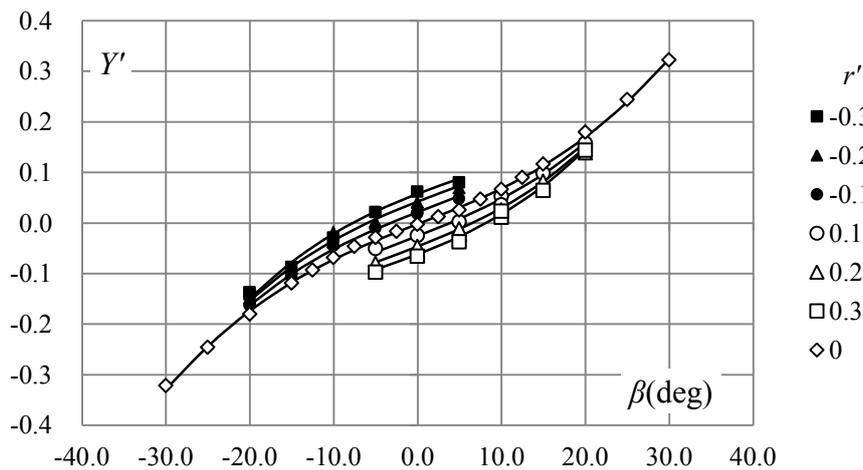


Fig.4-7 Result of CMT ( $Y'$ ) for S-Cb81

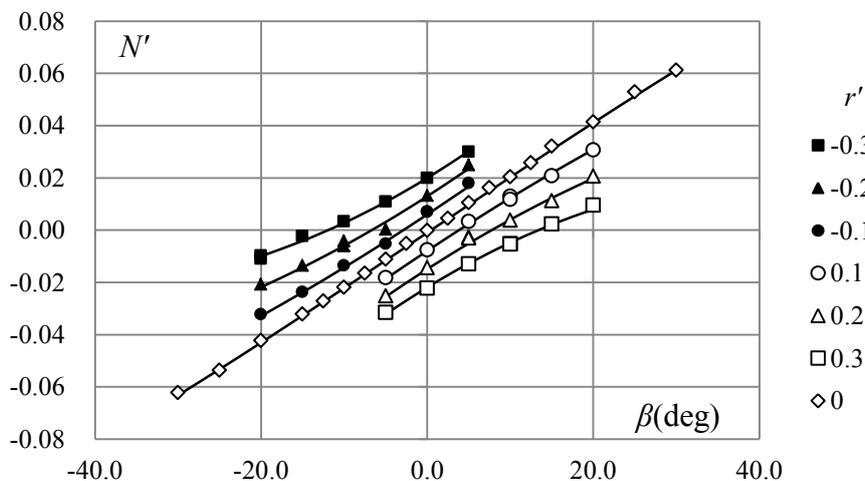


Fig.4-8 Result of CMT ( $N'$ ) for S-Cb81

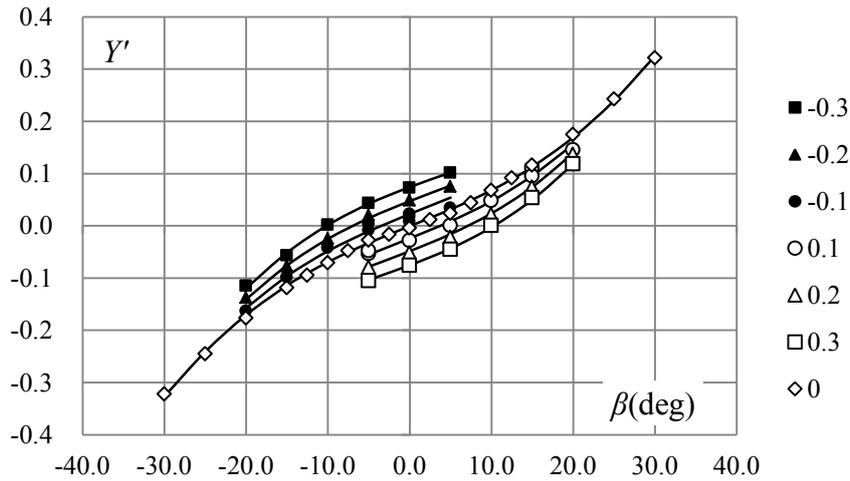


Fig.4-9 Result of CMT ( $Y'$ ) for S-Cb87

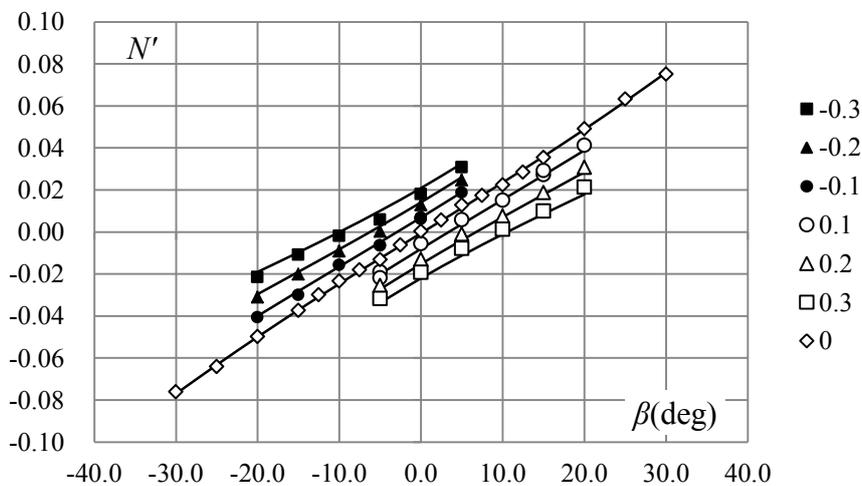


Fig.4-10 Result of CMT ( $N'$ ) for S-Cb87

CMT の結果のうち、 $r'=0$  の設定での結果のみを回流水槽での斜航試験結果と Figs.4-11, 12 に比較した。これらの図中では前節の側壁影響に関する検討に基づき、回流水槽の結果について斜航角が $\pm 20\text{deg}$  以内の点とそれを超える点をシ

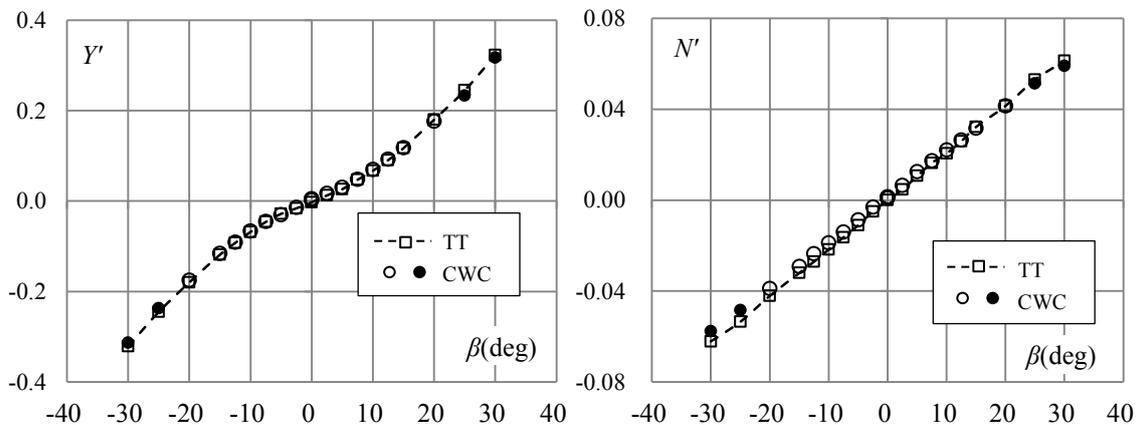


Fig.4-11 Comparison of the results of oblique towing test between towing tank and CWC for S-Cb81

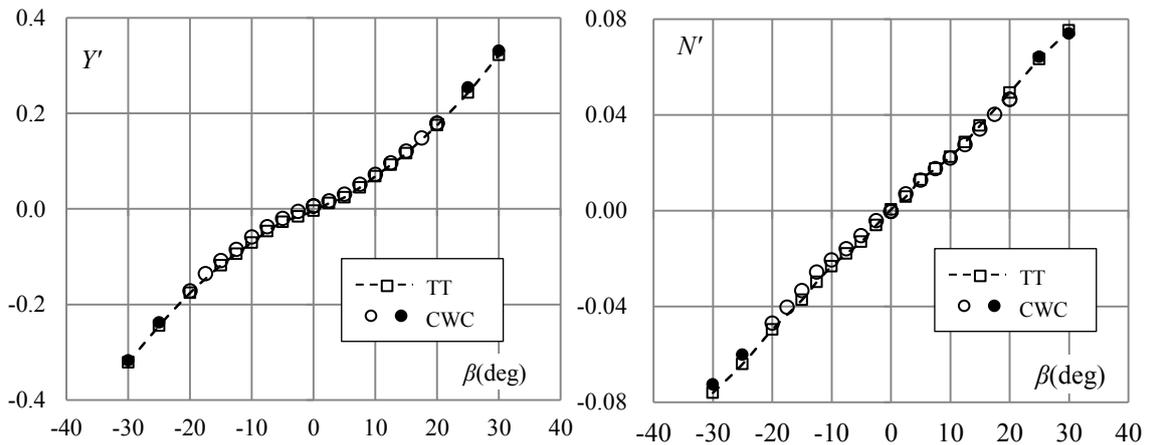


Fig.4-12 Comparison of the results of oblique towing test  
between towing tank and CWC for S-Cb87

ンボルで区別して表示した。回流水槽での試験結果は曳航水槽のそれに良い一致をみせている。先の検討で、側壁影響が見られた 25deg 以上の斜航角の結果においても、実用上それは無視でき、肥型船における斜航試験結果は、曳航水槽における斜航試験結果と同等の精度を持つ。

SR221-A, B の 2 船型については 2.0m 模型での曳航水槽での試験は実施していない。そこで第 221 研究部会<sup>23)</sup>の研究の中で実施された、 $L_{PP}=3.5m$  模型に関する角水槽 (OB : Ocean Basin) での CMT の結果との比較を Figs.4-13, 14 に行った。回流水槽での試験時の設定流速は 0.613m/s であった。CMT の設定船速のフルード数はそれと同じである。ただし、回流水槽の試験は Ship Point, CMT は Model Point で実施されており、プロペラ荷重度が異なるため、直接の比較には問題がある。従って参考としての評価にしかならないが、回流水槽での斜航試験結果は CMT に良く一致している。模型船寸法が異なる結果の比較でもあるがこれらの結果からみる限り  $L_{PP}=2.0m$  という小型模型船での問題は無いようであ

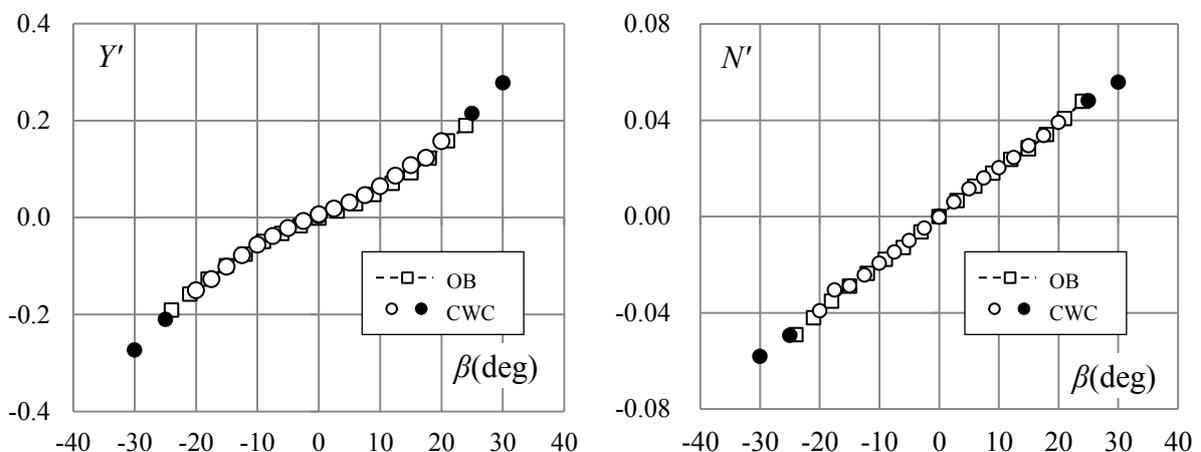


Fig.4-13 Comparison of the result of oblique towing test  
between towing tank and CWC for SR221-A

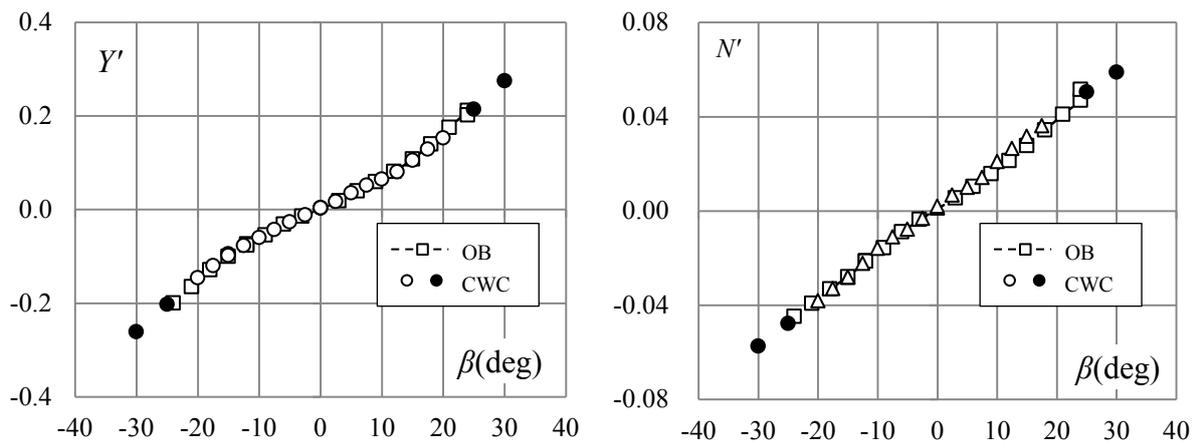


Fig.4-14 Comparison of the results of oblique towing test between towing tank and CWC for SR221-B

る。

第4章ではCFDや模型試験結果を用い、回流水槽での制限水路影響について述べた。それらは一般的に良く用いられている条件であるからという理由で幅2.0mの観測部を持つ回流水槽と $L_{PP}$ が2.0mの模型船の組み合わせを対象としたものであった。しかし、水路幅と模型船の $L_{PP}$ とが同等である組み合わせに対しては制限水路影響が本研究の対象と相似であり、4.2で示した斜航角の制限が有効であると考えられる。また、4.3において船体と側壁との距離の制限は $L_{PP}$ による無次元値で示されており、観測部幅や模型船寸法が本研究の対象と異なる場合であっても適用可能と考えられる。

## 第5章 PMM試験の周波数依存性の調査

回頭角速度に比例して船体に作用する流体力を調査するための拘束操縦性試験には CMT と PMM 試験とが挙げられる。CMT は一定の角速度や斜航角が設定された模型船に作用する定常な力とモーメントの平均値を解析するものである。模型試験結果から推定すべき実船の操縦運動が 0 周波数であることを想定すると CMT は理想的な試験法であると言える。筆者は回流水槽で CMT を行うことは原理的には可能であり、試す価値のあることと考えた。そこでハードウェアとしては独立型 PMM を用い、横行電車と Yaw 軸の回転を予め設定された時系列データに従って制御することで定常旋回運動を計画し、実行した。しかし、加速域と減速域を極限まで短縮した場合でも有効計測時間は数秒間でしかなかった上、定常旋回を行う船体と水槽観測部側壁との距離は 100mm 程度まで接近していた。CMT で精度の高いデータを取得するためには定常状態を保つ時間がある程度長く取れることが望ましく、筆者が試みた方法では幅 2.0m の回流水槽は CMT には不向きであるとの結論に達した。第 4 章で得られた側壁との間に確保すべき距離の基準に照らし合わせても評価に足るデータが取得可能とは言い難い。回流水槽での CMT については今後議論の研究に可能性を残すとして本研究では CMT の試みの経験も踏まえつつ、回流水槽での PMM 試験の限界を探った。

0 周波数の運動設定を行う CMT に対して、PMM 試験はある周期で船体に正弦関数状の運動を設定するため運動周波数を持つ。PMM を用いた強制動揺試験で実船に対応した流体力微係数を得るためには運動周波数の設定に注意が必要であることは計算や水槽試験結果から野本<sup>33)</sup>や岡本<sup>34)</sup>が指摘している。周波数が高いと船体が自身の運動で作った流れ場、波の影響をその後の運動中に受ける可能性がある。回流水槽での PMM 試験では模型船寸法に対する横運動の範囲が狭いため、周波数依存性については特に注意が必要である。そこで設定周期を種々に変更した Yawing 試験を実施した。広範囲に周期の条件を設定し、解析結果を相互に比較することによって設定すべき条件と避けるべき条件との区別が可能になると考えた。

### 5.1 運動周期の異なる Yawing 試験結果

Yawing 試験の回頭角速度の大きさは強制運動の周期と振幅で決まる。解析で用いる回頭角速度の Fourier 正弦係数  $r_0$  は 29) 式で定義される。 $r_0$  は PMM により一定の振幅を持って変動する回頭角速度の Fourier 正弦積分値に  $\omega/\pi$  を乗じて得

られるものであり， 1 周期間の平均的回頭角速度として解析に用いる．

$$r_0 = \frac{\omega}{\pi} \int_0^{2\pi/\omega} r \sin \omega t dt \quad (29)$$

周波数依存性調査のために Yawing 試験で設定した周期は 6, 8, 10, 12, 14, 16sec の 6 通りであり，それぞれの周期ごとに無次元化された回頭角速度の Fourier 正弦係数の絶対値  $|r'_0|$  が 0.10 から 0.57 の範囲に分布するように運動振幅を設定した．設定流速はどのケースについても 0.629m/s とした．

Fourier 解析で得られた回頭角速度位相の項  $Y'_{sin}$ ,  $N'_{sin}$  を Fig.5-1 に示す． $Y'_{sin}$ ,  $N'_{sin}$  の挙動を解りやすくする目的で設定周期ごとに実験点を直線で結んだ． $Y'_{sin}$ ,  $N'_{sin}$  共に  $|r'_0|$  が小さな領域では実験点のまとまりは良く，設定周波数による差は小さい．しかし，回頭運動の振幅が大きくなると周期が短い設定では他の設定に比べやや高い値をとる．本来，操縦性の調査のためには，周波数が十分に低い試験が設定されるべきであり，試験結果に周波数の影響が無い周期が選択されることが望ましい． $N'_{sin}$  よりも周波数影響が顕著に現れている  $Y'_{sin}$  に注目すると周波数による違いが比較的小さな設定周期は 10sec 以上である．ここで対象とした条件において周期 10sec の周波数の無次元値  $\omega\sqrt{L_{pp}/g}$  は約 0.28 であり，岡本らが提案<sup>29)</sup>した  $\omega\sqrt{L_{pp}/g} < 0.3$  の条件にも符合する．野本は船速  $V_S$  を用いた無次元周波数  $\omega/(V_S/L_{PP})$  の上限値を 2.0 から 2.5 に設定することで流体力に及ぼさ

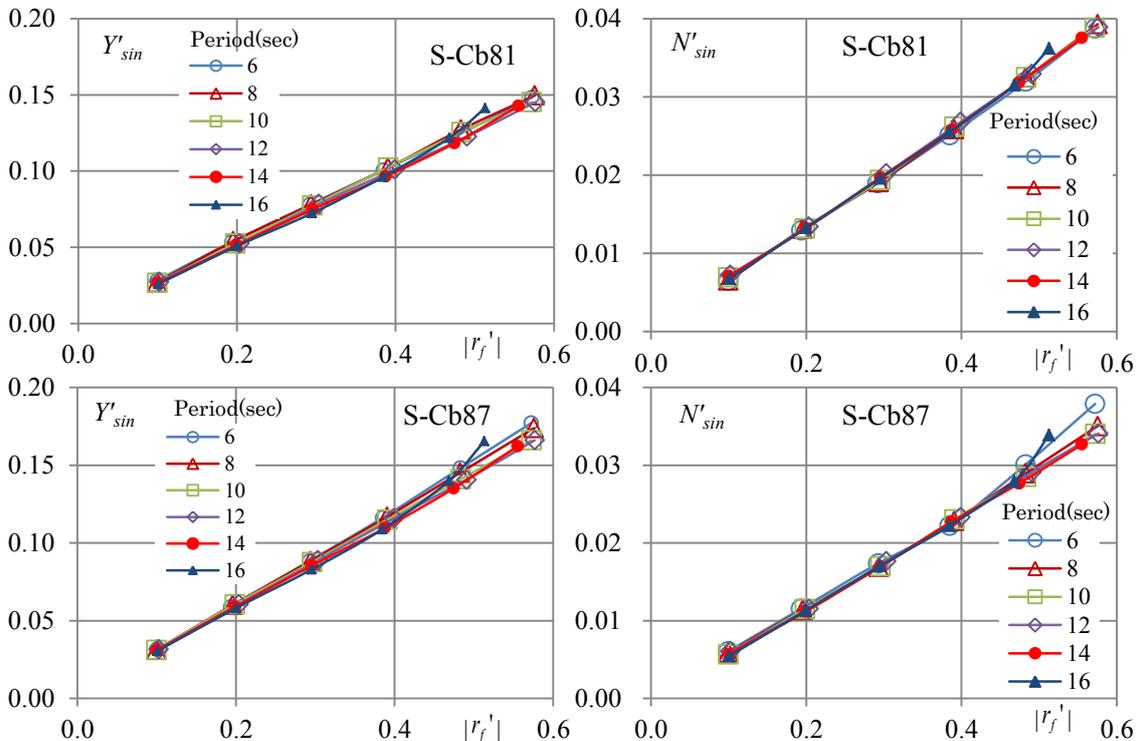


Fig.5-1 Comparison of the results of Pure Yawing Test versus period

れる周波数依存性を抑えることが出来ると論じている<sup>33)</sup>。本論文での条件で野本の指摘をクリアする周期は10sec以上であり、先述の実験結果と付合する。他方、 $r'_0$ が周期14secでは0.5、16secでは0.4を超えると、 $Y'_{sin}$ 、 $N'_{sin}$ 共に強い非線形性を持って大きくなる。これは低い周波数で比較的大きな回頭角速度を設定するために運動振幅を大きく取った結果、船体が側壁に近づき過ぎたことによる側壁影響の現れと考えられる。運動の中で模型船が側壁に接近するのは一部の位相においてのみであるがPMMによるYawing試験の場合、回頭角速度が最も発達するのは横移動のピークの瞬間であり、旋回による主要流体力への側壁影響には十分な注意が必要である。低い方の周波数域において $Y'_{sin}$ 、 $N'_{sin}$ が不自然な非線形性を持つケースについての船体と側壁の最接近距離を確認すると $0.25L_{PP}$ 程度であった。これは3章の検討で得られた斜航する船体と側壁の間隔 $y'_{cb}$ 、 $y'_{cs}$ の下限値の条件とも結果的に合致している。この基準を満足し、0.4程度までの $r'_0$ を確保できる周期14secの $\omega\sqrt{L_{PP}/g}$ は約0.2である。以上の検討から、模型船の船長と同程度の寸法を有する回流水槽でのYawing試験で周波数影響と側壁影響を避けながら情報を精度良く得るためには $0.2 < \omega\sqrt{L_{PP}/g} < 0.3$ の条件を満足する周波数の設定が必要である。また、その周波数の範囲内であっても回頭角速度の設定が大きくなると側壁影響や周波数影響を顕著に受ける危険がある。即ち、影響の度合いは運動の周波数と旋回運動の規模の組み合わせで決まると考えられる。本研究のYawing試験で設定された運動周期の無次元値を横軸に、回頭角速度の無次元値を縦軸に示すとFig.5-2が得られる。一方、Fig.5-1にはそれらの設定で得られた回頭角速度位相の横力とモーメントの無次元値が示されている。周期ごとの解析結果の並びを検討し不自然な非線形性が認められる点について、周期が長い設定に対しては○印で、周期が短い設定に対しては□印でFig.5-2にマーキングを行った。次にマーキング付きの点のグループとそれ以

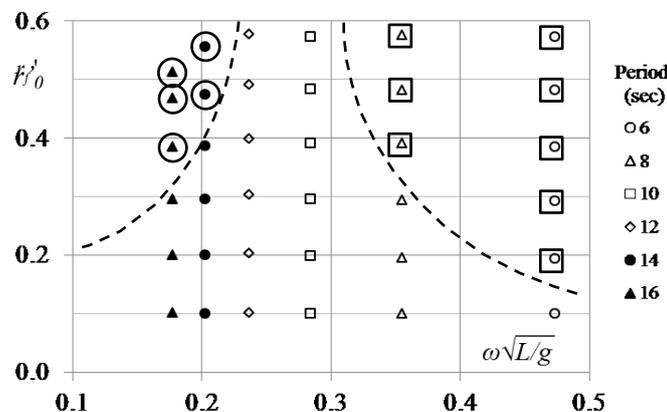


Fig.5-2 Setting the border line between the recommended area and others

外のグループの境界をなだらかな破線で設定した。こうして図中左上の側壁影響を比較的強く受ける領域，右上の周波数影響を比較的強く受ける領域，両者に挟まれた試験の設定に推奨される領域の 3 つに分割される。そこで，Fig.5-2 を基にして Yawing 試験で選択されるべき条件の範囲を示す図として作成された Fig.5-3 が提案出来る。図の中央の白抜きの範囲内で Yawing 運動の設定を行うことで周波数影響と回流水槽の側壁影響の無い結果を取得することが出来る。低周波数側の側壁影響については観測部幅と船長  $L_{PP}$  とが同等である回流水槽での実験で確認されたものであるためそれと異なる組み合わせの PMM 試験への適用は出来ない。高周波数域側の規定については野本や岡本の提案にも付合しており，回流水槽以外での試験の設定についても有効であると考えられる。本論文では肥大船の設計 Froude 数での PMM 試験を対象とした。ここで想定した Froude 数 0.142 よりも高い Froude 数での試験において同程度の無次元回頭角速度での試験を計画するためには横方向への運動振幅を広くとる必要があること，流速の増加が側壁影響そのものを増加させることを考慮すると低周波数側の基準は Fig.5-3 より厳しくなると思われる。

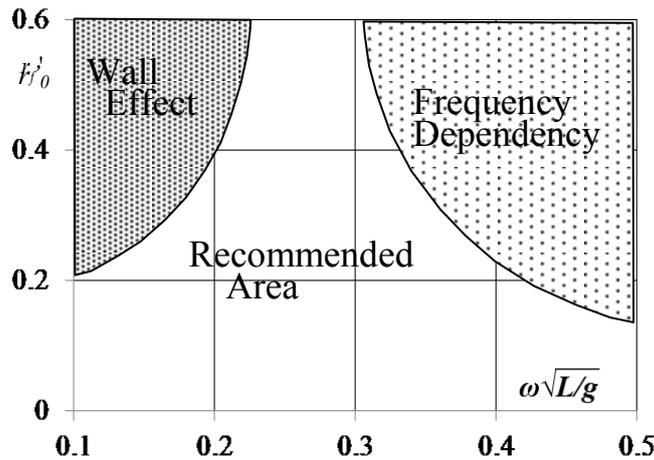


Fig.5-3 Recommended area of the setting for Pure Yawing Test in CWC

本論文では船の針路安定性判別を主な目的としたことから斜航角を有さない Yawing 試験を対象とした。一定の斜航角を有する Yawing 試験の設定条件における側壁影響や周波数依存性については別途検討が必要である。

## 5.2 曳航水槽での CMT 結果との比較

前節で得た指針に基づき，流速 0.629m/s，運動周期 12sec の Yawing 試験結果を曳航水槽で行われた同じ模型船 (S-CB81, S-Cb87) についての CMT の結果と

Figs.5-4, 5 に比較した. CMT における船速は 0.629m/s とした. CMT の結果は  $\beta=0\text{deg}$  における  $Y'$ ,  $N'$  の値であり, 舵力の影響を差し引いていない.

PMM 試験結果を CMT の結果と直接比較することは困難であるため Yawing 試験で得られた微係数を 30)式に代入して Figs.5-4, 5 に実線で示した.

$$\left. \begin{aligned} Y' &= -m' u' r' + (Y'_r - m'_x u') r' + Y'_{rrr} r'^3 \\ N' &= -m' x'_G u' r' + N'_r r' + N'_{rrr} r'^3 \end{aligned} \right\} \quad 30)$$

曳航水槽での CMT では設定される  $r'$  の上限が 0.3 であったが, PMM については側壁影響に配慮した上で  $r'$  が  $\pm 0.5$  の範囲での値が示されている. 回流水槽での小型模型船を用いた PMM 試験には比較的幅が狭い曳航水槽での CMT に比較すると大きめの範囲までの回頭角速度がとれるという利点もあるようである.

S-Cb81, 87 に関して, 回流水槽における Yawing 試験から得られた船体の流体力特性は CMT の結果に良く一致している.

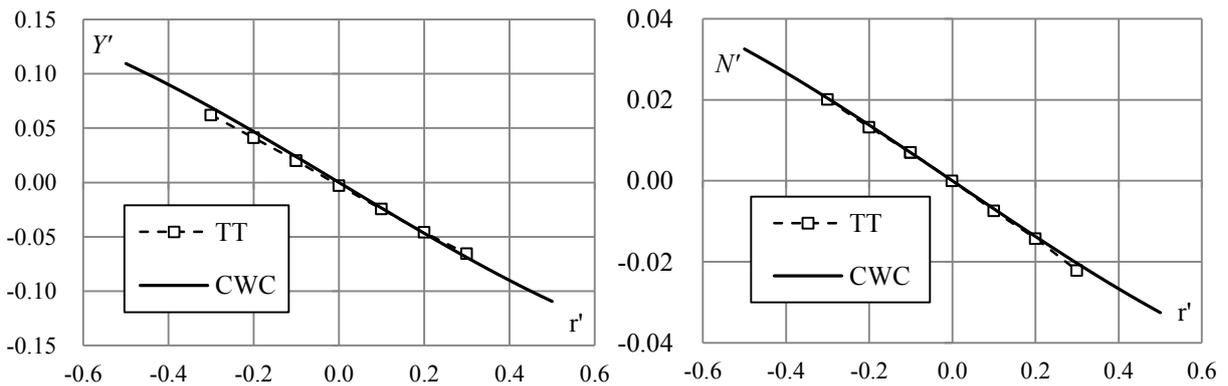


Fig.5-4 Comparison of the results of CMT in towing tank and PMM in CWC for S-Cb81

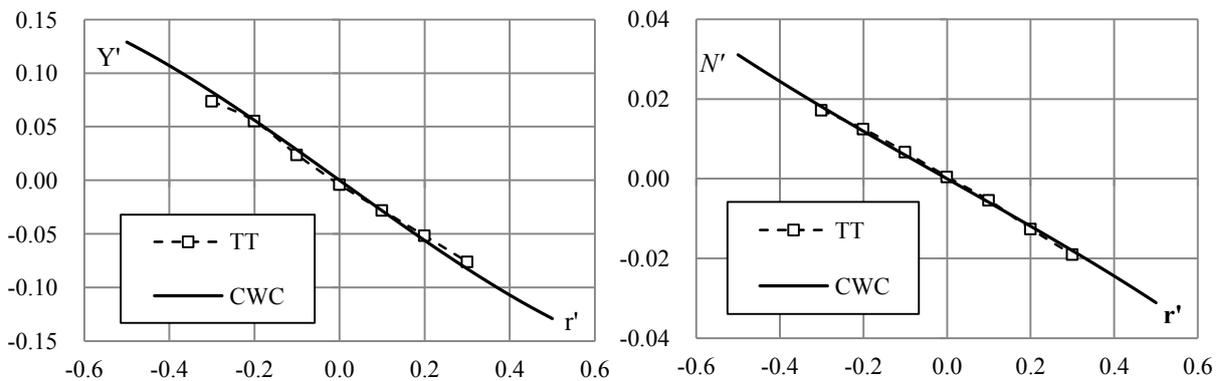


Fig.5-5 Comparison of the results of CMT in towing tank and PMM in CWC for S-Cb87

Figs.5-6, 7 に示したのは  $L_{pp}=3.5\text{m}$  を用いた角水槽 (OB : Ocean Basin) での CMT の結果<sup>23)</sup>と回流水槽における PMM 試験結果である. 両者の比較方法については先に述べた S-Cb81, S-Cb87 の場合と同様である. Figs.5-7, 8 に”OB”として示された CMT では角水槽の特色が生かされ, 広範囲な回頭角速度の設定でデータが取得されている. 回流水槽での PMM 試験は Ship Point で実施され, CMT は Model Point で実施された違いがあるが両者の一致度は良い.

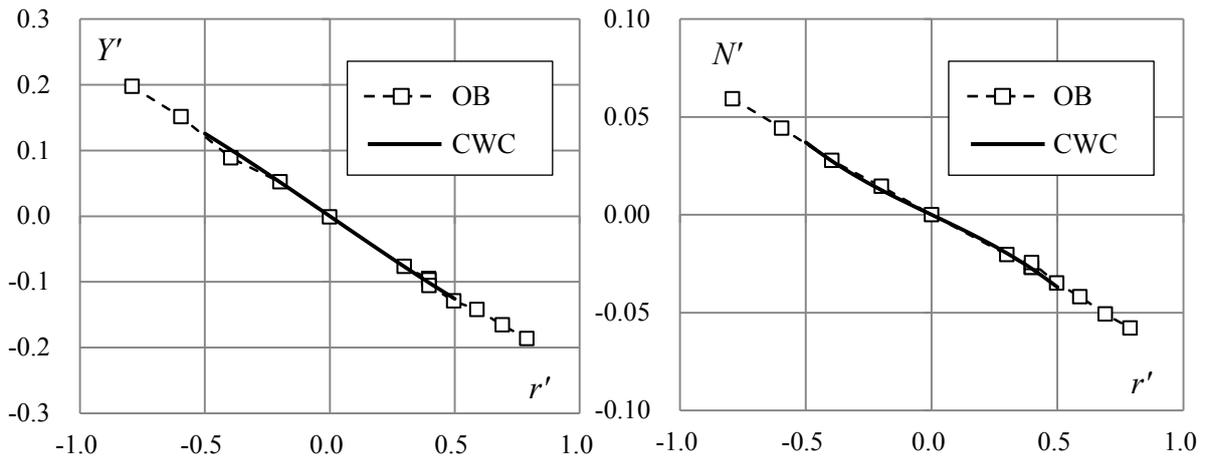


Fig.5-6 Comparison of the results of CMT and PMM test in CWC for SR221-A

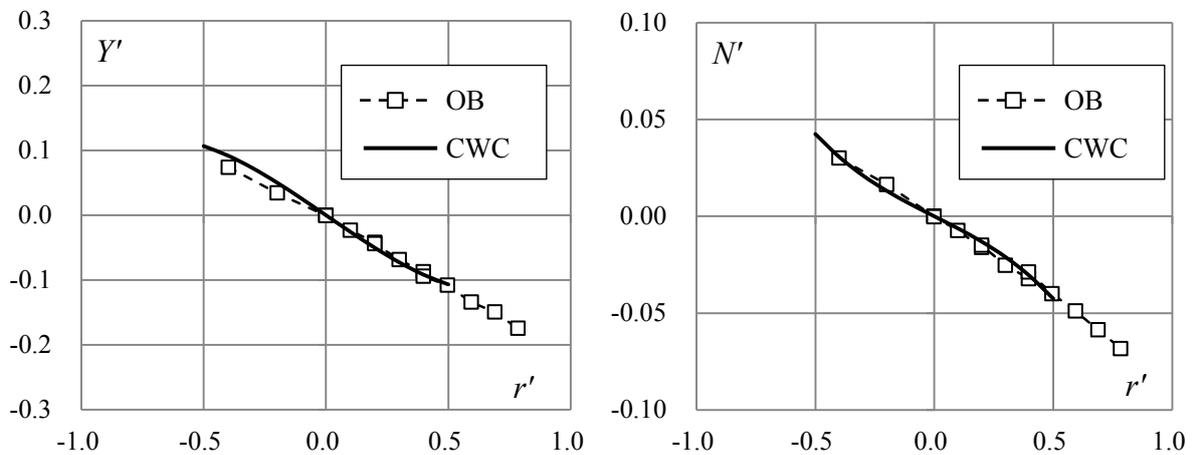


Fig.5-7 Comparison of the result of CMT and PMM test in CWC for SR221-B

5章で取り扱った PMM 試験の周波数依存性は野本や岡本等, 造船工学研究の先達が示唆し, 注意を促してきた問題である. 筆者は模型船寸法に対して, 水路幅が相対的に狭いという回流水槽での PMM 試験の場合, 周波数影響からの回避と同時に側壁影響も避けるための試験状態設定方法の提案を行った. その方法で

計画された Yawing 試験の結果は CMT で取得された結果と良く一致しており、提案の有効性が確認された。

4 章の結果と合わせると、回流水槽で小型模型船を用いた試験から、船の針路安定性を左右する流体力の調査が可能であることが明らかになった。

## 第6章 針路安定性の評価

### 6.1 針路安定判別の方法

船型開発の多くの時間は推進性能の改善に費やされていたし、これからもそうであろう。経済性の追求、他の造船メーカーより魅力的な船の提案が出来ることこそが船型設計の目指すゴールであることは皆が認めることと思われる。しかしその方向性のみで造船技術が地球環境に貢献するわけではなく、船を安全に運用させることも不可欠な役割である。EEDI<sup>20)</sup>を進める上で主機の最低出力レベルと航行安全の関係が求められ、それに応える研究<sup>33)</sup>がなされ、成果を出していることもその一例である。

個々の船型開発の現場においても、船舶が問題無く運用出来ることを特にその計画段階に推定する技術は重要である。針路安定性を推定する具体的手段は以下の通りである。

第一は模型船を用いた自由航走試験である。実船との寸法の違いから摩擦抵抗が相似では無く、プロペラ荷重度が異なる自航状態での試験となるという宿命はあるものの、流体力のモデル化等の段階を経ずに針路安定性の評価が出来ることには大きな利点がある。一方、ある程度の面積を有する外乱の無い試験水面が必要なこと、模型船の位置や船首方位を精度良く計測可能な装置が必要なこと等が実施の障害になる。

次が拘束模型試験で得られた船体や舵が持つ流体力特性を用いたシミュレーション計算による推定である。多元微分方程式で構成された船の操縦運動方程式をルンゲクッタ法<sup>34),35)</sup>やルンゲクッタギル法<sup>36)</sup>で解くことで時刻歴の操船運動を推定する手法である。我が国で開発されたMMG型モデルは運動方程式の中の流体力の表現方法として確立されており、安川<sup>37)</sup>や芳村<sup>38)</sup>等は更にそれにHeel影響を加えるなどの高度化を行っている。この方法には多くの項目の水槽試験の実施が求められる。

以上の2つの手段について水槽試験ではなく、CFD計算を用いる試みも近年では行われているが信頼出来る手段として確立されているわけではない。

船の持つ基本的な性質を見極める基準として針路安定指数  $C$  を用いる方法がある。船首方位が元の針路から若干のズレた際に作用する斜航流体力と、旋回を止める方向の横力の性質が数値化されたのが針路安定指数  $C$  である。Fig.6-1に針路安定船と針路不安定船の船体の横力の作用の仕方の違いを示す。何れの場合も斜航流体力  $Y_{(v)}$  と旋回に抗する流体力  $Y_{(r)}$  によってモーメントが作用する。そのモーメントの向きが元の針路から変針した方向と一致していれば、その船の

船首方位はますますその方向に変化する.  $Y_{(v)}$ と  $Y_{(r)}$ によるモーメントの向きが逆の場合は船首方位のズレは修正される極性となる. 前者が針路不安定な船の性質であり,後者が針路安定な船の性質である. 両者を分けるのは船に作用する力  $Y_{(v)}, Y_{(r)}$ の大小ではない. 2種類の横方向の力の作用点の位置関係によって針路の安定/不安定が決定される.

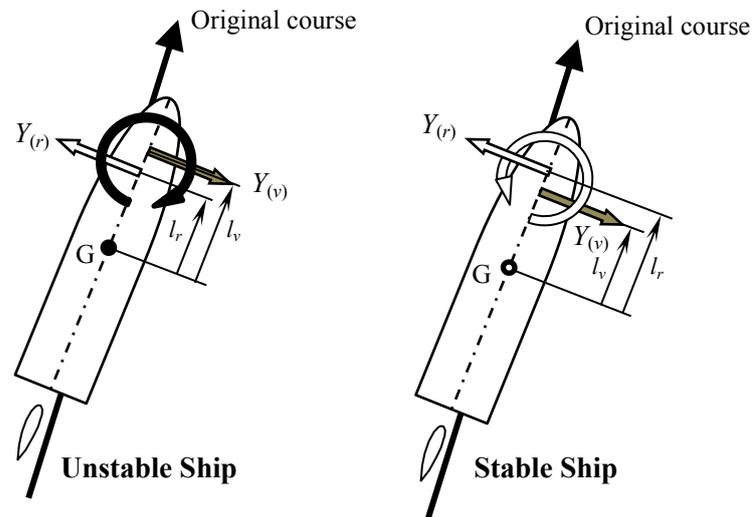


Fig.6-1 Stable and unstable ship

本研究では回流水槽で得られた試験結果から針路安定指数  $C$  を求める. 回流水槽での模型試験が船の操縦性能調査のみを目的として実施されることはまず無い. 多くの場合, 設計船速での馬力低下が主目的である. その上で計画された船の肥大度が高かったり, 同様の要目の実績船の操縦性能に問題があったりする場合, 抵抗・自航試験に使用された同じ模型で操縦性能試験が行われる. そのような場合, 比較的少ない試験で推定結果を出力することが求められる. その意味で針路安定性指数  $C$  を用い, 船体の基本的性質を示すことは有効である.

5章までに示した水槽試験では模型船の Midship を中心として船体に作用する力を計測した. 針路安定性に強い影響を持つ線型微係数  $Y'_v, N'_v, Y'_r, N'_r$  は安川の示す方法<sup>39)</sup>により 31)式を用いて重心ベースの微係数  $Y'_{Gv}, N'_{Gv}, Y'_{Gr}, N'_{Gr}$  に変換する.

$$\left. \begin{aligned} Y'_{Gv} &= Y'_v \\ N'_{Gv} &= N'_v - Y'_v x'_G \\ Y'_{Gr} - m'_x &= Y'_r - m'_x - Y'_v x'_G \\ N'_{Gr} &= N'_r - (N'_{Gv} + Y'_r - m'_x) x'_G \end{aligned} \right\} \quad 31)$$

ここで3章に示した7)式の第2式と第3式を重心ベースに変更して示す.

$$\left. \begin{aligned} -Y_E &= -m(\dot{v} + ur) - m_y \dot{v} + Y_{Gr} \dot{r} + Y_{Gv} v + Y_{Gvv} v^3 + (Y_{Gr} - m_x u) r \\ &\quad + Y_{Grr} r^3 + Y_{Gvr} v^2 r + Y_{Gvr} v r^2 + Y_{G(\delta)} \\ -N_E &= -(I_{zz} + J_{zz}) \dot{r} + N_{Gv} \dot{v} + N_{Gv} v + N_{Gvv} v^3 + N_{Gr} r + N_{Grr} r^3 \\ &\quad + N_{Gvr} v^2 r + N_{Gvr} v r^2 + N_{G(\delta)} \end{aligned} \right\} \quad 32)$$

Fig.6-1 に示した針路安定／不安定を分ける力学的メカニズムはごくわずかの横流れや旋回の発生に対応して働く流体力に依存する．そのため，32)式の右辺の項の中で横流れ速度と回頭角速度の線形項のみを残し，斜航流体力  $Y_{(v)}$  と旋回抵抗として作用する横力  $Y_{(r)}$ ，それらのモーメント成分  $N_{(v)}, N_{(r)}$  は無次元化して33)式で表せる．

$$\left. \begin{aligned} Y'_{(v)} &= Y'_{Gv} v' \\ Y'_{(r)} &= (Y'_{Gr} - m'_x - m'_y) r' \\ N'_{(v)} &= N'_{Gv} v' \\ N'_{(r)} &= N'_{Gr} r' \end{aligned} \right\} \quad 33)$$

33)式に示された  $N'_{(v)}, N'_{(r)}$  は  $Y'_{(v)}, Y'_{(r)}$  のモーメント成分であるので船体の重心からそれらの見かけ上の作用点までの距離  $l'_v, l'_r$  は次式で得られる．

$$\left. \begin{aligned} l'_v &= \frac{N'_{(v)}}{Y'_{(v)}} = \frac{N'_{Gv} v'}{Y'_{Gv} v'} = \frac{N'_{Gv}}{Y'_{Gv}} \\ l'_r &= \frac{N'_{(r)}}{Y'_{(r)}} = \frac{N'_{Gr} r'}{(Y'_{Gr} - m'_x - m'_y) r'} = \frac{N'_{Gr}}{Y'_{Gr} - m'_x - m'_y} \end{aligned} \right\} \quad 34)$$

次式のように  $l'_r$  と  $l'_v$  の差が針路安定指数  $C$  であり，正なら針路安定，負なら針路不安定と判別される．

$$\begin{aligned} C &= l'_r - l'_v \\ &= \frac{N'_{Gr}}{Y'_{Gr} - m'_x - m'_y} - \frac{N'_{Gv}}{Y'_{Gv}} \end{aligned} \quad 35)$$

Fig.6-2 に SR221/A 船型と B 船型について  $l'_v, l'_r, C$  の比較を行う．回流水槽での解析結果と併せて SR221 研究会<sup>23)</sup>で実施された  $L_{PP}=3.5\text{m}$  模型船の CMT データから解析された結果（図中“OB”と記す）を示した．

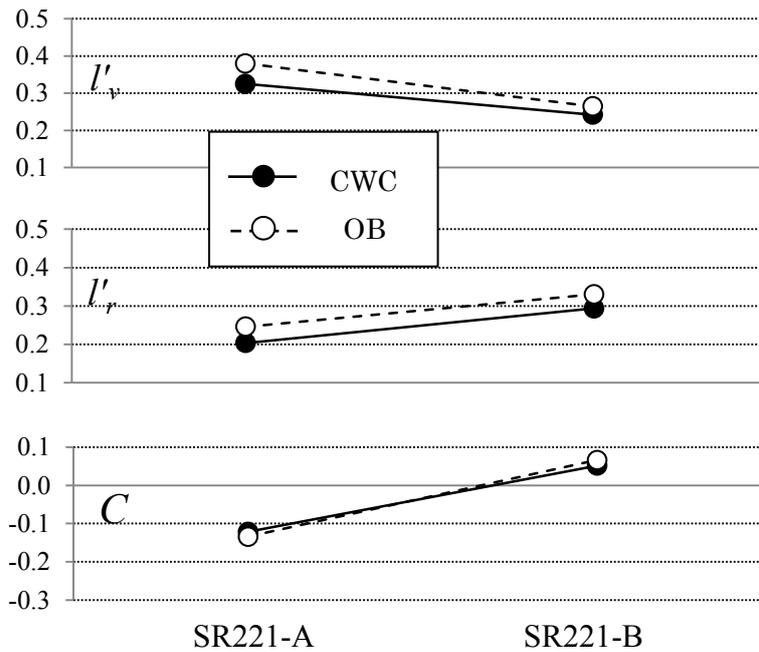


Fig.6-2 Comparison of the course stability between for SR221 -A ,B

斜航流体力の着力点位置  $l'_v$  については OB(Ocean Basin)での結果が回流水槽での結果よりもやや高めの値をとっている。旋回抵抗の横力の着力点位置  $l'_r$  については A 船型, B 船型共に回流水槽の方が高い。針路安定性指数  $C$  は  $l'_r$  と  $l'_v$  の差であるがそれぞれに認められた OB と回流水槽の差が相殺し, 近い結果となっている。

SR221-A 船型と B 船型は主要目がほとんど同じであるが船尾フレームラインの性格に違いがある。V 型フレームラインを有する A 船型は針路が不安定, U 型

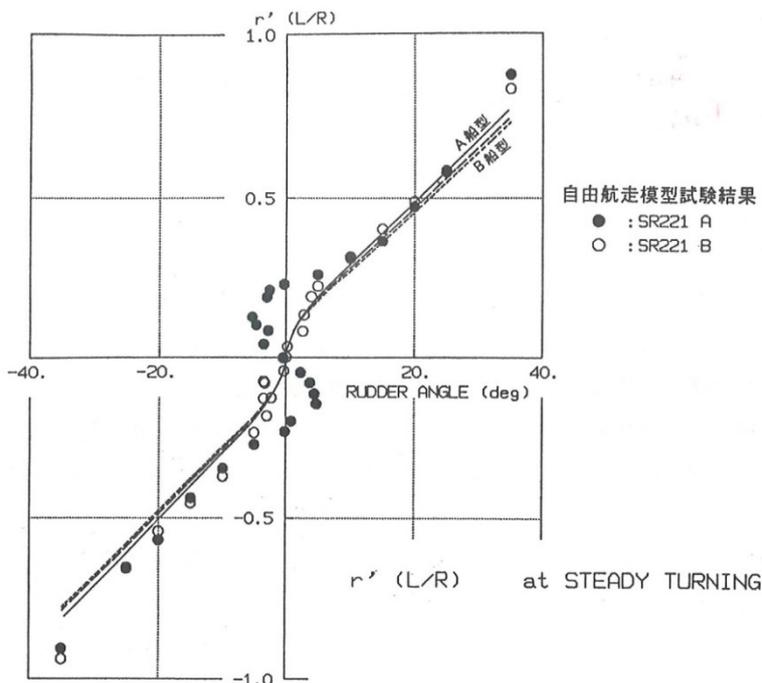


Fig.6-3 Result of free running test for SR221 A & B<sup>23)</sup>

フレームラインの B 船型は針路安定な性質であることが報告されている。Fig.6-3 に SR221 成果報告書<sup>23)</sup>に記載された自由航走模型を用いたスパイラル試験結果を引用する。横軸は舵角  $\delta$  であり, 縦軸は回頭角速度の無次元値  $r'$  である。A 船型の結果は回頭角速度が比較的小さい領域で実験点が S 字型に並んでおり, 不安定

ループを呈している。不安定ループ幅は 10deg 程度と読み取られる。この不安定ループ幅が大きいほど針路不安定の度合いは強い。

B 船型の結果には不安定ループは認められない。安定／不安定に分かれた両船型の性質は Fig.6-2 に示された針路不安定指数  $C$  の極性と符合する。 $C$  が負の値をとるのが A 船型であり、正の値をとるのが B 船型である。これらの結果は OB での  $L_{PP}=3.5\text{m}$  模型の CMT 結果と回流水槽での  $L_{PP}=2.0\text{m}$  模型の結果は同じである。

以上の結果から、回流水槽で  $L_{PP}=2.0\text{m}$  の小型模型船を用いた斜航試験と Yawing 試験から解析された主要微係数は船の針路安定性の判定に有効と考えられる。

## 6.2 舵効き性能の評価

前節で示した針路安定性指数  $C$  は舵に作用する流体力の作用を含んだものである。ある船を対象として舵面積を増すという改造を行ったとすると、舵に作用する横方向の流体力が増加するので斜航流体力の見かけ上の作用中心が船尾方向に移動する。また旋回抵抗の見かけ上の作用中心は船首方向に移動するため  $C$  は正方向に大きくなり、針路安定性が強くなる。このように舵の存在は船の針路安定化に重要な働きを持っている。プロペラで加速された流れの中にあるため強い流体力が作用することも舵による針路安定化効果を高めている。

同時に舵は操舵で任意の方向に任意の大きさの制御力を発生させるアクチュエータとしての役割を担っている。負の  $C$  を持つ針路不安定な船も不安定の度合いが低ければ適切な操舵によって針路を概ね真っ直ぐに保持することが可能である。その際、舵の性能が高ければ、より小さな舵角範囲内での操舵によって船の制御が可能になる。そこで、本節では船の舵効き要素を回流水槽で調査する方法について検討を行う。

舵効きを調べるため、4 隻の供試船型について舵角試験を実施した。舵角試験では模型船には直進状態が設定される。プロペラ回転数は舵への流入速度に影響を与えるため重要な設定項目である。複数種類の設定がなされるべきであるが、その中に実船の設計速力におけるプロペラ荷重度を想定した Ship Point を入れることは必須である。舵角を設定し、船体横方向に作用する力  $Y$ 、モーメント  $N$ 、プロペラスラスト  $T_P$ 、舵直圧力  $F_N$  を計測する。本研究で設定された舵角は 5deg ピッチで  $\pm 30\text{deg}$  の範囲であった。一部の舵角試験では発生する流体力の線形性が比較的強い条件とするために  $\pm 15\text{deg}$  の範囲を設定したが、必要な精度を確保するためには  $\pm 30\text{deg}$  程度の大きさまで取る方が良いようである。

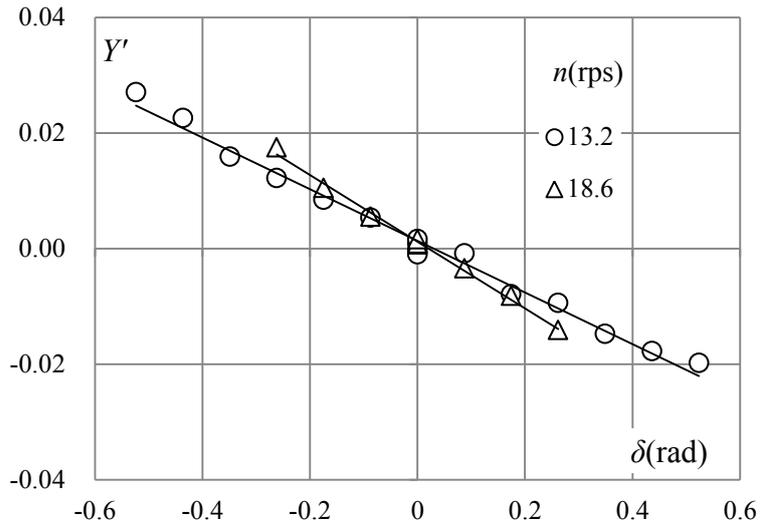


Fig.6-4 Result of rudder angle test  $Y'$  for S-Cb81

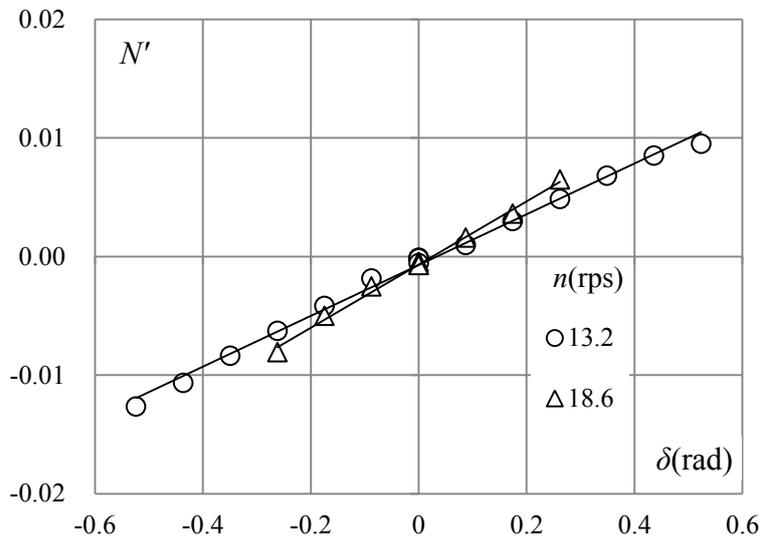


Fig.6-5 Result of rudder angle test  $N'$  for S-Cb81

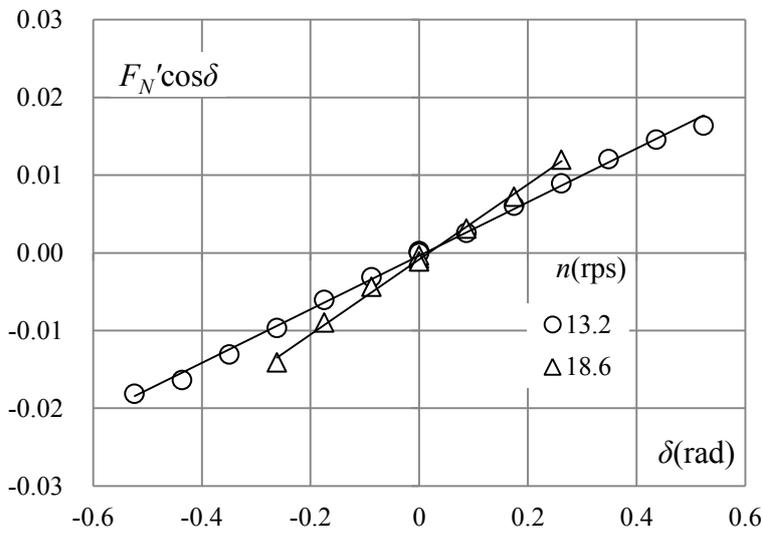


Fig.6-6 Result of rudder angle test  $F_N' \cos \delta$  for S-Cb81

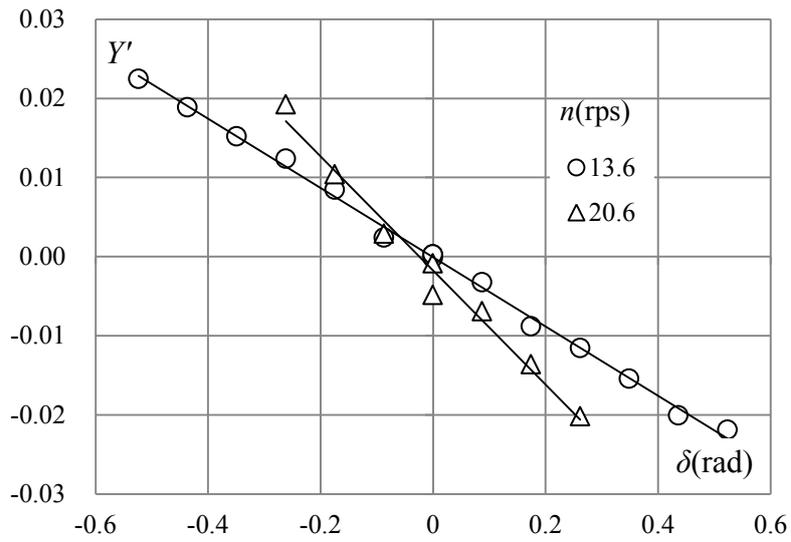


Fig.6-7 Result of rudder angle test  $Y'$  for S-Cb87

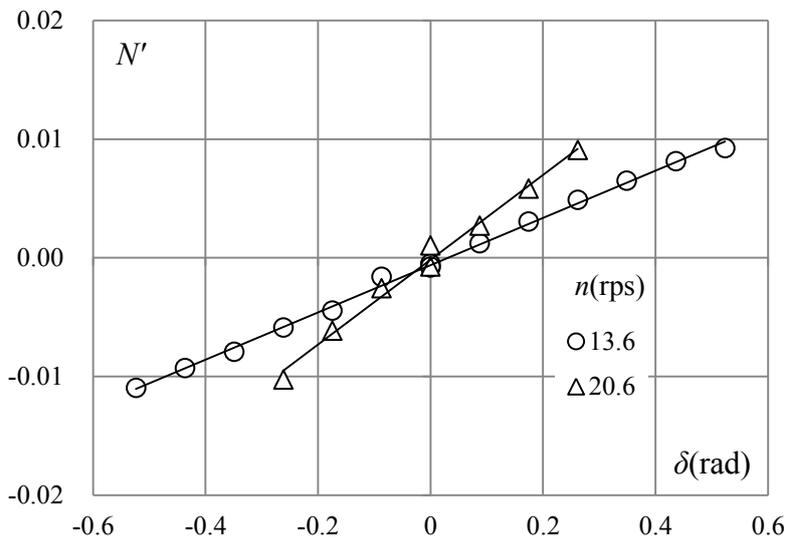


Fig.6-8 Result of rudder angle test  $N'$  for S-Cb87

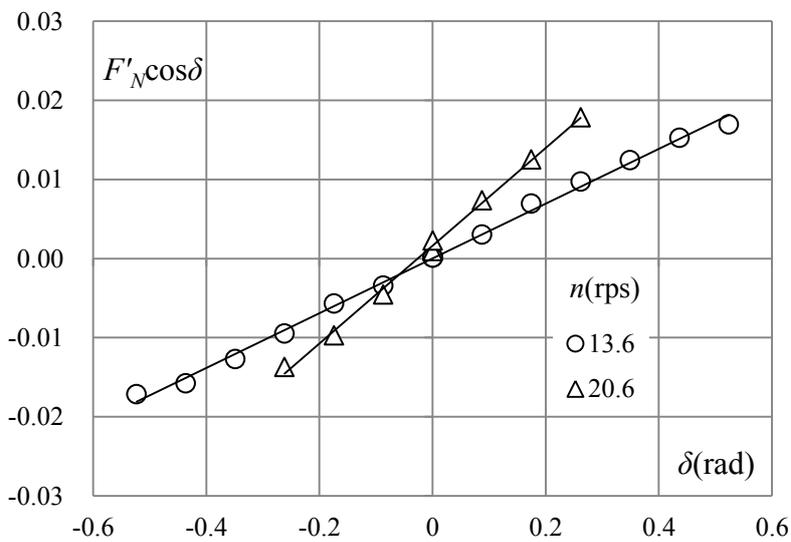


Fig.6-9 Result of rudder angle test  $F'_N \cos \delta$  for S-Cb87

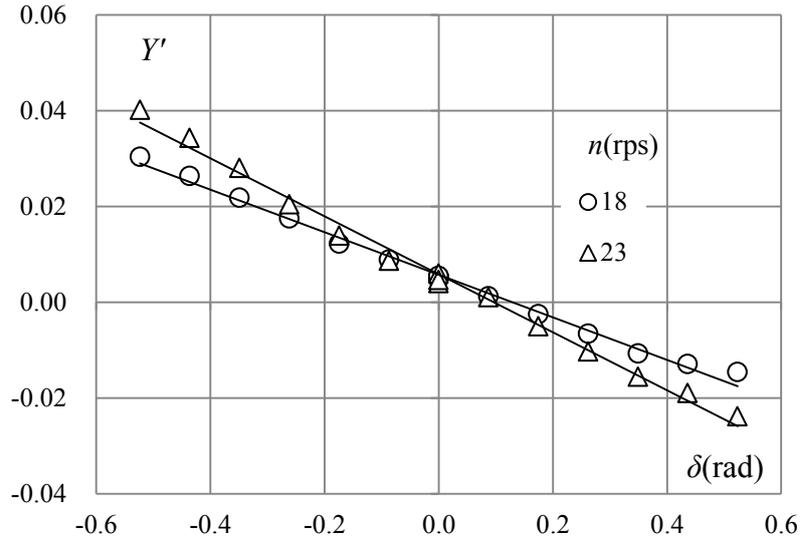


Fig.6-10 Result of rudder angle test  $Y'$  for SR221-A

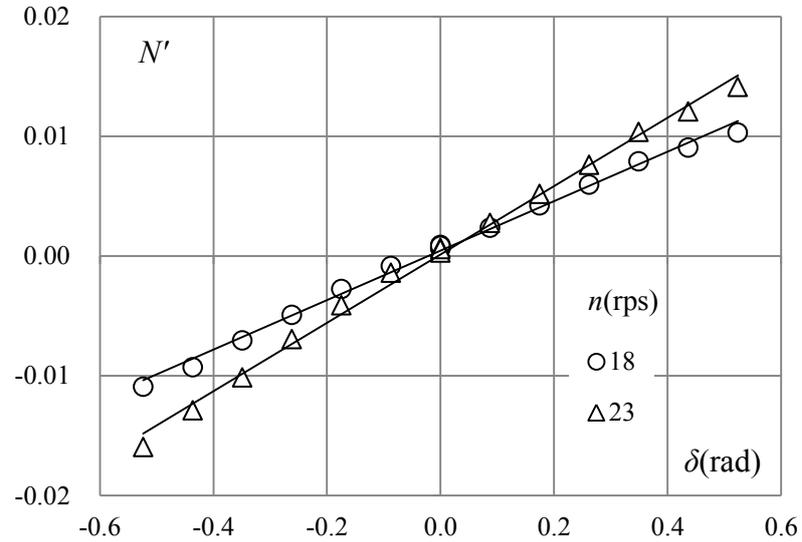


Fig.6-11 Result of rudder angle test  $N'$  for SR221-A

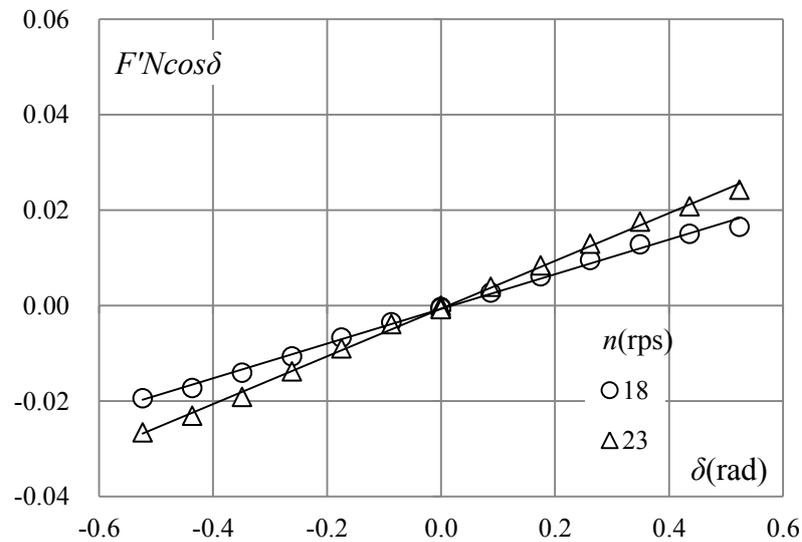


Fig.6-12 Result of rudder angle test  $F'N\cos\delta$  for SR221-A

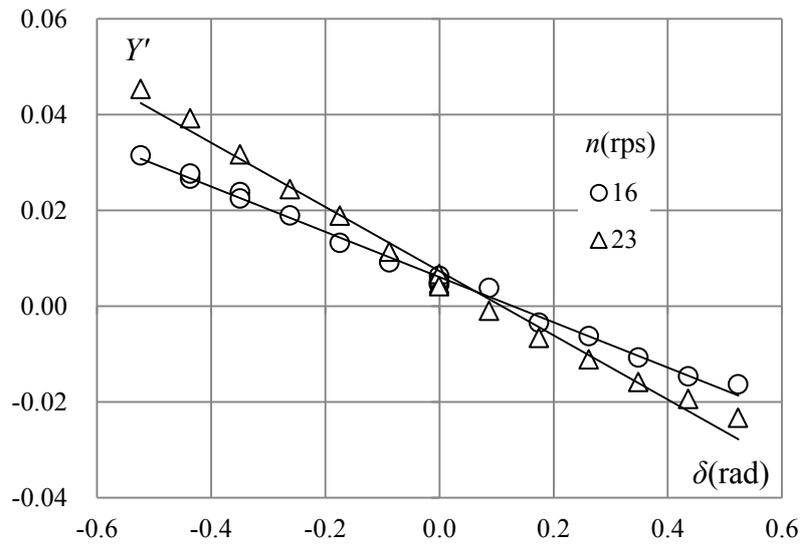


Fig.6-13 Result of rudder angle test  $Y'$  for SR221-B

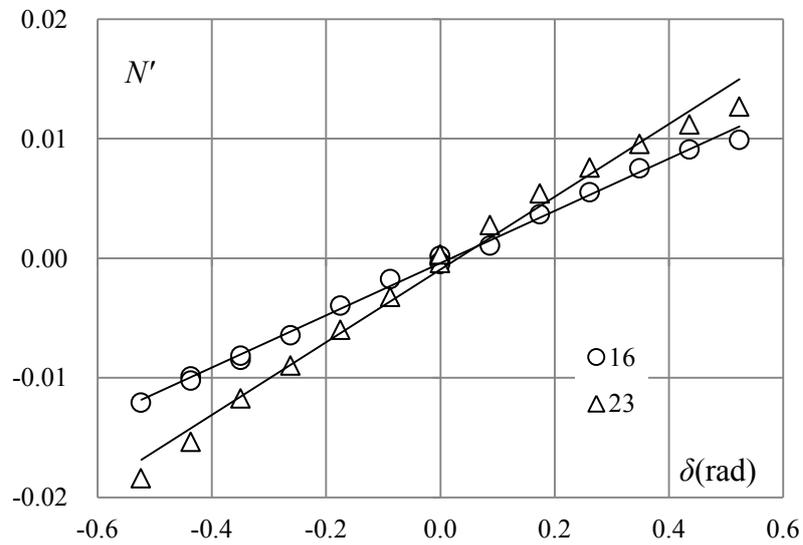


Fig.6-14 Result of rudder angle test  $N'$  for SR221-B

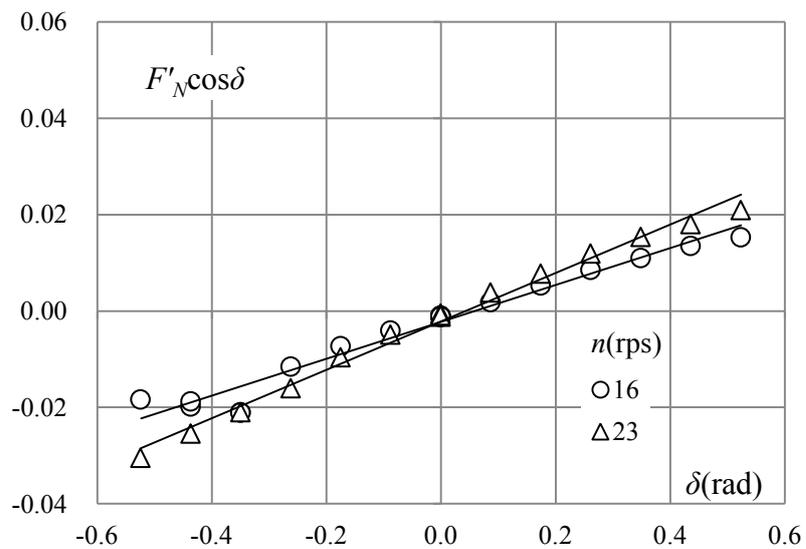


Fig.6-15 Result of rudder angle test  $F'_N \cos \delta$  for SR221-B

第 4 章では回流水槽での制限水路影響について議論し、船体に作用する流体力が側壁から受ける影響を抑えるための条件を得た。舵角試験の場合、船体の姿勢は直進であり、制限水路の影響は十分小さいと考えて良い。

舵角試験で得られた船体の横力  $Y$ 、モーメント  $N$ 、舵直圧力  $F_N$  は第 3 章で示した 2) 式の方法で無次元化されている。Figs.6-4~15 に  $L_{PP}=2.0\text{m}$  模型船を対象に回流水槽で実施された舵角試験の結果を示す。S-Cb81 と 87 についての流速  $U_{CWC}$  は  $0.629\text{m/s}$ 、SR221-A,B については  $0.613\text{m/s}$  であった。縦軸は船体の横力  $Y$ 、モーメント  $N$ 、舵直圧力  $F_N$  に  $\cos\delta$  を乗じた値のそれぞれ無次元値を示している。 $F_N$  に  $\cos\delta$  を乗じたのは舵に作用する力の船体横方向成分を評価するためである。いずれの項目も横軸にとった舵角  $\delta$  に応じて概ね線形に変化する性質が示されている。それぞれの舵角試験で 2 通りのプロペラ回転数  $n$  が設定されている。プロペラ回転数が高い設定の方が舵位置により高い流速が流入するため、同じ舵でも翼として舵に作用する揚力が大きくなり、 $Y', N', F_N' \cos\delta$  共に大きな値を示す。Figs.6-4~15 のデータについてプロペラ回転数ごとに実験点を線形近似し、その傾斜を求めた。 $Y'$  の傾斜は  $Y'_\delta$ 、 $N'$  の傾斜は  $N'_\delta$ 、 $F_N' \cos\delta$  の傾斜は  $dF_N' \cos\delta / d\delta$  と定義される。

微係数  $Y'_\delta, N'_\delta$  について回流水槽における舵角試験結果と曳航水槽、角水槽での結果と比較してみる。 $Y'_\delta, N'_\delta$  は舵-船体間の干渉影響も含んだ結果として操舵によって船体に作用する制御力の船体横方向成分とモーメントであるため、舵効きを評価するために有効である。しかし、模型寸法やプロペラ回転数が異なる模型実験の間で  $Y'_\delta, N'_\delta$  を比較するためには、模型舵への流入速度が相似でなくてはならない。足立験等は自航試験結果をプロペラ荷重度  $C_T$  でまとめることを提案<sup>40)</sup>している。そこで Fig.6-16 以降の図の横軸には  $C_T$  を用いた。 $C_T$  は次式で定義される。ただし、 $A_P$  はプロペラディスクの面積である。

$$C_T = \frac{T_P}{\frac{\rho}{2} A_P U^2_{CWC}}$$

$L_{PP}=2.0\text{m}$  程度の小型模型船を用いた船型開発ではマリナー舵のホーン部を舵と一体化させる設定が行われることが多い。舵本体とホーン部に間隙を設定して舵力の計測を可能とし、尚且つ圧力漏れを無視出来る程度に抑えることは高精度の機械加工を用いた模型製作によって可能と思われるが、回流水槽での船型開発に求められる経済性と短期間での模型製作の支障になる。本研究に供された模型についてもホーン部が一体化した舵が設定されている。(Photos.1~6 参

照) 本論文ではこのタイプを「Trapezoid 舵」と呼ぶ。Trapezoid 舵の可動部は Mariner 舵に比べ、一体化されたホーン部の分だけ面積が大きいため、作用する舵直圧力には差が生じる。福井<sup>41)</sup>はホーンが設定された舵と Trapezoid 舵を装着した船体について CFD 解析を比較し、ホーン部の設定によって船体に作用する干渉影響に違いが出ることもであると指摘している。本研究では流場に違いがあることを踏まえた上で、干渉影響も含んだ舵効きの評価に有効である  $Y'_\delta, N'_\delta$  について Mariner 舵と Trapezoid 舵の比較を試みた。

Figs.6-16~19 には S-Cb81,87 の  $Y'_\delta, N'_\delta$  が示されている。Trapezoid 舵の設定の  $L_{PP}=2.0\text{m}$  の模型船に関する回流水槽と曳航水槽の結果と Mariner 舵が設定された  $L_{PP}=2.9091\text{m}$  の模型船に関する曳航水槽での試験結果を比較した。○で示された回流水槽の結果と●で示された曳航水槽の結果は何れの図でもほぼ一致している。また、それらは△でプロットされた Mariner 舵の結果に近い値をとっている。Trapezoid 舵の可動部の面積は Mariner 舵より 2 割程度大きい  $Y'_\delta, N'_\delta$  に関しては両者にそれほどの差はない。この原因の一つは Mariner 舵の操舵の際に固定部であるホーンにも舵本体と同じ向きに揚力が作用しているためと考えられる。

Figs.6-20~23 に SR221-A,B の結果を示す。図中には○で示した Trapezoid 舵が設定された  $L_{PP}=2.0\text{m}$  模型での結果と比較して角水槽における Mariner 舵が設定された  $L_{PP}=3.5\text{m}$  模型の結果が示されている。Mariner 舵と Trapezoid 舵とで両者が一致しているとは言い難いが、差は Fig.6-22 にみられる 10%程度である。

以上の結果は微係数  $Y'_\delta, N'_\delta$  を用いることで Trapezoid 舵が設定された模型船を用いた水槽試験結果から Mariner 舵での舵効き性能を推定する可能性を示している。

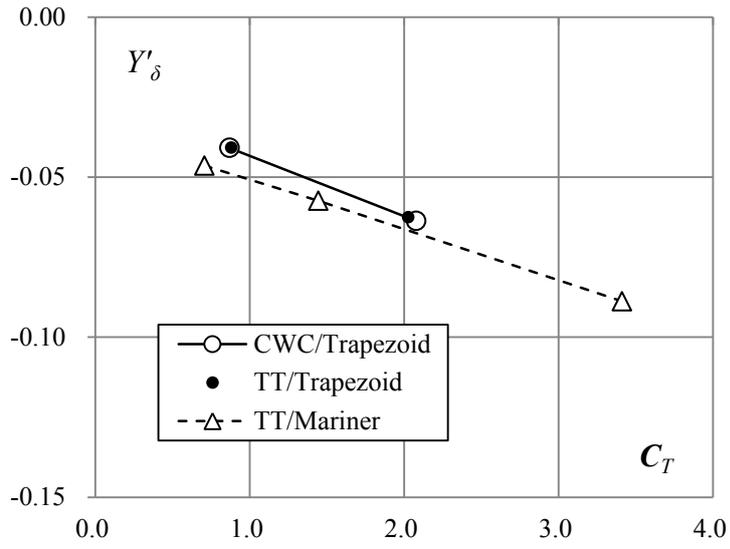


Fig.6-16 Comparison of  $Y'_\delta$  versus  $C_T$  for S-Cb81

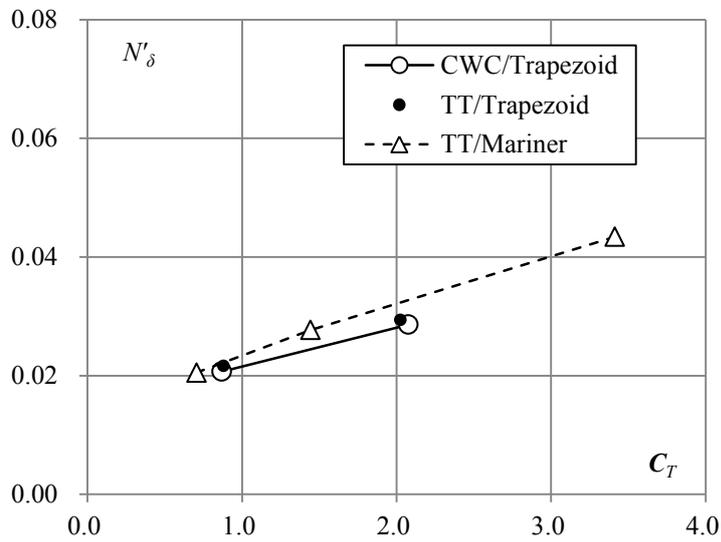


Fig.6-17 Comparison of  $N'_\delta$  versus  $C_T$  for S-Cb81

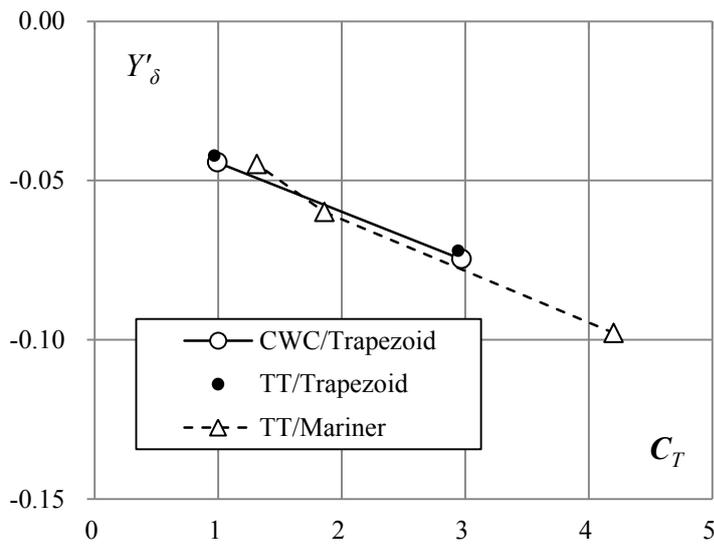


Fig.6-18 Comparison of  $Y'_\delta$  versus  $C_T$  for S-Cb87

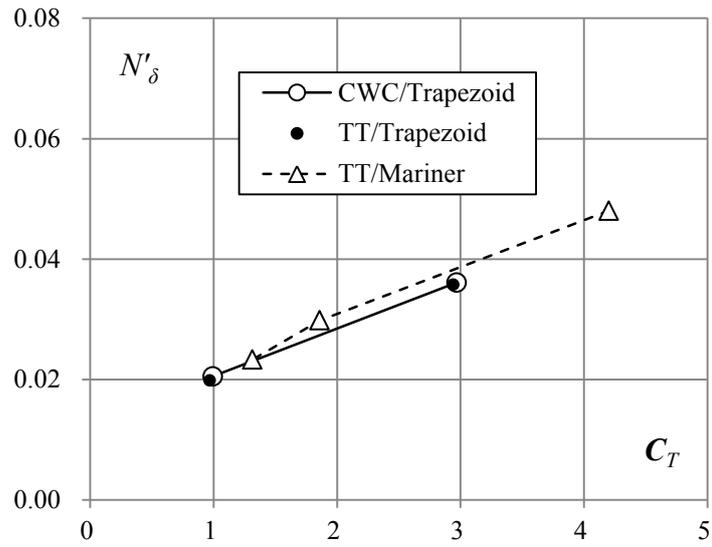


Fig.6-19 Comparison of  $N'_\delta$  versus  $C_T$  for S-Cb87

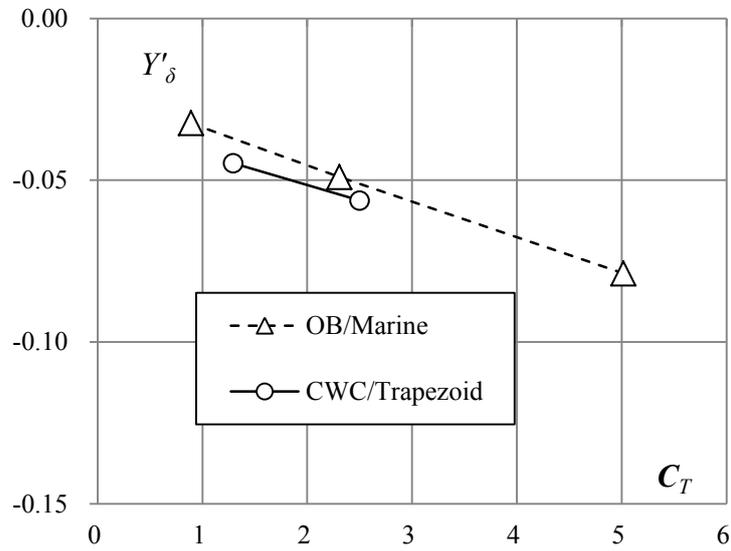


Fig.6-20 Comparison of  $Y'_\delta$  versus  $C_T$  for SR221-A

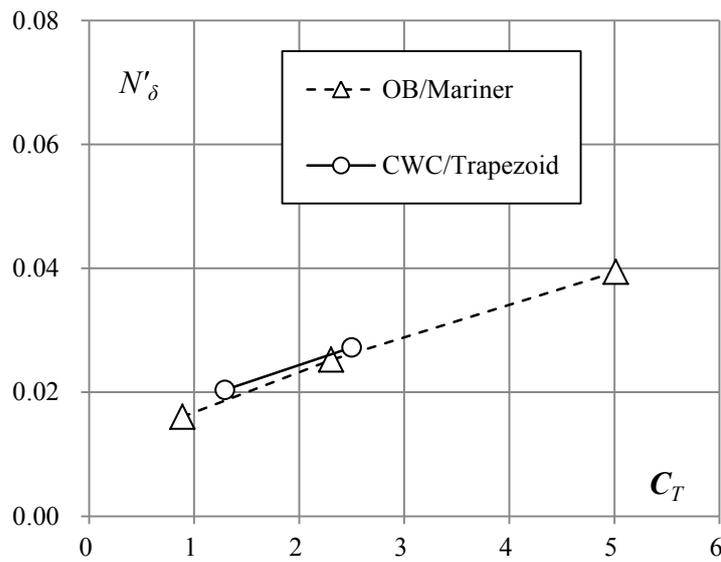


Fig.6-21 Comparison of  $N'_\delta$  versus  $C_T$  for SR221-A

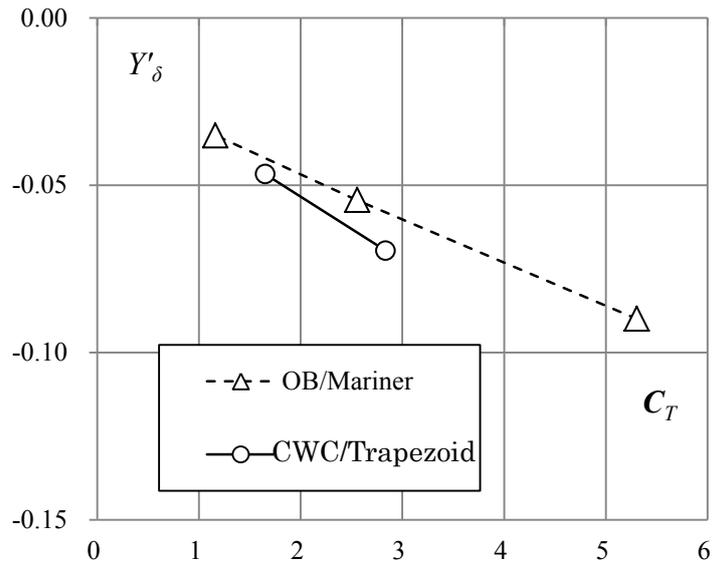


Fig.6-22 Comparison of  $Y'_\delta$  versus  $C_T$  for SR221-B

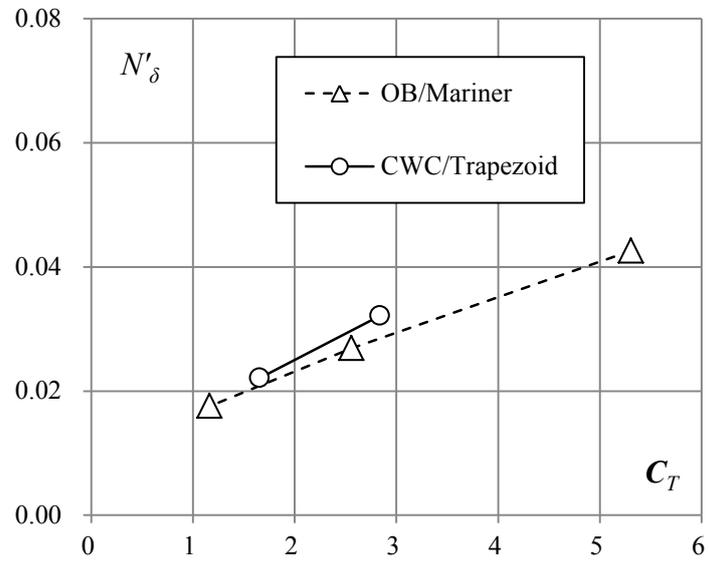


Fig.6-23 Comparison of  $N'_\delta$  versus  $C_T$  for SR221-B

### 6.3 船型開発における針路安定性能評価

第 5 章までの検討得られた舵付き船体の持つ針路安定性の調査方法と前節で得られた舵効き性能の調査方法を用い、回流水槽での操縦性試験から船の針路安定性能の評価について議論する。

本研究では 4 隻の肥大船を供試船型として用いた。それらのうち、SR221A 船型と B 船型は SR221 研究会報告書<sup>23)</sup>を参照することにより、針路安定性の情報が既に得られている。また、本論文の 6.1 で示したように回流水槽での試験結果から針路安定性が推定され、それは SR 研究会の結果と符合していた。

残りの 2 隻の供試船についても本論文の中で幾度も引用したように  $L_{PP}$  が 2.9091m の模型船での比較的詳細な調査が行われている<sup>22)</sup>。しかし本節では便宜的に S-Cb81 と S-Cb87 船型については針路安定性を推定する必要があるという局面を想定する。その目的をもって  $L_{PP}=2.0\text{m}$  の小型模型船についての回流水槽での操縦性能試験を計画・実施し、針路安定性を推定する手順について述べる。

#### 第 1 段階 —— 計画

方形係数が 0.81, 0.87 と、いずれも 0.8 を超えて肥大度が高い S-Cb81 と S-Cb87 の 2 船型の針路安定性を推定する必要があると想定する。まず、図面上で両船型のフレームラインに注目し、船尾における異常流体力発生の可能性を検討する。肥大度が高いために異常流体力発生危険が大きい S-Cb87 の船体後半部のボディプランと船尾プロファイルを示す Fig.6-24 に示す。図中には船底側から

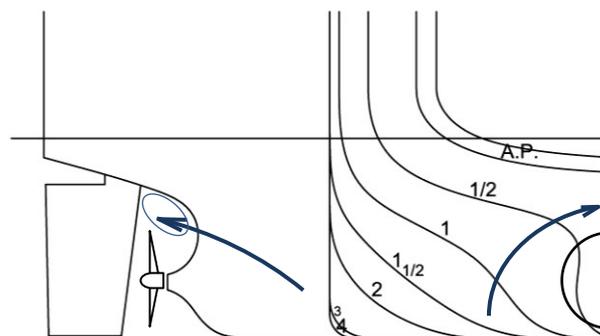


Fig.6-24 Estimation of the stream line on the body plan for S-Cb87

プロペラの上面に回り込む流れの主流を表す曲線の矢印が描いた。この曲線に沿う部分の、特に Sq.St.1.1/2 から 1/2 のフレームラインの間隔に注目する。前後のフレームライン間隔の変化が急であれば、そこで流れの剥離が発生しプロペラ上面、特にティップ近傍へのスムーズな流れが阻害される。その結果、Fig.6-24

のプロファイルに楕円形で示した領域で船体を横切る 2 次流れが強くなる。前方からのスムーズな流れが弱いために 2 次流れは不安定であり、船体の運動や外乱によって向きが逆転する場合もある。そのため船体や舵に作用する力が一定せず、操船に支障を来す。これが船尾異常流体力発生に起因する針路不安定である<sup>42)</sup>。異常流体力は模型船で発生したとしても実船では確認されないことがあるなど寸法影響が比較的強い現象であると言われている。しかし、方形係数が 0.85 を超える超肥大船を設計する際は船尾フレームラインの決定に十分な注意が必要である。異常現象が発生する模型船について PMM 試験を行うと正弦関数状の運動変化に対応して周期的に船尾周囲の流れ場が変化し、フーリエ解析で得られた結果が必ずしも対象船の流体特性を表現しない可能性もある。従って、操縦性能検討の計画段階において図面上、または模型船の船尾部の Fig.6-28 の矢印に沿って手でなぞった場合に流れの剥離を予想されるような不連続性を感じた場合、異常現象の発生が危惧されるべきである。その場合は小瀬等が参考文献<sup>42)</sup>で示したスケッグやプロペラ面への流れを導くためのフィンなどの付加物の設定が議論されるべきである。ただし、その際のフィンは推進性能の悪化が顕著になる程の寸法でないと異常現象に対する効果が生まれないケースもあり、実現の判断が難しい。ここに記したのはあくまで船体形状が決定された後にとれる改造としての対策である。

以上の観点で S-Cb87 の船尾形状に検討を加える。フレームラインの間隔には大きな問題は無く、異常現象発生の可能性は低いと予想される。むしろスムーズな船尾流れが保てる限界近くまで前後の排水量分布が調整されて得られた船型であることがうかがえる。

船体図面のチェックの次は、2 つの船の針路安定性判定の手順を立案する。両船型については既に推進性能の調査のために  $L_{PP}=2.0\text{m}$  の模型船と模型舵が製作され、抵抗・自航試験に供されているとする。それらの模型を用い、回流水槽で Table 6-1 に示した試験を実施する。ただし、観測部寸法の幅が 2.0m で模型船の  $L_{PP}$  と同じ、水深は 1.0m の回流水槽を想定する。

既に自航試験が実施済みであれば、一定の流速とプロペラ回転数が設定された状態での抵抗値  $X$ 、プロペラスラスト  $T_p$ 、プロペラトルク  $Q_p$  の時系列データの安定度合いを確認し、2 船型について異常現象発生の可能性が低いことを確認しておく。

異常流体力発生に関する検討の次に回流水槽での試験項目の決定を行う。試験計画は本研究で得られた基準に沿って作成される。Table 6-1 に試験計画表の一例を示す。

Table 6-1 Experimental menu for the criterion of the course stability for ship

| Test Items          | Condition  |
|---------------------|--|
| Oblique Towing Test | $U_{CWC}$ : scale down flow speed with same Froude number as design speed of actual ship<br>Drift angle $\beta$ : 0, $\pm 2.5$ , $\pm 5.0$ , $\pm 7.5$ , $\pm 10.0$ , $\pm 12.5$ , $\pm 15.0$ , $\pm 20$ deg<br>Propeller load condition: ship point |
| Yawing Test         | $U_{CWC}$ : same to Oblique Towing Test<br>Motion period $T$ : 14.0sec<br>Yawing rate coefficient $r'_\theta$ : 0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5<br>Propeller load condition: ship point  |
| Rudder Angle Test   | $U_{CWC}$ : same to Oblique Towing Test<br>Drift angle $\beta$ : 0deg<br>Propeller load condition: ship point and model point<br>Rudder angle $\delta$ : 0, $\pm 5.0$ , $\pm 10.0$ , $\pm 15.0$ , $\pm 20.0$ , $\pm 25.0$ , $\pm 30.0$ deg           |

## 第2段階——水槽試験

試験開始前には水槽観測部の中央線と船体の中央線が一致していることを確認する。また、流速の設定後は観測部の定在波に注目し、最も水面が平滑になるように微給排水調整を行う。水量調整後は必ず模型船を拘束しているパンタグラフのアーム角度に注目し、それが水平になるようにPMMのロッド高さを調整する。以下に参考のために筆者が行っている手順を示す。試験時間の短縮のために行われる、比較的簡易な方法である。

最初にプロペラ荷重度設定のための試験を行う。プロペラ回転数を調整し、プロペラスラスト  $T_p$  が 0 となる状態を設定する。その際に船体前後の力  $X$  を計測する。次に複数種類のプロペラ回転数  $n$  を設定し、荷重度変更法によるデータを取得する。それらの解析と  $\Delta Cf$  から Ship Point のためのプロペラ回転数を同定する。

それ以降、Table 6-1 に示す試験を実施する。筆者の経験では 3 時間程度を要する。斜航試験と舵角試験では時間平均されたデータのみではなく、時系列データの変動の有無に注意し、船尾周りに不安定な流れがないことを確認する。そのため、試験システムには計測データをリアルタイムに見る機能を持たせる必要がある。ちなみに異常現象の確認に最も有効なのは舵直圧力  $F_N$  の時系列データである。

### 第3段階——解析

計測データの0点処理，物理量への変換を行い，解析を行う．主に最小二乗法を用い，主な結果として各試験から以下の情報を得る．

Table 6-2 Derivatives and coefficients to be acquired by experiments

| Test Items          | Derivatives and coefficients        |
|---------------------|-------------------------------------|
| Oblique Towing Test | $Y'_v, N'_v, Y'_{vv}, N'_{vv}$      |
| Yawing Test         | $Y'_r-m'_x, N'_r, Y'_{rr}, N'_{rr}$ |
| Rudder Angle Test   | $Y'_\delta, N'_\delta$              |

Yawing 試験のフーリエ解析で船体の前後方向の付加質量  $m'_x$  が  $Y'_r$  に加わったものとして結果が得られるが，針路安定判別式に入力する場合も同じ項に含まれるため，解析で両者を分ける必要は無い．

### 第4段階——針路安定性評価

Table 6-3 に評価の対象となる S-Cb81 と S-Cb87 の主要微係数を示す．船の質量の無次元値  $m'$  を除く値は全て回流水槽の斜航試験，PMM による Yawing 試験で得られたものであり，6.1 で示した手法で重心ベースの微係数に変換されている．

Table 6-3 Derivatives and course keeping criterion for S-Cb81 & S-Cb87

| Model          | S-Cb81   | S-Cb87   |
|----------------|----------|----------|
| $Y'_{Gv}$      | -0.3517  | -0.3286  |
| $N'_{Gv}$      | -0.1055  | -0.1101  |
| $l'_v$         | 0.3000   | 0.3351   |
| $m'$           | 0.2940   | 0.3160   |
| $Y'_{Gr}-m'_x$ | 0.07005  | 0.3965   |
| $N'_{Gr}$      | -0.05748 | -0.05003 |
| $l'_v$         | 0.2566   | 0.1811   |
| $C$            | -0.043   | -0.1541  |

Fig.6-25 に S-Cb81 と S-Cb87 に関する針路安定指数等のデータを比較する。

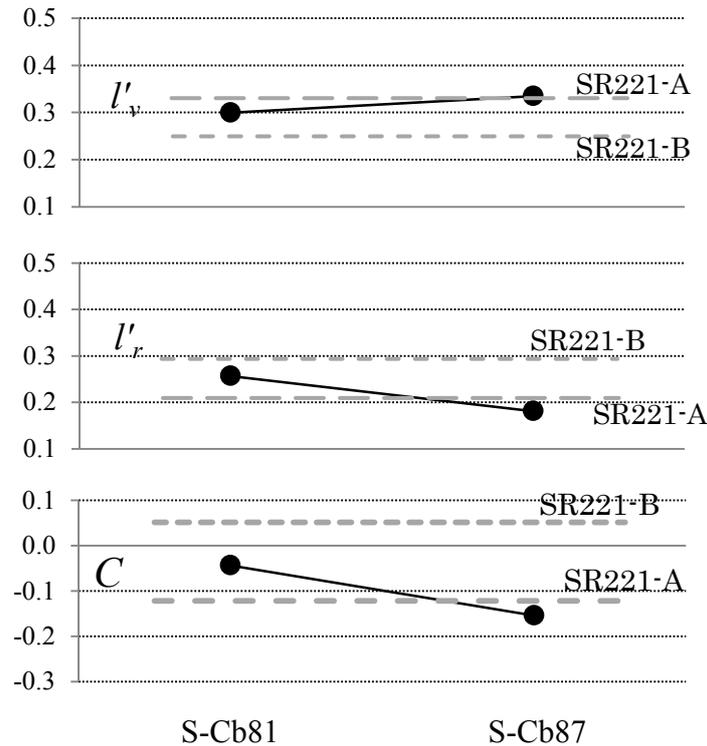


Fig.6-25 Investigation of the course stability criterion for S-Cb81 & S-Cb87

Fig.6-25 に基づき, S-Cb81 と S-Cb87 の 2 隻の針路安定性の評価を試みる. 2 船型の結果を比較すると斜航流体力の着力点位置  $l'_v$  は肥大度の高い S-Cb87 の値が大きい. 旋回抵抗の横力成分の着力点位置  $l'_r$  については S-Cb87 の方が小さい. その結果, 針路安定指数  $C$  で比較すると S-Cb87 の値が負側に低く位置している. S-Cb81 の  $C$  は 0 レベルに近くはあるが負側である. Fig.6-29 には針路安定性が既知の船として SR221 A 船型と B 船型の結果も線で示した. それらの結果との比較によって S-Cb81,87 の針路安定性の評価を試みると次のようになる. S-Cb81 の針路安定性は SR221 B 船型より劣るが A 船型より優れている. S-Cb87 の針路安定性は SR221 A 船型と同等かやや不安定である.

### 第 5 段階——舵効き性能の比較

次に舵角試験から調査された  $Y'_\delta, N'_\delta$  を Table 6-4 に示す. 全て Ship Point の状態で計測されたものである. 微係数  $Y'_\delta, N'_\delta$  が大であれば, 舵による制御力が強いことを意味しており, 針路の不安定さを制御するための操舵量が少なくて済む. 特に船体に作用するモーメントの係数  $N'_\delta$  に注目すると S-Cb81, S-Cb87, SR221-A の 3 船型は同程度の値をとっているが SR221-B はそれらに比べ 1 割程

度高い。しかし、舵効きは船体に作用する操縦流体力とのバランスで決まるものであり、異なる船型の異なるプロペラ荷重度で微係数  $N'_\delta$  の大小でのみでの評価は難しい。例えば、針路安定性の改善を目的として舵の変更を計画し、その効果を水槽試験で確認する場合等に有効であると考えられる。異なる舵での舵角試験を実施し、同じプロペラ荷重度における  $Y'_\delta, N'_\delta$  の比較により舵効き性能の改善効果が確認出来る。

Table 6-4 Result of rudder angle test for 4 models

|             | S-Cb81  | S-Cb87  | SR221-A  | SR221-B |
|-------------|---------|---------|----------|---------|
| $Y'_\delta$ | -0.0409 | -0.0443 | -0.04474 | -0.0467 |
| $N'_\delta$ | 0.0207  | 0.0205  | 0.0204   | 0.0221  |

本章では回流水槽で取得された試験結果を用い、船の針路安定性の推定法の有効性を確認することが出来た。

## 第7章 結言

本研究では小型模型船を用いた回流水槽での操縦性能試験に基づく針路安定性評価の可能性を模索した。しかし、針路安定性に関する試験を行う前に回流水槽に特有の諸問題を明らかにする必要があることが試験結果に対する信頼が薄かった原因の一つであるとの見地から研究を行った。

船型開発用回流水槽の構造と流れの精度を確保するための機構を第3章で示した。また、研究に用いたPMMについても述べ、PMMによる回流水槽でのYawing試験の解析式を示した。回流水槽での拘束操縦性試験では模型船の対地運動と対水運動とが異なることを考慮した解析を行うことの重要性を示した。

第4章で回流水槽の制限水路影響の調査結果を示した。過去の知見をもとに水深1.0m程度の観測部を持つ回流水槽で $L_{PP}=2.0\text{m}$ 程度の模型船を実験に供する場合には浅水影響は考慮する必要は無いことを確認した上で幅の異なる水路で斜航する船体についてのCFD結果から、許容される斜航角の大きさを調査した。また、斜航する船体を側壁に近づけた状態での流体现象をCFD計算と水槽試験の両方で調査し、流体力の変化から側壁と船体との許容接近距離の基準を示した。その基準に沿って計測された回流水槽での斜航試験結果は曳航水槽での結果と良く一致しており、基準の有効性が確認された。

第5章ではPMMを用いた強制動揺試験の場合、運動周波数の依存性により、取得される結果に誤差が含まれることに注目し、多くのケースについて実施された設定周期の異なるYawing試験の結果を示した。それらの解析から、Yawing試験結果に及ぼす、周波数依存性と側壁影響を調査した。短い周期の設定では周波数依存性による非線形性が強くなる。長い周期を設定すれば周波数影響からは逃れられるが、大きな回頭角速度までの情報を得ようとした場合、船体の横方向への運動振幅が大きくなり、側壁影響が顕著に現れる。本研究ではそれらを総合的に評価し、回流水槽におけるYawing試験で推奨される設定の目安となる図表を提案した。それに沿って計画されたYawing試験で得られた結果は曳航水槽や角水槽での試験結果と良く一致した。第4章と第5章ではそれぞれで回流水槽の問題点の調査、その問題を避けるための試験方法の提案を行い、それに従って得られた結果の妥当性を示した。それらは模型船長さと同等の観測部幅寸法を持つ回流水槽の組み合わせを対象として研究されたが、試験状態の設定に用いる基準を無次元値で示すことで、その組み合わせ以外の条件にも適

用可能なものとした。第 5 章までで、一定の基準に沿って実施された回流水槽での模型試験が操縦流体力の調査に有効であるという結果を得た。

第 6 章は本論文のテーマである回流水槽での船の針路安定性の調査について述べた。まず、4 隻の供試船型の中の 2 隻について回流水槽での試験で得られた主要微係数から斜航流体力と旋回抵抗の横方向成分の見かけ上の着力点位置の関係から針路安定指数  $C$  を求め、同じ船型に関する角水槽での CMT 結果と比較して妥当性を確認した。残る 2 隻の供試船型については回流水槽での試験結果から得られた針路安定性能と前の 2 隻の結果とを比較し、信頼精度の高い推定結果を得る手順を示した。また第 6 章では舵効き性能を回流水槽で調査する方法についても言及した。模型船が小型であるゆえにホーン部が一体として設定されている Trapezoid 舵を用いた舵角試験で、本来の Mariner 舵が設定された船体に誘起される操舵による制御力の推定が可能であることを示した。

船型開発用回流水槽には高い流れの精度や水面の平滑度が要求される。我が国では船型開発用回流水槽が独自の発達を遂げ、より高度化しようとしている。その回流水槽で信頼性の高い結果を得るためには正しい利用方法の研究が不可欠である。本研究は船の操縦性の大きな問題である、針路安定性能調査のための回流水槽での試験方法を対象に行われた。研究は更に前進させる余地を残している。回流水槽での模型試験から操縦性能に関するより詳細な情報を得るための研究は優れた船型の低コストでの開発に役立つと考える。その成果を今後高度化するであろう回流水槽の技術と共に世界に発信することが筆者の今後の役割である。

## 謝 辞

本研究を遂行するに当たり、多大なる御指導・御教示を頂いた広島大学大学院工学研究科輸送・環境システム専攻教授安川宏紀先生に深く感謝申し上げます。論文としてまとめることを提案下さったのも安川先生でした。同専攻助教授佐野将昭先生から頂いたご助言と CFD 計算のご協力も本研究に不可欠でした。

東広島地区への大学移転から間もない 1982 年、現在広島大学名誉教授の小瀬邦治先生から PMM 試験をご指導頂いたのが本研究の出発点です。小瀬先生には心より御礼申し上げます。本研究のキーワードの一つは「回流水槽」であり、私に回流水槽の心を伝えて下さった(株)西日本流体技研の故小倉理一会長にも深く感謝しております。回流水槽についての第 2 の師である水産工学研究所の川島敏彦博士にも御礼申し上げます。川島博士が会長である回流水槽研究会会員の方々からの研究に対するご助言を頂きました。ここに感謝申し上げます。研究に行き詰ったとき、幾度も(株)西日本流体技研松井志郎顧問のドアを叩きました。不肖の後輩の愚問に丁寧に返答頂いたことに御礼申し上げます。

曳航水槽での CMT では広島大学大学院工学研究科輸送・環境システム専攻助教授平田法隆先生、技術職員土橋氏にご協力頂きました。広島大学安川研の 2014 年時の 4 年生諸君は実験補助の“シフト”を組んでくれました。ここで御礼申し上げます。

ゆっくりとしか進まない本研究を松井顧問と同様に暖かく見守って下さったのが(株)西日本流体技研代表取締役石井正剛社長でした。主に回流水槽での推進性能試験に関して議論に応じて下さった(株)西日本流体技研西本仁専務取締役にも感謝申し上げます。回流水槽の技術に関しての(株)西日本流体技研・研究開発部恋塚初氏との議論も本研究に重要でした。(株)西日本流体技研・研究開発部黒川由美君も本研究に有益な情報を提供してくれました。模型船の製作では山口晴製作所山口康二社長に大変お世話になりました。

(株)西日本流体技研のスタッフの全面的な協力は本研究を後押ししてくれました。PMM の機械設計を行った山本勇君、制御のハードウェア・ソフトウェアの両方を設計した柳本亮仁部長、AC サーボのノイズ対策に力を発揮した吉田昭仁君、様々な相談に乗ってくれた大宅雄一郎部長、模型船の線図を作成した田中健二部長、宮地文枝君、山口社長と一緒に模型船製作をしてくれた朝永浩明君、水槽試験に助言してくれた渡辺幸英君、試験を補助してくれた馬場義彦君、野口由太郎君、荒木啓輔君、論文中の図面作成と編集に協力してくれた指山京子君、安永佐知子君、村川久里子君、総務部で私の仕事全般をバックアップしてくれた田中優子君、豊里鮎美君、その他全てのスタッフの理解と協力のもとに本論文を完成させることが出来ました。感謝申し上げます。

## 参考文献

- 1) 川島俊彦, 橋詰泰久: 回流水槽の現状と課題, 日本船舶海洋工学会推進性能研究会シンポジウム, 2010 巻 (2010), pp.161-196.
- 2) 小倉理一, 松井志郎, 玉島正裕, 西本仁: 新型回流水槽の諸特性と抵抗試験について, 西部造船会会報, 第 64 号 (1982), pp.81-91.
- 3) 岡田正次郎: 舵性能に及ぼす操舵速度の影響について (舵の流体力学的研究—その 1), 造船協会論文集, 第 103 号 (1958) pp.81-89.
- 4) 岡田正次郎: 単独に置かれた舵の性能に関する実験結果について (舵の流体力学的研究—その 2), 造船協会論文集, 第 103 号 (1958), pp.91-98.
- 5) 岡田正次郎: 舵性能に及ぼす推進器後流の影響について (舵の流体力学的研究—その 3), 造船協会論文集, 第 104 号 (1958). pp.29-38.
- 6) 岡田正次郎: 推進器後流中に置かれた舵の性能に関する実験結果について (舵の流体力学的研究—その 4), 造船協会論文集, 第 104 号 (1958), pp.39-51.
- 7) 岡田正次郎: 船の背後に置かれた舵の性能に関する実験結果について (舵の流体力学的研究—その 5), 造船協会論文集, 第 105 号 (1959), pp.57-70.
- 8) 加藤洋治, 元良誠三: フラップ付き舵の研究 (第 1 報: 単独試験の結果), 日本造船学会論文集, 第 124 号 (1968), pp.93-104.
- 9) 田古里哲夫, 田中厚成, 岡本恒, 中村明彦: 回流水槽における操縦性能および設定航路の自動航法実験 (第 1 報) 日本造船学会論文集, 第 126 号, (1970), pp.153-166.
- 10) 田中厚成, 中村明彦, 田古里哲夫, : 回流水槽における操縦性能および設定航路の自動航法実験 (第 2 報) 日本造船学会論文集, 第 128 号, (1971), pp.141-151.
- 11) 重廣律男, 橋詰泰久, 刀根隆典: 曳航中の振れ回り運動からの進路安定性評価法, 日本船舶海洋工学会論文集, 第 6 号 (2007), pp.225-233.
- 12) 野村士平: プロペラ逆転により減速中の船の運動について, 日本航海学会論文集第 59 号, (1978), pp.183-192.
- 13) 野村士平: プロペラ逆転により減速中の船の運動について—II, 日本航海学会論文集第 65 号, (1981), pp.31-47.
- 14) 松井志郎, 小倉理一: 回流水槽斜航試験による針路安定性の推定について, 関西造船協会誌, 第 184 号 (1982), pp.79-84.

- 15) 橋詰泰久, 松井志郎 : 回流水槽における PMM 試験に関する一考察, 西部造船会会報, 第 87 号 (1993), pp.119-124.
- 16) 小瀬邦治, 湯室彰規, 芳村康男 : 操縦運動の数学モデルの具体化—船体・プロペラ・舵の相互干渉とその表現, 第 3 回操縦性能シンポジウム, (1981), pp.27-80.
- 17) 藤井斉 : PMM Seminar に参加して, 日本造船学会誌 第 483 号, (1969), pp.32-39.
- 18) B.J.Anderson, G.F.Campanella, G.J.Walker : Development of a horizontal planar motion mechanism for determining hydrodynamic characteristics of underwater vehicles, Twelfth Australasian Fluid Mechanics Conference, (1995) .
- 19) H.Nishimoto, M.Tamashima, S.Matsui, M.Ogura:Hull form development using the circulating water channel, HULL FORM '92 in INHA UNIVERCITY (1992).
- 20) 2012 GUIDELINES ON THE METHOD OF CALCILATION OF THE ATTAINED ENEGY EFFICIENCY DESIGN INDEX(EEDI) FOR NEW SHIPS, MEPEC63/23,Annex 8,pp.1-20.
- 21) SIMMAN 2008: Part B Benchmark Test Cases, S-CB81 Description, Workshop on Verification and Validation of Ship Manoeuvring Simulation Method, Workshop Proc. Vol.1(2008), Copenhagen, Page B7-B10.
- 22) 安川宏紀, 佐野将昭, 平田法隆, 米舛勲, 加山靖高, 橋詰泰久 : 方形係数シリーズ肥型船の操縦性能(第 1 報 : 水槽試験), 日本船舶海洋工学会論文集, 第 21 号 (2015), pp.11-22.
- 23) 操縦運動時の船体周囲流場に関する研究 成果報告書 (第 221 研究部会), 社団法人日本造船研究協会, (1997).
- 24) 川島敏彦 : 回流水槽の基本性能向上に関する研究, 広島大学博士論文, (2008), pp.110-124.
- 25) 高幣哲夫, 田古里哲夫, 岸本修 : 回流水槽における抵抗試験, 関西造船協会誌, 第 159 号, (1975), pp.57-63.
- 26) 川島敏彦 : 回流水槽の測定部流れの基本性質に関する研究, 関西造船協会誌, 第 230 号, (1998), pp.1-19.
- 27) 川島敏彦 : 回流水槽の測定部流れの基本性質に関する研究 (続報), 関西造船協会誌, 第 230 号, (1998), pp.21-36.
- 28) 川島敏彦, 梶谷尚 : 回流水槽の測定部形状の自由表面に及ぼす作用に関する

- 研究, 日本船舶海洋工学会論文集, 第 5 号, (2007), pp.169-175.
- 29) 芳村康男: 流体力計測上の留意点, 船舶操縦性予測モデルの標準化に関する研究委員会報告書, (2012).
- 30) ISO 15016: Ships and marine technology - Guidelines for the assessment of speed and power performance by analysis of speed trial data  
<https://www.iso.org/obp/ui/#iso:std:61902:en>.
- 31) 井上正祐, 村山紘二: 浅水中を旋回する船の微係数の計算について, 西部造船会会報, 第 37 号 (1969), pp. 73-85.
- 32) The open source CFD toolbox, OpenFOAM <http://www.openfoam.com/>.
- 33) Nomoto K. :Ship response in directional control taking account of frequency dependent hydrodynamic derivatives, 14<sup>th</sup> ITTC (1975), pp.408-413.
- 34) 岡本洋, 山上順雄, 鬼木博文: 船舶の操縦性における模型試験法と実船の性能の推定, 関西造船協会誌, 第 164 号 (1977) , pp.51-56.
- 33) 芳村康男: 主機最大出力を削減した場合の操縦性能全般の問題, 船舶の最低主機出力に関するシンポジウムテキスト, (2016), pp.45-49.
- 34) 増山豊: Excel で解く機械系の運動力学—振動問題からフライトシミュレーションまで—, 共立出版(2002).
- 35) 戸川隼人: 計算機のための誤差解析の基礎 (サイエンスライブラリ情報電算機=31), サイエンス社 (1974).
- 36) 伊理正夫, 松谷泰行: Runge-Kutta-Gill 法について, 情報処理, Vol.8 No.2, (1967) pp.103-107.
- 37) 安川宏紀, 平田法隆: 横傾斜状態で航行する船の流体力微係数と操縦性, 日本船舶海洋工学会論文集, 第 17 号, (2013), pp.19-29.
- 38) 芳村康男: 横傾斜が操縦性に及ぼす影響,, 日本船舶海洋工学会論文集, 第 10 号, (2010), pp.535-538.
- 39) 安川宏紀: ミッドシップベースと重心ベースの微係数の変換, 船舶操縦性予測モデルの標準化に関する研究委員会 (2013)
- 40) 足立宏之, 菅井信夫, 森山文雄, 上田隆康: 荷重度変更法による船型試験システム, 船舶技術研究所報告, 第 19 巻 第 3 号報告, (1982), pp.203-213.
- 41) Yo Fukui : A Study on interaction coefficients between hull and rudder in maneuvering model using CFD, Proc. of the Int. Conf. on Marine Simulation and Ship Maneuverability (MARSIM 2012), Singapore, USB drive, 2012.
- 42) 小瀬邦治, 長谷川和彦, 吉川正嗣: 操縦性における異常現象について, 日本

造船学会論文集，第 146 号，(1980)，pp.222-228.

43) 小山健夫，小瀬邦治，長谷川和彦：保針操舵における針路不安定の許容限界に関する考察，日本造船学会論文集，第 142 号，(1977)，pp.129-136.

43) 小瀬邦治，平尾三郎，金子昌弘，古寺千鶴子，橋詰泰久：船尾形状が操縦性に及ぼす影響に関する研究，西部造船会会報，第 78 号，(1989)，pp.81-84.

## 記号一覧

|                        |                                  |
|------------------------|----------------------------------|
| $A_R$                  | : 舵面積                            |
| $a_H$                  | : 操舵による船体横力の付加率                  |
| $B$                    | : 船体の幅                           |
| $C_b$                  | : 方形係数                           |
| $D_P$                  | : プロペラ直径                         |
| $d$                    | : 船体中央の喫水                        |
| $F_N$                  | : 舵直圧力                           |
| $f_\alpha$             | : 迎角に対する舵直圧力勾配係数                 |
| $G$                    | : 船体の重心                          |
| $G-xy$                 | : 重心位置に原点を置いた船体固定座標              |
| $g$                    | : 重力加速度                          |
| $H_R$                  | : 舵高さ                            |
| $I_{ZZ}$               | : 船体 z 軸まわりの慣性モーメント              |
| $J_{ZZ}$               | : 船体 z 軸まわりの付加慣性モーメント            |
| $J_P$                  | : プロペラ前進率                        |
| $K_T$                  | : プロペラ推力係数                       |
| $L_{PP}$               | : 船体長さ (垂線間長)                    |
| $m$                    | : 船体の質量                          |
| $m_x, m_y$             | : 前後, 横方向の船体付加質量                 |
| $N$                    | : 船体に作用する z 軸まわりのモーメント           |
| $N_E$                  | : 拘束試験において船体に作用する z 軸まわりの強制モーメント |
| $n$                    | : プロペラ回転数(rps)                   |
| $N_H$                  | : 主船体に作用する z 軸まわりのモーメント          |
| $r$                    | : 船体の回頭角速度(= $\dot{\phi}$ )      |
| $\dot{r}$              | : 船体の回頭角加速度(= $\ddot{\phi}$ )    |
| $T$                    | : 強制運動の周期                        |
| $T_P$                  | : プロペラの推力                        |
| $t$                    | : 推力減少係数                         |
| $U$                    | : 船速                             |
| $U_{CWC}$              | : 回流水槽の流速                        |
| $U_f$                  | : 対水船速                           |
| $U_m$                  | : 強制運動の 1 周期間の平均船速               |
| $u, v$                 | : 船速の前後, 横方向成分                   |
| $u_f, v_f$             | : 船体の対水速度の前後, 横方向成分              |
| $\dot{u}, \dot{v}$     | : 船体の加速度の前後, 横方向成分               |
| $\dot{u}_f, \dot{v}_f$ | : 船体の対水加速度の前後, 横方向成分             |
| $w_P$                  | : 伴流係数                           |
| $X$                    | : 船体に作用する前後方向の力                  |
| $X_H$                  | : 主船体に作用する前後方向の力                 |

|                 |   |                         |
|-----------------|---|-------------------------|
| $X_E$           | : | 拘束試験において船体に作用する前後方向の強制力 |
| $x_G$           | : | 船体の重心の前後位置              |
| $x_H$           | : | 操舵による船体横力の作用位置          |
| $x_R$           | : | 舵直圧力の作用位置               |
| $Y$             | : | 船体に作用する横力               |
| $Y_E$           | : | 拘束試験において船体に作用する横方向の強制力  |
| $Y_H$           | : | 主船体に作用する横力              |
| $Y_P$           | : | プロペラによる横力               |
| $Y_R$           | : | 舵による横力                  |
| $y_0$           | : | 船体に与えられる強制動揺の振幅         |
| $y_C$           | : | 強制動揺による船体の横位置           |
| $y_{cb}$        | : | 船首部と側壁の距離               |
| $y_{cs}$        | : | 船尾部と側壁の距離               |
| $v_C$           | : | 横行電車の速度                 |
| $\dot{v}_C$     | : | 横行電車の加速度                |
| $\beta$         | : | 船体の斜航角                  |
| $\nabla$        | : | 船体の排水量                  |
| $\delta$        | : | 舵角                      |
| $\Theta$        | : | 回流水槽水面の傾斜               |
| $\rho$          | : | 流体の密度                   |
| $\pi$           | : | 円周率                     |
| $\varphi$       | : | 回頭角                     |
| $\dot{\varphi}$ | : | 回頭角速度                   |
| $\omega$        | : | 運動の周波数                  |
| $A$             | : | 舵のアスペクト比                |

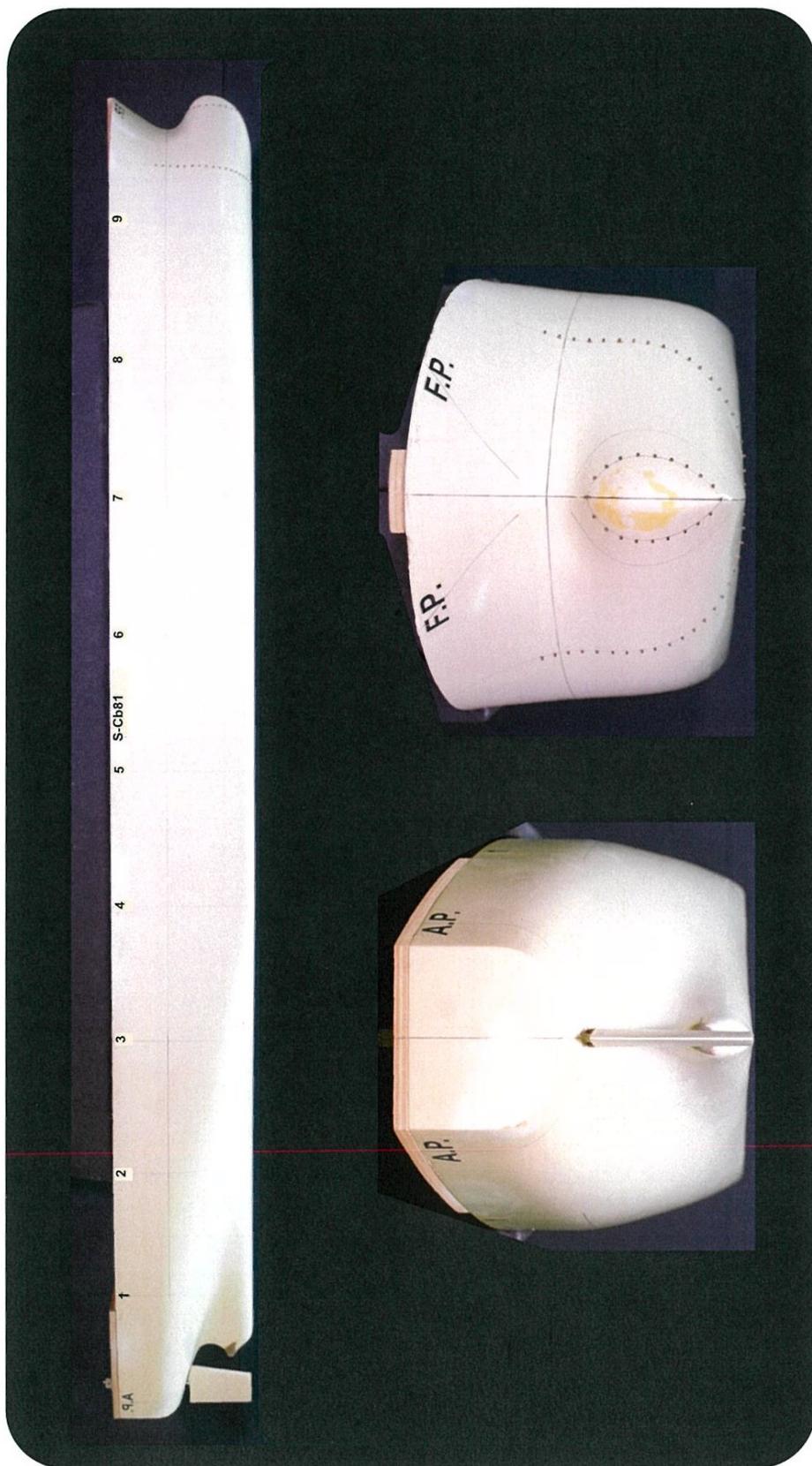


Photo.1 The model of S-Cb81 ( $L_{pp}=2.0m$ )

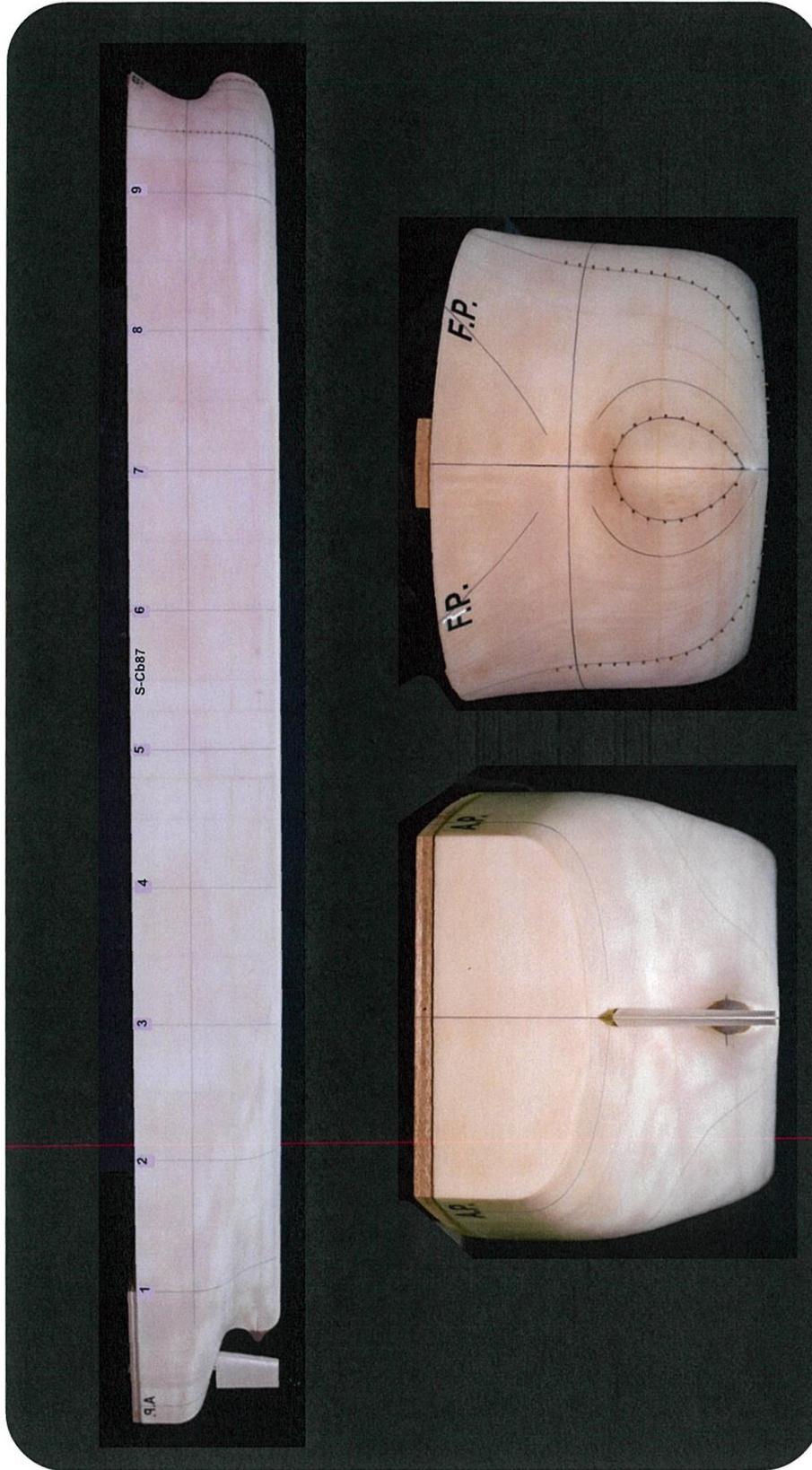


Photo.2 The model of S-Cb87 ( $L_{pp}=2.0m$ )

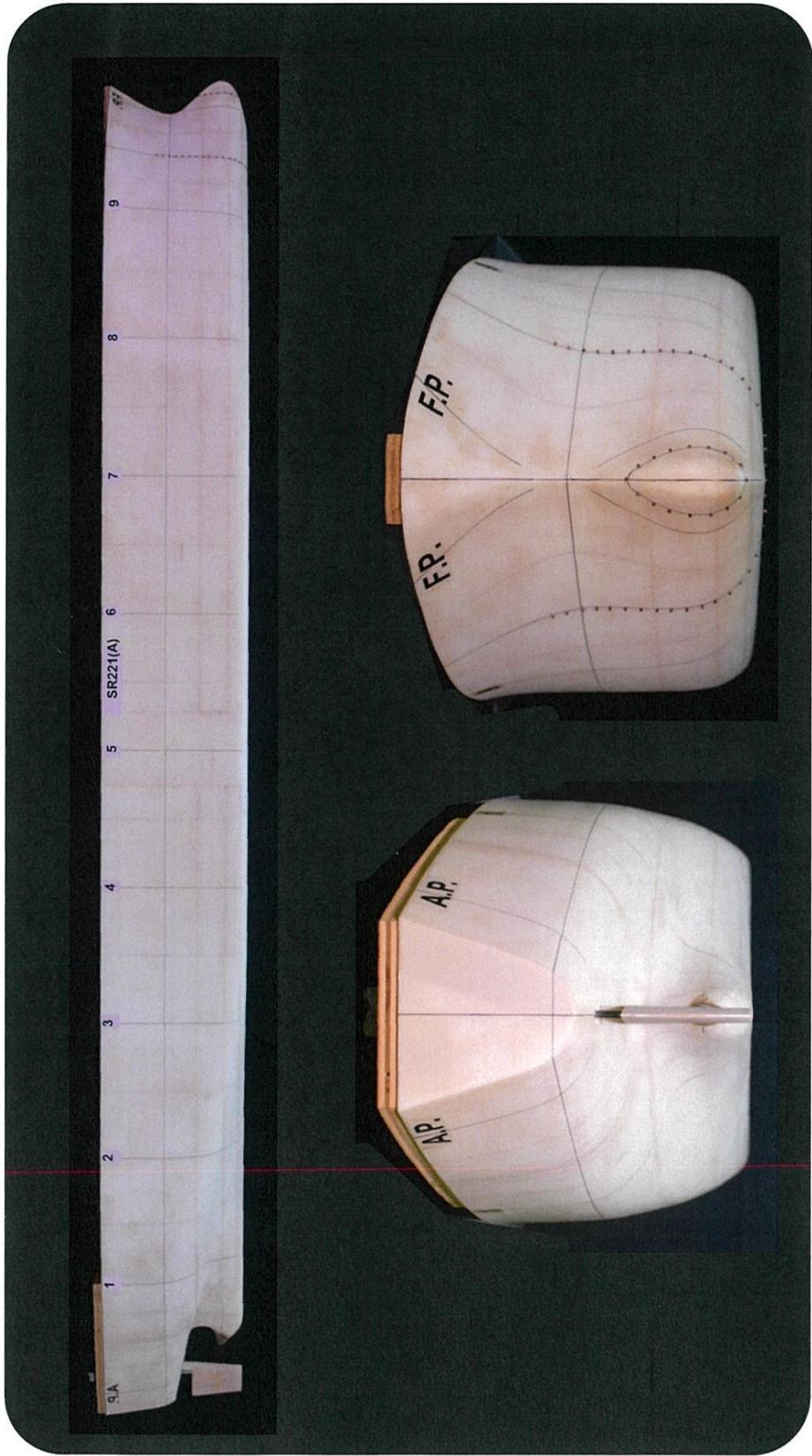


Photo.3 The model of SR221(A) ( $L_{pp}=2.0m$ )

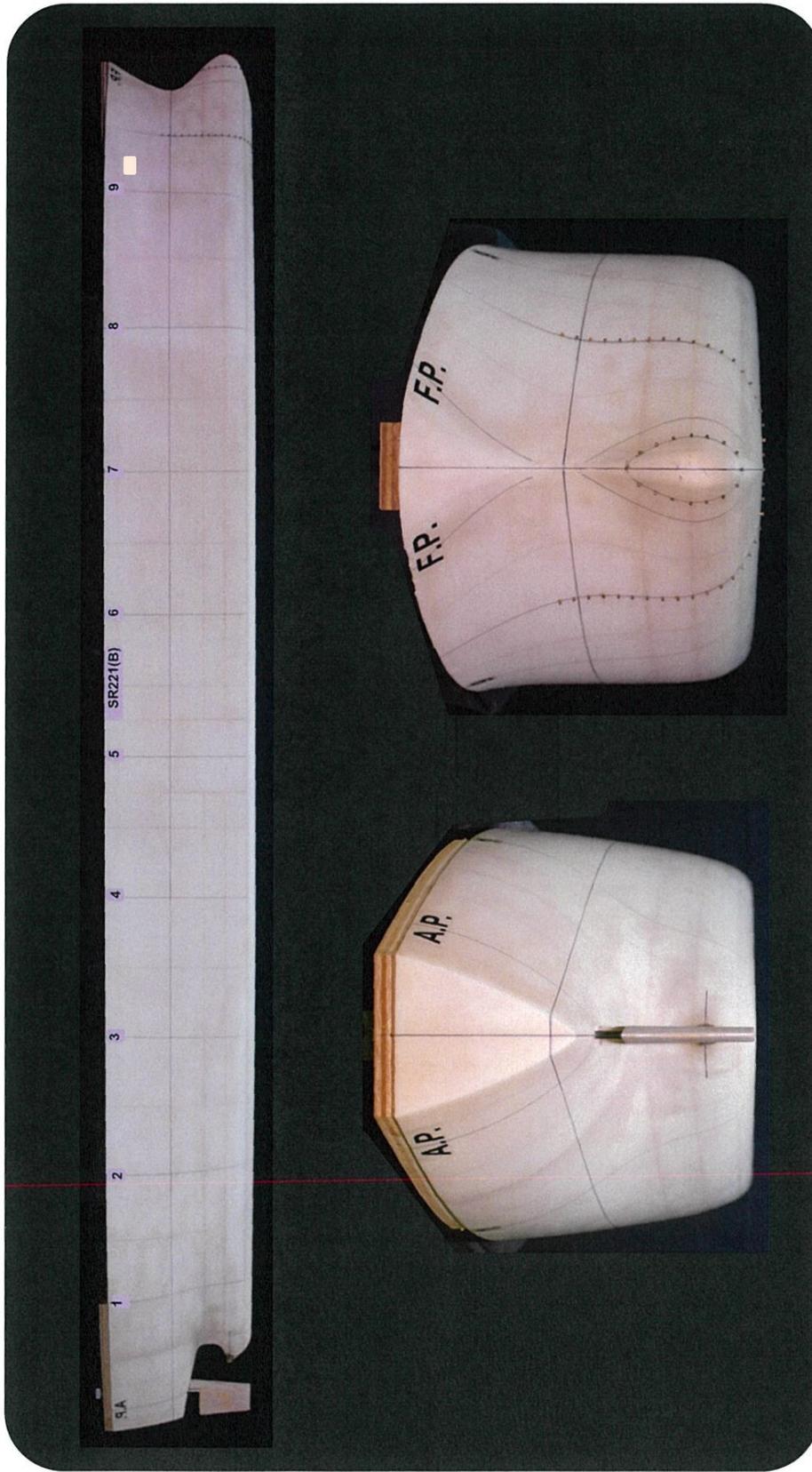


Photo.4 The model of SR221(B) ( $L_{pp}=2.0m$ )



Photo.5 Model rudder for S-Cb81 & S-Cb87



Photo.6 Model rudder for SR221(A)&(B)



Photo.7 Outside view of circulating water channel

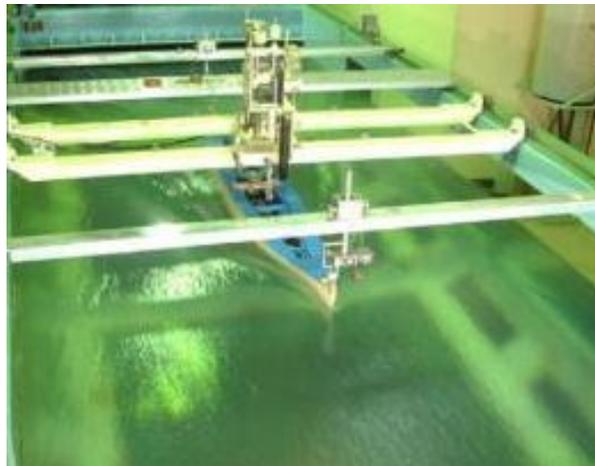


Photo.8 Resistance test in circulating water channel



Photo.9 Planar motion mechanism



Photo.10 3-components load cell



Photo.11 Pantograph



Photo.12 Steering gear with load cell for  $F_N$

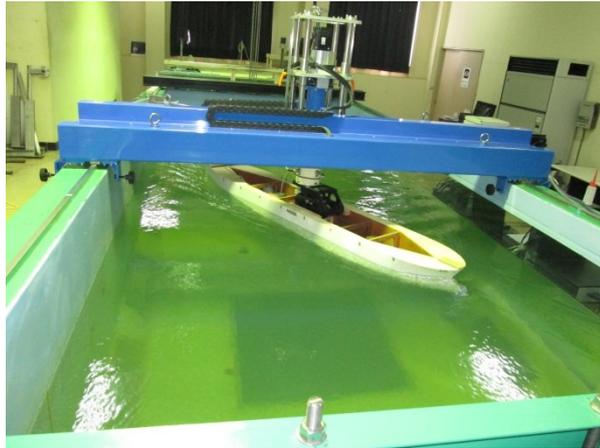


Photo.13 Drift angle test for S-Cb81 ( $\beta=-30\text{deg}$ )



Photo.14 Drift angle test for S-Cb87 ( $\beta=-30\text{deg}$ )



Photo.15 Drift angle test with changing the position for S-Cb81 ( $\beta=0\text{deg}, y_C=0.75\text{m}$ )



Photo.16 Drift angle test with changing the position for S-Cb81 ( $\beta=10\text{deg}, y_C=0.65\text{m}$ )

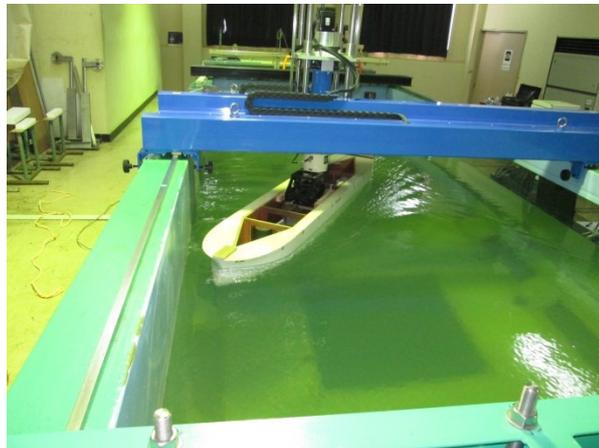


Photo.17 Drift angle test with changing the position for S-Cb81 ( $\beta=30\text{deg}, y_C=0.35\text{m}$ )

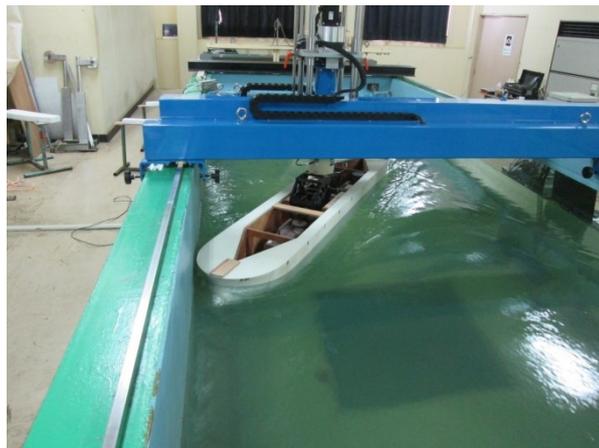


Photo.18 Drift angle test with changing the position for S-Cb87 ( $\beta=30\text{deg}, y_C=0.375\text{m}$ )



Photo.19 Drift angle test for SR221(A) ( $\beta=10\text{deg}$ )



Photo.20 Drift angle test for SR221(A) ( $\beta=-12.5\text{deg}$ )



Photo.21 Drift angle test for SR221(A) ( $\beta=-15\text{deg}$ )

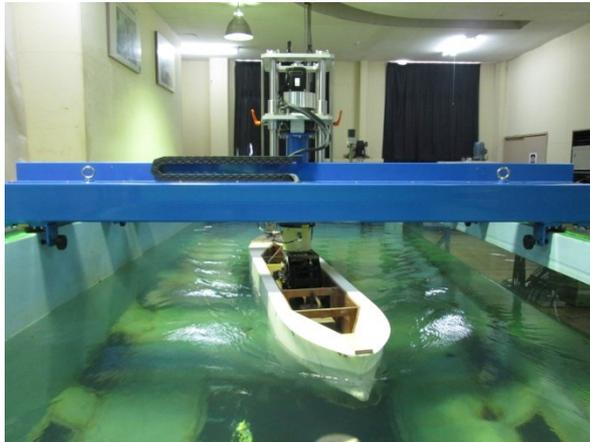


Photo.22 Drift angle test for SR221(B) ( $\beta=-10\text{deg}$ )

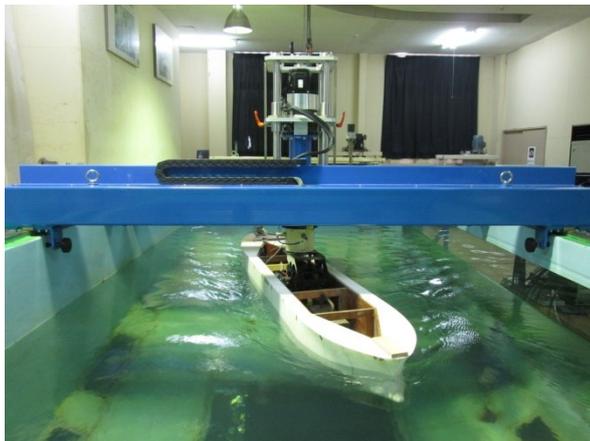


Photo.23 Drift angle test for SR221(B) ( $\beta=-15\text{deg}$ )

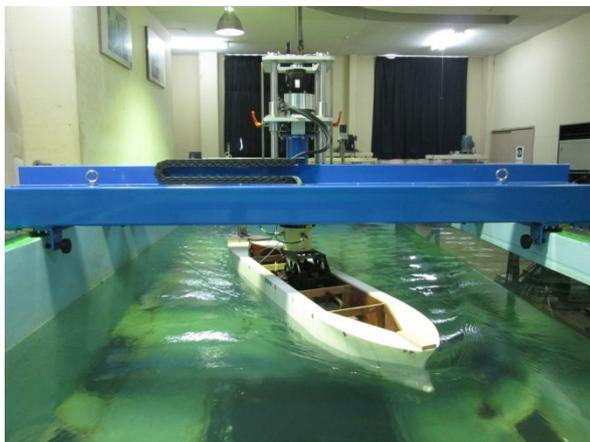


Photo.24 Drift angle test for SR221(B) ( $\beta=-20\text{deg}$ )



Photo.25 The preparation of the test in the trimming tank in TT



Photo.26 3-components load cell in TT

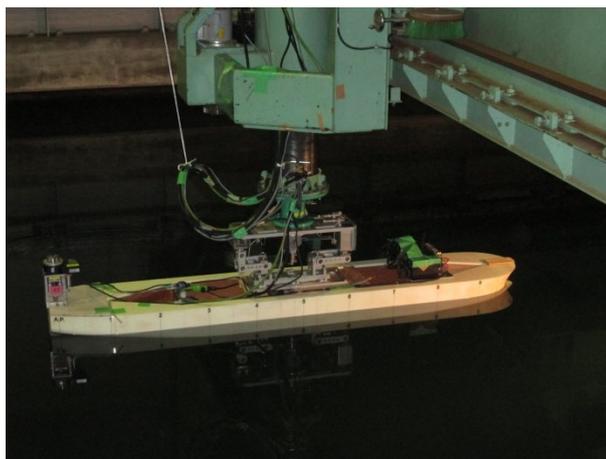


Photo.27 The setting of the cable system for the measurement in TT



Photo.28 CMT in the towing tank for S-Cb81 ( $\beta=-10\text{deg}$ )

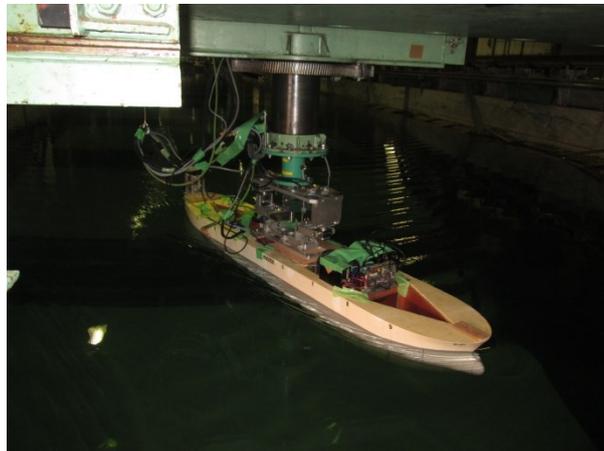


Photo.29 CMT in the towing tank for S-Cb81 ( $\beta=-12.5\text{deg}$ )



Photo.30 CMT in the towing tank for S-Cb81 ( $\beta=+10\text{deg}, r'=0.1$ )



Photo.31 CMT in the towing tank for S-Cb87 ( $\beta=0\text{deg}$ )

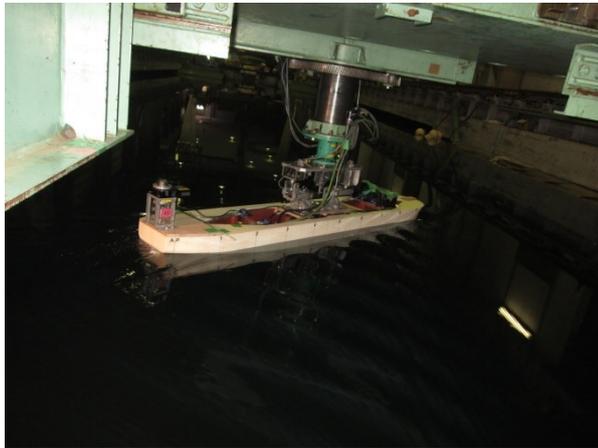


Photo.32 CMT in the towing tank for S-Cb81 ( $\beta=+15\text{deg}, r'=0.2$ )

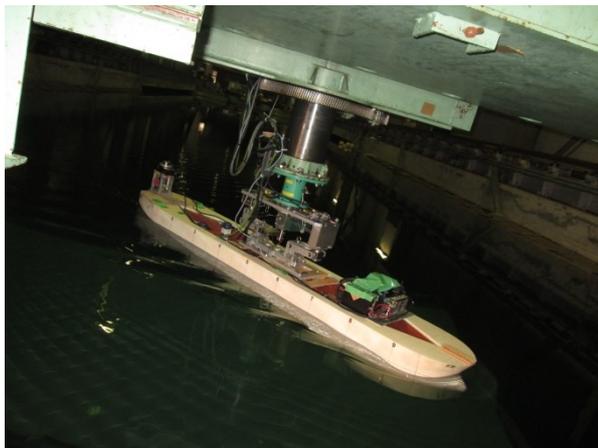


Photo.33 CMT in the towing tank for S-Cb81 ( $\beta=0\text{deg}, r'=-0.3$ )