



Title	曳航船・被曳航船系の操縦運動に関する研究
Author(s)	重廣, 律男
Citation	大阪大学, 1999, 博士論文
Version Type	VoR
URL	https://doi.org/10.11501/3155688
rights	
Note	

The University of Osaka Institutional Knowledge Archive : OUKA

<https://ir.library.osaka-u.ac.jp/>

The University of Osaka

曳航船・被曳航船系の操縦運動
に関する研究

1998 年 12 月

重 廣 律 男

序 文

曳航技術は、推進器を装備していない浮体の移動方法の一つとして広く普及している。多様な状況下において浮体の移動を安全、かつ経済的に行うためには曳航計画の立案が重要な鍵となる。曳航計画の要求事項を達成できる曳航船と被曳航船の船型開発は、基本となる技術課題である。また、曳航計画を立案する上で曳航船・被曳航船系の操縦運動の予測も重要な技術課題である。従来の曳航船・被曳航船系の操縦運動の数学モデルでは、曳航索が張っている操縦運動と曳航索が緩む操縦運動が個別に取り扱われているために曳航索が緩む過渡的な操縦運動の予測が困難である。

本論文では、曳航索が張っている操縦運動と曳航索が緩む操縦運動とを統合的に記述する数学モデルの提案を行い、これに理論的な検討および実験的な検証を加える。さらに、本数学モデルを用いて多様な状況下での曳航船・被曳航船系の操縦性評価を行い、その有用性を示す。また、本研究で開発した曳航式活魚運搬船のE型を改良船型として提案する。

本論文の構成は6章からなる。

第1章「緒論」においては、研究の背景、曳航船・被曳航船系の操縦運動に関する研究の経緯、現状とその問題点および本論文の構成について述べる。

第2章「曳航船・被曳航船系の操縦運動のモデル化」においては、まず曳航船・被曳航船系の操縦運動のモデル化を行うための基本構想および基本的な条件について述べる。次に曳航船・被曳航船系の操縦運動で曳航索が張っている操縦運動と曳航索が緩む操縦運動とを統合的に記述する数学モデルの提案を行う。

第3章「曳航船と被曳航船の船体に働く流体力」においては、1隻の曳航船と2隻の被曳航船の供試模型船を用いて、曳航船・被曳航船系の操縦運動のモデル化と車の両輪の関係にある曳航船と被曳航船の船体に働く操縦流体力の計測を行い、得られた操縦流体力特性から曳航速度の増加に伴う被曳航船の針路安定性低下のメカニズムを解明する。

また、曳航船・被曳航船系の操縦流体力特性を効率良く得る方法の一つとして、公表されているデータベースから操縦流体力微係数を推定する方法がある。この場合、推定された微係数の精度向上を行うことは、数値シミュレーション計算の精度向上と直結しているために重要な作業となる。そこで、微係数推定精度の向上を図るための基本方針および作業手順の提案を行う。本提案に従って推定された微係数の妥当性を数値シミュレーション計算を用いた操縦運動の推定結果と実船の操縦運動の計測結果との比較により検討する。

第4章「数学モデルの検証」においては、第2章で提案した曳航船・被曳航船系の操縦運動の数学モデルの理論的な検証および実験的な検証について述べる。理論的な検証方法は、曳航船・被曳航船系の曳航条件を単純化して本数学モデルから線形化された曳航船・被曳航船系の操縦運動方程式を導出し、Routh-Hurwitzの方法を用いて方程式の根の符号を調べる方法である。そして、得られた結果と従来の研究結果との比較から本数学モデルの妥当性についての検討を行う。実験的な検証方法は、曳航船・被曳航船系の自由航走模型実験での曳航索が張っている状態と緩む状態の操縦運動の計測結果と本数学モデルを用いた数値シミュレーション計算との比較から本数学モデルの検証を行う方法である。

第5章「曳航索が緩む状況下での曳航船・被曳航船系の操縦性評価」においては、曳航船の急旋回または減速操船により曳航索が緩んだ時に曳航船と被曳航船の衝突の危険性があるので、本数学モデルの活用例として曳航索が緩む状況のシミュレーションを実施して、これを安全に回避するための操船方法の評価を行う。さらに、シミュレーションの条件を詳細に変更した多様な状況下においても曳航式活魚運搬船の原型曳航時と本研究で開発したE型曳航時の操縦性評価を行う。そして、本研究で開発したE型の操縦性の改良点を示し、E型を曳航式活魚運搬船の改良船型として提案する。

第6章「結論」においては、本研究を通して得られた結論および今後の研究課題を述べる。

発 表 論 文

第 2 章「曳航船・被曳航船系の操縦運動モデル」

- (1) 重廣 律男：曳航船・被曳航船系の操縦運動モデル，関西造船協会誌，第 230 号(1998)，pp.153-164

第 3 章「曳航船と被曳航船の船体に働く流体力」

- (1) 重廣 律男，横山 振一郎：高速曳航いけすの操縦流体力に関する実験的研究，西部造船会々報，第 96 号(1998)，pp.49-58

第 4 章「数学モデルの検証」

- (1) 重廣 律男，上田 耕平，有井 俊彦：高速曳航いけすの針路安定性，関西造船協会誌，第 227 号(1997)，pp.79-87
- (2) 重廣 律男，上田 耕平，有井 俊彦，中山 博：風圧下での高速曳航いけすの針路安定性，関西造船協会誌，第 228 号(1997)，pp.167-174
- (3) 重廣 律男，上田 耕平，中山 博：高速曳航いけすの針路安定制御に関する実験的研究，関西造船協会誌，第 229 号(1998)，pp.37-44

第 5 章「曳航索が緩む状況下での曳航船・被曳航船系の操縦性評価」

- (1) 重廣 律男，上田 耕平，中山 博：曳航船・被曳航船系の停止および急旋回運動に関する実験的研究，関西造船協会誌，第 230 号(1998)，pp.165-175

目 次

第1章 緒 論	1
1.1 概 説	1
1.2 曳航船・被曳航船系の操縦運動に関する研究の経緯と現状	3
1.3 本研究の流れ	6
第2章 曳航船・被曳航船系の操縦運動のモデル化	8
2.1 緒 言	8
2.2 モデル化の基本構想	9
2.3 従属運動のモデル化	12
2.4 自由運動のモデル化	16
2.5 流体力のモデル化	24
2.6 結 言	32
第3章 曳航船と被曳航船の船体に働く流体力	33
3.1 緒 言	33
3.2 供試模型船	34
3.3 被曳航船の船体に働く操縦流体力	39
3.4 曳航船の操縦流体力微係数	59
3.5 結 言	70

第4章	数学モデルの検証	72
4.1	緒言	72
4.2	理論的な検証	73
4.3	実験的な検証	95
4.4	横風を受けた時の従属運動モデルの検証	109
4.5	結言	119
第5章	曳航索が緩む状況下での曳航船・被曳航船系の操縦性評価	121
5.1	緒言	121
5.2	曳航船・被曳航船系で曳航索が緩む状況設定	122
5.3	自由航走模型実験による曳航船と被曳航船の衝突状況の分類	126
5.4	数値シミュレーション計算による 曳航索が緩む状況下での曳航船・被曳航船系の操縦性評価	131
5.5	結言	140
第6章	結論	142
	謝辞	145
	参考文献	146
	記号一覧	150

第1章 緒 論

1.1 概 説

浮体をロープで引っ張って移動させることは、遺跡から出土するレリーフ等¹⁾により古くから行われていることが分かる。この技術をいち早く経済活動に取り入れたのは、漁業の分野である。17世紀には地中海やバルト海で色々な遠洋の帆船トロール²⁾が行われるまでに発達した。トロール技術の衰退と発展の繰り返しの中で現在まで引き継がれているのは、19世紀に開発されたオッタートロールである。これは、ロープと網との間にオッターボードと呼ばれる一枚の板を入れて、この板の揚力を曳航速力とロープ長さの調整によって網口の広さと深さを制御する、いわゆる凧のようなものである。オッターボード³⁾の形状は長年の経験により、少しずつではあるが曳航安定性が良く、かつ揚力が大きく、抗力の小さいものへと改良され現在に至っている。オッターボードの曳航性能の良否は、漁獲量に影響するが、漁具の質量が漁船に比べ小さいために漁師の安全を脅かすものではなかった。

浮体の曳航方法に関して安全性が検討されるようになったのは、汽船の出現からである。大きな曳航力を発生する汽船の出現と曳航技術の発展により、曳航船より大きな質量の浮体でも長距離間の曳航が可能となった。曳航技術の検討は⁴⁾、欧米では艦艇の曳航から始まり、運河を航行する曳航船の安全性へと進展していった。曳航船の安全性向上は、運河を利用する商船にとって安定した経済活動のための不可避な要求事項であり、大量貨物輸送の要求から安全性と経済性の両面から問題解決を迫られる技術課題となった。

近年、世界経済の発達に伴う大量の海上輸送量確保のために、経済先進国は船舶の巨大化を進め、経済後進国は老朽船の用船により対処している。船舶の巨大化に伴って見られるようになった船尾の肥大化した船舶の中には、針路不安定現象を引き起こすものもあり、操船上大きな問題を抱えている。また、老朽船は耐用年数や整備基準が国際的に統一されておらず、船体強度面で大きな問題を抱えている。このような船舶がひとたび海難事故を起こすと、その影響は人命安全や経済面のみならず、海洋汚染や環境破壊といったような海洋環境問題にまで及び社会問題に発展してしまう。

例えば、1997年1月7日に起きた日本海でのナホトカ号の沈没事故は、まだ記憶に新しいところである。この事故については、背景、原因、防止対策について検討がなされ⁵⁾、また教訓として残すことも多い。その一つとして、事故後の対処方法の中で重油回収の速やかな対処方法の確立と浮遊物体を安全に移動させることが、重油汚染の拡大を防ぐ一つの方法であることが挙げられる。

浮遊物体を移動させる方法の一つとして、曳航による方法がある。これを安全、かつ経済的に行うためには、曳航計画の良否が重要な鍵となる。大型の浮体構造物建造に伴う曳航の場合は、事前に模型実験や数値シミュレーション計算等により曳航計画の詳細検討が可能であるが、浮遊物体の速やかな曳航が要求される事故の場合では、詳細な曳航計画の立案、検討がほとんど不可能である。また、いつ起こるか知れない事故を想定したバッチ処理的な計画案では、ほとんど役に立たないことがナホトカ号の教訓からも分かる。緊急時に曳航技術を活用するためには、曳航技術の基本要素を整備し、基本要素の中から状況に応じた最良な方法を選択できる客観的な評価法を定めておくことが重要である。さらに、基本要素を充実させることは、緊急時のみならず平時においても柔軟性に富み経済的で安全性の高い曳航計画の立案に繋がる。

曳航計画は曳航手順によって大きく三段階に分けられる。第一段階は曳航の準備および開始時である。被曳航船の状況によっては、曳航索が自由に取れない場合もある。曳航準備時での主な技術課題は、曳航索の安全な取り方である。そして、曳航開始時での主な技術課題は、被曳航船の安全な離脱方法である。第二段階は曳航中である。曳航中での主な技術課題は、曳航索が張っている時の曳航船・被曳航船系の針路安定性である。第三段階は目的地への接近と係留である。曳航船の急旋回や減速により曳航索が緩んだ状況となる場合もあり、この時に曳航船と被曳航船との衝突の危険性がある。ここでの主な技術課題は、曳航索が緩んだ時の曳航船と被曳航船の操縦運動予測である。

曳航計画の要求事項を達成できる曳航船および被曳航船の船型開発は、基本となる技術課題である。また、曳航船・被曳航船系の操縦運動予測は、どの計画段階においても重要な技術課題である。さらに、曳航船・被曳航船系で曳航索が張っている時と曳航索が緩んだ時の操縦運動を的確に推測できることは、経済的で安全性の高い曳航計画を立案する上で重要である。しかし、曳航船・被曳航船系の操縦運動を個々の状況を想定して因子分析的に模型実験を実施することは、時間、費用の面で困難である。

基本的な状況だけについて模型実験を実施して、個々の状況については数値シミュレーション計算で模擬し、これらの評価方法を定めておくことが得策である。この場合、数値シミュレーション計算の推定精度を上げることが曳航計画を検討する時の鍵となることは言うまでもない。数値シミュレーション計算の推定精度を上げるためには、最近の新しい研究成果を取り入れた発展性のある数学モデルの構築と多様な状況を再現できるモデル化が必要である。そこで、本論文においては、曳航船・被曳航船系の操縦運動について曳航索が張っている時の操縦運動と曳航索が緩んだ時の操縦運動とを統合的に記述する数学モデルの提案を行う。さらに、曳航式活魚運搬船の船型開発を狙いとして曳航船・被曳航船系の操縦性評価を行い、本研究で開発したE型を曳航式活魚運搬船の改良船型として提案する。

1. 2 曳航船・被曳航船系の操縦運動に関する研究の経緯と現状

曳航技術は、推進器を装備していない浮体の移動方法の一つとして広く普及し、また、前述しているように安全性と経済性の両面から問題解決を迫られる技術課題でもある。本論文での曳航船・被曳航船系の操縦運動は、曳航索の状態に応じて大きく2つに分けられている。第一は曳航索が張っている時の保針運動である。第二は出発地および目的地付近の操縦運動として、曳航船の大舵角操舵や減速を伴う操船により曳航索が張っている状態から緩む時の操縦運動である。曳航索が張っている時の保針運動は^{6),7)}、航海時間の大部分を占め、また、安全性と経済性に関わる重要な曳航の技術課題でもあり古くからの関心事であった。

Strandhagen ら⁸⁾(1950)は、掃海艇や駆逐艦曳航時の針路安定性について微小運動の条件を課して運動方程式を線形化し、これに曳航船の速力と針路が一定の条件を設けて被曳航船の船首揺れと曳航索の振れ角の連成運動方程式を導いている。そして、Routhの方法を用いてこの特性方程式の安定判別を行い、索長が被曳航船の針路安定性におよぼす条件を導出している。結論として、被曳航船が針路安定であるための索長は、掃海艇では船長の約0.5倍以下であり、駆逐艦では船長の約14倍以下であることを具体的に示している。しかし、各船体要素が針路安定性におよぼす影響やメカニ

ズムの解明は不十分である。メカニズムの解明には、操縦流体力の計測を系統的に実施することが可能である操縦性能試験水槽の開発や操縦運動を表現する数学モデルの記述に関する研究の成熟まで待つことになる。

操縦運動のメカニズム解明や操縦性能におよぼす船体各要素の影響を検討するためには、操縦運動を構成する流体力の計測が必要となる。流体力は、拘束模型の船体に強制的な操縦運動を与えてそれに作用する拘束力の計測から得られる。そして計測された流体力を運動方程式に代入して数値的に解き、その結果として操縦運動が得られるのである。これには、精度良く流体力を計測する試験装置と操縦運動を表す数学モデルが必要となる。操縦運動の数学モデルの記述方法⁹⁾と試験装置の開発は^{10),11),12)}、車の両輪の関係で研究が進められていった。

井上ら(1971,1972)は、被曳航船についても操縦流体力の計測を実施して、曳航中の条件を簡略化して操縦運動の数学モデルを提案している。井上らの数学モデルは、曳航船が一定速度で直進している条件を課し、また微小運動の条件を取り入れて線形化された操縦運動方程式である。さらに、被曳航船の針路安定性、曳航索の質量および弾性の影響および制限水路並びに曳航点の影響について検討している。これらの結果として、被曳航船の針路安定性^{13),14)}については、曳航船と被曳航船の各船体要素が同じで、その大きさが異なる場合、同寸法であると針路安定性にとって厳しいことや複数隻の被曳航船を曳航する場合、針路安定性が悪くなることを指摘している。また、針路安定性におよぼす曳航索の質量および弾性の影響¹⁵⁾については、これらの影響が針路安定性側に作用するがこの影響が小さいことを指摘している。さらに、制限水路並びに曳航点の影響¹⁶⁾については、曳航点が前方にあることが望ましく、浅水域の場合、水深と喫水の比が小さくなると針路安定性が良くなることを指摘している。

林(1975)は、井上らの数学モデルを基本に複数の船舶を曳航している時の旋回性能について、定常旋回性能¹⁷⁾、旋回性能¹⁸⁾、最後尾船の当て舵による被曳航船の旋回径、新針路距離¹⁹⁾の検討を行っている。結果として、曳航船の操舵による旋回性能については、索長を長くすると最後尾船が定点にとどまる条件から、曳航船・被曳航船系が旋回可能な索長条件を示している。また、新方位角に達するための操舵方法の条件や新針路距離を求める簡易式を提案している。

竹川ら²⁰⁾(1975)は、曳航バージの保針性能の向上を目標に Strandhagen らの運動方程式を拡張して、微係数の形でスケグ断面形状および取り付け角度の影響についての考

察を行い、外側に10度の角度で折れ曲がった形状のスケグを船尾に取り付けることが良い効果を示したことを挙げている。

しかし、これらの数学モデルの中には、船体に作用する流体力を形式的に Taylor 級数表示したものもあり、物理的な意味が不明確であることと、研究者によって表される操縦流体力の数学モデルがまちまちで統一されていないという問題がある。単船の操縦性でも同様な問題があり、これらを解決するために、操縦運動数学モデル検討グループ(略称MMG)が1976年より発足し、実験的な検証を加えながら操縦運動の数学モデルについて議論を重ね、1981年にその基本的な数学モデル(以後、MMGモデルと称す)の骨格を提案している²¹⁾。MMGモデルの特徴としては、物理的な意味が明確であることと、各要素の単独性能と干渉項で組み立てられているので、数学モデルの構築が容易な事が挙げられる^{22),23),24),25),26)}。

貴島ら(1983, 1992, 1995)は、単船のMMGモデルを曳航船・被曳航船系に適用して曳航索が張っている時の被曳航船の針路安定におよぼす外力の影響に着目して、風圧力の影響²⁷⁾、浅水域の影響²⁸⁾、狭水域の影響²⁹⁾について論じている。風圧力の影響については、船速に比べて風速が大きく、かつ相対風向角が真横から斜め後方の時に針路安定におよぼす影響が大きいことを指摘している。浅水域の影響については、旋回性が低下し、索長による曳航安定化の効果が小さくなることを指摘している。狭水域の影響については、曳航点を前方にして曳航を安定化する方策の場合、索長が被曳航船の2～3船長程度の範囲で有効であることを指摘している。

原ら^{30),31),32),33)}(1993, 1996, 1997)は、曳航技術に関する実験的な研究として、浅喫水箱型浮体の模型実験と実機実験を実施して、この比較から曳航中の波浪による船体強度および波浪中曳航の安全性を検討している。結果として、浅喫水箱型浮体の船首部を矩形からカットアップ形状にすることにより平水中の抵抗が約40%減少した例を示している。また、波浪中の実機の波浪曲げモーメントの応答関数が模型実験と良く一致することを示している。

以上、曳航船・被曳航船系の操縦運動に関する過去の研究を概観してみると、曳航索が張っている時の保針運動については、かなり研究が進められ定説的な結論が得られているが、曳航索が緩んだ時の曳航船・被曳航船系の操縦運動を解明するには至っていない。経済的で安全な曳航計画を立案する上で、曳航索が張っている時の曳航船・被曳航船系の針路安定性は勿論のこと、曳航船の大舵角操舵や減速操船により曳

航索が緩んだ時には、曳航船と被曳航船との衝突の危険性もあり、これを安全に回避するためには曳航船・被曳航船系の操縦運動予測も重要な技術課題である。また、操縦運動の予測が人間の体で言うなれば、判断を行う頭とすると、曳航船と被曳航船の船型開発は、頭を支える体である。

本論文では、数学モデルの物理的な意味が明確であり、かつ数学モデルの構築が容易であるMMGモデルを曳航船・被曳航船系に適用する場合の条件を検討し、曳航索が張っている時と緩んだ時の操縦運動とを統合的に記述する数学モデルの提案を行う。そして、本数学モデルについて理論的および実験的な検証を加えて本数学モデルの妥当性を示す。さらに、本研究で開発した曳航式活魚運搬船の改良船型であるE型の操縦性の改良点を示し、E型を曳航式活魚運搬船の改良船型として提案する。

1.3 本研究の流れ

本論文の構成は6章からなる。

第1章「緒論」においては、研究の背景、曳航船・被曳航船系の操縦運動に関する研究の経緯、現状とその問題点および本論文の構成について述べる。

第2章「曳航船・被曳航船系の操縦運動のモデル化」においては、まず曳航船・被曳航船系の操縦運動のモデル化を行うための基本構想および基本的な条件について述べる。次に曳航船・被曳航船系の操縦運動で曳航索が張っている操縦運動と曳航索が緩む操縦運動を統合的に記述する数学モデルの提案を行う。操縦流体力のモデル化では、MMGモデルに準拠したモデル化を行い、船体に働く流体力モデル、プロペラの流体力モデル、舵に働く流体力モデルと外力としての風圧力モデルとに分けて述べる。

第3章「曳航船と被曳航船の船体に働く流体力」においては、曳航船・被曳航船系の操縦運動のモデル化と車の両輪の関係にある曳航船と被曳航船の船体に働く操縦流体力特性を1隻の曳航船と2隻の被曳航船の供試船について検討する。船体に働く流体力については、水槽試験で計測する方法や数値計算またはデータベースから推定する方法がある。供試被曳航船については、新しい設計コンセプトの船型³⁴⁾であるので水槽試験での操縦流体力計測を実施する。さらに、得られた操縦流体力から操縦流体力微係数を導出し、高速曳航中の被曳航船の針路安定性についての評価を行う。

一方、供試曳航船については、一般的なトロール漁船型³⁵⁾であるので公表されているデータベースから操縦流体力微係数を推定する。この場合、推定された微係数の精度向上を行うことは、数値シミュレーション計算の精度向上と直結しているために重要である。そこで、微係数推定精度の向上を図るための基本方針および作業手順の提案を行う。さらに、推定された微係数を用いた数値シミュレーション計算結果と実船の操縦運動の計測結果との比較から本提案に従って推定された微係数の妥当性を検討する。

第4章「数学モデルの検証」においては、第2章で提案した曳航船・被曳航船系の操縦運動の数学モデルの理論的な検証および実験的な検証について述べる。理論的な検証としては、まず曳航船・被曳航船系の曳航条件を単純化して本数学モデルから線形化された曳航船・被曳航船系の操縦運動方程式を導出する。次に線形化された操縦運動方程式の根の符号を Routh-Hurwitz の方法を用いて調べ、被曳航船の針路安定条件として索長と曳航点の条件を導出する。そして、本数学モデルから得られた結果と従来の研究結果との比較から本数学モデルの妥当性についての検討を行う。また、微小の横流れ運動による横力の着力点位置から被曳航船の針路安定判別を行う簡易判別方法を提案する。一方、実験的な検証としては、曳航船・被曳航船系での自由航走模型実験を実施して曳航索が張っている時の操縦運動と曳航索が緩んだ時の操縦運動の計測結果と本数学モデルを用いた数値シミュレーション計算との比較検討を行う。

第5章「曳航索が緩む状況下での曳航船・被曳航船系の操縦性評価」においては、曳航船の急旋回または減速操船により曳航索が緩んだ時に曳航船と被曳航船の衝突の危険性があるので、本数学モデルの活用例として曳航索が緩んだ状況の数値シミュレーション計算を実施し、これを安全に回避するための操船方法の検討を行う。検討方法は、外力としての風圧力や曳航船と被曳航船の大きさおよび索長等の条件を詳細に変更して、曳航索が張っている操縦運動と曳航索が緩む操縦運動とを統合的に評価する方法である。曳航索が緩む状況下での数値シミュレーション計算から曳航船と被曳航船の衝突状況を分析し、これを安全に回避する操船方法の探索を行う。さらに、本研究で開発した曳航式活魚運搬船の改良船型であるE型の操縦性の改良点を示し、E型を曳航式活魚運搬船の改良船型として提案する。

第6章「結論」においては、本研究を通して得られた結論および今後の研究課題を述べる。

第2章 曳航船・被曳航船系の操縦運動のモデル化

2.1 緒言

本章においては、曳航索が張っている時の曳航船・被曳航船系の操縦運動と曳航索が緩んだ時の曳航船・被曳航船系の操縦運動のモデル化³⁶⁾について述べる。

第2節においては、まずモデル化の基本構想について、力学系の取り扱い、曳航索の取り扱い、操縦運動の取り扱いの3つに分けて述べる。次に、曳航索が張っている時と曳航索が緩んだ時の曳航船・被曳航船系の操縦運動のモデル化に際しての基本的な条件を示す。

第3節においては、曳航索が張っている時の曳航船・被曳航船系の操縦運動のモデル化について述べる。曳航索が一直線状に張っている条件から、被曳航船の前進速度、横流れ速度およびこれらの加速度と曳航索の張力、曳航索の振れ角が満たすべき関係式を導出する。

第4節においては、曳航索が緩んだ時の曳航船・被曳航船系の操縦運動のモデル化について述べる。本モデル化の特徴の一つとして、曳航索を弾性体としてではなく、張力伝達装置として張力のみの要素として簡略化している。曳航索を弾性体として取り扱っていないので、新たに曳航索が緩む条件が必要となる。曳航索が緩む条件を曳航船と被曳航船の曳航点間距離から数値的に判断する方法を示す。さらに、操縦運動方程式のまとめとして、従属運動と自由運動の主要な結果を整理して示す。また、無次元化の定義を示す。

第5節においては、操縦流体力をMMGモデルに準拠して、船体に働く流体力モデル、プロペラの流体力モデル、舵に働く流体力モデルと外力としての風圧力のモデルにそれぞれ分けて組み立て、これらの数学モデルについて述べる。

第6節においては、本章で得られた結果を述べる。

2.2 モデル化の基本構想

本章では、MMGモデルを曳航船・被曳航船系の操縦運動モデルに適用するための検討を行う。MMGモデルを曳航船・被曳航船系の操縦運動モデルに適用する利点は主に2点である。第一は、船体に働く流体力が合理的に表現されているために操縦運動について各船体要素や外力等がおよぼす影響の検討が行い易いことである。第二は、流体力の数学モデルがその単独特性と干渉の特性で組み立てられているので、新しい数学モデルの組み込みが容易であり、数学モデルを構築する上で発展性があることである。これらの利点を生かした、曳航船・被曳航船系の操縦運動の数学モデルを構築する上で、モデル化に際しての基本構想を力学系の取り扱い、曳航索の取り扱いと操縦運動の取り扱いの3つに分けて述べる。

- (1) 力学系の取り扱いでは、曳航索の張力を曳航船と被曳航船に作用する外力と見なし曳航船と被曳航船が張力のみで繋がっていると考える。これにより、曳航船・被曳航船系として作用する力を、それぞれの単船に作用する力と曳航船と被曳航船を繋ぐ張力の要素に分けて取り扱うことが可能となる。
- (2) 曳航索の取り扱いに関しては、曳航索の挙動を弾性体として取り扱うと、浮体の係留に関連する研究^{37),38),39)}で示されているようにモデル化が複雑になる。曳航船・被曳航船系の操縦運動では、曳航索自身の挙動よりも張力が及ぼした結果としての船体運動の解明に力点が置かれているので、モデル化を複雑にすることは得策ではない。また、井上ら¹⁵⁾は曳航索の弾性および質量の影響が曳航船・被曳航船系の針路安定性において安定側に作用し、また、これらの影響が量的には非常に小さいことを指摘している。従って、本数学モデルでは、曳航索を弾性体としてではなく、曳航船と被曳航船の曳航点を一直線上に繋ぐ張力伝達装置として張力のみに関連する要素として簡略化してモデル化を行う。
- (3) 操縦運動の取り扱いでは、操縦運動を曳航索が張っている状態と緩む状態の2つに分けている。曳航索が張っている状態での被曳航船は、曳航船の操縦運動とは独立ではなく、曳航張力により拘束を受けた操縦運動を行う。曳航索が緩むと曳航船と被曳航船は、拘束が解かれそれぞれ自由な操縦運動を行う。

本論文では、曳航索が張っている状態の操縦運動を曳航船と被曳航船の運動変数が従属の関係にあるので新たに「従属運動」と称し、曳航索が緩んだ状態の操縦運動をお互いに自由な運動を行うことから「自由運動」と称す。従来の曳航船・被曳航船系の操縦運動の数学モデルでは、曳航索が張っている操縦運動と曳航索が緩んだ操縦運動が個別に取り扱われているために、曳航索が緩む過渡的な状況での操縦運動の予測が困難である。本数学モデルの特徴は、曳航船・被曳航船系の操縦運動を従属運動と自由運動として統合的に取り扱えることである。本論文では、モデル化の基本構想から以下に示す4つの基本条件を設けて、曳航船・被曳航船系の操縦運動のモデル化を行う。

基本条件

- (1) 被曳航船は曳航船の伴流中にあるが、曳航索が曳航船の船長に比べ長いことより、2船間の干渉による流体力を単船に働く操縦流体力に比べ非常に小さいとして無視する。
- (2) 曳航索の質量および弾性の影響は、曳航船・被曳航船系の針路安定性において安定側に作用し、しかもこの量は非常に小さいので曳航索の質量および弾性の影響を無視する。
- (3) 曳航索が張っている状態では、曳航索は曳航船と被曳航船との曳航点間を一直線上に張られているとする。
- (4) 曳航索が緩んだ場合、曳航船と被曳航船は、その時点でそれぞれの運動を初期値とした自由な運動を行うとする。

以上の条件を前提として、曳航船・被曳航船系の操縦運動のモデル化を行う。

張力を外力として取り扱うと、曳航船と被曳航船の操縦運動方程式は、Fig 2.1 の各船体の重心に固定された座標系 $G_i - x_i y_i$ において、前進速度を u_i 、横流れ速度を v_i 、旋回角速度を r_i として形式上、次のように表される。

$$\left. \begin{aligned} m_i (\dot{u}_i - v_i r_i) &= X_{Hi} + X_{Ri} + X_{Pi} + X_{Ei} + X_{Ti} \\ m_i (\dot{v}_i + u_i r_i) &= Y_{Hi} + Y_{Ri} + Y_{Pi} + Y_{Ei} + Y_{Ti} \\ I_{Gi} \dot{r}_i &= N_{Hi} + N_{Ri} + N_{Pi} + N_{Ei} + N_{Ti} \end{aligned} \right\} \quad (2.2.1)$$

ただし、添え字の i は、 $i=1$ が曳航船、 $i=2$ が被曳航船を意味する。右辺の添え字の H, R, P, E, T は、それぞれ船体、舵、プロペラ、外力と張力を意味する。

座標系には Fig.2.1 に示すような慣性座標系 $O-\xi\eta$ と曳航船と被曳航船のそれぞれの重心に原点を置く船体座標系 $G_i-x_iy_i$ を用い、船首方向、右舷方向をそれぞれ正の方向とする。船体座標系 $G_i-x_iy_i$ の x 軸方向の速度を u_i とし、 y 軸方向の速度を v_i とし、時計回りの旋回角速度を r_i とする。

a_i は重心から曳航点までの距離 ($a_1 \leq 0, a_2 \geq 0$) であり、 ℓ は索長であり、 ψ_i は方位角であり、 θ は曳航船の船首尾線からの曳航索の振れ角である。

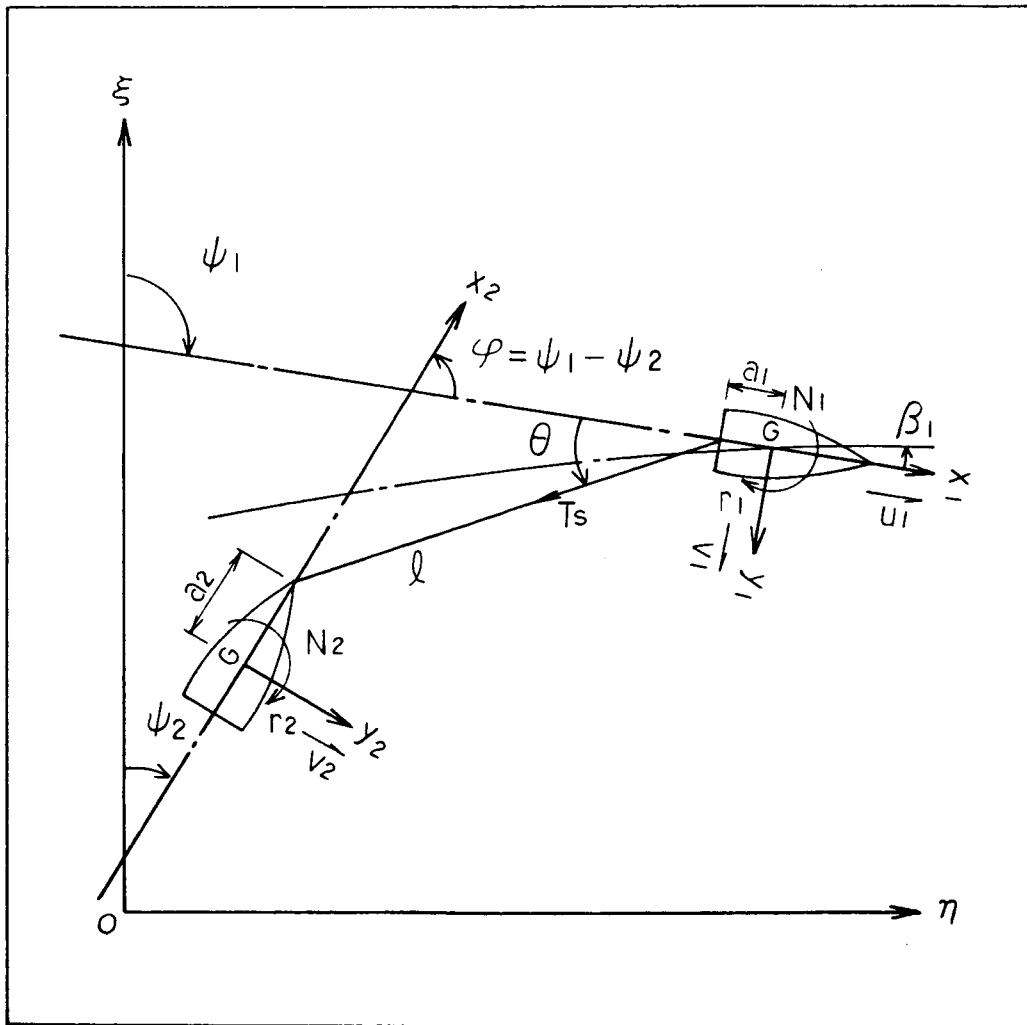


Fig.2.1 Coordinate systems

2.3 従属運動のモデル化

曳航索が張っている状態での被曳航船の操縦運動は、張力(T_s)により拘束を受けている。この場合、被曳航船の運動変数 (u_2, v_2, r_2) は、曳航船の運動変数 (u_1, v_1, r_1) と独立ではない。被曳航船が張力により拘束されている時は、被曳航船の前進速度、横流れ速度、曳航索の張力と振れ角について従属の関係が表れる。本節では、これらの関係式について述べる。

2.3.1 被曳航船の前進速度と横流れ速度

曳航索は、基本条件の(3)に示されている状態、つまり、曳航索が一直線状に張られている状態である。この場合、Fig. 2.1 に示す慣性座標系 $O-\xi\eta$ での曳航船と被曳航船との重心位置 (ξ_{G1}, η_{G1}) の関係は、

$$\left. \begin{aligned} \xi_{G2} &= \xi_{G1} + a_1 \cos \psi_1 - \ell \cos(\psi_1 - \theta) - a_2 \cos \psi_2 \\ \eta_{G2} &= \eta_{G1} + a_1 \sin \psi_1 - \ell \sin(\psi_1 - \theta) - a_2 \sin \psi_2 \end{aligned} \right\} \quad (2.3.1)$$

である。慣性座標系 $O-\xi\eta$ と船体座標系 $G_i-x_iy_i$ には、曳航船と被曳航船のそれぞれの重心回りの方位角 (ψ_i) による回転変換から j を複素数として次式の関係がある。

$$\begin{aligned} (y_{G1} + j x_{G1}) &= e^{j\psi_1} (\eta_{G1} + j \xi_{G1}) \\ &= \eta_{G1} \cos \psi_1 - \xi_{G1} \sin \psi_1 + j(\xi_{G1} \cos \psi_1 + \eta_{G1} \sin \psi_1) \end{aligned} \quad (2.3.2)$$

船体重心Gの慣性系から測った曳航船の速度 ($\dot{\xi}_{G1}, \dot{\eta}_{G1}$) は、船体固定座標の x, y 軸方向の速度 (u_1, v_1) を用いて(2.3.2)式から

$$\left. \begin{aligned} \dot{\xi}_{G1} &= u_1 \cos \psi_1 - v_1 \sin \psi_1 \\ \dot{\eta}_{G1} &= v_1 \cos \psi_1 + u_1 \sin \psi_1 \end{aligned} \right\} \quad (2.3.3)$$

となる。また、同様に被曳航船の x, y 軸方向の速度 (u_2, v_2) は、(2.3.2)式から

$$\left. \begin{aligned} u_2 &= \dot{\xi}_{G2} \cos \psi_2 + \dot{\eta}_{G2} \sin \psi_2 \\ v_2 &= \dot{\eta}_{G2} \cos \psi_2 - \dot{\xi}_{G2} \sin \psi_2 \end{aligned} \right\} \quad (2.3.4)$$

となる。よって、船体固定座標での被曳航船の x, y 軸方向の速度は、(2.3.1)式を時間で一回微分して(2.3.3)式に代入し、さらに (2.3.4)式から次式を得る。

$$\left. \begin{aligned} u_2 &= u_1 \cos \varphi - (v_1 + a_1 r_1) \sin \varphi - \ell(\dot{\theta} - r_1) \sin(\varphi - \theta) \\ v_2 &= (v_1 + a_1 r_1) \cos \varphi + u_1 \sin \varphi + \ell(\dot{\theta} - r_1) \cos(\varphi - \theta) - a_2 r_2 \end{aligned} \right\} \quad (2.3.5)$$

$$\text{ただし, } \varphi = \psi_1 - \psi_2 \quad (2.3.6)$$

被曳航船の重心位置の x, y 軸方向の加速度は、(2.3.5)式を時間で一回微分して次式となる。

$$\left. \begin{aligned} \dot{u}_2 &= \{\dot{u}_1 - (v_1 + a_1 r_1) \dot{\varphi}\} \cos \varphi - (\dot{v}_1 + a_1 \dot{r}_1 + u_1 \dot{\varphi}) \sin \varphi - \ell(\ddot{\theta} - \dot{r}_1) \sin(\varphi - \theta) \\ &\quad - \ell(\dot{\theta} - r_1)(\dot{\varphi} - \dot{\theta}) \cos(\varphi - \theta) \\ \dot{v}_2 &= (\dot{v}_1 + a_1 \dot{r}_1 + u_1 \dot{\varphi}) \cos \varphi + \{\dot{u}_1 - (v_1 + a_1 r_1) \dot{\varphi}\} \sin \varphi + \ell(\ddot{\theta} - \dot{r}_1) \cos(\varphi - \theta) \\ &\quad - \ell(\dot{\theta} - r_1)(\dot{\varphi} - \dot{\theta}) \sin(\varphi - \theta) - a_2 \dot{r}_2 \end{aligned} \right\} \quad (2.3.7)$$

2.3.2 曳航索の張力と振れ角

被曳航船の前進速度と横流れ速度が曳航船の運動と従属の関係にあるので、新たに曳航索の張力(T_s)と振れ角(θ)を被曳航船の操縦運動を記述する変数とする。これらを被曳航船の操縦運動方程式である(2.2.1)式($i=2$)を用いて以下の方法によって求める。

張力により被曳航船に働く力とモーメントは、Fig. 2.1 の座標系において幾何学的に

$$\left. \begin{aligned} X_{T2} &= T_s \cos(\varphi - \theta) \\ Y_{T2} &= T_s \sin(\varphi - \theta) \\ N_{T2} &= a_2 T_s \sin(\varphi - \theta) \end{aligned} \right\} \quad (2.3.8)$$

で表される。(2.3.8)式を(2.2.1)式($i=2$)に代入し、 x 方向の式に $\cos(\varphi - \theta)$ 、 y 方向の式に $\sin(\varphi - \theta)$ を掛けて、次式を得る。

$$\left. \begin{aligned} m_2(\dot{u}_2 - v_2 r_2) \cos(\varphi - \theta) &= X_2 \cos(\varphi - \theta) + T_s \cos^2(\varphi - \theta) \\ m_2(\dot{v}_2 + u_2 r_2) \sin(\varphi - \theta) &= Y_2 \sin(\varphi - \theta) + T_s \sin^2(\varphi - \theta) \end{aligned} \right\} \quad (2.3.9)$$

ただし、

$$\left. \begin{aligned} X_2 &= X_{H2} + X_{R2} + X_{P2} + X_{E2} \\ Y_2 &= Y_{H2} + Y_{R2} + Y_{P2} + Y_{E2} \end{aligned} \right\} \quad (2.3.10)$$

(2.3.9)式の x, y の両式を加えて、張力を表す

$$T_s = \{m_2(\dot{u}_2 - v_2 r_2) - X_2\} \cos(\varphi - \theta) + \{m_2(\dot{v}_2 + u_2 r_2) - Y_2\} \sin(\varphi - \theta) \quad (2.3.11)$$

を得る。

曳航索の振れ角も張力と同様な方法により求められる。

(2.2.1)式 (i=2)の x 方向の式に $-\sin(\varphi - \theta)$, y 方向の式に $\cos(\varphi - \theta)$ を掛けて,

$$\left. \begin{aligned} -m_2(\dot{u}_2 - v_2 r_2) \sin(\varphi - \theta) &= -(X_2 + X_{T_2}) \sin(\varphi - \theta) \\ m_2(\dot{v}_2 + u_2 r_2) \cos(\varphi - \theta) &= (Y_2 + Y_{T_2}) \cos(\varphi - \theta) \end{aligned} \right\} \quad (2.3.12)$$

を得る。(2.3.5)式と (2.3.7)式を (2.3.12)式に代入して

$$\left. \begin{aligned} -m_2 \{ (\dot{u}_1 - v_1 r_1 - a_1 r_1^2) \cos \varphi \sin(\varphi - \theta) - (\dot{v}_1 + u_1 r_1 + a_1 \dot{r}_1) \sin \varphi \sin(\varphi - \theta) \} \\ + m_2 \ell \{ (\ddot{\theta} - \dot{r}_1) \sin^2(\varphi - \theta) - (\dot{\theta} - r_1)^2 \cos(\varphi - \theta) \sin(\varphi - \theta) \} \\ - m_2 a_2 r_2^2 \sin(\varphi - \theta) &= -(X_2 + X_{T_2}) \sin(\varphi - \theta) \\ m_2 \{ (\dot{v}_1 + u_1 r_1 + a_1 \dot{r}_1) \cos \varphi \cos(\varphi - \theta) + (\dot{u}_1 - v_1 r_1 - a_1 r_1^2) \sin \varphi \cos(\varphi - \theta) \} \\ + m_2 \ell \{ (\ddot{\theta} - \dot{r}_1) \cos^2(\varphi - \theta) + (\dot{\theta} - r_1)^2 \sin(\varphi - \theta) \cos(\varphi - \theta) \} \\ - m_2 a_2 \dot{r}_2 \cos(\varphi - \theta) &= (Y_2 + Y_{T_2}) \cos(\varphi - \theta) \end{aligned} \right\} \quad (2.3.13)$$

を得る。そして, (2.3.13)式の x, y の両式を加えて, 振れ角加速度を表す

$$\begin{aligned} \ddot{\theta} &= \frac{(Y_2 + Y_{T_2} + m_2 a_2 \dot{r}_2) \cos(\varphi - \theta) - (X_2 + X_{T_2} - m_2 a_2 r_2^2) \sin(\varphi - \theta)}{m_2 \ell} \\ &\quad - \frac{(\dot{u}_1 - v_1 r_1 - a_1 r_1^2) \sin \theta + (\dot{v}_1 + u_1 r_1 + a_1 \dot{r}_1) \cos \theta}{\ell} + \dot{r}_1 \end{aligned} \quad (2.3.14)$$

を得る。(2.3.14)式の第1項は, 被曳航船に関する項であり, 他は曳航船に関する項である。

2.4 自由運動のモデル化

曳航船の減速または、急旋回等により曳航索が緩んだ時には、張力が働かなくなる。本論文では、曳航索が緩んだ時の運動を初期値として曳航船と被曳航船がそれぞれ自由な運動を行うとして操縦運動を取り扱う。この場合の曳航船と被曳航船の操縦運動方程式は、張力を外力としてそれぞれの単船の(2.2.1)式で表される。また、前述しているように曳航索は、弾性体ではなく、曳航船と被曳航船の曳航点を一直線状に繋ぐ張力伝達装置として張力のみに関する要素として簡略化されている。曳航索の挙動を弾性体として解いていないので、新たに曳航索が緩む条件が必要となる。

本節では、自由運動のモデル化で重要な役割を担う曳航索について、曳航索が緩む条件と張力伝達装置としての曳航索のモデル化について述べる。

2.4.1 曳航索が緩む条件

本論文では曳航船と被曳航船の曳航点間の距離から曳航索が張ったり、または緩む条件のモデル化を行う。曳航索が緩む条件とは、曳航船と被曳航船との曳航点間距離が索長より短くなることである。従属運動では、前述しているように曳航点間の距離を常に索長に保つように被曳航船の操縦運動が支配されている。従って、曳航船の減速または急旋回等によって曳航索が緩む操縦運動を模擬するためには、曳航索が張っている時の従属運動から曳航索が緩んだ時の自由運動に切り換わる条件のモデル化が必要である。従属運動から自由運動に切り換わる条件を以下に示す。

従属運動から自由運動に切り換わる条件

- (1) 調べる時点を初期値として曳航船と被曳航船のそれぞれについて自由運動での計算を1ステップ進め、曳航点間距離を算定する。
- (2) この距離が索長より長ければ、曳航索は一直線状に張っているとして、新たに従属運動として計算をやり直す。
- (3) この距離が索長より短ければ、自由運動として計算を進める。

本計算では、従属運動と自由運動との切り換えが、連続性を保って自動的に行える点が特徴である。本数値計算の流れ図を Fig.2.2 に示す。

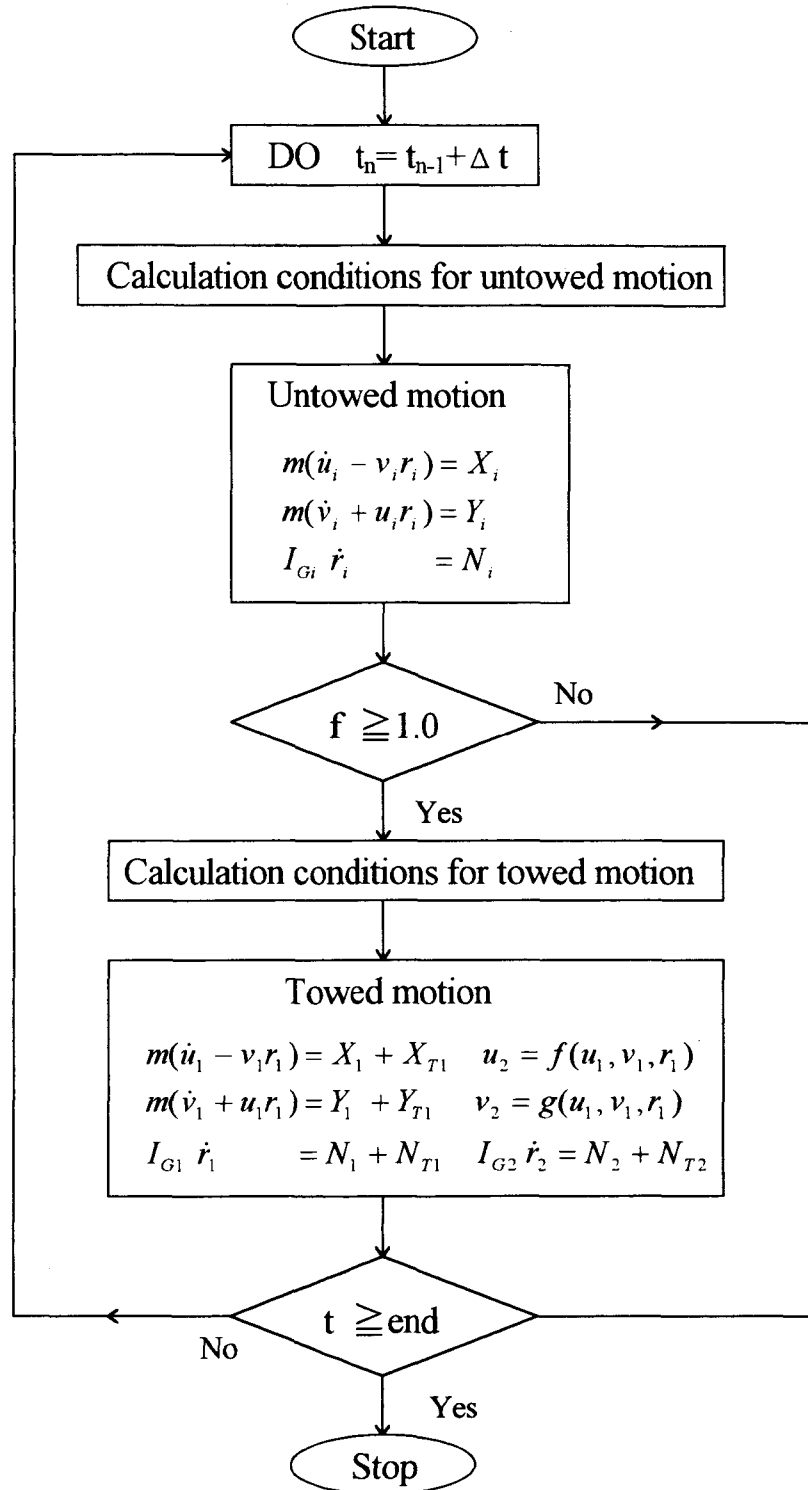


Fig. 2.2 Flow diagram of numerical simulations for maneuvering motion of towing and towed ships

2.4.2 張力伝達装置としての曳航索のモデル化

本論文では、曳航索を弾性体としではなく、曳航船と被曳航船の曳航点を一直線状に繋ぐ張力伝達装置として張力のみに関する要素として簡略化する。張力伝達装置の入力を張力(T_s)とし、出力を(F)として、この伝達関数(E)を以下にモデル化する。

$$E = \frac{F}{T_s} = \begin{cases} 1.0 & (f > 1.0) \\ 10f - 9 & (0.9 \leq f \leq 1.0) \\ 0 & (f < 0.9) \end{cases} \quad (2.4.1)$$

ただし、

$$\left. \begin{aligned} f &= \sqrt{(\xi_{p1} - \xi_{p2})^2 + (\eta_{p1} - \eta_{p2})^2} / \ell \\ \xi_{pi} &= \xi_{Gi} + a_i \cos \psi_i \\ \eta_{pi} &= \eta_{Gi} + a_i \sin \psi_i \\ \xi_{Gi} &= \int_0^t (u_i \cos \psi_i - v_i \sin \psi_i) dt \\ \eta_{Gi} &= \int_0^t (v_i \cos \psi_i + u_i \sin \psi_i) dt \end{aligned} \right\} \quad (2.4.2)$$

伝達関数は、曳航索が張っている時に $F = T_s$ となり、曳航索が 10% 緩むと $F = 0$ となり、その間は直線的に変化するモデル化である。また、位相角は、常に零である。

直線的に変化するモデル化は、数値計算の都合上、急激な張力変化を避けるために、取り入れたものである。また、10%の数値は、実験の観測から定めた数値である。この数値の誤差は、曳航索が緩む時の時間遅に影響することになる。曳航船の停止あるいは急旋回により曳航索が緩む場合は、曳航索が緩み始めると短時間に緩みきってしまい、張力も短時間に働かなくなることが観測されている⁴⁰⁾。従って、この数値の多少の誤差が計算精度におよぼす影響は、非常に小さいと思われる。

張力伝達装置としての伝達関数を Fig. 2.3 に示す。また，張力により曳航船に働く力とモーメントは，従属運動，自由運動を含めて本伝達関数を用いて次式となる。

$$\left. \begin{aligned} X_{T1} &= -E \cdot T_s \cos \theta \\ Y_{T1} &= E \cdot T_s \sin \theta \\ N_{T1} &= E \cdot a_1 T_s \sin \theta \end{aligned} \right\} \quad (2.4.3)$$

張力により被曳航船に働く力とモーメントは，同様に次式となる。

$$\left. \begin{aligned} X_{T2} &= E \cdot T_s \cos(\varphi - \theta) \\ Y_{T2} &= E \cdot T_s \sin(\varphi - \theta) \\ N_{T2} &= E \cdot a_2 T_s \sin(\varphi - \theta) \end{aligned} \right\} \quad (2.4.4)$$

本数学モデルでは，外力としての張力の項が曳航索の状態に応じて(2.4.3)，(2.4.4)式に示すように変化する。操縦運動方程式の取り扱いでは，外力項の変化と同等の取り扱いである。従って，曳航索が緩む場合の初期値は，曳航索が張っている状態の運動から自動的に引き継がれる。

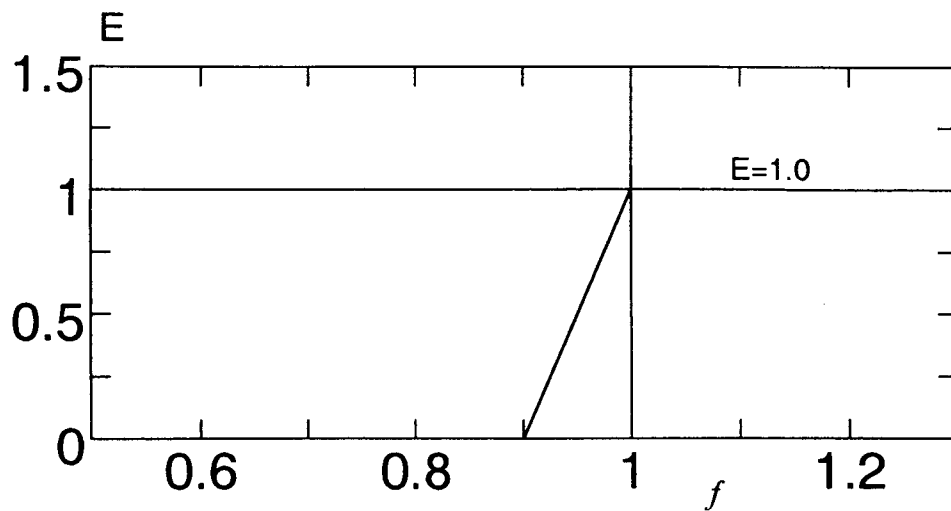


Fig. 2.3 Transfer function for tension of towline

2.4.3 操縦運動方程式のまとめと無次元化

曳航船・被曳航船系の操縦運動方程式のまとめを従属運動と自由運動に整理して以下に示す。また，無次元化の定義を示す。

(I) 従属運動

曳航船の操縦運動方程式 (i=1)

$$\left. \begin{aligned} m_1(\dot{u}_1 - v_1 r_1) &= X_{H1} + X_{R1} + X_{P1} + X_{E1} + X_{T1} \\ m_1(\dot{v}_1 + u_1 r_1) &= Y_{H1} + Y_{R1} + Y_{P1} + Y_{E1} + Y_{T1} \\ I_{G1} \dot{r}_1 &= N_{H1} + N_{R1} + N_{P1} + N_{E1} + N_{T1} \end{aligned} \right\} \quad (2.4.5)$$

被曳航船の操縦運動方程式 (i=2)

張力

$$T_s = \{m_2(\dot{u}_2 - v_2 r_2) - X_2\} \cos(\varphi - \theta) + \{m_2(\dot{v}_2 + u_2 r_2) - Y_2\} \sin(\varphi - \theta) \quad (2.3.11)$$

ただし，

$$\left. \begin{aligned} X_2 &= X_{H2} + X_{R2} + X_{P2} + X_{E2} \\ Y_2 &= Y_{H2} + Y_{R2} + Y_{P2} + Y_{E2} \end{aligned} \right\} \quad (2.3.10)$$

$$\varphi = \psi_1 - \psi_2 \quad (2.3.6)$$

曳航索の振れ角加速度

$$\begin{aligned} \ddot{\theta} &= \frac{(Y_2 + Y_{T2} + m_2 a_2 \dot{r}_2) \cos(\varphi - \theta) - (X_2 + X_{T2} - m_2 a_2 r_2^2) \sin(\varphi - \theta)}{m_2 \ell} \\ &\quad - \frac{(\dot{u}_1 - v_1 r_1 - a_1 r_1^2) \sin \theta + (\dot{v}_1 + u_1 r_1 + a_1 \dot{r}_1) \cos \theta}{\ell} + \dot{r}_1 \end{aligned} \quad (2.3.14)$$

回頭モーメント

$$I_{G2} \dot{r}_2 = N_{H2} + N_{R2} + N_{P2} + N_{E2} + N_{T2} \quad (2.4.6)$$

被曳航船と曳航船の速度の関係式

$$\left. \begin{aligned} u_2 &= u_1 \cos \varphi - (v_1 + a_1 r_1) \sin \varphi - \ell(\dot{\theta} - r_1) \sin(\varphi - \theta) \\ v_2 &= (v_1 + a_1 r_1) \cos \varphi + u_1 \sin \varphi + \ell(\dot{\theta} - r_1) \cos(\varphi - \theta) - a_2 r_2 \end{aligned} \right\} \quad (2.3.5)$$

被曳航船と曳航船の加速度の関係式

$$\left. \begin{aligned} \dot{u}_2 &= \{\dot{u}_1 - (v_1 + a_1 r_1) \dot{\varphi}\} \cos \varphi - (\dot{v}_1 + a_1 \dot{r}_1 + u_1 \dot{\varphi}) \sin \varphi - \ell(\ddot{\theta} - \dot{r}_1) \sin(\varphi - \theta) \\ &\quad - \ell(\dot{\theta} - r_1)(\dot{\varphi} - \dot{\theta}) \cos(\varphi - \theta) \\ \dot{v}_2 &= (\dot{v}_1 + a_1 \dot{r}_1 + u_1 \dot{\varphi}) \cos \varphi + \{\dot{u}_1 - (v_1 + a_1 r_1) \dot{\varphi}\} \sin \varphi + \ell(\ddot{\theta} - \dot{r}_1) \cos(\varphi - \theta) \\ &\quad - \ell(\dot{\theta} - r_1)(\dot{\varphi} - \dot{\theta}) \sin(\varphi - \theta) - a_2 \dot{r}_2 \end{aligned} \right\} \quad (2.3.7)$$

(II) 自由運動

曳航船と被曳航船の運動方程式

$$\left. \begin{aligned} m_i(\dot{u}_i - v_i r_i) &= X_{Hi} + X_{Ri} + X_{Pi} + X_{Ei} + X_{Ti} \\ m_i(\dot{v}_i + u_i r_i) &= Y_{Hi} + Y_{Ri} + Y_{Pi} + Y_{Ei} + Y_{Ti} \\ I_{Gi} \dot{r}_i &= N_{Hi} + N_{Ri} + N_{Pi} + N_{Ei} + N_{Ti} \end{aligned} \right\} \quad (2.2.1)$$

曳航索の張力伝達装置としてのモデル化

$$\left. \begin{aligned} X_{T1} &= -E \cdot T_s \cos \theta \\ Y_{T1} &= E \cdot T_s \sin \theta \\ N_{T1} &= E \cdot \alpha_1 T_s \sin \theta \end{aligned} \right\} \quad (2.4.3)$$

$$\left. \begin{aligned} X_{T2} &= E \cdot T_s \cos(\varphi - \theta) \\ Y_{T2} &= E \cdot T_s \sin(\varphi - \theta) \\ N_{T2} &= E \cdot \alpha_2 T_s \sin(\varphi - \theta) \end{aligned} \right\} \quad (2.4.4)$$

$$E = \frac{F}{T_s} = \begin{cases} 1.0 & (f > 1.0) \\ 10f - 9 & (0.9 \leq f \leq 1.0) \\ 0 & (f < 0.9) \end{cases} \quad (2.4.1)$$

ただし,

$$\left. \begin{aligned} f &= \sqrt{(\xi_{p1} - \xi_{p2})^2 + (\eta_{p1} - \eta_{p2})^2} / \ell \\ \xi_{pi} &= \xi_{Gi} + \alpha_i \cos \psi_i \\ \eta_{pi} &= \eta_{Gi} + \alpha_i \sin \psi_i \\ \xi_{Gi} &= \int_0^t (u_i \cos \psi_i - v_i \sin \psi_i) dt \\ \eta_{Gi} &= \int_0^t (v_i \cos \psi_i + u_i \sin \psi_i) dt \end{aligned} \right\} \quad (2.4.2)$$

曳航船・被曳航船系の操縦運動方程式の無次元化を代表長さとして、それぞれの垂線間長(L_{ppi})、代表面積として $L_{ppi}d_i$ ($d_i = d_{mi}$)と代表速度として初期曳航速度(U)を用いて行う。ただし、索長と曳航索の振れ角速度、角加速度の無次元化に用いられる代表長さは、被曳航船のものである。無次元化の定義は、次式である。

$$\left. \begin{aligned}
 X'_i &= \frac{X_i}{\frac{1}{2}\rho L_{ppi}d_i U^2} & N'_i &= \frac{N_i}{\frac{1}{2}\rho L_{ppi}^2 d_i U^2} \\
 m'_i &= \frac{m_i}{\frac{1}{2}\rho L_{ppi}^2 d_i} & I'_{Gi} &= \frac{I_{Gi}}{\frac{1}{2}\rho L_{ppi}^4 d_i} \\
 u'_i &= \frac{u_i}{U} & r'_i &= r_i \frac{L_{ppi}}{U} \\
 \dot{\theta}' &= \dot{\theta} \frac{L_{pp2}}{U} & \dot{\phi}' &= r'_1 \frac{L_{pp2}}{L_{pp1}} - r'_2 \\
 a'_i &= \frac{a_i}{L_{ppi}} & \ell' &= \frac{\ell}{L_{pp2}}
 \end{aligned} \right\} \quad (2.4.7)$$

2.5 流体力のモデル化

本論文での流体力の記述は、本章、第2節で述べているようにMMGモデルに準拠している。また、流体力のモデル化は、前進速力がある状態を主としている。速力範囲は、前進速力がある範囲である。プロペラ回転数は、モータ回転数が制御されている模型船を対象としているので、操縦運動による回転数変化を無視し、モータ回転数の指令によるプロペラ回転数変化のみを考慮する。低速時には、張力を含めた外力の項が支配的になることや、自由運動による操縦運動が索長内の運動範囲であることより低速時に問題となる大きな横流れ運動から誘起される操縦流体力の影響が小さいとして、船体や舵の流体力モデルは、前進速力がある状態のモデルをそのまま使用する。

本節では、曳航船・被曳航船系の船体、プロペラ、舵そして外力としての風圧力のモデル化について述べる。

2.5.1 船体に働く流体力モデル

曳航船・被曳航船系の船体に働く流体力は、2船間の干渉による流体力を無視して、それぞれの単船に働く流体力で構成されている。船体固定座標の x 軸方向の流体力は、直進時の抵抗係数を X_{oi} とし、横流れと旋回運動による抵抗増加を含めて表す。また、横力と回頭モーメントは、横流れの運動と旋回運動の線形項と2次の非線形項で表す。 x 軸方向の流体力で主要な項は、直進時の抵抗係数(X_{oi})と旋回の慣性抵抗($X_{vi} + m_y$)である。横力と回頭モーメントで主要な項は、それぞれの線形項である。船体の x, y 軸方向に働く力と z 軸回りのモーメントを次式で表す。

$$\left. \begin{aligned} X_{Hi} &= X_{oi} u_i^2 + X_{vi} v_i^2 + X_{ri} r_i^2 + (X_{vi} + m_y) v r_i - m_x \dot{u}_i \\ Y_{Hi} &= Y_v v_i + (Y_n - m_x u_i) r_i + Y_{vv} v_i |v_i| + Y_{vr} r_i |r_i| + Y_{vr} v r_i - m_y \dot{v}_i \\ N_{Hi} &= N_v v_i + N_n r_i + N_{vv} v_i |v_i| + N_{vr} r_i |r_i| + N_{vr} v r_i - J_z \dot{r}_i \end{aligned} \right\} \quad (2.5.1)$$

2.5.2 プロペラの流体力モデル

被曳航船のプロペラは、推進器としてより付加物抵抗として作用する場合が多いと思われる。本論文でのプロペラ流体力のモデル化の特徴は、曳航船・被曳航船系でプロペラを推進器として利用する場合と、プロペラ遊転または、固定により付加物抵抗として作用する場合とに分けて取り扱っている点である。MMGモデルに準拠し、これらの特徴を取り入れたプロペラ流体力のモデル化の基本構想を以下に示す。

プロペラ流体力のモデル化の基本構想

- (1) プロペラ流体力のモデル化では、前進速力のある範囲でプロペラ回転数(n)が正転と逆転の場合に分けて取り扱う。
- (2) プロペラによる横力は、プロペラと船体の干渉によって誘起される力を無視し、プロペラに直接作用する力を取り入れた Horn⁴¹⁾の式である。
- (3) プロペラ遊転時の抵抗は、遊転時のトルクが零の時の前進率(J_{oi})とスラスト係数($K_{Ti}(J_{oi})$)から求める。
- (4) プロペラ固定時のモデル化では、円盤の抵抗物体として取り扱う。

(I) 推進器としてのモデル化

プロペラが推進器として作用する場合のプロペラ流体力を次式で表す。

$$\left. \begin{aligned} X_{Pi} &= (1 - t_i) T_{Ri} \\ Y_{Pi} &= \frac{1}{2} \rho u_{Pi}^2 \frac{\pi}{4} D_{Pi}^2 \frac{C_{Ti}}{\sqrt{1 + C_{Ti}}} \beta_{Pi} \\ N_{Pi} &= x_{pi} \cdot Y_{Pi} \end{aligned} \right\} \quad (2.5.2)$$

ただし、

$$\left.
\begin{aligned}
T_{Ri} &= \rho n_i^2 D_{Pi}^4 K_{Ti}(J_{Si}) \\
J_{Si} &= u_{Pi} / n_i D_{Pi} \\
u_{Pi} &= (1 - w_{Pi}) u_i \\
w_{Pi} &= w_{oi} e^{c \beta_i^2} \quad (c = -4.0) \\
\beta_{Pi} &= \beta_i - x_{pi} r_i \\
C_{Ti} &= T_{Ri} / \frac{1}{8} \rho u_{Pi}^2 \pi D_{Pi}^2 \\
K_{Ti}(J_{Si}) &= a_{p0i} + a_{p1i} J_{Si} + a_{p2i} J_{Si}^2 \quad (n_i \geq 0) \\
&= a_{p3i} + a_{p4i} J_{Si} + a_{p5i} J_{Si}^2 \quad (n_i < 0) \\
K_{Qi}(J_{Si}) &= b_{p0i} + b_{p1i} J_{Si} + b_{p2i} J_{Si}^2 \quad (n_i \geq 0)
\end{aligned}
\right\} \quad (2.5.3)$$

本数学モデルでは、実船と模型船の尺度影響を直進中の有効伴流率(w_{oi})について平水中の推進性能の分野で用いられている方法⁴²⁾で考慮する。また、操縦運動中の有効伴流率(w_{pi})は、直進中からの変化を模型実験からモデル化する。

プロペラのスラスト特性を表す係数($a_{p0i} \sim a_{p5i}$)とプロペラのトルク特性を表す係数($b_{p0i} \sim b_{p2i}$)は、プロペラ単独試験から求められるが、試験データが無い場合は、公表されている MARIN のチャートを利用して、前進の自航点で MAU チャートと一致するように修正して、 $n \geq 0$ と $n < 0$ の係数を定める方法も有効である。

プロペラ指令回転数(n_i^*)による回転数変化を一次系の

$$T_{ei} \cdot \dot{n}_i + n_i = n_i^* \quad (2.5.4)$$

で表す。

(II) プロペラ遊転時のモデル化

プロペラ遊転時のプロペラ流体力のモデル化をプロペラ回転数が正転($n_i \geq 0$)のプロペラ特性曲線でのトルクが零となる前進率(J_{oi})とプロペラ遊転回転数(n_{oi})を用いて次式で表す。

$$\left. \begin{aligned} X_{Pi} &= \rho n_{oi}^2 D_{Pi}^4 K_{Ti}(J_{oi}) \\ Y_{Pi} &= 0 \\ N_{Pi} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.5.5)$$

プロペラ遊転回転数(n_{oi})は、 $n_i \geq 0$ のプロペラ特性曲線でのトルク(K_{Ti})が零となる前進率(J_{oi})から次のように定義する。

$$n_{oi} = \frac{u_{Pi}}{D_{Pi} \cdot J_{oi}} \quad (2.5.6)$$

(III) 抵抗物体としてのモデル化

プロペラ回転数が零の場合の流体力をプロペラ円盤の抵抗体として次式で表す。

$$\left. \begin{aligned} X_{Pi} &= C_{DPi} \frac{1}{2} \rho u_{Pi}^2 \frac{\pi}{4} D_{Pi}^2 \\ Y_{Pi} &= 0 \\ N_{Pi} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.5.7)$$

ただし、 C_{DPi} は、プロペラ円盤としての抵抗係数である。

プロペラを固定した単独試験としての抵抗係数の計測を1例ではあるが実施した。本試験に使用した供試プロペラの要目を Table 2.1 に示す。本試験での流速変化による

C_{DP} 値を Fig 2.5 に示す。 C_{DP} 値は、流速が速くなるとほぼ一定値となっている。本モデルでは、 $C_{DP} = -0.52$ を採用する。

Table 2.1 Principal dimensions of the propeller

Items		Actual	Model
Scale		1	1/17
Diameter	D_p (m)	1.650	0.097
Number of bread	Z	3	3
Pitch ratio	H/D_p	0.400	0.400
Expansion area ratio	E.A.R.	0.416	0.416
Boss ratio	B.R.	0.288	0.288

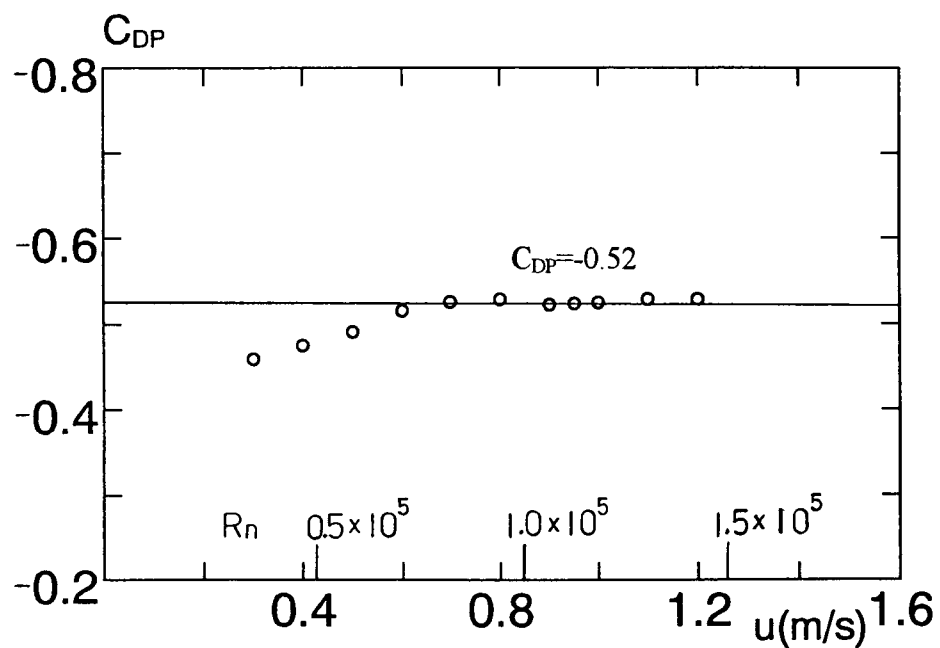


Fig. 2.4 Drag coefficient of the propeller at zero revolution

2.5.3 舵に働く流体力モデル

本節では、舵への有効流入速度(u_{Ri})をプロペラによる流体の増速がある場合と、プロペラによる増速が無い場合とに分けてモデル化を行う。ただし、船体の整流効果による有効流入角(α_{Ri})への影響は、プロペラによる増速が無い場合でも区別せずに、船体だけの干渉としてMMGモデルと同様な取り扱いを行う。プロペラによる流体の増速がある場合の舵に働く流体力を次式で表す。

$$\left. \begin{aligned} X_{Ri} &= (1 - t_{Ri}) F_{Ni} \sin \delta_i \\ Y_{Ri} &= (1 + a_{Hi}) F_{Ni} \cos \delta_i \\ N_{Ri} &= (1 + a_{Hi}) x_{Ri} F_{Ni} \cos \delta_i \end{aligned} \right\} \quad (2.5.8)$$

ただし、

$$\left. \begin{aligned} F_{Ni} &= \frac{1}{2} \rho f_{ai} u_{Ri}^2 A_{Ri} \sin \alpha_{Ri} \\ f_{ai} &= \frac{6.13 \lambda_i}{\lambda_i + 2.25} \\ \alpha_{Ri} &= -\{(\delta_i - \delta_{oi}) + \gamma_{Ri} (v_i + \ell_{Ri} r_i)\} \\ u_{Ri} &= \varepsilon_{pi} u_{Pi} \sqrt{1 + \kappa_{pi} 8 K_{Ti} (J_{Si}) / \pi J_{Si}^2} \end{aligned} \right\} \quad (2.5.9)$$

プロペラによる増速が無い場合は、舵への有効流入速度(u_{Ri})の取り扱いだけが異なり、プロペラ位置の流速(u_{Pi})が舵にそのまま流入するとした

$$u_{Ri} = u_{Pi} \quad (2.5.10)$$

である。

2.5.4 外力としての風圧力モデル

本論文では、曳航船・被曳航船系の運行において日常的に作用する外力として風圧力を取り上げている。その他の外力については、曳航船・被曳航船系の操縦運動の模擬を行う際に必要な外力について、その外力の特性を単独特性と船体との干渉特性で表されるモデル化を行い、新たに操縦運動の数学モデルに組み込むことになる。前述しているように、新しい数学モデルを付加することが容易であることがMMGモデルの特徴でもある。

本節では、風圧力のモデル化に際して、絶対風向角から相対風向角に変換する関係式や、風圧力が船体におよぼす力、モーメントのモデル化について述べる。

絶対風向角(χ_{Ti})、絶対風速(W_{Ti})から、相対風速(U_{ai})への変換は、Fig 2.5 に示す座標系に従って

$$U_{ai}^2 = W_{Ti}^2 + U_i^2 + 2W_{Ti}U_i \cos(\beta_i + \chi_{Ti} - \psi_i) \quad (2.5.11)$$

を得る。ただし、 U は、船体の x, y 軸方向の速度の合速度である。

相対風向角(χ_{ai})は、船首方向を零として、 $-\pi$ から π の範囲で右舷から風を受ける場合を正として、次式で表す。

$$\chi_{ai} = \begin{cases} \sin^{-1} \left\{ \frac{W_{Ti}}{U_{ai}} \sin(\beta_i + \chi_{Ti} - \psi_i) \right\} - \beta_i & (W_{Ti} \leq U_{ai}, U_{ai} \neq 0) \\ \pi - \beta_i - \sin^{-1} \left\{ \frac{W_{Ti}}{U_{ai}} \sin(\beta_i + \chi_{Ti} - \psi_i) \right\} & (W_{Ti} \geq U_{ai}, \beta_i + \chi_{Ti} - \psi_i \geq 0) \\ -\pi - \beta_i - \sin^{-1} \left\{ \frac{W_{Ti}}{U_{ai}} \sin(\beta_i + \chi_{Ti} - \psi_i) \right\} & (W_{Ti} \geq U_{ai}, \beta_i + \chi_{Ti} - \psi_i \leq 0) \\ \pi - \beta_i & (U_{ai} = 0) \end{cases} \quad (2.5.12)$$

船体に働く風圧力は、風洞試験から得られた風圧力係数($C_{xi}(\chi_{ai}), C_{Yi}(\chi_{ai}), C_{Ni}(\chi_{ai})$)と静止時の正面水線上投影面積(A_{Xi})と側面水線上投影面積(A_{Yi})を用いて次式で表す。

$$\left. \begin{aligned} X_{Wi} &= C_{Xi}(\chi_{ai}) \frac{1}{2} \rho_a A_{Xi} U_{ai}^2 \\ Y_{Wi} &= -\text{sgn}\{\chi_{ai}\} \cdot C_{Yi}(\chi_{ai}) \frac{1}{2} \rho_a A_{Yi} U_{ai}^2 \\ N_{Wi} &= -\text{sgn}\{\chi_{ai}\} \cdot C_{Ni}(\chi_{ai}) \frac{1}{2} \rho_a A_{Yi} L_{PPt} U_{ai}^2 \end{aligned} \right\} \quad (2.5.13)$$

ただし

$$\text{sgn}\{\chi_{ai}\} = \begin{cases} 1 & (\chi_{ai} \geq 0) \\ -1 & (\chi_{ai} < 0) \end{cases} \quad (2.5.14)$$

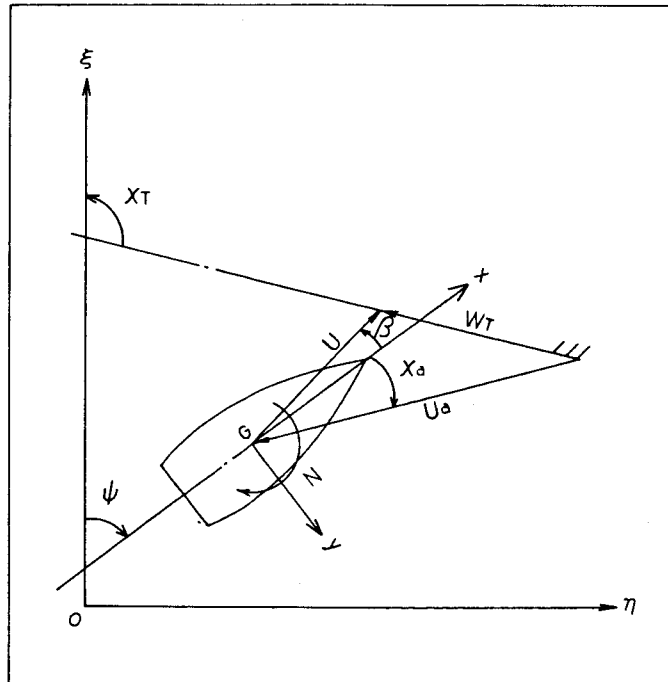


Fig. 2.5 Relation between relative and absolute wind directions

2.6 結 言

本章においては、まず曳航船・被曳航船系の操縦運動のモデル化を行うための基本構想について力学系の取り扱い、曳航索の取り扱いと操縦運動の取り扱いの3つに分けて述べ、曳航索が張っている時と曳航索が緩んだ時の曳航船・被曳航船系のモデル化に際しての基本的な条件を示した。次に、この条件に従って曳航索が張っている時の操縦運動を表す従属運動と曳航索が緩んだ時の操縦運動を表す自由運動のモデル化の検討を行った。従属運動のモデル化では、曳航船の操縦運動方程式と従属運動を満足すべき、被曳航船の速度、加速度の関係式を導出した。自由運動のモデル化では、重要な役割を担う曳航索を弾性体としてではなく、張力のみの要素と曳航索が緩む条件のモデル化を示した。

本章で得られた結果を以下にまとめる。

- (1) 曳航船・被曳航船系の操縦運動を曳航船と被曳航船の操縦運動方程式と両者を繋ぐ関係式で表されることを示した。
- (2) 曳航索が張っている時の操縦運動を「従属運動」と称して、従属運動を満足すべき被曳航船の速度および加速度を導出した。
- (3) 曳航索が緩んだ時の操縦運動を「自由運動」と称して、曳航索が緩んだ時の曳航船・被曳航船系の操縦運動のモデル化を示した。
- (4) 自由運動で重要な役割を担う曳航索を弾性体としてではなく、張力伝達装置として張力のみの要素として簡略化して取り扱うモデル化を示した。また、曳航索を弾性体として取り扱っていないので、新たに曳航索が緩む条件が必要となる。そこで、曳航船と被曳航船との曳航点間の距離から判断するモデル化を示した。

第3章 曳航船と被曳航船の船体に働く流体力

3.1 緒言

本章においては、曳航船・被曳航船系の操縦運動の数学モデルと車の両輪の関係にある曳航船と被曳航船の船体に働く操縦流体力特性を1隻の曳航船と2隻の被曳航船の供試船について検討する。

第2節においては、曳航船・被曳航船系の供試船の概要や主要目および供試船選定の主な理由について述べる。曳航船としての供試船は、鹿児島大学水産学部練習船南星丸である。南星丸³⁵⁾は、全長26.3mのトロール漁船型である。被曳航船としての供試船は、1991年に建造された全長15.6m、いけす容量200m³を有する「外洋曳航浮沈式高速いけす」³⁴⁾と称される曳航式の活魚運搬船(以後、本船と称する)である。本船は、被曳航船としては新しい設計コンセプトである浮沈方式を取り入れて空荷時に高速曳航が可能である。

第3節においては、2隻の供試被曳航船模型の船体に働く操縦流体力や風圧力について述べる。供試被曳航船は新しい設計コンセプトの船型であることより旋回腕水槽での操縦流体力の計測および開放型風洞での風圧力の計測を実施した。計測された操縦流体力から曳航速度の増加に伴う被曳航船の針路安定性低下の現象についての検討を行う。また、風圧力の計測から水面上の船体構造の違いによる風圧力特性の違いを実験的に解明する。

第4節においては、曳航船の船体に関する操縦流体力微係数について公表されているデータベースからの推定方法と推定精度向上のための微係数の修正方法について述べる。データベースから微係数を推定する場合、推定精度の向上を図ることは、数値シミュレーション計算の精度向上と直結しているために重要な作業となる。推定された微係数を用いた数値シミュレーション計算による操縦運動と模型船または実船の操縦運動との比較から微係数を修正する方法がある⁴³⁾。今のところ、この修正を合理的に行う方法は確立されておらず、データベース利用者の試行錯誤により行われている。試行錯誤の反復回数を減らすためには、修正作業を的確に進めていくための指針とな

る基本方針が必要である。

本節では、まず推定された微係数の精度確認と修正を行うための基本方針および作業方法の提案を行う。次に、本提案に従って得られた微係数の妥当性について述べる。

第5節においては、本章で得られた結果を述べる。

3.2 供試模型船

本節では、船体に働く流体力の計測および曳航船・被曳航船系の自由航走模型実験に使用している供試模型船の特徴について、被曳航船、曳航船の順に述べる。

3.2.1 被曳航船の供試模型船

被曳航船の供試船は、1991年に建造された全長15.6m、いけす容量200m³を有する「外洋曳航浮沈式高速いけす」(The ocean type high-speed-towed fish preserve)³⁴⁾と称される曳航式の活魚運搬船である。本船は、被曳航船としてはこれまでに無い新しい設計コンセプトである浮沈式を採用することにより、空荷時に浅い喫水(0.8m)にでき高速曳航が可能である。本船の主要目をTable 3.1に示し、概要図をFig.3.1に示す。本船型の特徴は、いけす容量確保のために幅広となり、かつ活魚取り込み作業性確保のために船尾が大きなトランサム形状を有することである。本船の空荷時では、 $L_{pp}/B=2.44$ であり、 $B/d=8.0$ である。本船を供試船に用いた主な理由は、以下の3点である。

- (1) 被曳航船として日常的に稼働している。
- (2) 船型が単純なために模型船の製作が容易である。
- (3) 本船の船型改良が近い将来の実船の設計に活用されることが期待できる。

本船は、船底後部に固定フィンを取り付けることにより高速時の針路安定性が確保されている。しかし、船底に突起物があると活魚を船内いけすに取り込む際に網を引っかける恐れがあり、漁業従事者には慎重な作業を要求することになる。漁業従事者にとっては、船底に突起物がなく、針路安定性と活魚取り込み作業性を確保した船型

が望ましい。船底フィン無しでも高速時の針路安定性を確保できることは、将来の船型開発にとって重要な技術課題である。従って、本船型の流体力計測の目的に数学モデルの検証のみならず、将来の船型開発の狙いも加わる。

まず、船型開発の基礎的な船型として、本船の船底フィンを取り外した模型船を原型と称して被曳航船の供試船の一つとした。次に、船底フィン無しでも、高速時の針路安定性と作業性を確保できる船型開発を念頭において、本船を原型にして、船長、幅、喫水の要目を変えずに、船首部、船尾部およびビルジ部の各要素を変更した模型船を複数製作した^{44),45)}。本船型開発において曳航中の針路安定性が良く、かつ、抵抗が小さい要件を達成した船型をE型と呼称している。従って、本論文での操縦流体力の計測および曳航船・被曳航船系の自由航走模型実験に使用している供試模型船は、原型とE型である。いずれの船型も船底フィン、舵およびプロペラ無しである。

被曳航船模型の概要図を Fig.3.2 に示す。原型の船型的な特徴としては、横断面形状で幅だけが異なるU型で構成される単純な船型であることが挙げられる。E型の船型的な特徴としては、船首部横断面形状をU型から円弧状に大きくカットアップしてあることと、船尾まで全幅を有することである。

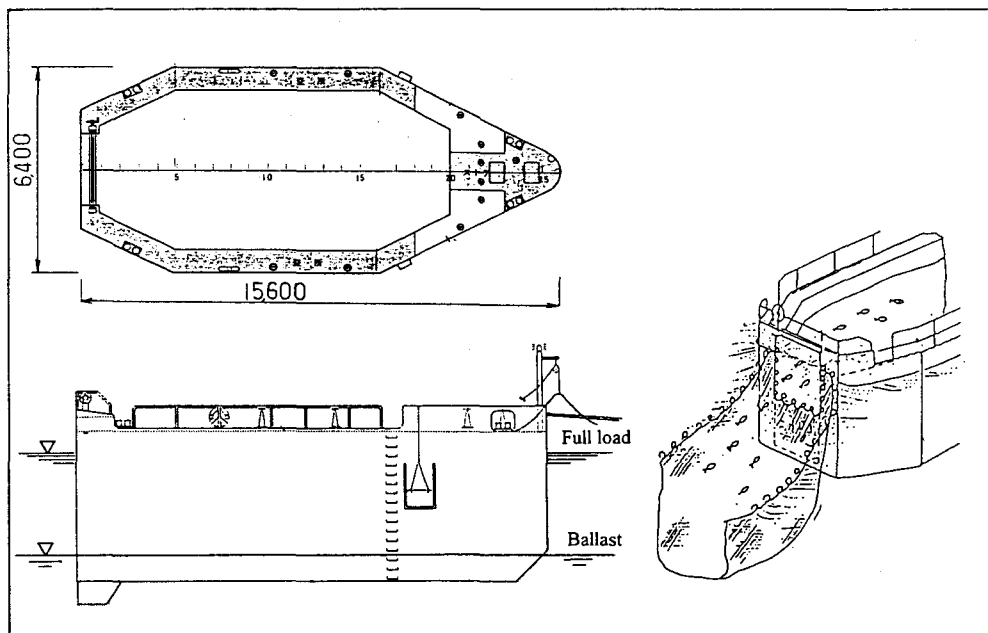


Fig. 3.1 Outline of the ocean type high-speed-towed fish preserve

模型船縮尺は、試験装置によって異なり、旋回水槽および自由航走実験用として縮尺 1/12($L_{pp}=1.300\text{m}$)であり、回流水槽用として縮尺 1/25($L_{pp}=0.624\text{m}$)であり、開放型風洞用として縮尺 1/55($L_{pp}=0.284\text{m}$)の3種類である。自由航走実験時の被曳航船模型のメタセンター高さ (GM) は実船(2.0m)に合わせてあるが、 z 軸まわりの慣動半径/ L_{pp} は、バラストウエイトの配置上 0.25~0.28 の範囲である。

Table 3.1 Principal dimensions of the ocean type high-speed-towed fish preserve and models

Items	Actual ship	Models			
		Parent ship		E-type ship	
Scale	1	1/12	1/25	1/12	1/25
Length between perpendiculars $L_{pp}(\text{m})$	15.600	1.300	0.624	1.300	0.624
Breadth moulded $B(\text{m})$	6.400	0.533	0.256	0.533	0.256
Draft at mid-ship $d(\text{m})$	0.800	0.067	0.032	0.067	0.032
Displacement $\Delta(\text{Kg})$	56,500	32.64	3.61	30.38	3.36
Block coefficient C_b	0.695	0.695	0.695	0.640	0.640
Center of gravity from mid-ship $\otimes G(\text{m})$	0.890	0.074	0.034	0.199	0.096
Metacentric height $GM(\text{m})$	2.000	0.167	0.080	0.167	0.080
Lateral projected area $A_x(\text{m}^2)$	26.90	0.189	0.043	0.189	0.043
Transverse projected area $A_y(\text{m}^2)$	65.50	0.455	0.105	0.410	0.094

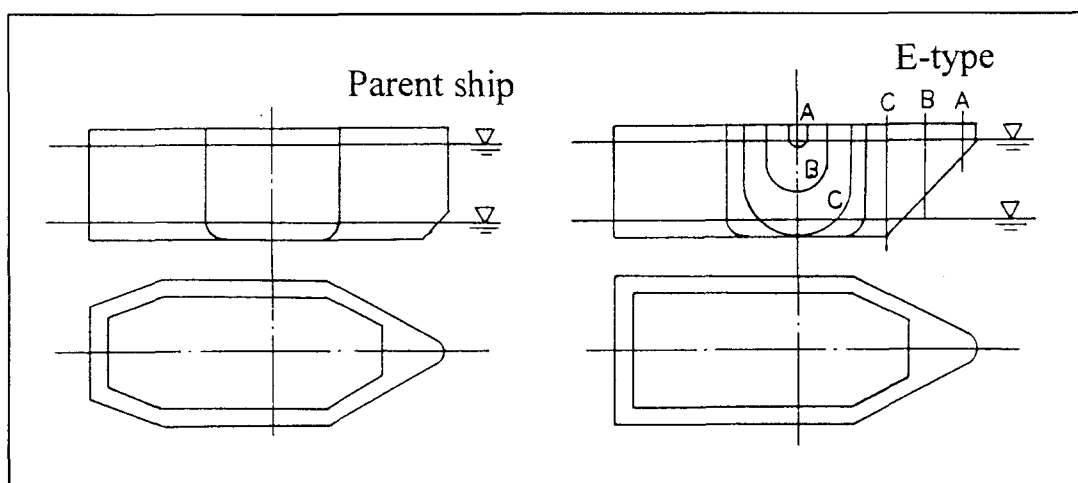


Fig. 3.2 Outline of towed ship models

3.2.2 曳航船としての供試模型船

曳航船の供試模型船は、鹿児島大学水産学部練習船南星丸³⁵⁾である。南星丸は、全長26.3mのトロール漁船型である。南星丸の側面図をFig.3.3に示し、主要目をTable 3.2に示す。また、ボディープランをFig.3.4に示す。井上ら¹³⁾は、曳航船と被曳航船が同寸法の場合に互いの操縦運動の影響を両船とも受けるために曳航船・被曳航船系の針路安定性にとって厳しいことを指摘している。

従って、本供試模型船の寸法については、曳航船・被曳航船系の針路安定性におよぼす影響を実験的に解明することを目的に、模型船縮尺を1/17 ($L_{pp}=1.280\text{m}$)としている。南星丸の模型船重量は30.4kgであり、縮尺1/12 ($L_{pp}=1.300\text{m}$)の被曳航船模型重量とほぼ等しい。また、縮尺1/25 ($L_{pp}=0.624\text{m}$)の被曳航船模型重量の約10倍である。

南星丸を曳航船の供試船に用いた主な理由は、以下の3点である。

- (1) 漁船型であり、活魚運搬船の曳航形態に近い。
- (2) 南星丸の操縦性試験データの入手が容易である。
- (3) 一般的なトロール漁船型であり操縦流体力微係数について公表されているデータベースからの推定が可能である。

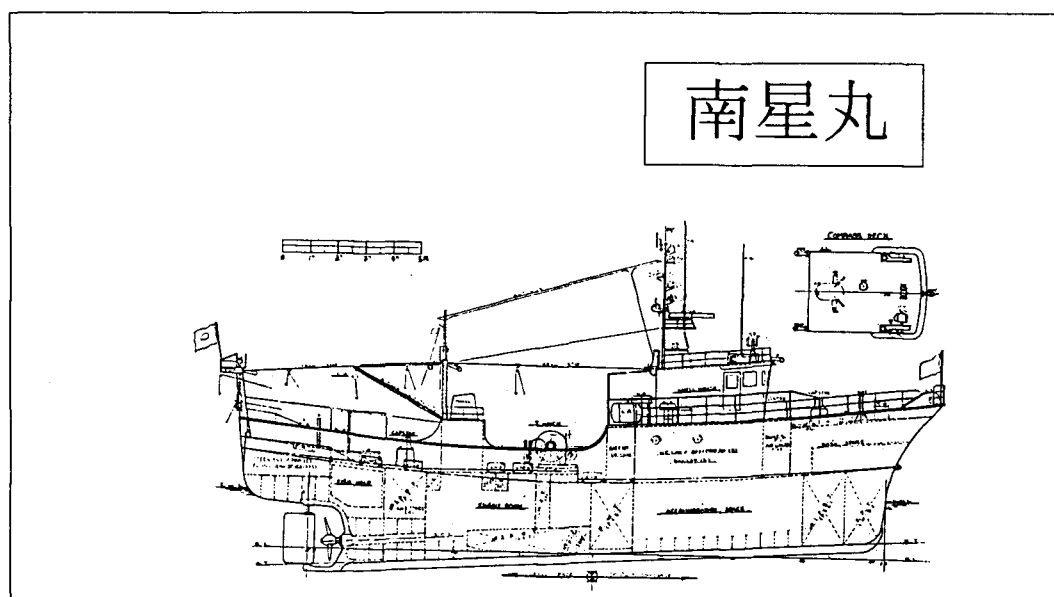


Fig. 3.3 Profile of Nansei maru

Table 3.2 Principal dimensions of Nansei maru

Items		Nansei maru	Model
Scale		1	1/17
Length of overall	$L_{oa}(m)$	26.300	1.547
Length between perpendiculars	$L_{pp}(m)$	21.700	1.277
Breadth moulded	$B(m)$	5.700	0.335
Draft at mid-ship	$d(m)$	2.200	0.129
Displacement	$\Delta(Kg)$	152,000	30.18
Block coefficient	C_b	0.545	0.545
Rudder area	$A_R(m^2)$	1.98	0.00685
Aspect ratio of rudder	λ	1.64	1.64
Lateral projected area	$A_X(m^2)$	22.00	-
Transverse projected area	$A_Y(m^2)$	69.70	-

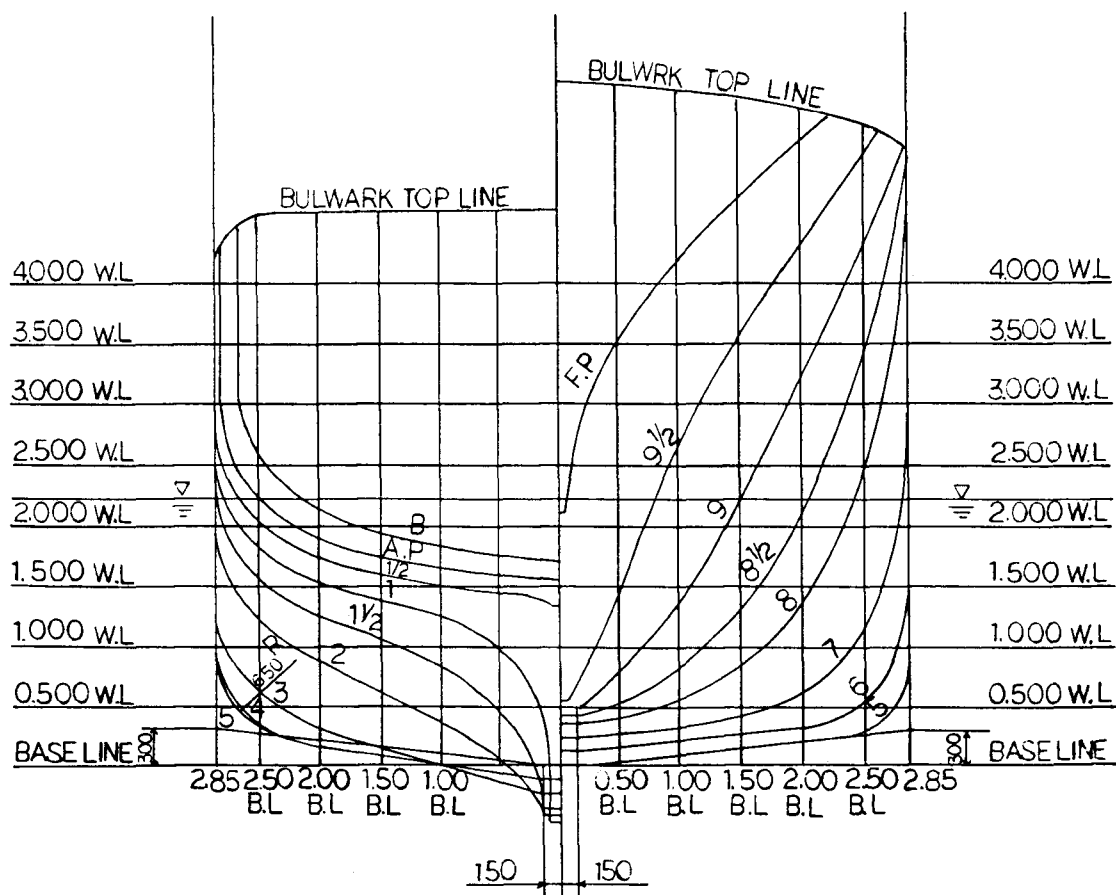


Fig. 3.4 Body plan of Nansei maru

3.3 被曳航船の船体に働く操縦流体力

本船は曳航式の活魚運搬船として浮沈式により空荷時に高速曳航を可能にした新しいコンセプト³⁴⁾の被曳航船である。高速曳航時の特徴として曳航速度の増加に伴って曳航時の針路安定性が低下⁴⁶⁾することが挙げられる。このメカニズムを解明することは、新しい被曳航船の船型開発や経済的で安全な曳航計画を立案する上でも有益である。曳航速度の増加に伴う針路安定性低下の要因は、本船型が幅広、浅喫水船であるために深い水深であっても造波や縦姿勢変化等による水面下の形状変化が大きく、操縦流体力が変化するためと推察される。操縦流体力の推定は、速度変化による船体姿勢が与えられれば、かなり精度良く推定されることが報告されているが^{47),48),49)}、速度変化による姿勢変化まで含めた操縦流体力の推定は、今のところ、まだ実用的ではない。従って、本供試船型の場合は新しいコンセプトの船型であり、これまでに操縦流体力の計測された例もないので、操縦性能試験水槽での操縦流体力計測を実施した。

本節では、原型とE型の旋回腕水槽での操縦流体力計測から曳航速度の増加に伴う針路安定性低下のメカニズムを実験的に解明する。

3.3.1 操縦流体力の計測

実験施設は、九州大学工学部船舶運動性能試験水槽である。実験項目は、斜航試験と旋回試験である。斜航試験における横流れ角(β)は、 2° 毎の $-4^\circ \sim 10^\circ$ と 15° である。旋回試験における旋回角速度の無次元値(r')は、0.155, 0.250, 0.360, 0.460 である。実験項目表を Table 3.3 に示す。

計測される流体力の定義は Fig. 2.1 の船体固定座標系($G-xy$)に従う。Yは船体横力であり、Nは重心回りのモーメントである。流体力の無次元化(Y', N')は、(2.4.7)式に従う。操縦流体力の計測方法として模型船の縦姿勢を固定する場合と自由にする場合がある。一般的な商船では深い水深であると、旋回運動中の縦姿勢変化が小さいために縦姿勢を固定⁵⁰⁾する場合も多い。

本供試船は幅広、浅喫水であるために深い水深であっても速度増加による縦姿勢変化量が多い。本計測では、実験的に縦姿勢変化の影響を解明するために、縦姿勢固

定状態と自由状態での操縦流体力の計測を実施した。ヒール角は固定である。

試験フルード数は、0.05 毎の $Fn=0.10\sim0.25$ である。ただし、旋回試験では曳引台車の能力により、 $r'=0.460$ では $Fn=0.10$ が限界であり、 $r'=0.360$ では $Fn=0.15$ が限界であり、 $r'=0.250$ では $Fn=0.20$ が限界であった。実験状態は、高速曳航時に針路安定性が問題となるバラスト状態(イーブンキール)である。バラスト状態での縮尺 1/12 での原型の L_{wl} は、1.285m であり、E型の L_{wl} は、1.040m である。また、原型の船体中央からの重心位置 ($\otimes G$)は、 $0.057L_{pp}$ 後方であり、E型の($\otimes G$)は、 $0.153L_{pp}$ 後方である。

Table 3.3 Experimental parameters of captive model tests

Models	Parent ship , E-type
Scale	1/12
Items of experiments	1. Oblique (Fix on heave, trim / Free) 2. Rotating arm (Fix on heave, trim/ Free)
Condition	Ballast, $L_{pp}=1.300$ m $B=0.533$ m $d=0.067$ m
$Fn = \frac{u}{\sqrt{g \cdot L_{pp}}}$	0.10, 0.15, 0.20, 0.25 ($r' \leq 0.155$) 0.10, 0.15, 0.20 ($r' = 0.250$) 0.10, 0.15 ($r' = 0.360$) 0.10 ($r' = 0.460$)
r'	0.0, 0.155, 0.250, 0.360, 0.460
β (deg.)	-4.0, -2.0, 0.0, 2.0, 4.0, 6.0, 8.0 10.0, 15.0
Heel (deg.)	0.0

3.3.2 斜航試験結果

縦姿勢を固定と自由にした斜航試験による原型の横力の無次元値(Y')と、モーメントの無次元値(N')を Fig.3.5 に示す。また、E型の Y' と N' を Fig.3.6 に示す。これら図中の黒塗り印は、縦姿勢固定であり、白抜き印は、縦姿勢自由である。まず、大まかに流体力変化の傾向について述べ、フルード数変化や縦姿勢変化に伴う流体力の差については、後に流体力微係数の差として述べる。

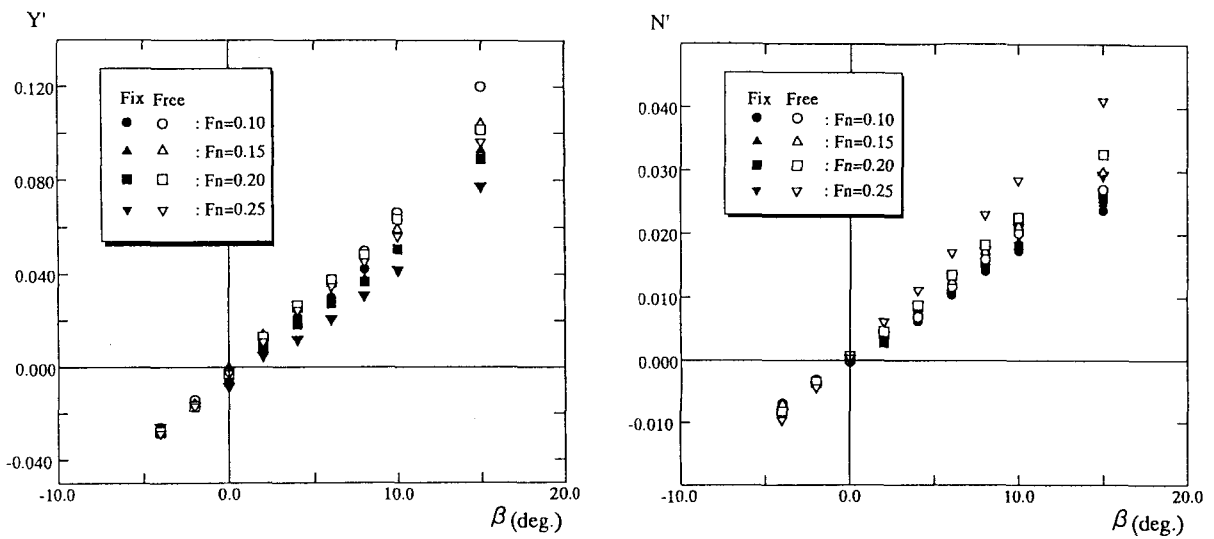


Fig. 3.5 Hydrodynamic lateral forces and yaw moments acting on the parent ship

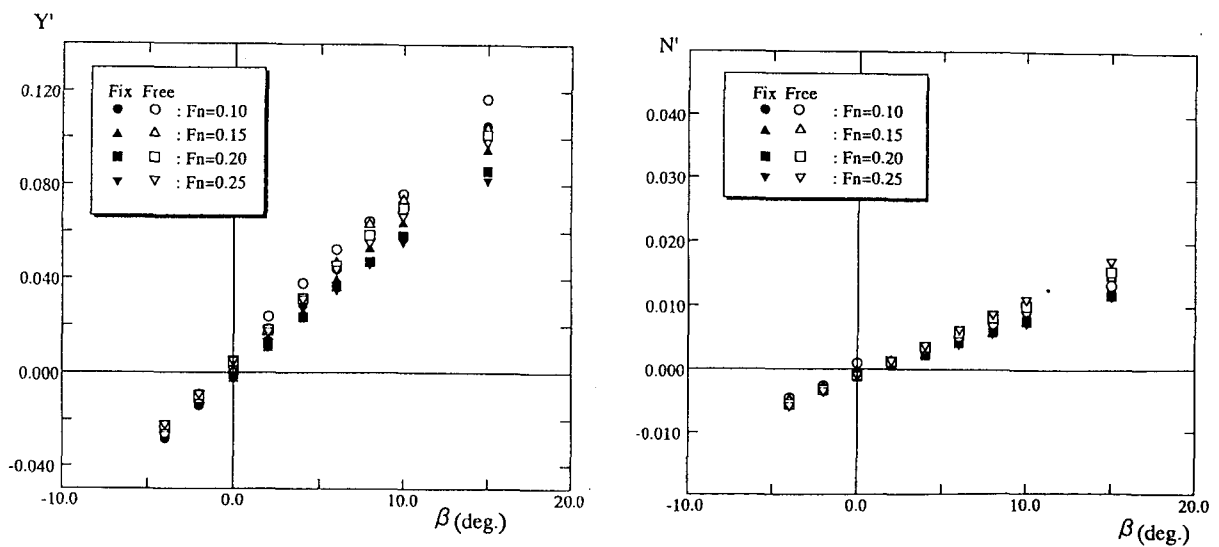


Fig. 3.6 Hydrodynamic lateral forces and yaw moments acting on the E-type ship

フルード数に対する両船型の Y' および N' の変化は、縦姿勢固定であると小さいが、縦姿勢自由の場合は、縦姿勢固定に比べ大きい。また、原型とE型での比較では、E型の浸水側面積は、Fig.3.7に示すように原型に比べ小さいにもかかわらず、E型の Y' は縦姿勢固定と自由とも原型に比べわずかであるが大きい。この要因についての考察を以下に行う。

横流れ運動による左右舷からの流れは、両模型船とも船尾端でかなり大きな後流渦となることが観測された。このことから船尾端での流速の差つまり後流渦の強さは、船尾幅に比例して大きくなると推測される。船尾幅の広いE型は、左右舷の圧力差が後半部で原型に比べ高くなると思われる。従って、船尾幅に着目して実験的な手法により解明を試る。

船型の各要素の影響を実験的に解明するために、原型のビルジ部を角にした船型(A型と呼称する)とこれから船尾だけを全幅にした船型(B型と呼称する)の縮尺 1/25 模型を製作した⁴⁴⁾。A型とB型の概略図を Fig.3.8 に示す。回流水槽でA型とB型の斜航試験を実施した。この結果として横力の比較を Fig.3.9 に示し、モーメントの比較を Fig.3.10 に示す。回流水槽での斜航試験による両船型の比較から船尾幅の大きいB型の横力は、A型に比べ大きい。また、原型に比べA型の横力が大きくなっているのは、ビルジ部を角にした影響である。

従って、船尾幅の異なる模型船での斜航試験による流体力計測結果からE型の横力が原型に比べ大きいのは、船尾幅の影響である。また、A型とB型のモーメントの差が小さいことから、船尾幅がモーメントにおよぼす影響は小さいことが分かる。よって、E型のモーメントが原型に比べ小さいのは、船尾幅の影響ではなく、船首部の側面積を減じた効果である。

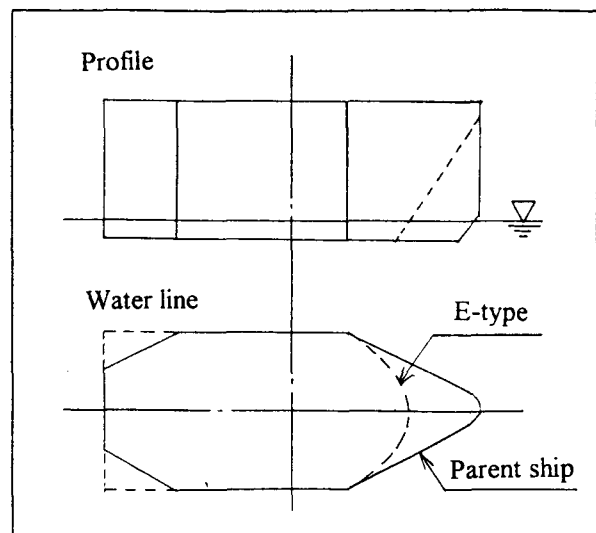


Fig. 3.7 Profiles and water lines of parent ship and E-type ship

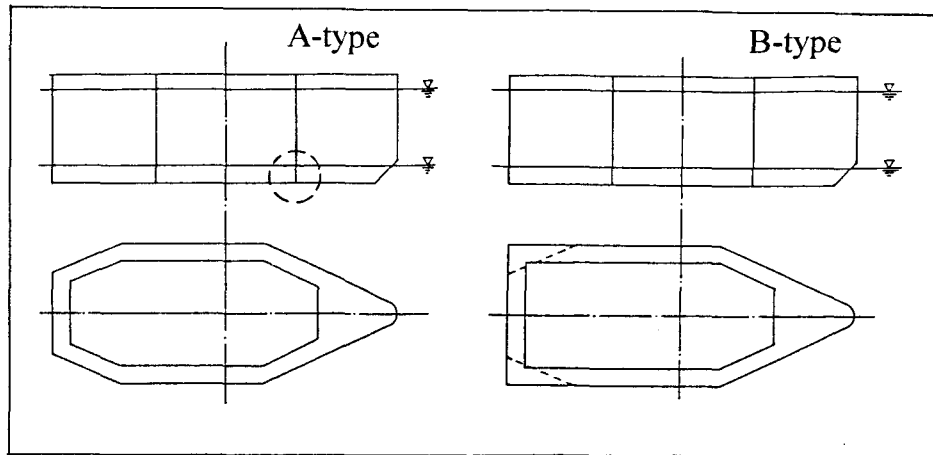


Fig. 3.8 Outline of the A-type ship and the B-type ship

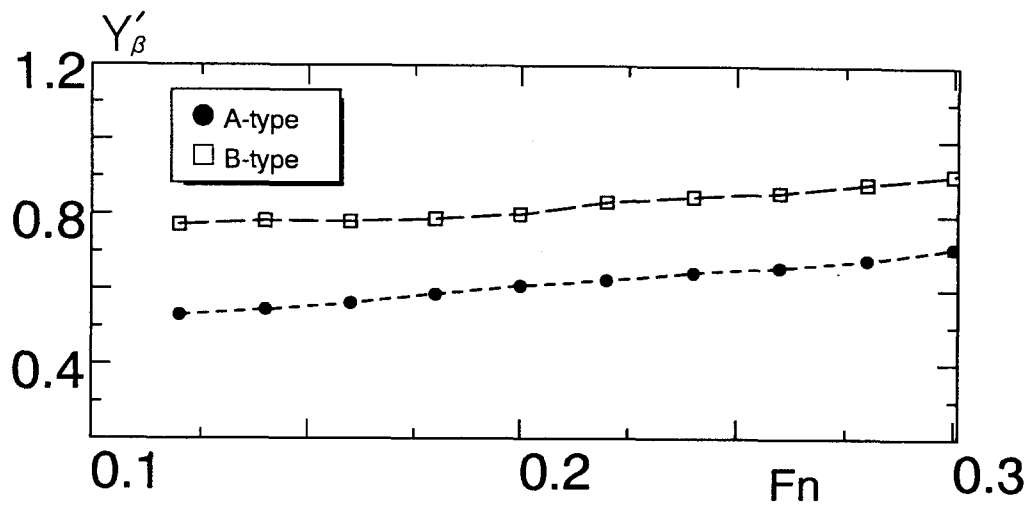


Fig. 3.9 Comparison of static derivatives of lateral force between the A-type ship and the B-type ship

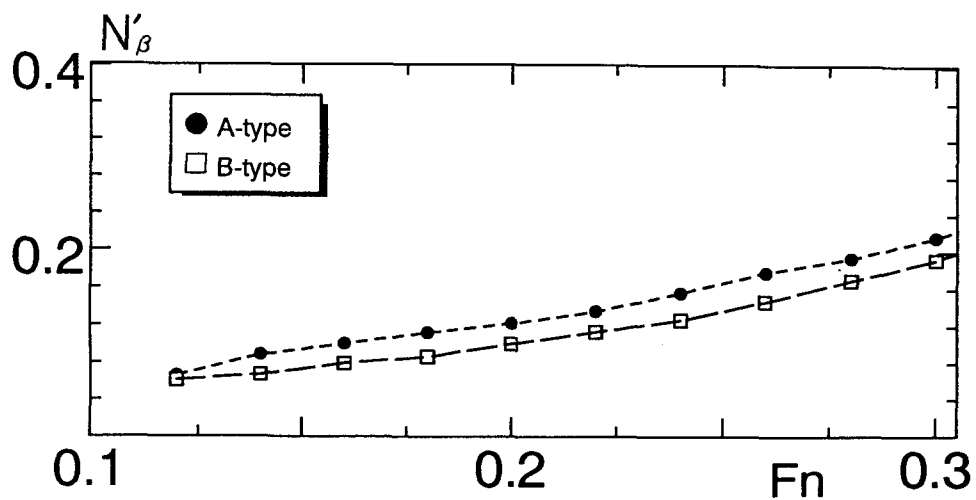


Fig. 3.10 Comparison of static derivatives of yaw moment between the A-type ship and the B-type ship

次に、縦姿勢固定と自由状態での速度変化に伴う操縦流体力変化を流体力微係数で比べる。速度変化に対する横流れ運動による流体力微係数(Y'_β)を Fig.3.11 に示し、モーメントの微係数(N'_β)を Fig.3.12 に示す。また、 $Fn=0.10$ と $Fn=0.25$ での流体力微係数のまとめを Table 3.4 に示す。速度変化による静止時からの前後喫水変化を沈下方向を正として L_{pp} で除した値を Fig.3.13 に示す。図中の黒塗り印は、後部喫水(A.P.)変化であり、白抜き印は、前部喫水(F.P.)変化である。 $Fn=0.1$ 付近では、前後喫水変化は小さいが、高フルード数になると船首沈下量が大きくなる。この傾向は、原型に比べ E 型の方が顕著である。また、両船型とも船首が沈下し、後部がほとんど変化しない傾向は同様である。

縦姿勢固定の場合、両船型とも速度増加に伴い Y'_β は減少し、 N'_β は増加している。これは、主に造波による影響と考えられる。フルード数 $Fn=0.10$ と $Fn=0.25$ での横流れ運動による横力の着力点($l'_\beta = N'_\beta / Y'_\beta$)は、原型の場合、0.296 から 0.358(⊗から前方 0.301)へと 0.062 前方に移動し、E 型の場合、0.123 から 0.137(⊗から後方 0.016)へと 0.014 前方に移動している。

一方、縦姿勢自由の場合は、造波の影響に前述の船首沈下の影響が加わり、縦姿勢固定の場合と流体力微係数変化の様相が異なる。主な相違点は、次の 2 点である。

第一は、縦姿勢固定に比べて両船型とも速度増加に伴う変化量が大きい点である。特に $Fn=0.25$ での縦姿勢自由と固定では、両船型とも N'_β の値に約 40%程の差がある。

第二は、原型の Y'_β が速度増加に伴い縦姿勢固定時では減少しているが、縦姿勢自由であると増加している点である。これは、船首沈下により浸水側面積が増加しているためと思われる。 $Fn=0.10$ と $Fn=0.25$ での横流れに運動による横力の着力点は、原型の場合、0.301 から 0.440(⊗から前方 0.383)へと 0.139 前方に移動し、E 型の場合、0.126 から 0.193(⊗から前方 0.04)へと 0.067 前方に移動している。原型は、E 型に比べ速度増加に対する横流れ運動による横力の着力点の移動量が大きい。また、この着力点の移動量は、縦姿勢固定と自由との比較から、造波による影響に比べ船首沈下による影響の方が大きい。

以上より、原型と E 型での縦姿勢固定と自由での斜航実験から速度増加に伴って横流れ運動による横力の着力点が船首側に移動していることが分かる。この主要因は、速度増加に伴う船首沈下の影響である。

Table 3.4 Static derivatives (Y'_β , N'_β) in oblique motions

	Fn	Parent ship			E-type		
		Y'_β	N'_β	ℓ'_β	Y'_β	N'_β	ℓ'_β
Fix	0.10	0.355	0.105	0.296	0.415	0.051	0.123
	0.25	0.335	0.120	0.358	0.358	0.049	0.137
Free	0.10	0.365	0.110	0.301	0.420	0.053	0.126
	0.25	0.375	0.165	0.440	0.368	0.071	0.193

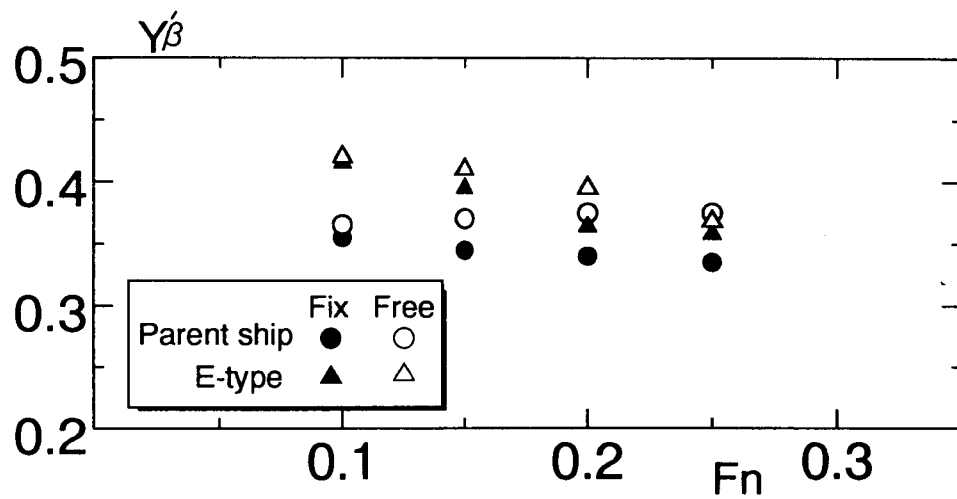


Fig. 3.11 Static derivatives of lateral force in oblique motions

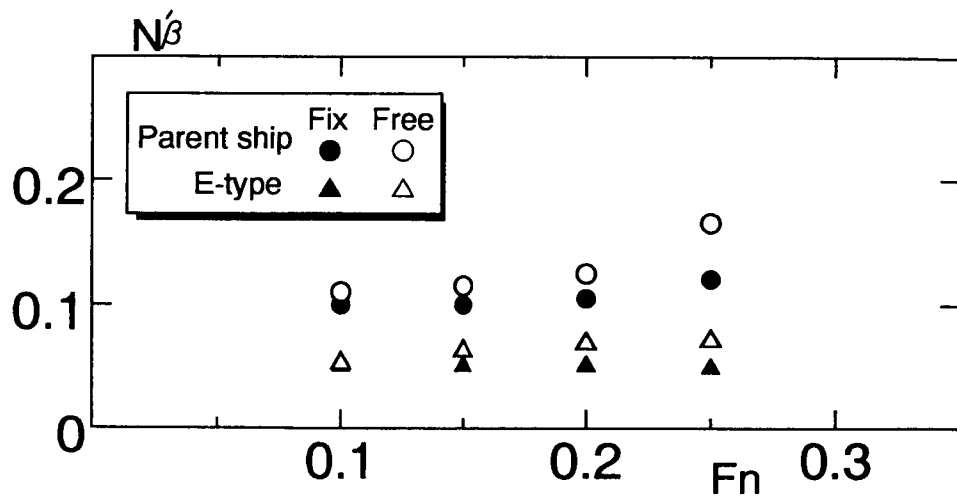


Fig. 3.12 Static derivatives of yaw moment in oblique motions

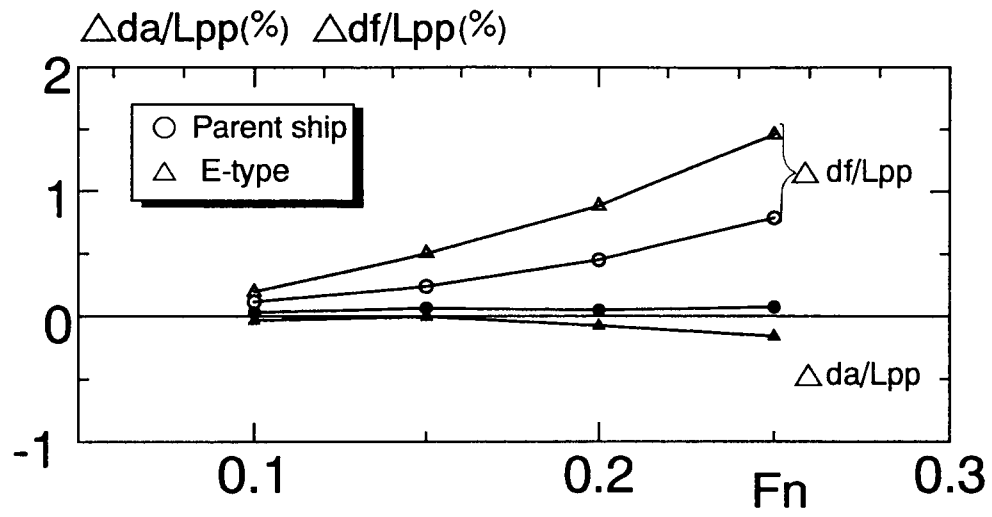


Fig. 3.13 Variation of draft at fore and aft versus Froude number

3.3.3 旋回試験結果

旋回運動でのパラメータは、旋回の角速度の無次元値(r')と横流れ角(β)である。本試験での計測例として、 $Fn=0.10$ での原型の旋回運動による横力の無次元値(Y')とモーメントの無次元値(N')を Fig.3.14 に示し、E型の Y' と N' を Fig.3.15 に示す。

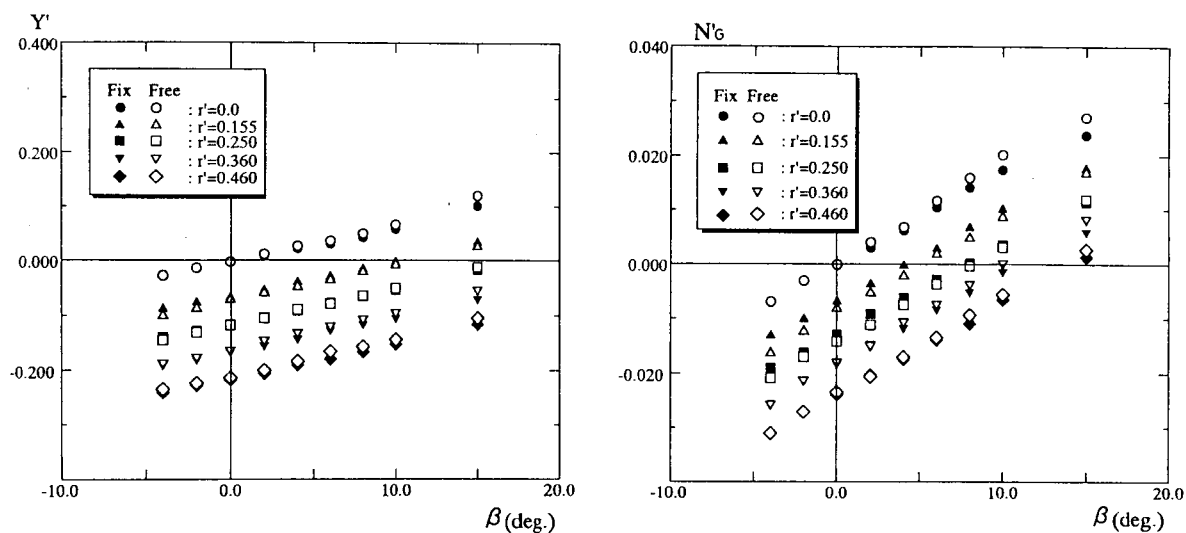


Fig. 3.14 Hydrodynamic lateral forces and yaw moments acting on the parent ship ($Fn=0.10$)

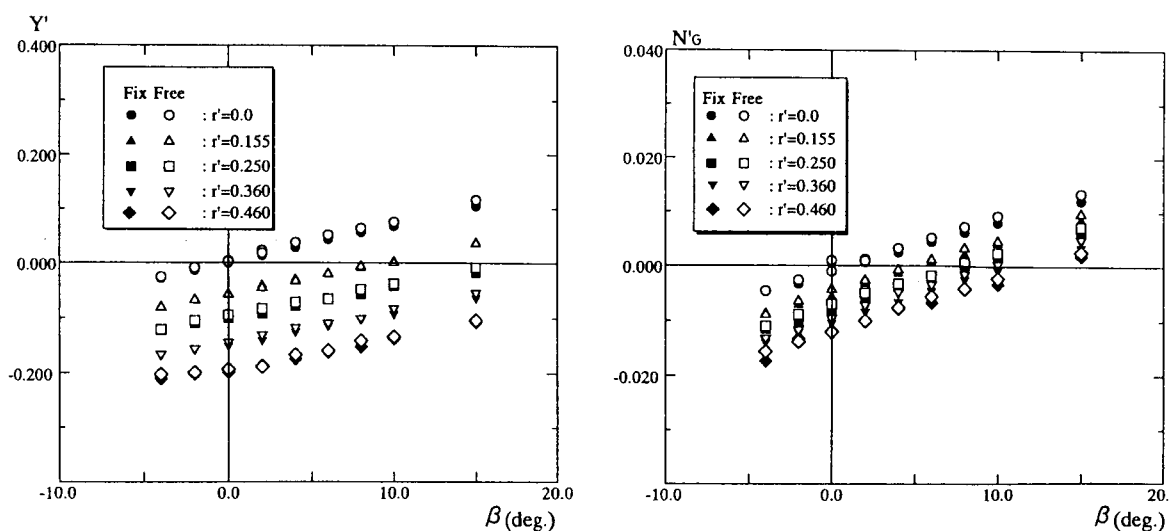


Fig. 3.15 Hydrodynamic lateral forces and yaw moments acting on the E-type ship ($Fn=0.10$)

各試験フルード数毎の旋回運動による力およびモーメントの流体力微係数(Y'_r, N'_r)を誘導できたのは、前述しているように曳引台車の能力から $Fn=0.20$ までである。

$Fn=0.10$ では、斜航試験と同様に運動の小さい範囲では、縦姿勢固定と自由との流体力微係数の差がほとんどない。 $Fn=0.10$ と $Fn=0.20$ の流体力微係数のまとめを Table 3.5 に示す。速度変化に対する旋回の流体力微係数(Y'_r)を Fig.3.16 に示し、モーメントの微係数(N'_r)を Fig.3.17 に示す。両船型とも速度変化に伴う流体力微係数の変化は小さい。また、縦姿勢固定と自由との流体力微係数の差も小さい。旋回運動による横力の着力点($\ell'_r = N'_r / (Y'_r - m' - m'_x)$)もほとんど変化していない。

以上より、速度増加および縦姿勢変化が原型、E型の旋回の流体力微係数におよぼす影響は小さいことが分かる。なお、本解析での前進方向の付加質量は、元良チャートを使用して L_{pp}/B , d/B を延長した推定線より $m_x/m=0.1$ を採用している。

Table 3.5 Hydrodynamic derivatives(Y'_r, N'_r) in turning motions

	Fn	Parent ship			E-type		
		Y'_r	N'_r	ℓ'_r	Y'_r	N'_r	ℓ'_r
Fix	0.10	0.076	-0.056	0.103	0.045	-0.026	0.049
	0.20	0.065	-0.057	0.102	0.045	-0.026	0.049
Free	0.10	0.063	-0.054	0.097	0.055	-0.026	0.052
	0.20	0.054	-0.054	0.095	0.067	-0.028	0.055

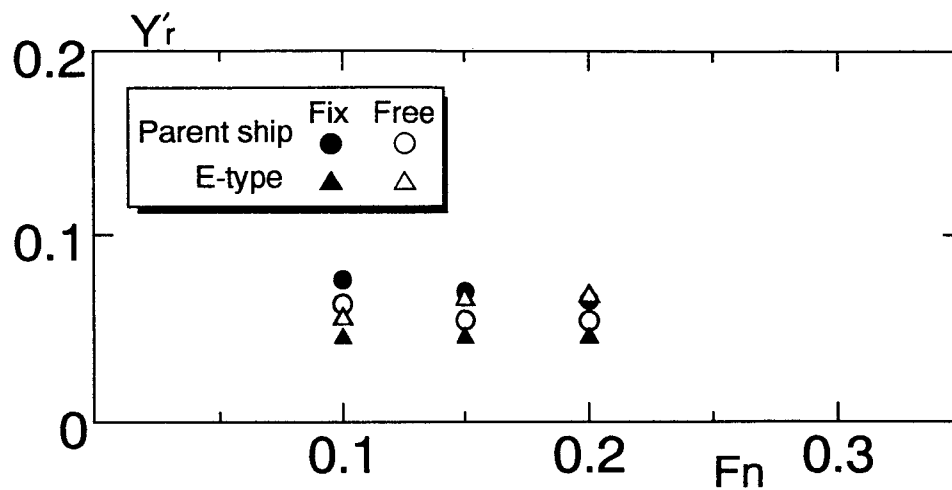


Fig. 3.16 Hydrodynamic derivatives of lateral force in turning motions

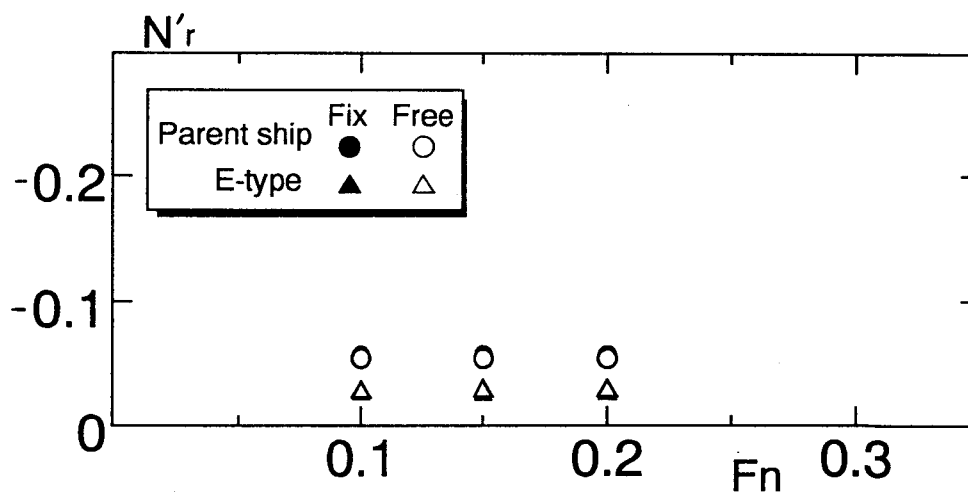


Fig. 3. 17 Hydrodynamic derivatives of yaw moment in turning motions

3.3.4 操縦運動による船体抵抗の変化

操縦運動によって変化する船体抵抗の項は、前述の横力やモーメントと異なり、(2.5.1)式の非線形の項で構成されている。つまり、横流れ速度の項($X'_{w'}$)、旋回角速度の項($X'_{r'}$)と旋回角速度と横流れ速度の積の項に横方向の付加質量を加えた慣性抵抗($X'_{vr} + m'_y$)である。これらの非線形項のうち特に慣性抵抗は、大舵角旋回時の船速低下に大きく影響する。縦姿勢自由で $Fn=0.10$ の操縦運動による原型の船体抵抗変化の計測結果を Fig.3.18 に示し、E型での結果を Fig.3.19 に示す。

両船型とも横流れ速度による抵抗増加($X'_{w'}$)は、横流れ角 15 度で約 2%程度である。旋回角速度による抵抗増加($X'_{r'}$)は、旋回角速度の無次元値(r')が 0.460 の時に原型では、約 10%程度であり、E型では、約 40%程である。横流れ角 15 度、旋回角速度の無次元値(r')が 0.460 での旋回角速度と横流れ速度の項による慣性抵抗($X'_{vr} + m'_y$)は、両船型とも約 2 倍である。この結果からも慣性抵抗は、横流れ速度の項や旋回角速度の項に比べ影響が大きいことが分かる。

原型とE型のx軸方向の抵抗係数を Table 3.6 に示す。また、原型の操縦流体力微係数のまとめを Table 3.7 に示し、E型の操縦流体力微係数のまとめを Table 3.8 に示す。

Table 3.6 Coefficients of resistance

Fn	Parent ship				E-type			
	X'_o	$X'_{w'}$	$X'_{r'}$	$X'_{vr} + m'_y$	X'_o	$X'_{w'}$	$X'_{r'}$	$X'_{vr} + m'_y$
0.10	-0.128	-0.139	-0.054	0.616	-0.143	-0.127	-0.261	0.681

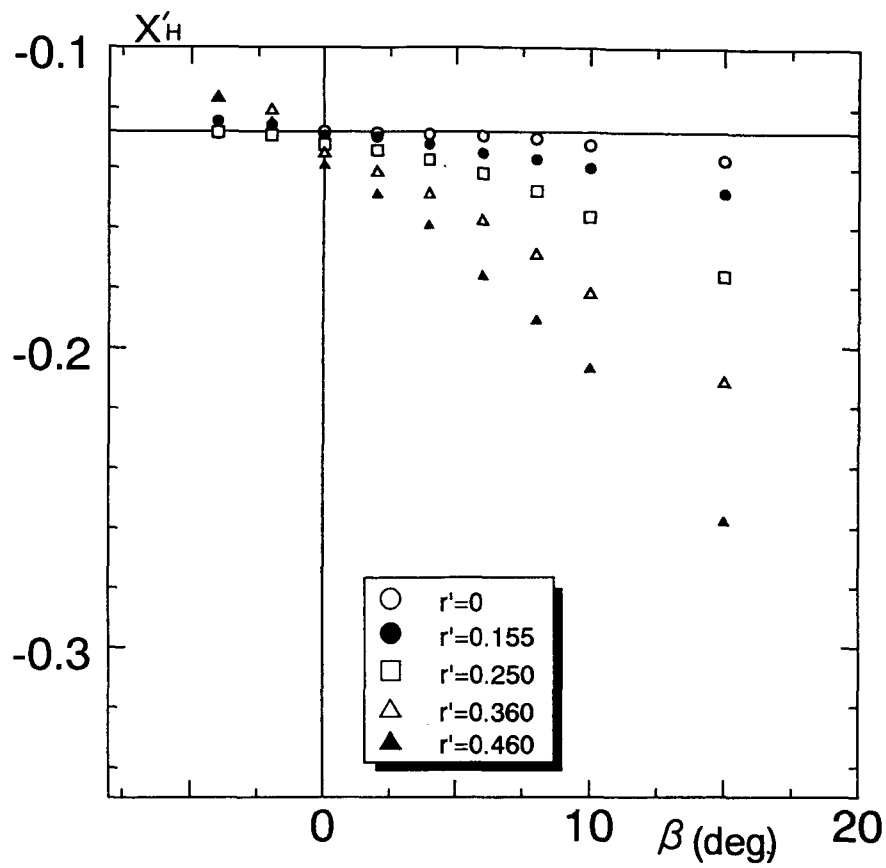


Fig. 3.18 Non-dimensional resistance acting on the parent ship

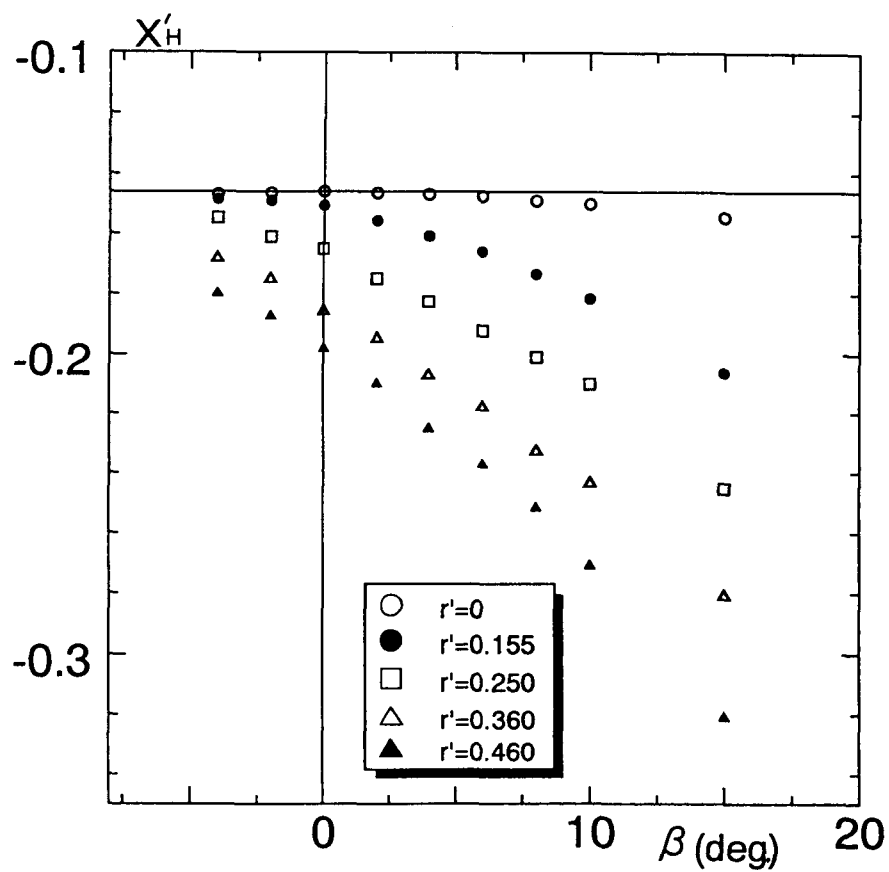


Fig.3.19 Non-dimensional resistance acting on the E-type ship

Table 3.7 Hydrodynamic derivatives of the parent ship

$m'_x / m' = 0.10$	$m'_y / m' = 0.85$	$J'_z / I'_G = 0.25$
$X'_{\dot{w}} = -0.139$	$Y'_{\dot{v}} = -0.375$	$N'_{\dot{v}} = -0.165$
$X'_{\dot{r}} = -0.054$	$Y'_{\dot{r}} = 0.054$	$N'_{\dot{r}} = -0.054$
$X'_{\dot{v}} + m'_y = 0.616$	$Y'_{\dot{w}} = -1.125$	$N'_{\dot{w}} = -0.495$
$X'_o = -0.128$	$Y'_{\dot{r}} = -0.162$	$N'_{\dot{r}} = -0.160$
	$Y'_{\dot{v}} = 0$	$N'_{\dot{v}} = 0$

Table 3.8 Hydrodynamic derivatives of the E-type ship

$m'_x / m' = 0.10$	$m'_y / m' = 0.85$	$J'_z / I'_G = 0.25$
$X'_{\dot{w}} = -0.143$	$Y'_{\dot{v}} = -0.368$	$N'_{\dot{v}} = -0.071$
$X'_{\dot{r}} = -0.261$	$Y'_{\dot{r}} = 0.067$	$N'_{\dot{r}} = -0.028$
$X'_{\dot{v}} + m'_y = 0.681$	$Y'_{\dot{w}} = -0.765$	$N'_{\dot{w}} = -0.142$
$X'_o = -0.143$	$Y'_{\dot{r}} = -0.134$	$N'_{\dot{r}} = -0.056$
	$Y'_{\dot{v}} = 0$	$N'_{\dot{v}} = 0$

3.3.5 被曳航船の針路安定性指数

横流れ運動は回頭運動を発達させ、旋回運動は回頭運動を減衰させる方向に働く。従って、旋回運動による横力の着力点(ℓ'_r)が横流れ運動による横力の着力点(ℓ'_β)より大きい(前方にある)ならば針路安定となる。横流れ運動による横力の着力点(ℓ'_β)と旋回運動による横力の着力点(ℓ'_r)の比較から針路安定性を調べることができる。線形項での着力点比較による針路安定指数は、次式である。

$$D = \ell'_r - \ell'_\beta = \frac{N'_r}{Y'_r - m' - m'_x} - \frac{N'_\beta}{Y'_\beta} \geq 0 \quad (3.3.1)$$

旋回運動による横力の着力点(ℓ'_r)を大きくするためには、旋回運動による旋回モーメント(N'_r)が大きく、質量(m')を小さくする必要がある。つまり、細長く瘦せた船型にすることである。また、横流れ運動による横力の着力点(ℓ'_β)を小さくするためには、横流れ運動による旋回モーメント(N'_β)を小さく、横力(Y'_β)が大きくなる必要がある。つまり、船尾部の側面積を大きくするか、または船首部の側面積を小さくすることになる。

横流れ運動による横力の着力点(ℓ'_β)と旋回運動による横力の着力点(ℓ'_r)の比較から得られた針路安定指数(D)を Fig.3.20 に示す。Fn=0.10 での E 型の D 値は、船首部側面積の減少により N'_β が小さいために原型に比べ針路安定側にある。速度増加に伴う D 値の減少は、両船とも縦姿勢固定であると小さいが、縦姿勢自由の場合大きい。E 型の D 値は、前述の船首沈下量が原型に比べ大きいにもかかわらず、Fn=0.10 から Fn=0.20 への変化量が原型と同等である。これは、E 型の船尾幅が原型に比べ広いために、横流れによる横力(Y'_β)がさほど小さくならず、横力の着力点移動によぼす船首沈下の影響が小さくなったためと思われる。E 型の針路安定性改善は、船首部側面積減少の効果として、横流れ運動による横力の着力点が後方に移動したことが主要因である。これらより、被曳航船の針路安定性向上の方法として、横力の着力点を後方に移動させる方策 (N'_β の減少) は有効である。

速度増加に伴う着力点の変化の主要因は、前述の知見から横流れ運動による横力の

着点(ℓ'_β)の変化が主である。よって、速度増加が及ぼすD値の変化は、主に横流れ運動による横力の着点(ℓ'_β)の変化である。また、前述の斜航試験の結果から速度増加に伴う横流れ運動による横力の着点(ℓ'_β)の変化の主要因は、船首沈下である。従って、速度増加に伴う針路安定性の低下は、速度増加による船首沈下が主要因である。

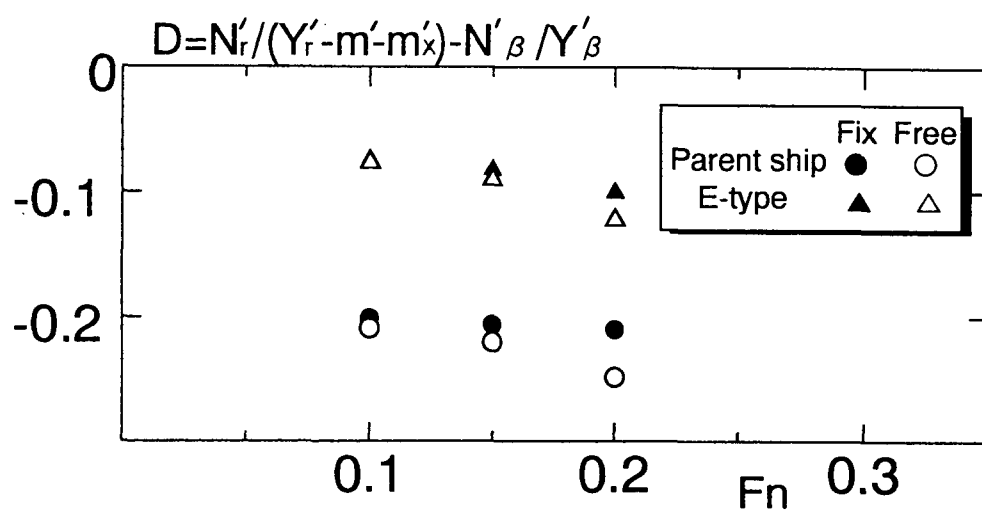


Fig. 3.20 Stability discriminant

3.3.6 被曳航船の船体に働く風圧力

開放型風洞を使用して，原型とE型のバラスト時の静止水面上の船体に働く風圧力の計測を実施した。風圧力の定義は，Fig.2.5 に示す座標系の $G-xy$ に従い，船体重心に固定された船首方向，右舷方向と時計回りが正である。風圧力係数の定義は，次式である。

$$\left. \begin{aligned} C_X(\chi_a) &= \frac{X_W}{\frac{1}{2}\rho_a A_X U_a^2} \\ C_Y(\chi_a) &= \frac{Y_W}{\frac{1}{2}\rho_a A_Y U_a^2} \\ C_N(\chi_a) &= \frac{N_W}{\frac{1}{2}\rho_a A_Y L_{pp} U_a^2} \end{aligned} \right\} \quad (3.3.2)$$

風圧力計測のシステムは⁴⁵⁾，Fig.3.21 に示すような開放型風洞に計測床を設置した形式である。供試模型の縮尺は $1/55(L_{pp}=0.284\text{m})$ である。計測時の平均風速は， 7.9 m/s ($Rn=1.6 \times 10^5$) である。計測床から供試模型船高さのほぼ中央位置($z=4\text{ cm}$)での供試模型船の中心線上での縦方向の風速分布を Fig.3.22 に示す。また，横方向の風速分布を Fig.3.23 に示す。各点での平均風速からの変化量は 0.1m/s 程度であり，風速分布はほぼ均一である。

x 軸方向の風圧力係数($C_X(\chi_a)$)を Fig.3.24 に示し， y 軸方向の風圧力係数($C_Y(\chi_a)$)を Fig.3.25 に示す。また， z 軸回りのモーメント係数($C_N(\chi_a)$)を Fig.3.26 に示す。原型とE型での風圧力特性の比較では， x 軸， y 軸方向の風圧力係数にはほとんど差がないが，モーメント係数に大きく差が表れている。E型は，船首部の側面積が減少しているために，斜め前方の風向角に対しての回頭モーメント係数が原型に比べて小さくなっている。

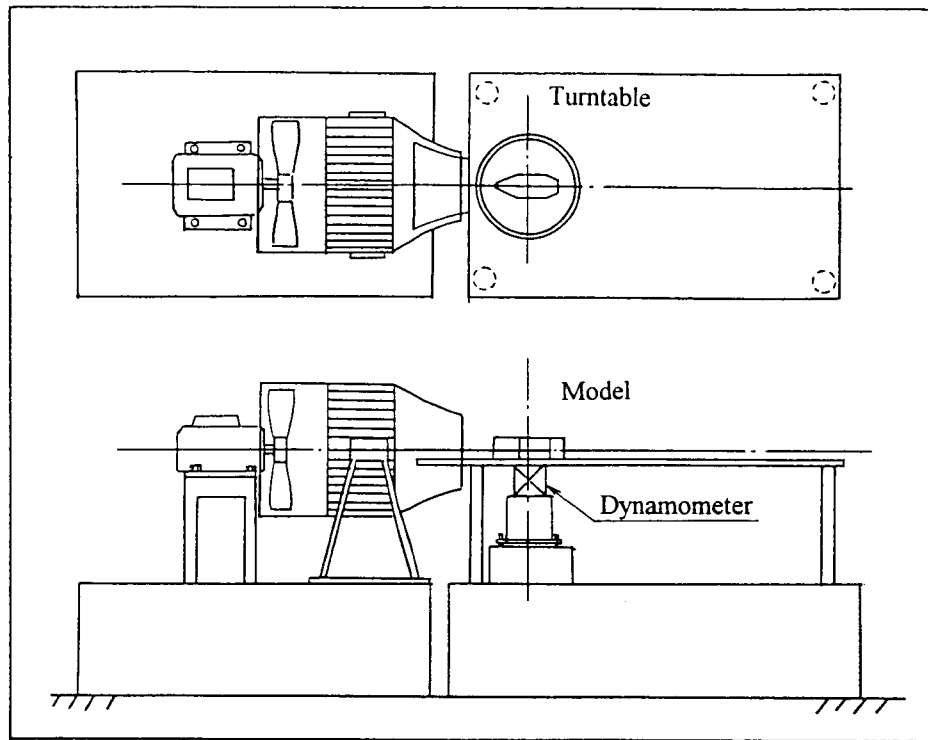


Fig. 3.21 Illustration of the wind tunnel system

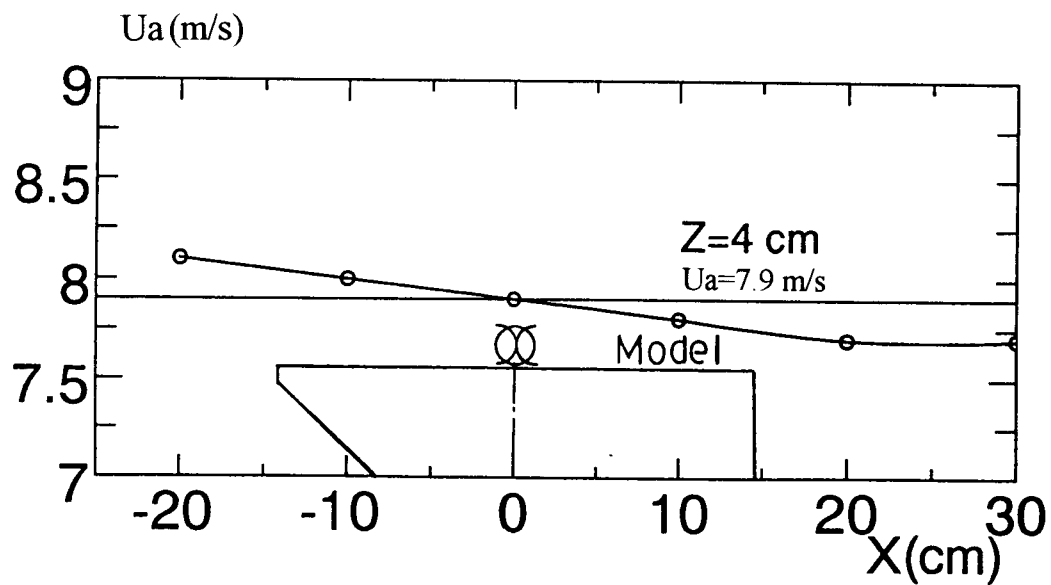


Fig. 3.22 Wind velocity distribution of the wind tunnel along the longitudinal center line

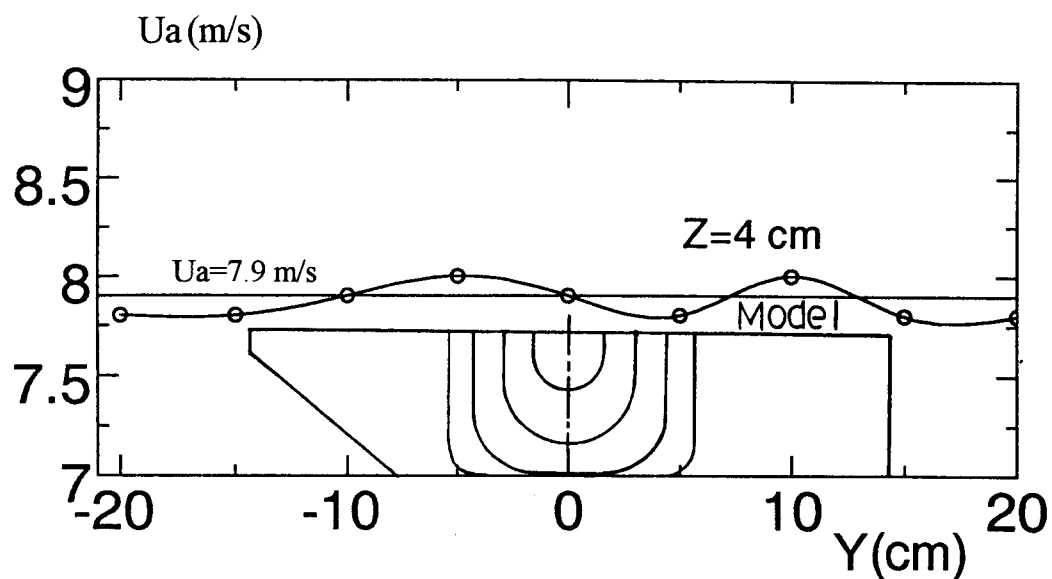


Fig. 3.23 Wind velocity distribution of the wind tunnel along the transverse center line

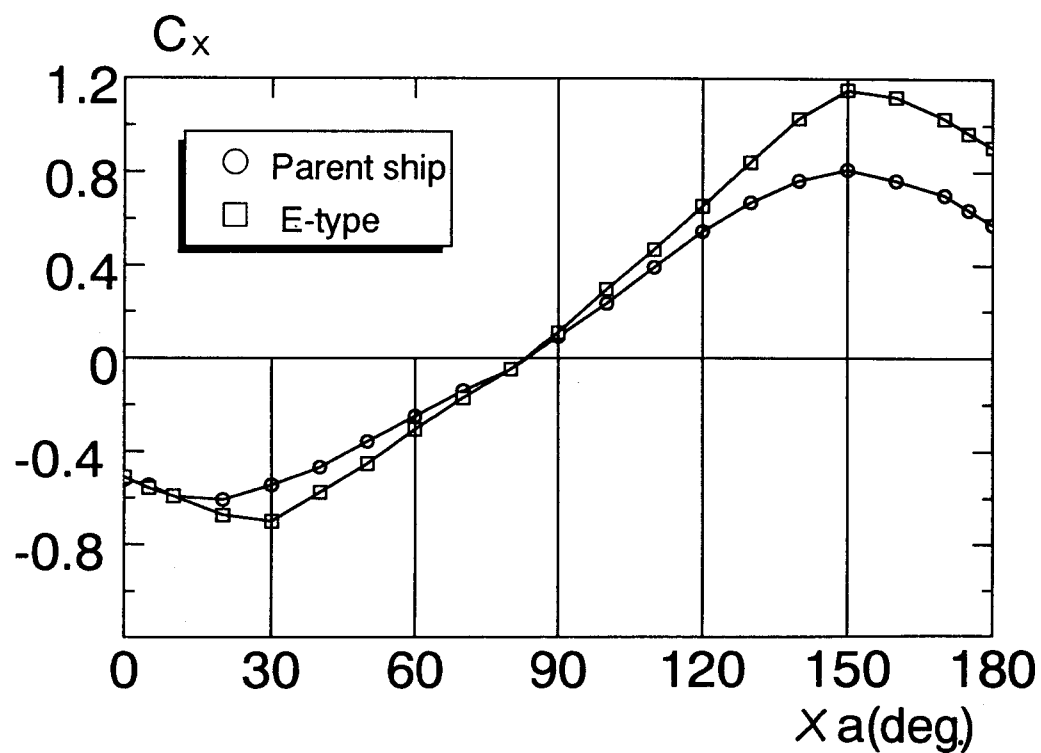


Fig. 3.24 Wind longitudinal force coefficients (C_x) acting on models

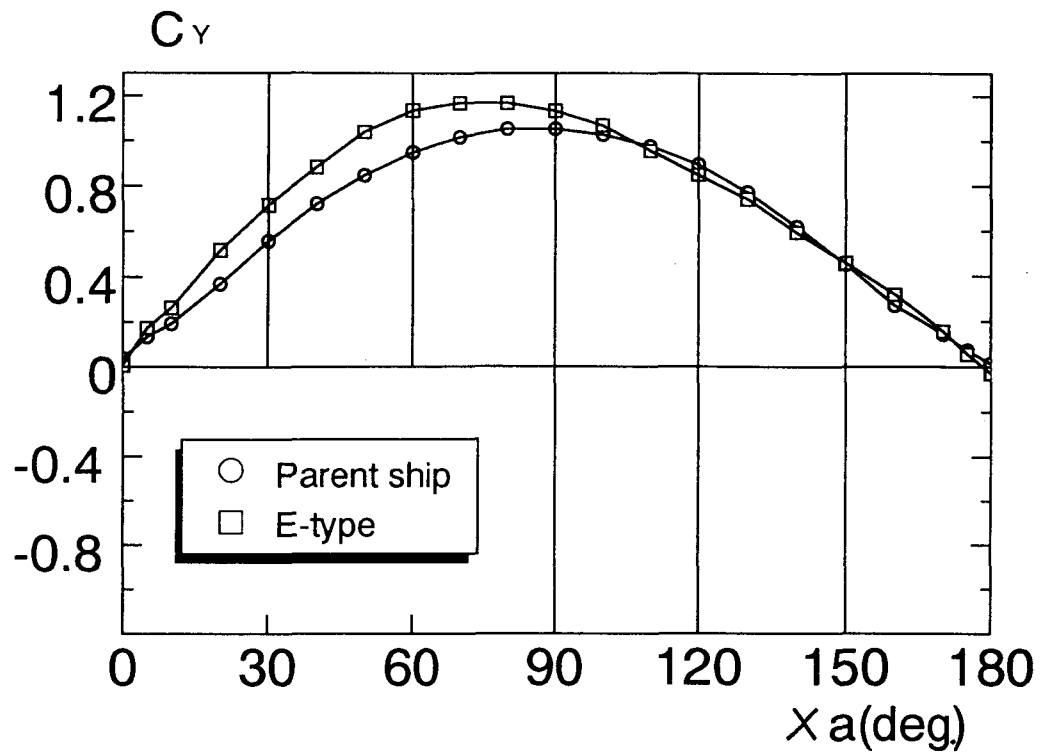


Fig. 3.25 Wind lateral force coefficients (C_Y) acting on models

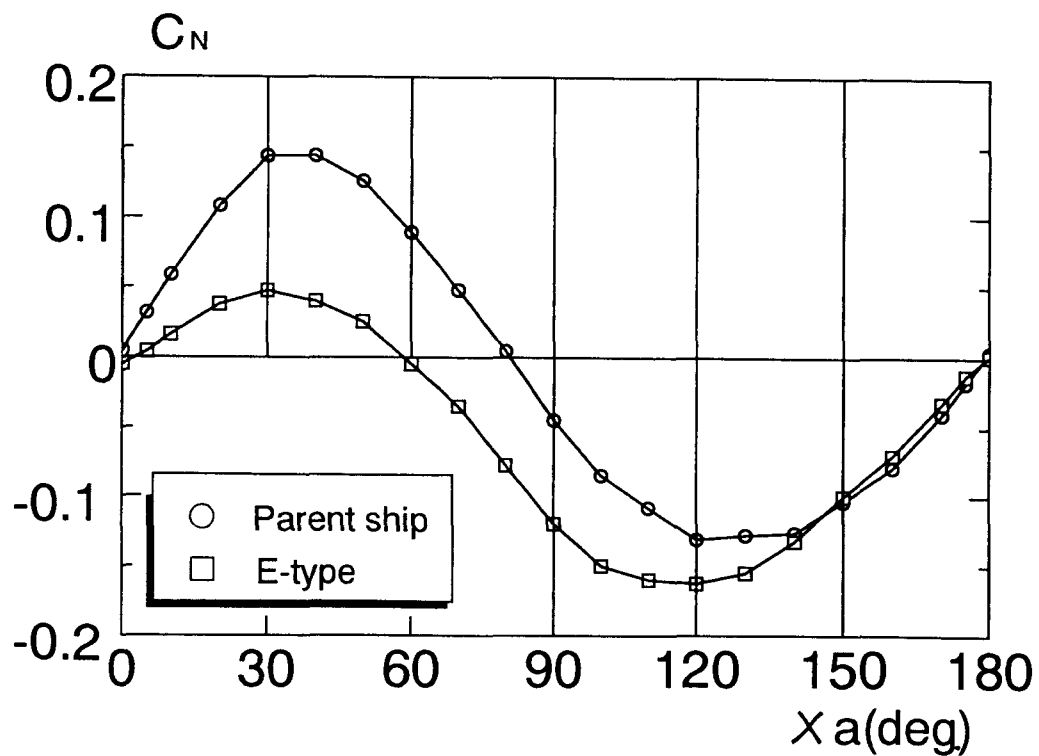


Fig. 3.26 Wind yaw moment coefficients (C_N) acting on models

3.4 曳航船の操縦流体力微係数

曳航船の船型としては、一般的な船型が多い。一般的な船型については、従来の操縦性研究により操縦流体力微係数がデータベース^{43),51)}として公表されている。曳航船・被曳航船系の操縦運動を取り扱う場合に操縦流体力微係数のデータベースを活用することは、多様な曳航船と被曳航船の組み合わせの中で研究を効率的に進める上で有効である。ただし、データベースから操縦性流体力微係数を推定する場合には推定精度を確認し、さらに推定精度の向上を図ることは、数値シミュレーション計算の精度向上に直結しているために重要である。

本論文での曳航船としての供試船は、前述しているように一般的なトロール漁船型である。本船型の場合、船体の主要目から公表されているデータベースを用いて主要な操縦流体力微係数を推定することが可能である。

本節では、まずデータベースを用いて主要な操縦流体力微係数を推定する方法について述べる。次に、数値シミュレーション計算を進める上で最も重要となる操縦流体力微係数の精度確認と推定された操縦流体力微係数の妥当性について述べる。

3.4.1 操縦流体力微係数の推定

曳航船・被曳航船系の操縦運動を推定する上で主要となる操縦流体力微係数は、(2.5.1)式の中の線形項である。これらの線形項の推定については、井上の推定式⁵¹⁾を用いる方法が実用的である。井上の推定式は、次式である。

$$\left. \begin{aligned} Y'_v &= -\frac{\pi}{2}\kappa - 1.4C_b B / L_{pp} & N'_v &= -\kappa \\ Y'_r &= \frac{\pi}{4}\kappa & N'_r &= \kappa^2 - 0.54\kappa \\ \kappa &= \frac{2d}{L_{pp}} \end{aligned} \right\} \quad (3.4.1)$$

また、公表されているデータベースでの舵やプロペラに関する項の推定式は、

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_p &= 0.58 + 4C_b B / (L_{pp} \cdot H / D_p) \\ \kappa_p &= 0.127 \\ a_H &= 1.38 + (4.07C_b - 4.26)C_b \\ \ell_R &= -0.9 \\ \gamma_R &= 1.2 - 2.2C_b + 1.6C_b^2 \end{aligned} \right\} \quad (3.4.2)$$

である。これらのデータベースとなっている図表を Fig.3.27 にそれぞれについて示す。その他の微係数で操縦運動の推定精度に大きく影響する項は、直進時の抵抗係数(X'_0)と旋回の慣性抵抗係数($X'_{vr} + m'_y$)である。直進時の抵抗係数は、回流水槽での抵抗試験から得られる。また、旋回の慣性抵抗係数は、小川ら²⁶⁾により公表されている図表を利用して得られる。

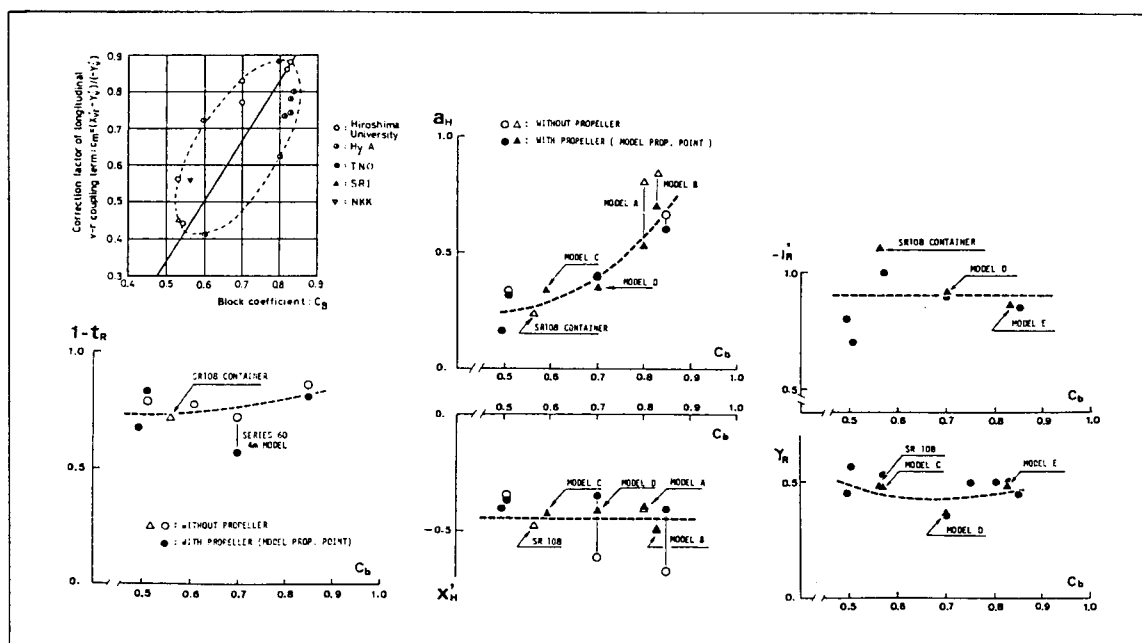


Fig. 3.27 Data on coefficients with respect to propellers and rudders

3.4.2 流体力微係数の推定精度の確認

データベースから操縦流体力微係数を推定した場合、前述しているようにこれらの精度確認は重要である。操縦流体力微係数の精度確認の方法の一つとして、操縦運動の数値シミュレーション計算と模型船あるいは実船の操縦運動の計測結果との比較により行う方法がある。この場合、微係数について修正を加えて推定精度の向上を図る作業が加わる場合が多い。この作業を効率的に進める方法の一つとして Fig.3.28 の流れ図に示す作業手順を提案する。

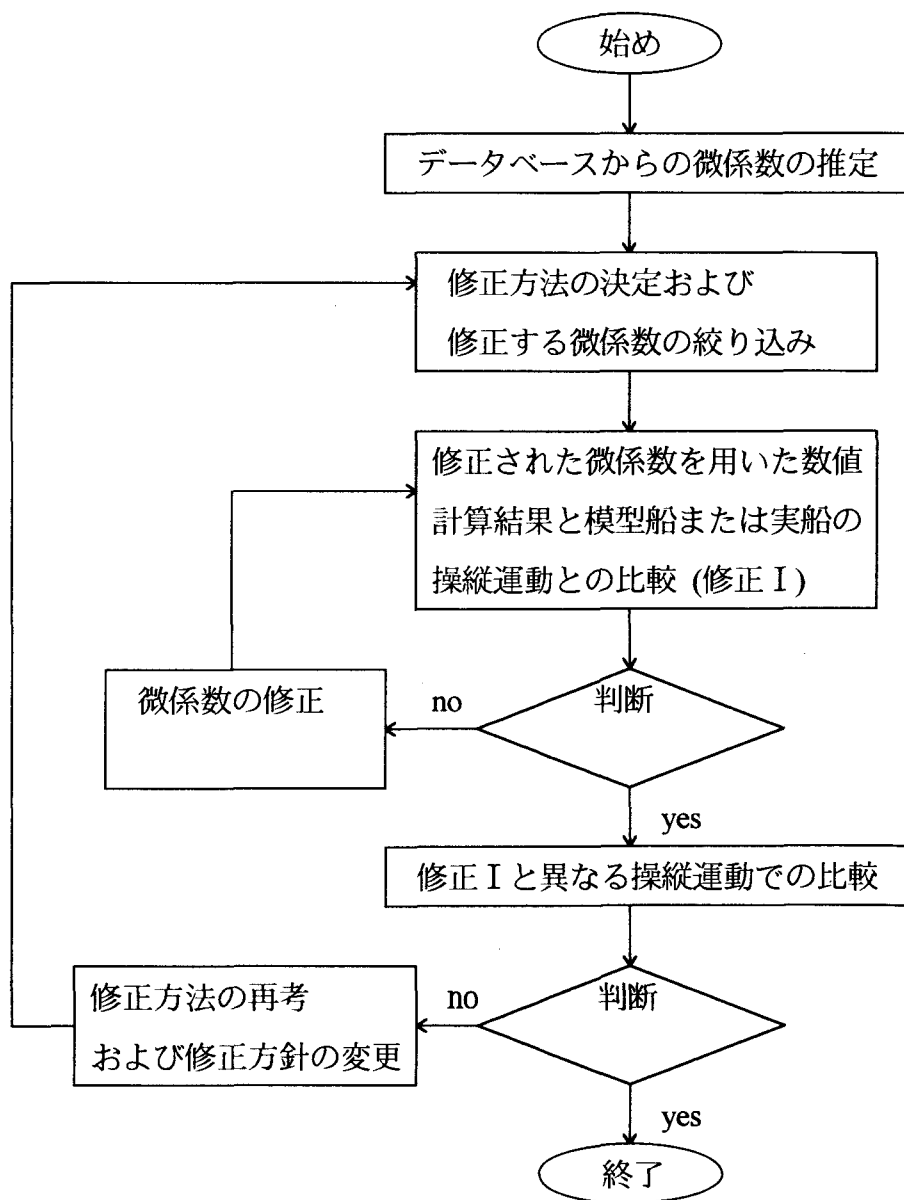


Fig. 3. 28 Flow diagram for the determination of hydrodynamic derivatives

操縦流体力微係数を修正することによって、操縦運動の推定精度の向上を図る場合、今のところ、合理的な修正方法が確立されておらず、データベース利用者の試行錯誤による方法が行われている。例えば、芳村らは⁴³⁾、船体に働く横力とモーメントの線形項に着目して、これらを数パーセントずつ試行錯誤的に変化させた結果、旋回および zig-zag 運動の推定精度が向上したことを示すとともに、実用的な観点から船尾のフレームライン形状と操縦流体力微係数との関係についてのパラメータについても研究を進めている。曳航船・被曳航船系の操縦性能研究を効率良く進めるためには、微係数の精度確認をすばやく的確に行うことが重要な鍵となる。このためには、曳航船・被曳航船系の主となる操縦運動で検討方針を熟考し、物理的な意味を踏まえて変更すべき微係数を絞り込むことが重要である。

本検討方法では、まず推定された微係数の精度確認を 10-10 zig-zag 運動での数値シミュレーション計算と実船の計測結果との比較により検討する。シミュレーション計算の初期値は、直進中の定常状態からの操舵を行うとして次式である。

$$\left. \begin{aligned} u &= u_0 \\ \dot{u} = \dot{v} = v = r = \dot{\psi} = \dot{\delta} = \delta &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3.4.3)$$

10-10 zig-zag 運動を選定した理由は、操縦運動が大きく発達せずに流体力の線形項が支配的となり、線形微係数の精度確認に適しているからである。推定された微係数での数値シミュレーション計算(図中の破線)と実船(図中の○印)の計測結果との比較を Fig.3.29 に示す。数値シミュレーション計算は、第一オーバーシュート角まで良く表しているが、第二、第三オーバーシュート角になると、オーバーシュート角の値は良く推定できているが、時間差が生じている。数値シミュレーション計算では、操舵の切り換えしによる回頭角速度の発達が実船の計測結果に比べ早くなっている。つまり、旋回に関する微係数の推定が実船と異なると推察される。これは、南星丸がトロール漁船型であるために、データベースになっている船型に比べ、船尾のオーバーハングが長いために旋回抵抗が大きいと思われる。

本修正方法では、このことに着目して推定された微係数の旋回に関する項(Y'_r, N'_r)だけに修正を加える方針とした。修正の基本方針を以下に示す。

操縦流体力微係数修正の基本方針

- (1) 実船の計測結果に比べ計算のオーバーシュート角が早くピークに達していることから (N'_r) を大きくする。
- (2) 旋回運動による横力の着点点は、データベースによる推定値と同一とする。
- (3) その他の微係数は、修正しない。

本提案による作業手順に従って、推定された微係数の修正を行った。この結果として、10-10 zig-zag 運動での修正された微係数を用いた数値シミュレーション計算(図中の実線)と実船の計測結果(図中の○印)との比較を Fig.3.29 に示す。また、操縦流体力微係数の推定値と本提案に従って修正された値の比較を Table 3.9 に示す。

次の手順として修正された微係数の精度確認のために、10-10 zig-zag と異なる操縦運動での数値シミュレーション計算と実船の計測結果との比較による検討を行う。精度確認のための操縦運動は、20-20 zig-zag 運動と舵角 35 度での旋回運動である。

20-20 zig-zag 運動での数値シミュレーション計算と実船の計測結果との比較を Fig.3.30 に示し、舵角 35 度での旋回航跡の比較を Fig.3.31 に示し、旋回中の速度変化の比較を Fig.3.32 に示す。修正された微係数を用いた場合の 20-20 zig-zag 運動や舵角 35 度での旋回運動での数値シミュレーション計算と実船の計測結果との一致度は良い。これらの比較検討から修正された微係数は、妥当である。また、曳航船の供試船とした南星丸の操縦流体力微係数のまとめを Table 3.10 に示す。

Table 3.9 Comparison of hydrodynamic derivatives between the estimation and the modification method

<i>Estimation</i>	$Y'_r = 0.159$	$N'_r = -0.068$	$\ell'_r = \frac{N'_r}{Y'_r - m' - m'_x} = 0.443$
<i>Modification</i>	$Y'_r = 0.047$	$N'_r = -0.118$	$\ell'_r = \frac{N'_r}{Y'_r - m' - m'_x} = 0.443$
$m' = 2 C_b B / L_{pp} = 0.286$			
$m'_x / m' = 0.095$			

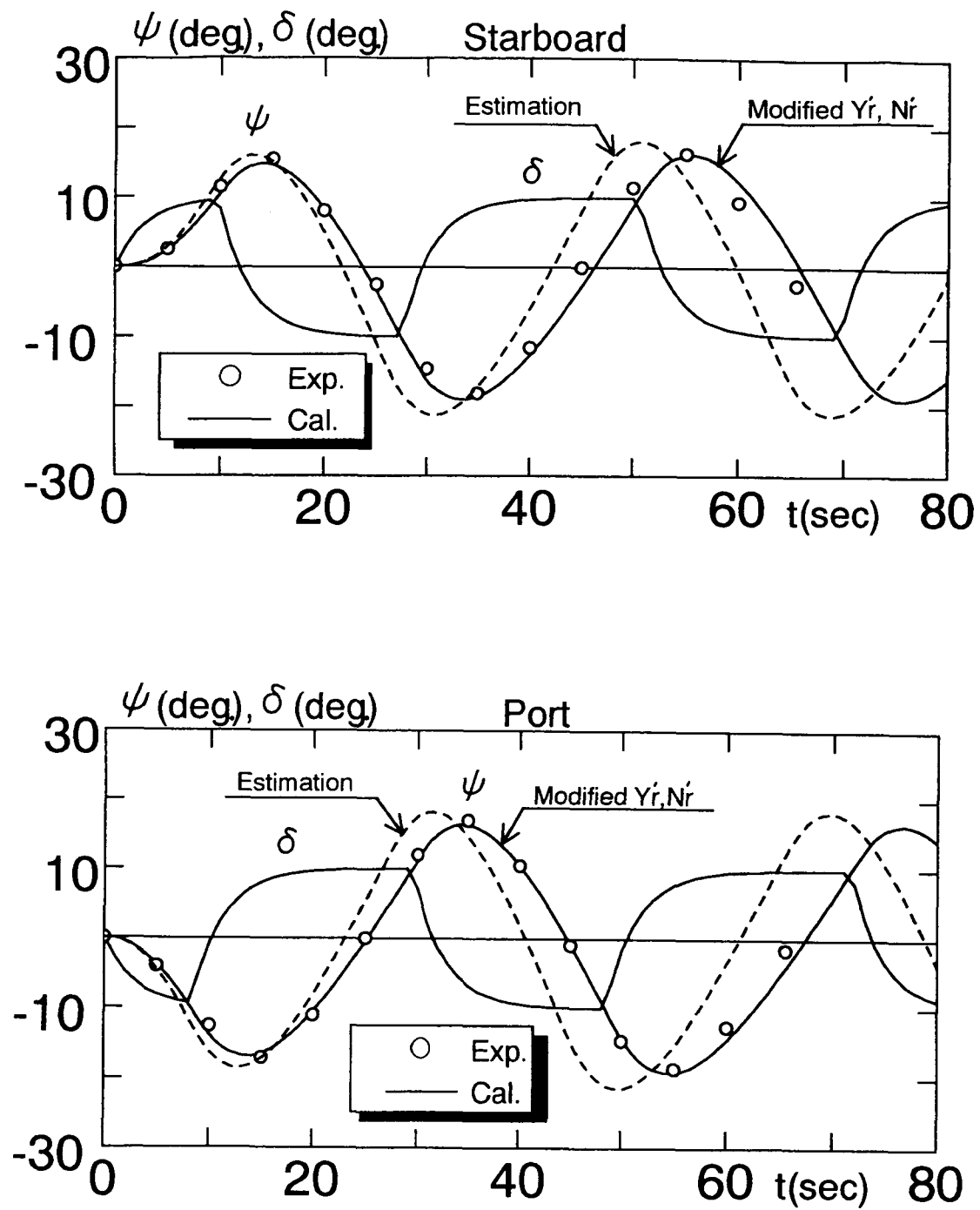


Fig. 3.29 Time histories of 10-10 zig-zag maneuvers

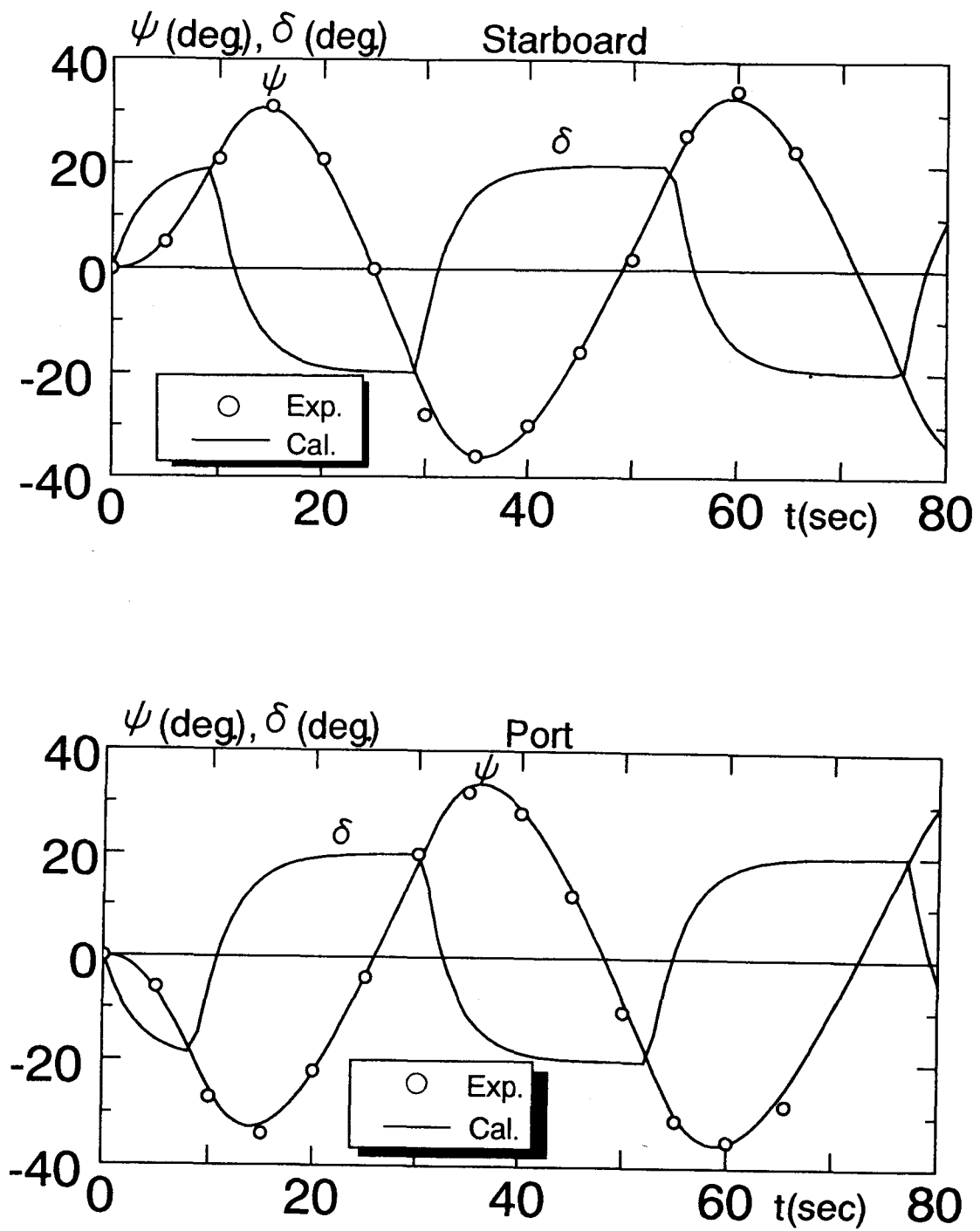


Fig. 3. 30 Time histories of 20-20 zig-zag maneuvers

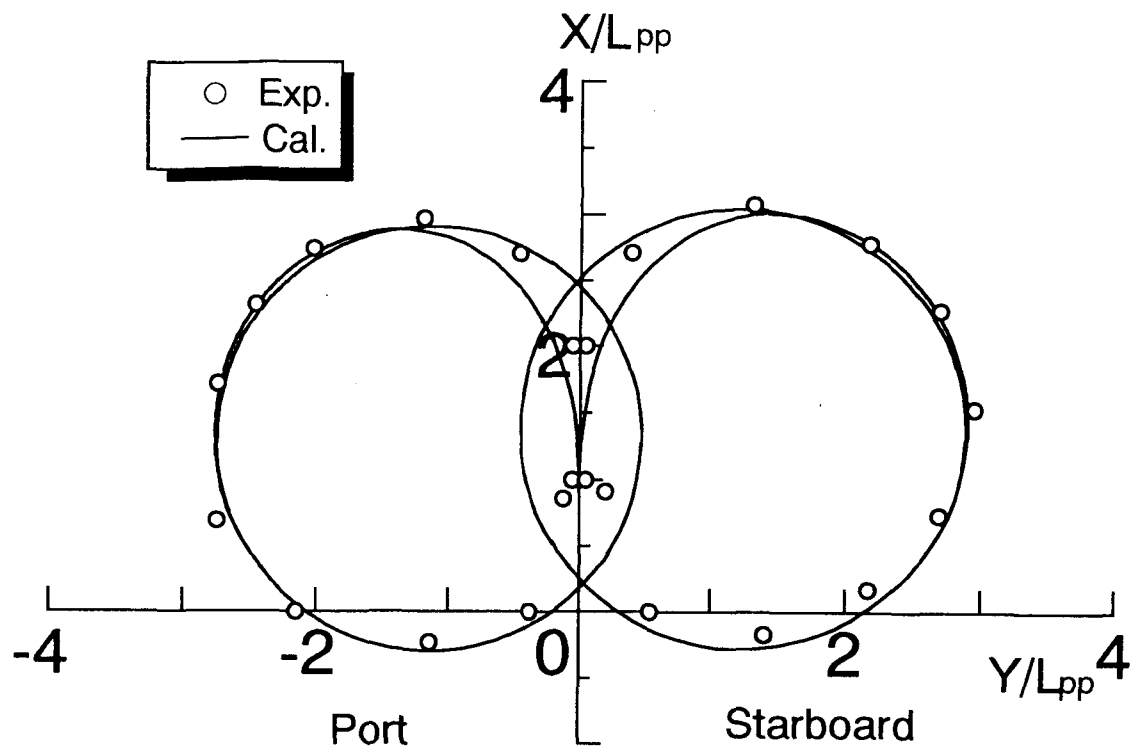


Fig. 3.31 Trajectories of turning motion at ± 35 degrees

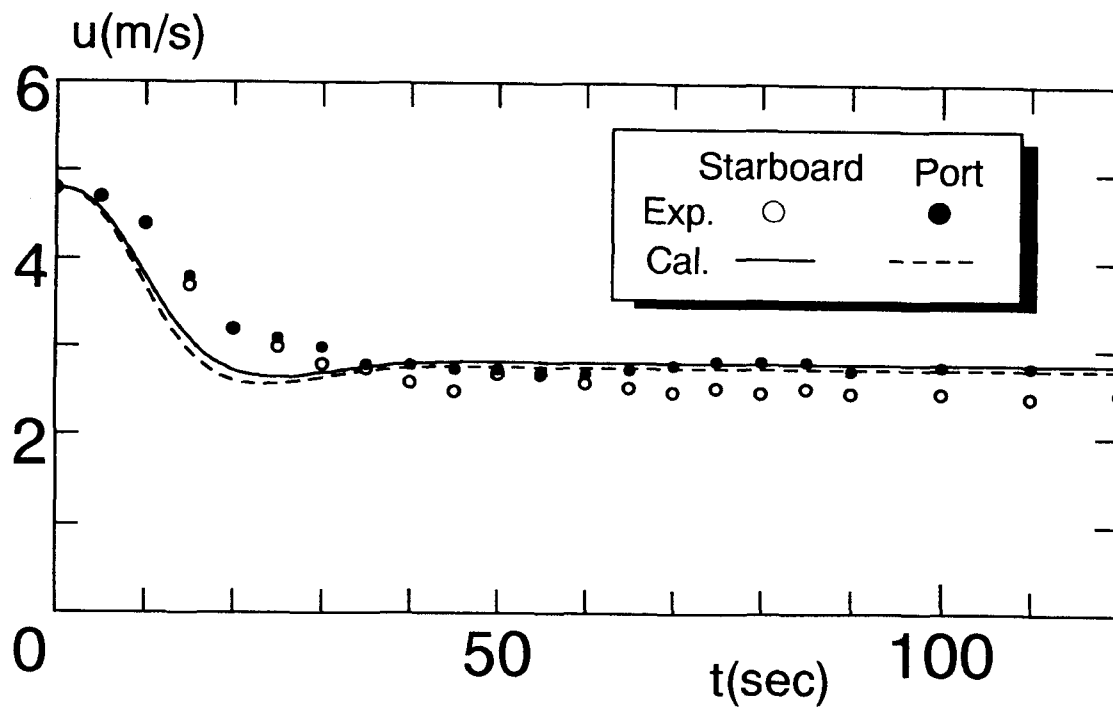


Fig. 3.32 Time histories of velocity during turning motions

Table 3.10 Hydrodynamic derivatives of Nansei maru

$m'_x / m' = 0.095$	$m'_y / m' = 0.920$	$J'_z / I'_G = 0.25$
$X'_{vv} = -0.005$	$Y'_v = -0.519$	$N'_v = -0.203$
$X'_{rr} = -0.005$	$Y'_r = 0.047$	$N'_r = -0.118$
$X'_{vr} + m'_y = 0.145$	$Y'_{vv} = 0$	$N'_{vv} = 0$
$X'_o = -0.030$	$1 - t = 0.80$	$1 - w_o = 0.650$
$\varepsilon_p = 0.127$	$\kappa_p = 2.012$	$1 - t_R = 0.77$
$a_H = 0.267$	$\gamma_R = 0.476$	$\ell_R = -0.90$
$a_{p0} = 0.1660$	$a_{p1} = -0.2589$	$a_{p2} = -0.1546$

3.4.3 曳航船の風圧力係数

曳航船としての供試船は南星丸である。南星丸は、前述しているように一般的なトロール漁船型である。一般的な船型であると、Isherwood⁵²⁾の方法や辻ら⁵³⁾の計測データから風圧力係数を得ることができる。トロール漁船型の風圧力データとしては、辻らにより計測されたデータが公表されている。辻らが供試船として使用したトロール漁船と南星丸の側面形状の比較を Fig.3.33 に示す。辻らが使用した供試船($L_{pp}=29.0$ m)と南星丸($L_{pp}=21.7$ m)の水面上の側面形状は、非常に良く似ている。

従って、本論文では、南星丸の風圧係数データとして辻らのデータを使用している。ただし、辻らの風圧力係数データでは、(3.4.4)式に示す合風圧力係数と船体中央回りのモーメントで表されているために、本論文の風圧力係数の定義に従って変換している。変換後の各風圧力係数を Fig. 3.34 に示す。

$$C_R = \frac{R}{\frac{1}{2} \rho_a U_a^2 (A_X \cos^2 \chi_a + A_Y \sin^2 \chi_a)} \quad (3.4.4)$$

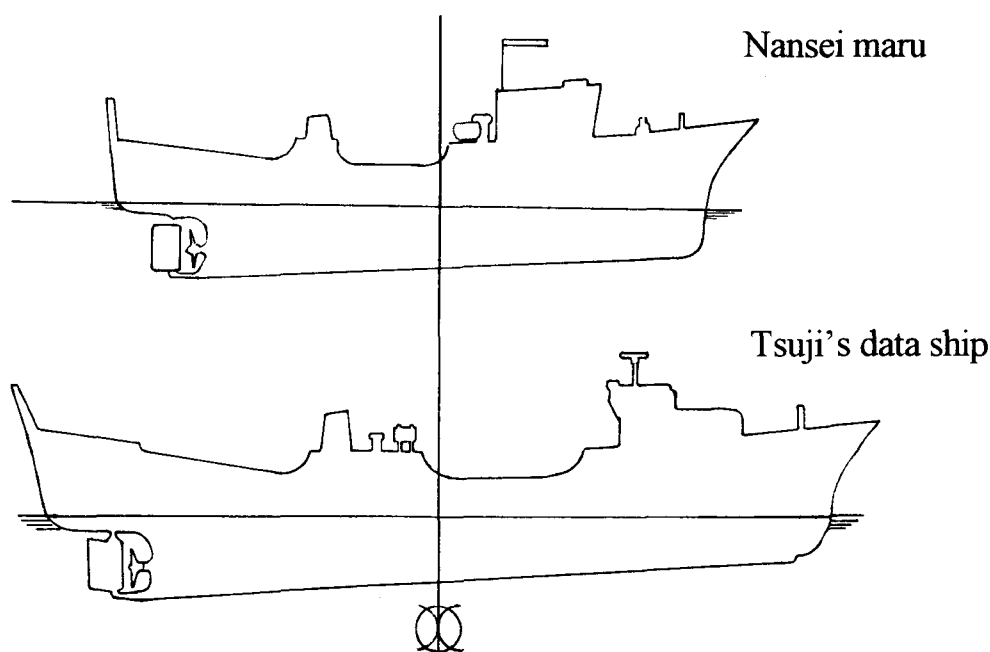


Fig. 3.33 Comparison of profiles between Tsuji's data ship and Nansei maru with respect to wind force

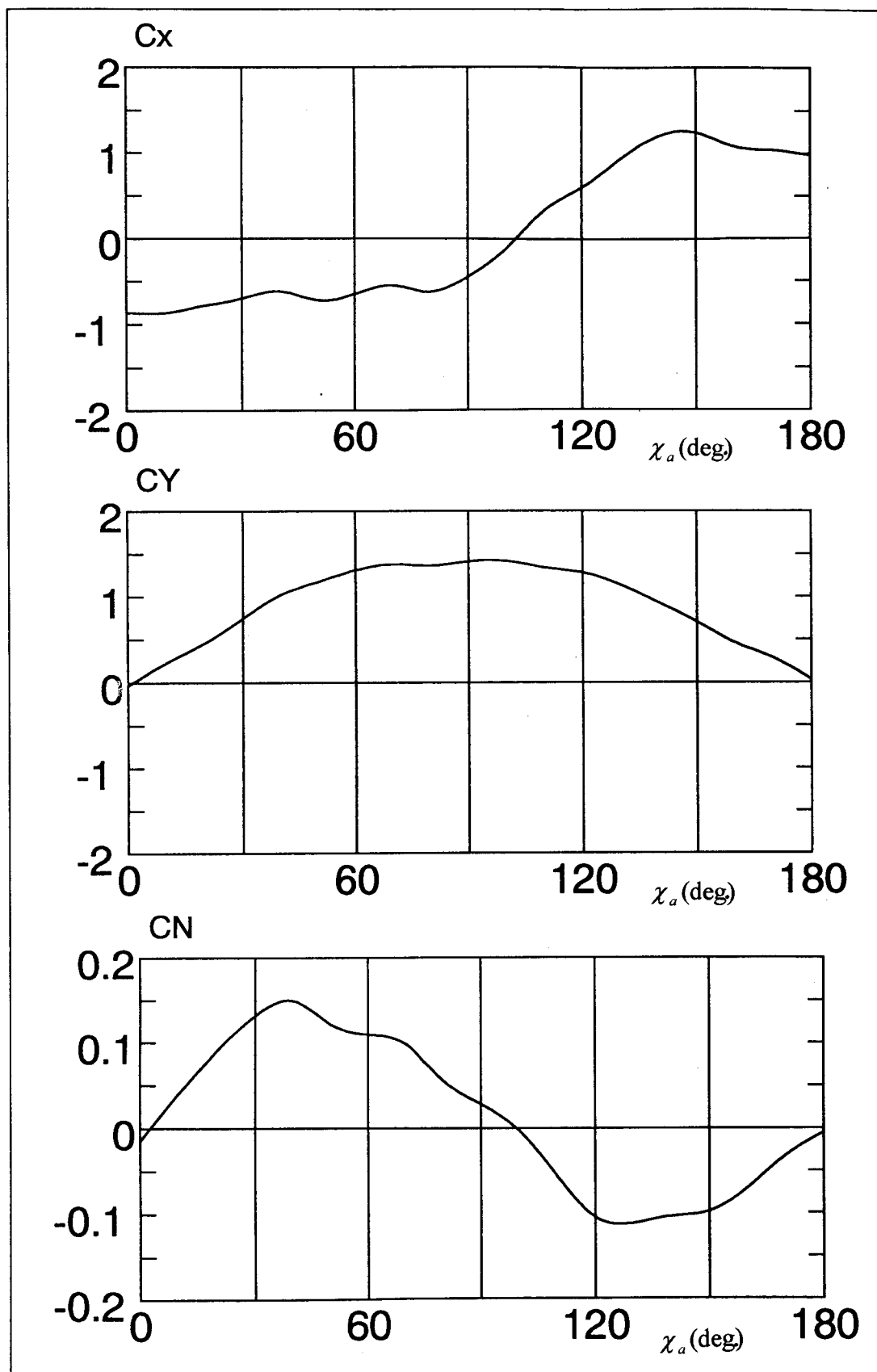


Fig. 3.34 Wind force coefficients of Nansei maru obtain from Tsuji's data ship

3.5 結 言

被曳航船の供試船としては、曳航式活魚運搬船の原型と本研究で開発した E 型である。これらの供試模型船を用いて旋回腕水槽で操縦流体力と開放型風洞での風圧力の計測を実施した。被曳航船の操縦流体力の計測から原型と E 型の針路安定性能を明らかにした。そして、曳航速度の増加に伴う針路安定性低下の要因を実験的に解明し、曳航速度の増加に伴う船首沈下が針路安定性を低下させる主要因であることを示した。さらに、本研究で開発した E 型が原型に比べ針路安定性が改良されていることを示した。

曳航船の供試船としては、鹿児島大学水産学部練習船南星丸である。南星丸は一般的なトロール漁船型であるので、従来の操縦性研究で公表されているデータベースから操縦流体力微係数の推定を行った。公表されているデータベースから操縦流体力微係数を推定する場合、この推定精度の向上は、数値シミュレーション計算の精度向上と直結しているために重要な作業となる。そこで、本論文では、データベースから推定された微係数の修正を行う方法の基本方針を示した。さらに、推定精度向上を図るための修正方法の提案を行った。

本章で得られた結果を以下にまとめる。

- (1) 被曳航船の供試船である原型の針路安定指数(D)は -0.2 程度であり、E型の針路安定指数は -0.1 程度である。E型は、原型に比べ針路安定性が改善されている。この主要因は、E型の船首部の側面積減少の結果として横力の着力点が後方に移動したことによる効果である。
- (2) 本被曳航船は、曳航速度の増加に伴い針路安定性が低下する。これは、船首が沈下することにより、運動の発散項である横流れ運動によるモーメント(N_{β})が大きくなり、回頭運動を減衰させる方向に働く項(Y_r, N_r)がほとんど変化しないためである。
- (3) 曳航船の供試船である南星丸の操縦性流体力微係数を公表されているデータベースから推定して求めた。さらに、本提案による操縦流体力微係数の修正方法は、

操縦流体力微係数推定精度を向上させる方法の一つであることを確認した。

- (4) 南星丸の推定された操縦流体力微係数での 10-10 zig-zag 運動, 20-20 zig-zag 運動
および 35 度旋回の数値シミュレーション計算と実船の計測結果との一致度は良い。
従って, 推定された操縦流体力微係数は妥当である。また, 南星丸は, 針路
安定指数が 0.05 と正の値であることより針路安定船である。
- (5) 曳航船および被曳航船の単船としての操縦性能の組み合わせは以下である。
 - (Ⅰ) 南星丸—原型であると針路安定の曳航船—針路安定性が悪い被曳航船
 - (Ⅱ) 南星丸—E型であると針路安定の曳航船—針路安定性が良い被曳航船

第4章 数学モデルの検証

4.1 緒言

本章においては、第2章で提案した曳航船・被曳航船系の操縦運動の数学モデルに理論的な検証および実験的な検証を加えて本数学モデルの妥当性を検討する。

第2節においては、曳航船・被曳航船系の操縦運動の数学モデルについての理論的な検証として、従来の曳航船・被曳航船系の操縦性研究で結論が得られている曳航船が一定速度で直進している時の被曳航船の針路安定性^{8),13),14),54)}について、本数学モデルを用いて検討を行う。検討方法は、理論的な考察が行えるように曳航条件を単純化して、従属運動時の数学モデルから線形の運動方程式を導出し、この方程式の根の符号を Routh-Hurwitz の方法により調べる方法である。さらに、被曳航船が針路安定であるための索長と曳航点の条件を導出する。そして、得られた結果と従来の研究結果との比較から従属運動の数学モデルの妥当性について述べる。また、微小の横流れ運動による横力の着力点位置から被曳航船の針路安定判別を行う簡易判別方法の提案を行う。

第3節においては、曳航船・被曳航船系の操縦運動数学モデルの実験的な検証について述べる。検証方法は、曳航船・被曳航船系の自由航走模型実験での操縦運動の計測結果と本数学モデルを用いた操縦運動の数値シミュレーション計算との比較による方法である。自由航走模型実験としては、定常的な運動での比較が行えることと、曳航索が緩む状況の再現性があることから旋回運動を選択する。曳航船の舵角と索長の組み合わせにより、曳航船・被曳航船系で曳航索が張っている従属運動と曳航索が緩む自由運動の模擬を行う。本実験の計測結果と本数学モデルを用いた数値シミュレーション計算との比較から曳航索が緩む自由運動の数学モデルの妥当性について述べる。

第4節においては、曳航船・被曳航船系の自由航走模型実験では、外力が操縦運動に及ぼす影響を定量的に評価することが困難であるので、外力としての風圧力に着目して回流水槽上に設置が可能な横風送風装置を製作し、横風が被曳航船のみの振り回り運動に及ぼす影響を定量的に評価する。

本節では、まず製作した横風送風装置の概要や基本性能について述べる。次に、被曳航船の運動を計測する方法として、ビデオ画像による動画画像解析方法について述べる。本実験結果として、横風を受けた時の被曳航船の針路安定性の違いによる振れ回り運動の特徴的な相違点について述べる。さらに、本実験の計測結果と本数学モデルを用いた数値シミュレーション計算との比較から本風圧力モデルの妥当性について述べる。

第5節においては、本章で得られた結果を述べる。

4.2 理論的な検証

本節においては、曳航船・被曳航船系の操縦運動に関する従来の研究において結論が得られている被曳航船の針路安定性^{8),13),14),54)}についての検討を本数学モデルを用いて行う。本節の目的は、被曳航船の針路安定性についての基本的な条件を明確にすることと、本数学モデルから得られた結果と従来の研究結果との比較により本数学モデルの妥当性を検証することである。

4.2.1 被曳航船の針路安定性

本数学モデルを用いて従属運動時の被曳航船の針路安定性について検討を行う。曳航条件は、前述しているように曳航船が一定速度で直進していることや微小運動の条件を取り入れて単純化する。検討方法は、理論的な考察が行えるように単純化された曳航条件から線形の操縦運動方程式を導出し、この方程式の根の符号を Routh-Hurwitz の方法を用いて調べる方法である。さらに、得られた安定条件から被曳航船が針路安定であるための索長と曳航点の条件を導出する。また、索長が零となる極限での被曳航船の針路安定性にも考察を行う。

単純化された曳航条件を以下に示す。

単純化された曳航条件

- (1) 曳航船は、一定速度(u_0)で直進している。
- (2) 被曳航船の操縦運動は微小として、操縦運動の高次の項を省略する。
- (3) 被曳航船のプロペラ、舵および張力以外の外力の項を省略する。

曳航船が一定速度(u_0)で直進していることより、

$$\left. \begin{aligned} u_1 &= u_0 \\ v_1 &= r_1 = \psi_1 = 0 \end{aligned} \right\} \quad (4.2.1)$$

である。また、被曳航船の操縦運動が微小であることより、

$$\left. \begin{aligned} \cos(\varphi - \theta) &\cong 1 \\ \sin(\varphi - \theta) &\cong \varphi - \theta = -(\psi_2 + \theta) \\ \sin \varphi &\cong \varphi = -\psi_2 \end{aligned} \right\} \quad (4.2.2)$$

が成り立っている。これらの簡略化された条件から従属運動中の被曳航船の速度は、(2.3.5)式に (4.2.1)式と (4.2.2)式を代入し、さらに高次の項を省略して

$$\left. \begin{aligned} u_2 &= u_0 + \ell \dot{\theta} (\psi_2 + \theta) \cong u_0 \\ v_2 &= \ell \dot{\theta} - u_0 \psi_2 - a_2 \dot{\psi}_2 \end{aligned} \right\} \quad (4.2.3)$$

となる。従属運動中の被曳航船の加速度は、同様に(2.3.7)式に (4.2.1)式と (4.2.2)式を代入し、さらに高次の項を省略して

$$\left.
\begin{aligned}
\dot{u}_2 &= \dot{u}_o - u_o \dot{\psi}_2 \psi_2 + \ell \ddot{\theta} (\psi_2 + \theta) + \ell \dot{\theta} (\dot{\psi}_2 + \dot{\theta}) \\
&\cong 0 \\
\dot{v}_2 &= -u_o \dot{\psi}_2 - \dot{u}_o \psi_2 + \ell \ddot{\theta} - \ell \dot{\theta} (\dot{\psi}_2 + \dot{\theta}) (\psi_2 + \theta) - a_2 \ddot{\psi}_2 \\
&\cong \ell \ddot{\theta} - u_o \dot{\psi}_2 - a_2 \ddot{\psi}_2
\end{aligned}
\right\} \quad (4.2.4)$$

となる。被曳航船の速度である(4.2.3)式の無次元化は、(2.4.7)式に従って

$$\left.
\begin{aligned}
u'_2 &= 1 \\
v'_2 &= \ell' \dot{\theta}' - \psi'_2 - a'_2 \dot{\psi}'_2
\end{aligned}
\right\} \quad (4.2.5)$$

である。被曳航船の加速度である (4.2.4)式の無次元化は、同様に

$$\left.
\begin{aligned}
\ddot{u}'_2 &= 0 \\
\dot{v}'_2 &= \ell' \ddot{\theta}' - \dot{\psi}'_2 - a'_2 \ddot{\psi}'_2
\end{aligned}
\right\} \quad (4.2.6)$$

である。(2.2.1)式 (i=2)に船体の流体力の (2.5.1)式と張力の (2.4.4)式を代入して、(2.4.7)式に従って無次元化し、さらに高次の項を省略して線形化された被曳航船の操縦運動方程式は、

$$\left.
\begin{aligned}
(m' + m'_x) \dot{u}' &= X'_o u'^2 + T'_s \\
(m' + m'_y) \dot{v}' &= \{Y'_r - (m' + m'_x) u'\} r' + Y'_v v' - T'_s (\psi' + \theta') \\
(I'_G + J'_z) \dot{r}' &= N'_v v' + N'_r r' - a' T'_s (\psi' + \theta')
\end{aligned}
\right\} \quad (4.2.7)$$

で表される。ただし、以後、被曳航船を意味する (i=2)を省略する。

(4.2.5)式の x 軸の式に (4.2.6)式と(4.2.7)式を代入して、次の従属運動中の張力と船体抵抗の釣り合いの式を得る。

$$T'_s = -X'_o \quad (4.2.8)$$

また、同様に(4.2.5)式の y 軸および z 軸の式に(4.2.6)式と(4.2.7)式を代入して、次の従属運動中の横力とモーメントの式を得る。

$$\left. \begin{aligned} (m' + m'_y)(\ell' \ddot{\theta}' - \ddot{\psi}' - a' \ddot{\psi}') + (m' + m'_x - Y'_r) \dot{\psi}' - Y'_v(\ell' \dot{\theta}' - \dot{\psi}' - a' \dot{\psi}') + T'_s(\psi' + \theta') &= 0 \\ (I'_G + J'_z) \ddot{\psi}' - N'_v(\ell' \dot{\theta}' - \dot{\psi}' - a' \dot{\psi}') - N'_r \dot{\psi}' + a' T'_s(\psi' + \theta') &= 0 \end{aligned} \right\} (4.2.9)$$

横力とモーメントの (4.2.9)式は、整理されて方位角(ψ')と曳航索の振れ角(θ')との連成の運動方程式となる。

$$\left. \begin{aligned} \ell' (m' + m'_y) \ddot{\theta}' - \ell' Y'_v \dot{\theta}' + T'_s \theta' - a' (m' + m'_y) \ddot{\psi}' - (m'_y - m'_x + Y'_r - a' Y'_v) \dot{\psi}' + (T'_s + Y'_v) \psi' &= 0 \\ - \ell' N'_v \dot{\theta}' + a' T'_s \theta' + (I'_G + J'_z) \ddot{\psi}' + (a' N'_v - N'_r) \dot{\psi}' + (N'_v + a' T'_s) \psi' &= 0 \end{aligned} \right\} \quad -(4.2.10)$$

ここで、Routh-Hurwitz の安定判定が行い易いように、流体力微係数が常に正の値になるように次式に示す変換を行う。

$$\left. \begin{aligned} Y'_\beta &= -Y'_v \geq 0 \\ N'_\beta &= -N'_v \geq 0 \\ N'^*_r &= -N'_r \geq 0 \\ X'^*_o &= -X'_o \geq 0 \end{aligned} \right\} \quad (4.2.11)$$

$\theta' = C_1 e^{\lambda t}$, $\psi' = C_2 e^{\lambda t}$ と置いて、(4.2.10)式に代入して、さらに (4.2.11)式に従って

微係数の変換を行って、次の特性方程式を得る。

$$A_0\lambda^4 + A_1\lambda^3 + A_2\lambda^2 + A_3\lambda + A_4 = 0 \quad (4.2.12)$$

ただし、

$$\left. \begin{aligned} A_0 &= \ell' (m' + m'_y)(I'_G + J'_z) \\ A_1 &= \ell' \{ (m' + m'_y)N'_r{}^* + Y'_\beta(I'_G + J'_z) \} \\ A_2 &= T'_s \{ (I'_G + J'_z) + a'(\ell' + a')(m' + m'_y) \} + \ell' \{ N'_\beta(Y'_r - (m' + m'_x)) + Y'_\beta N'_r{}^* \} \\ A_3 &= T'_s \{ (\ell' + a')(a'Y'_\beta - N'_\beta) + a'(m'_y - m'_x + Y'_r) \} \\ A_4 &= T'_s(a'Y'_\beta - N'_\beta) \end{aligned} \right\} \quad (4.2.13)$$

特性方程式の根の実数部が負であることが安定の条件である。本特性方程式の Routh-Hurwitz の係数行列は、

$$H_n = \begin{vmatrix} A_1 & A_3 & 0 & 0 \\ -A_0 & A_2 & A_4 & 0 \\ 0 & A_1 & A_3 & 0 \\ 0 & A_0 & A_2 & A_4 \end{vmatrix} \geq 0 \quad (n=4) \quad (4.2.14)$$

である。Routh-Hurwitz の安定条件は、 $A_0 \sim A_4$ がすべて正であることと、 H_n の係数行列がすべて正であることである。以下に、係数行列の符号についての吟味を行う。

(I) H_1 について

$$\begin{aligned} H_1 &= A_1 \\ &= \ell' \{ (m' + m'_y)N'_r{}^* + Y'_\beta(I'_G + J'_z) \} \geq 0 \end{aligned} \quad (4.2.15)$$

(4.2.15)式は、常に正を満足している。

(II) H_2 について

$$\begin{aligned}
H_2 &= \begin{vmatrix} A_1 & A_3 \\ A_0 & A_2 \end{vmatrix} = A_1 A_2 - A_0 A_3 \\
&= \ell' \{ (m' + m'_y) N_r'^* + Y'_\beta (I'_G + J'_z) \} \\
&\quad * \left[T'_s \{ (I'_G + J'_z) + a'(\ell' + a')(m' + m'_y) \} + \ell' \{ N'_\beta (Y'_r - (m' + m'_x)) + Y'_\beta N_r'^* \} \right] \\
&\quad - \ell' (m' + m'_y) (I'_G + J'_z) T'_s \{ (\ell' + a')(a' Y'_\beta - N'_\beta) + a'(m'_y - m'_x + Y'_r) \} \\
&= \ell' \{ (m' + m'_y) N_r'^* + Y'_\beta (I'_G + J'_z) \} \left[T'_s (I'_G + J'_z) + \ell' \{ N'_\beta (Y'_r - (m' + m'_x)) + Y'_\beta N_r'^* \} \right. \\
&\quad \left. + \frac{T'_s (m' + m'_y)}{(m' + m'_y) N_r'^* + Y'_\beta (I'_G + J'_z)} \{ a'(\ell' + a')(m' + m'_y) N_r'^* \right. \\
&\quad \left. + (I'_G + J'_z) \{ (\ell' + a') N'_\beta - a'(m'_y - m'_x + Y'_r) \} \} \right] \\
&= \ell' \{ (m' + m'_y) N_r'^* + Y'_\beta (I'_G + J'_z) \} \left[\ell' \{ N'_\beta (Y'_r - (m' + m'_x)) + Y'_\beta N_r'^* \} \right. \\
&\quad \left. + T'_s \{ I'_G + J'_z + I'_k(\ell') \} \right] \geq 0 \tag{4.2.16}
\end{aligned}$$

ただし,

$$\begin{aligned}
I'_k(\ell') &= \frac{m' + m'_y}{(m' + m'_y) N_r'^* + Y'_\beta (I'_G + J'_z)} \left[a'(\ell' + a')(m' + m'_y) N_r'^* \right. \\
&\quad \left. + (I'_G + J'_z) \{ (\ell' + a') N'_\beta - a'(m'_y - m'_x + Y'_r) \} \right] \tag{4.2.17}
\end{aligned}$$

(4.2.16)式の最初の $\{ \}$ の項は、正であるので

$$h_2 = \ell' \{ N'_\beta (Y'_r - (m' + m'_x)) + Y'_\beta N'^*_r \} + T'_s \{ I'_G + J'_z + I'_k(\ell') \} \geq 0 \quad (4.2.18)$$

を満足すれば良い。(4.2.18)式の第1項の $\{ \}$ の中は、良く知られている船体の針路安定指数であり、 $N'_\beta (Y'_r - (m' + m'_y))$ の項が横流れ運動による発散項を意味し、 $Y'_\beta N'^*_r$ の項が旋回運動による減衰項を意味する。第2項は、通常船型であると正の値であり、曳航による安定項を意味する。これより被曳航船が針路不安定であっても曳航張力により安定曳航が可能なことと、曳航時の針路安定性を増す方法として張力の増加、つまり、被曳航船の抵抗増加も一つの方法であることが分かる。

(III) H_3 について

$$\begin{aligned} H_3 &= \begin{vmatrix} A_1 & A_3 & 0 \\ A_0 & A_2 & A_4 \\ 0 & A_1 & A_3 \end{vmatrix} = A_3 H_2 - A_4 A_1^2 \\ &= T'_s \{ (\ell' + a')(a'Y'_\beta - N'_\beta) + a'(m'_y - m'_x + Y'_r) \} H_2 \\ &\quad - T'_s (a'Y'_\beta - N'_\beta) \ell'^2 \{ (m' + m'_y) N'^*_r + Y'_\beta (I'_G + J'_z) \}^2 \\ &= T'_s \ell' \{ (m' + m'_y) N'^*_r + Y'_\beta (I'_G + J'_z) \} \left[(a'Y'_\beta - N'_\beta) \{ (\ell' + a') h_2 \right. \\ &\quad \left. - \ell' \{ (m' + m'_y) N'^*_r + Y'_\beta (I'_G + J'_z) \} \} + a' h_2 (m'_y - m'_x + Y'_r) \right] \geq 0 \quad (4.2.19) \end{aligned}$$

(4.2.19)式の最初の $\{ \}$ の項は、正であるので次式を満足すれば良い。

$$\begin{aligned} h_3 &= (a'Y'_\beta - N'_\beta) \left[(\ell' + a') h_2 - \ell' \{ (m' + m'_y) N'^*_r + Y'_\beta (I'_G + J'_z) \} \right] \\ &\quad + a' h_2 (m'_y - m'_x + Y'_r) \geq 0 \quad (4.2.20) \end{aligned}$$

(4.2.20)式から索長が曳航点に比べ十分に長いとして、 $a/\ell \ll 1$ と簡略化して

$$\begin{aligned}
h_3 &= \ell' (a' Y'_\beta - N'_\beta) \left[\left(1 + \frac{a'}{\ell'}\right) h_2 - \left\{ (m' + m'_y) N_r'^* + Y'_\beta (I'_G + J'_z) \right\} \right] \\
&\quad + a' h_2 (m'_y - m'_x + Y'_r) \\
&\equiv \ell' (a' Y'_\beta - N'_\beta) \left[h_2 - \left\{ (m' + m'_y) N_r'^* + Y'_\beta (I'_G + J'_z) \right\} \right] \\
&\quad + a' h_2 (m'_y - m'_x + Y'_r) \geq 0 \quad (4.2.21)
\end{aligned}$$

を得る。(4.2.21)式から a' について解くと曳航点の条件として、次式が得られる。

$$\begin{aligned}
a' &\geq \frac{\ell' N'_\beta \left[h_2 - \left\{ (m' + m'_y) N_r'^* + Y'_\beta (I'_G + J'_z) \right\} \right]}{\ell' Y'_\beta \left[h_2 - \left\{ (m' + m'_y) N_r'^* + Y'_\beta (I'_G + J'_z) \right\} \right] + h_2 (m'_y - m'_x + Y'_r)} \\
&= \frac{N'_\beta / Y'_\beta}{1 + \frac{h_2 (m'_y - m'_x + Y'_r)}{\ell' Y'_\beta \left[h_2 - \left\{ (m' + m'_y) N_r'^* + Y'_\beta (I'_G + J'_z) \right\} \right]}} \\
&= \frac{1}{1 + \varepsilon_o} \frac{N'_\beta}{Y'_\beta} \quad (4.2.22)
\end{aligned}$$

ただし、

$$\varepsilon_o = \frac{h_2 (m'_y - m'_x + Y'_r)}{\ell' Y'_\beta \left[h_2 - \left\{ (m' + m'_y) N_r'^* + Y'_\beta (I'_G + J'_z) \right\} \right]} \quad (4.2.23)$$

一般的な船型では、 $m'_y > m'_x$ である。従って、

$h_2 > (m' + m'_y) N_r'^* + Y'_\beta (I'_G + J'_z) > 0$ であれば $\varepsilon_o > 0$ であり、

$(m' + m'_y) N_r'^* + Y'_\beta (I'_G + J'_z) > h_2 > 0$ であれば $\varepsilon_o < 0$ である。

(IV) H_4 について

$$H_4 = \begin{vmatrix} A_1 & A_3 & 0 & 0 \\ A_0 & A_2 & A_4 & 0 \\ 0 & A_1 & A_3 & 0 \\ 0 & A_0 & A_2 & A_4 \end{vmatrix} = A_4 H_3$$

$$= T'_s(a'Y'_\beta - N'_\beta) \cdot H_3 \geq 0 \quad (4.2.24)$$

H_3 と同様に曳航点の条件である $a' \geq \frac{N'_\beta}{Y'_\beta}$ が得られる。

H_3, H_4 の両方を満足する条件としては、曳航点を $\varepsilon_o < 0$ の条件より大きい値にすれば良い。これらから、曳航中に針路安定であるためには、曳航点を横流れ運動による横力の着力点より大きい値、つまり船首付近に曳航点を持ってくるのが良いことが分かる。また、一般的な船型であると、横流れ運動による横力の着力点は、船体中央から前方 $0.25 \sim 0.35L_{pp}$ 付近にあることから、 $\varepsilon_o < -0.5$ であると曳航点が船長より長くなり、安定な曳航ができないことが分かる。

以上、Routh-Hurwitz の方法を用いて安定条件を調べることにより、被曳航船が針路安定であるための曳航点の条件が H_3, H_4 から得られた。 H_2 については、索長(ℓ')を含んだ条件式であるので、被曳航船が針路安定であるための索長の条件について以下に考察する。まず、索長に対する(4.2.17)式の $I'_k(\ell')$ の変化について考察する。次に、被曳航船が針路安定であるための索長の条件について考察する。さらに、索長が零での極限についても考察を加える。

(I) 索長変化に対する $I'_k(\ell')$ の変化

(4.2.17)式の索長に対する変化の様子を以下に考察する。

(4.2.17)式は、通常船型であるとほとんど正の値であるが、 L_{pp}/B がかなり小さい船型の流体力微係数によっては、短い索長範囲で負となることもある。この概略値を(3.4.1)式の井上らの流体力微係数推定式⁵¹⁾を用いて調べる。

考察に用いる船型の条件を次式に示す。

$$\left. \begin{array}{lll} L_{pp} / B = 2.0 & C_b = 0.9 & a' = 0.5 \\ m'_x / m' = 0.1 & m'_y / m' = 0.9 & \\ J'_z / I'_G = 0.3 & \kappa_{xx} / L_{pp} = 0.3 & \end{array} \right\} \quad (4.2.25)$$

(4.2.25)式の船型条件において索長(ℓ')変化に対する $I'_k(\ell')$ の変化を Fig.4.1 に示す。

$I'_k(\ell')$ は、索長の一次式であり、 $L_{pp} / B = 2$ 、 $B / d = 10 \sim 20$ とかなり幅広、浅喫水の船型であると、索長(ℓ')が1以下程度で負となることが分かる。また、被曳航船の慣性モーメント($I'_G + J'_z = 0.105$)を加えた曳航による安定項 $\{I'_G + J'_z + I'_k(\ell)\}$ が負となるのは、ハッチングで示されている、非常に短い索長範囲であることも分かる。

ここでの焦点は定量的なことではなく、船型によっては、非常に短い索長範囲で曳航不安定になる可能性を示していることと、この不安定現象が索長を少し長くするだけで回避可能なことを示していることである。

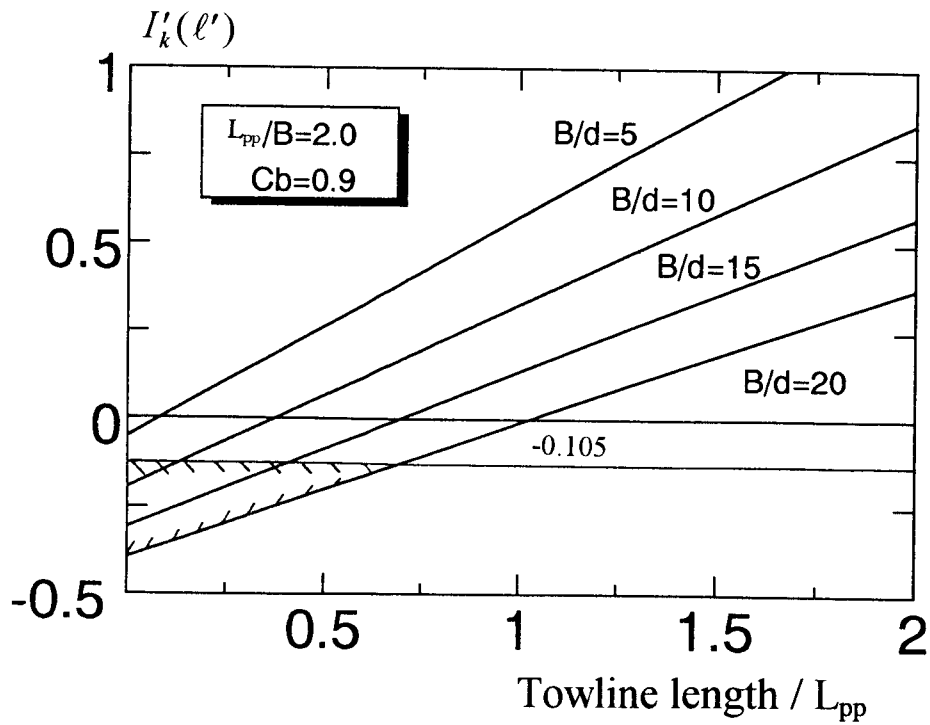


Fig. 4.1 Variation of $I'_k(\ell')$ with towline length

(II) 針路安定であるための索長の条件

索長については、(4.2.18)式から次式の条件が得られる。

$$\ell' \geq -T'_s \frac{(I'_G + J'_Z)M + a'(m' + m'_y) \left[a'(m' + m'_y)N'_r{}^* + (I'_G + J'_Z) \{ N'_\beta - (m'_y - m'_x + Y'_r) \} \right]}{D \cdot M + T'_s(m' + m'_y) \{ a'(m' + m'_y)N'_r{}^* + (I'_G + J'_Z)N'_\beta \}} \quad (4.2.26)$$

ただし、

$$\left. \begin{aligned} D &= N'_\beta(Y'_r - (m' + m'_x)) + Y'_\beta N'_r{}^* \\ M &= (m' + m'_y)N'_r{}^* + (I'_G + J'_Z)Y'_\beta \end{aligned} \right\} \quad (4.2.27)$$

(4.2.26)式の分母のDは、被曳航船の針路安定指数であり、操縦流体力微係数によって正または、負の値となる。分母の他の項は曳航による安定項であり、常に正である。分母の符号によって安定域 (分母>0)、中立域 (分母≈0)、不安定域 (分母<0)の3つの領域に分けて考察を以下に行う。

安定域では、分子の流体力微係数の項が正と負の場合がある。通常船型では、分子の流体力微係数の項がほとんど正であるので、 $(-T'_s)$ の項により常に $\ell \geq 0$ を満足している。つまり、曳航中の針路安定性には、索長が無関係であることを意味する。分子の流体力微係数の項が負となる場合は、前述の(4.2.17)式が負となる場合であり、非常に短い索長の範囲で影響が表れる。この場合、 $D=0$ であると前述の検討より不安定になる範囲は、 $\ell' \leq 0.5$ である。従って、 $D>0$ の範囲では、索長がさらに短くても $\ell' \geq 0$ の条件を満足し、実用上では索長の影響が無いことが分かる。

不安定域では、分子の流体力微係数の項が正の場合に索長の影響が表れる。この場合、分母の負の値が大きくなる、つまり被曳航船の針路安定性が悪くなれば、できるだけ索長を短くする方が良いことになる。

中立域とは、船体に作用する流体力の着力点と曳航張力による着力点が非常に近い場合である。この領域では、索長を長くすることにより安定にできる場合と索長を短くすることにより安定にできる場合がある。しかし、わずかな流体力変化および張力変化が曳航中の針路安定性に大きく影響し、安定域から不安定域まで変化する可能性

がある。従って、実用上は不安定域と同様な対策が必要と思われる。

被曳航船の針路安定性に索長が及ぼす影響を大略的に把握するために、被曳航船の針路安定指数(D)に着目して、(4.2.26)式の船体の流体力微係数の項を定数として次式で表す。

$$\ell' \geq (-T'_s) \frac{C_1}{D \cdot M + T'_s \cdot C_2} \quad (4.2.28)$$

ただし、

$$\left. \begin{aligned} C_1 &= (I'_G + J'_z)M + a'(m' + m'_y) \left[a'(m' + m'_y)N'_r{}^* + (I'_G + J'_z) \{ N'_\beta - (m'_y - m'_x + Y'_r) \} \right] \\ C_2 &= (m' + m'_y) \left\{ a'(m' + m'_y)N'_r{}^* + (I'_G + J'_z)N'_\beta \right\} \end{aligned} \right\} \quad (4.2.29)$$

前述しているように C_1 は通常、正であるが、船型によっては負の場合もある。また、 C_2 は常に正である。索長の影響が表れるのは、分母が正で $C_1 < 0$ の場合と、分母が負で $C_1 > 0$ の場合である。大略的に索長の範囲を把握するために、分母の D を変数とし、他を定数として以下に考察する。

(I) 分母が正で $C_1 < 0$ の場合

$D = 0$ の時には、張力(T'_s)には関係なく Fig.4.1 から $\ell' \geq 0.5$ である。また、分母が零の場合には、索長が無限になる。この場合の索長が取るべき範囲の模式図を D を横軸にして Fig.4.2 に示す。図中の①の線のハッチングの領域が安定域である。

(II) 分母が負で $C_1 > 0$ の場合

分母が零となる場合に索長が無限になり、分母の負の量が大きくなれば、零に近づく。図中の②の線のハッチングの領域が安定域である。

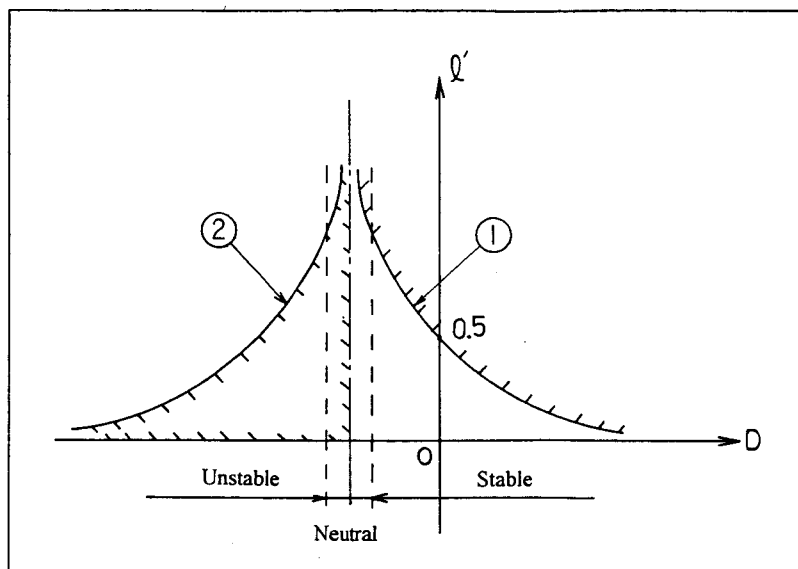


Fig. 4.2 Effect of towline length on directional stability for towed ship

索長変化により曳航中の針路安定性が変化する例として、本数学モデルを用いた数値シミュレーション計算例を示す。不安定域の例としての供試船は原型である。安定域の例としての供試船はE型である。数値シミュレーション計算の方法は Routh-Hurwitz の安定判別に用いた (4.2.10)式を Runge-Kutta-Gill 法で数値的に解く方法である。曳航速度のフルード数は、 $Fn=0.25$ (実船で約 6 ノット相当)である。この曳航速度であると通常の索長(船長の 2 ～ 5 倍)で原型は、振れ回り運動を起こす。また、E型は針路安定である。両船型とも曳航点の位置は、船体中央から前方 $0.48L_{pp}$ である。

また、計算の初期条件は、(4.2.30)式に示すように曳航索の振れ角(θ)に 10 度を与えた定常状態からの運動である。

$$\left. \begin{aligned} u &= u_0 \\ \theta &= 10 \\ \dot{u} = \dot{v} = v = r = \dot{\psi} = \dot{\theta} &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (4.2.30)$$

不安定域(索長を長くすると不安定となる)の例として、振れ回り運動を起こす原型

の数値シミュレーション計算結果を Fig. 4.3 に示す。索長を $2L_{pp}$ から $5L_{pp}$ と長くすると、索長 $5L_{pp}$ では、索長 $2L_{pp}$ に比べ長い周期で曳航索の振れ角(θ)と船首揺れ角(ψ)が大きくなっている。また、索長を $2L_{pp}$ から $0.5L_{pp}$ と短くすると、索長 $0.5L_{pp}$ では、索長 $2L_{pp}$ に比べ短い周期で曳航索の振れ角(θ)と船首揺れ角(ψ)が小さくなっている。これらの現象は、回流水槽での被曳航船のみの曳航実験からも観測されている。なお、回流水槽での曳航実験方法および条件については、本章、第4節「横風を受けた時の従属運動モデルの検証」で述べる。ここでは、数値計算と対応させて実験結果のみについて言及する。

安定域(索長の影響がない)の例として、曳航中に針路安定であるE型の数値シミュレーション計算結果を Fig. 4.4 に示す。索長 $2L_{pp}$ では安定であり、索長を $2L_{pp}$ から $5L_{pp}$ と長くしても曳航中の針路安定性には影響がないことが分かる。この現象も回流水槽での被曳航船のみの曳航実験から観測されている。

索長を $0.3L_{pp}$ と極端に短くした場合、線形モデルでの数値シミュレーション計算では、短い周期で曳航索の振れ角(θ)と船首揺れ角(ψ)が時間と共に段々と大きくなっている。しかし、回流水槽での被曳航船のみの曳航実験では、索長を極端に短くすると短い周期で船首揺れを行っているのが観測されたが、運動が発散する現象は確認できなかった。数値シミュレーション計算と実験の観測が一致していない原因についての考察を以下に行う。

本計算は、線形のモデル化を行っているので非線形項の影響と推察される。これを確かめるために、船体の横力とモーメントの流体力について(2.5.1)式に示す、横流れ速度と旋回角速度の非線形項を付加した計算結果を Fig. 4.5 に示す。索長は $0.3L_{pp}$ であり、初期条件も同様である。非線形項を流体力モデルに付加することにより、曳航索の振れ角(θ)と船首揺れ角(ψ)が時間と共に大きくなる傾向が治まり、初期の振れ角での振れ回り運動が持続しているのが分かる。この場合、索長が非常に短いために船首揺れによる小刻みな運動となり、実験との観測結果と同様な傾向を示している。

索長が非常に短い時に船体に働く流体力については、2船間の干渉の流体力についても考慮する必要がある。今回は、形式的に横流れ速度と旋回角速度の非線形項を付加しただけであり、索長が非常に短い時には、非線形項の影響を無視できないことを確かめたにすぎない。索長が非常に短い状態での船体に作用する非線形流体力の解明は、今後の研究課題として残る。

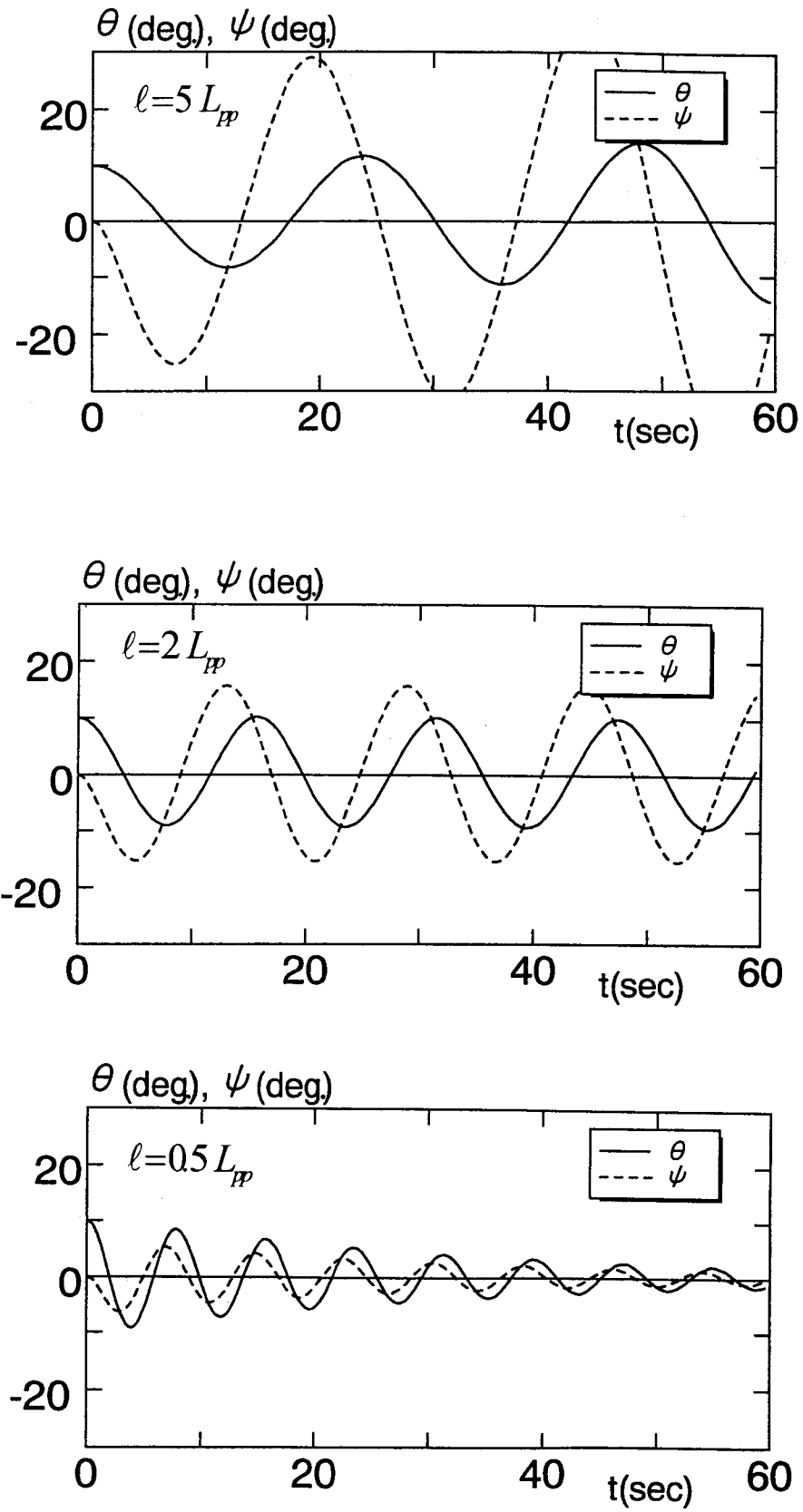


Fig. 4.3 Time histories of yaw angle(ψ) and angular displacement of a towline(θ) by numerical simulation for the parent ship due to change of towline length

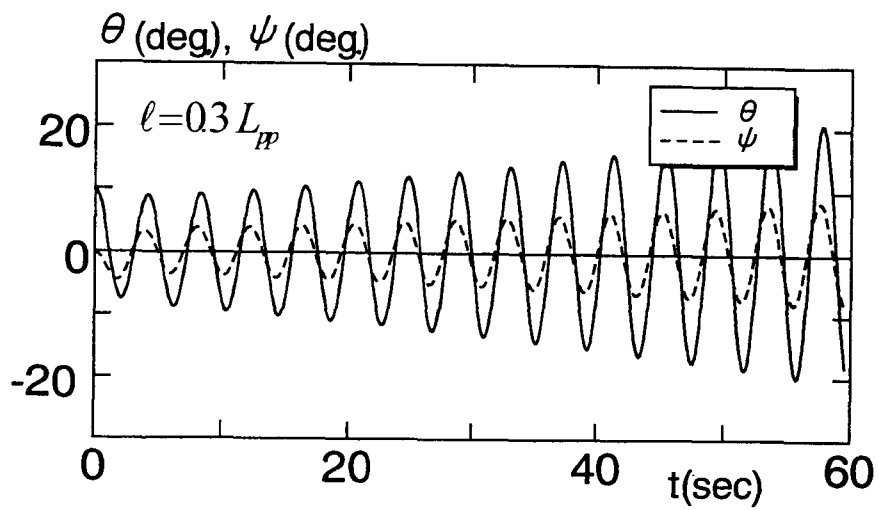
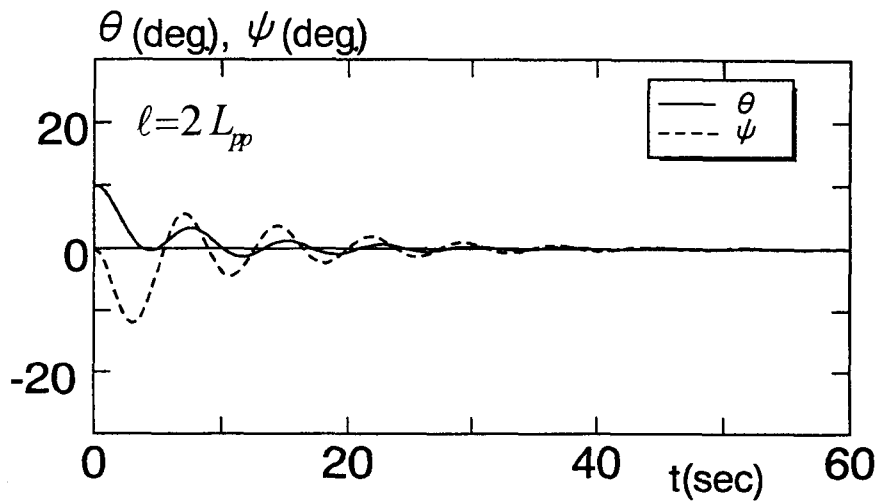
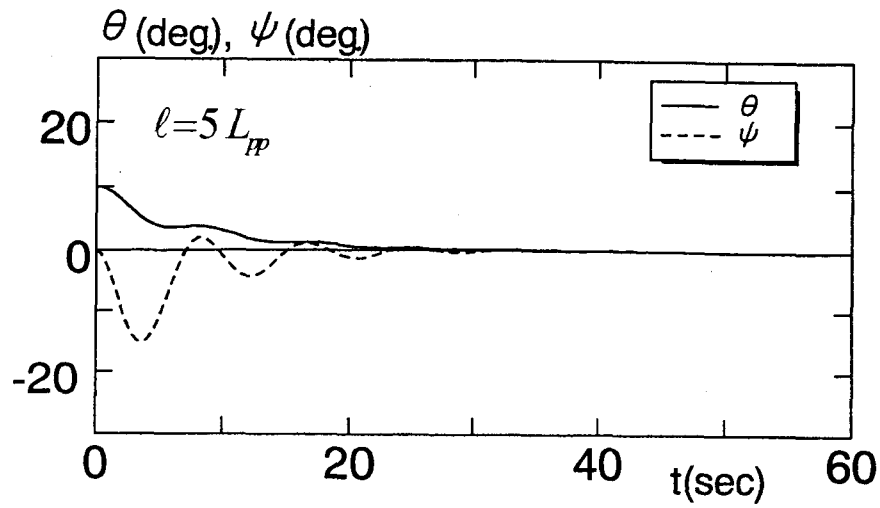


Fig. 4.4 Time histories of yaw angle(ψ) and angular displacement of a towline(θ) by numerical simulation for the E-type ship due to change of towline length

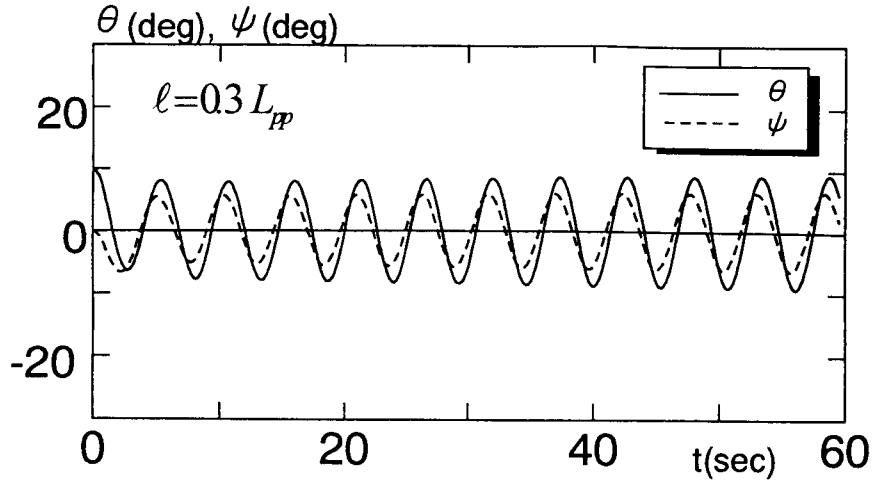


Fig. 4.5 Time history of yaw angle(ψ) and angular displacement of a towline(θ) by numerical simulation with non-linear terms for the E-type ship ($\ell = 0.3 L_{PP}$)

(Ⅲ) 索長が零となる極限

索長が零となる極限での被曳航船の操縦運動についての考察を以下に行う。

(4.2.10)式より $\ell' = 0$ と置いて次式を得る。

$$\left. \begin{aligned} T'_s \theta' - \alpha' (m' + m'_y) \ddot{\psi}' - (m'_y - m'_x + Y'_r + \alpha' Y'_\beta) \dot{\psi}' - (Y'_\beta - T'_s) \psi' &= 0 \\ \alpha' T'_s \theta' + (I'_G + J'_z) \ddot{\psi}' + (N'^*_r - \alpha' N'_\beta) \dot{\psi}' + (\alpha' T'_s - N'_\beta) \psi' &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (4.2.31)$$

(4.2.31)式から曳航索の振れ角(θ')の項を消去して、方位角(ψ')の定係数2階の線形微分方程式、

$$\begin{aligned} \{I'_G + J'_z + \alpha'^2 (m' + m'_y)\} \ddot{\psi}' + \{\alpha' (\alpha' Y'_\beta - N'_\beta) + \alpha' (m'_y - m'_x + Y'_r) + N'^*_r\} \dot{\psi}' \\ + (\alpha' Y'_\beta - N'_\beta) \psi' = 0 \end{aligned} \quad (4.2.32)$$

が得られる。

(4.2.32)式は，整理されて次式となる。

$$\ddot{\psi}' + 2\nu\dot{\psi}' + \omega_o'^2\psi' = 0 \quad (4.2.33)$$

ただし，

$$2\nu = \frac{a'(a'Y'_\beta - N'_\beta) + a'(m'_y - m'_x + Y'_r) + N'_r}{I'_G + J'_z + a'^2(m' + m'_y)} \quad (4.2.34)$$

$$\omega_o'^2 = \frac{a'Y'_\beta - N'_\beta}{I'_G + J'_z + a'^2(m' + m'_y)} \quad (4.2.35)$$

(4.2.33)式の解は，次式である。

$$\psi' = \begin{cases} C_1 e^{(-\nu + \sqrt{\nu^2 - \omega_o'^2})t} + C_2 e^{(-\nu - \sqrt{\nu^2 - \omega_o'^2})t} & (\nu > \omega_o') \\ C_1 e^{(-\nu + j\sqrt{\omega_o'^2 - \nu^2})t} + C_2 e^{(-\nu - j\sqrt{\omega_o'^2 - \nu^2})t} & (\nu < \omega_o') \\ (C_1 + C_2 t) e^{-\nu t} & (\nu = \omega_o') \end{cases} \quad (4.2.36)$$

ただし， C_1, C_2 は初期条件によって決まる定数である。

(4.2.36)式が安定であるためには，減衰項である ν が正であれば良い。つまり，通常 $m'_y > m'_x$ であるので，(4.2.34)式から前述している曳航点の条件である $a' \geq \frac{N'_\beta}{Y'_\beta}$ を満足すれば，常に $\nu > 0$ を満足することになる。

4.2.2 被曳航船の簡易針路安定判別法

被曳航船は、第3章3節「被曳航船の船体に働く操縦流体力」で述べているように曳航速度の増加に伴って針路不安定となり、曳航不能となる場合もある。被曳航船の曳航限界速度を知ることは、経済的で安全な曳航計画を立案する上で重要である。曳航船が一定速度で直進している場合の被曳航船の針路安定判別は、(4.2.12)式に示す特性方程式の根の符号を調べることにより可能である。しかし、この方法であると速度変化に対しての操縦流体力微係数が必要となり、特に、幅広い速度範囲で旋回の操縦流体力微係数 (Y'_r, N'_r) を実験的に求めることは容易ではない^{55),56)}。また、操縦流体力の推定法は、前述しているように船体姿勢が与えられている状態では、かなり精度良く推定できることが報告^{47),48),49)}されているが、速度変化による縦姿勢変化まで考慮された推定法は、今のところ、まだ実用的ではない。

本節では、実用的な観点から被曳航船の曳航速度変化による針路安定判別法について検討する。まず、回流水槽での被曳航船のみの曳航実験の観測^{44),45)}から振れ回り運動の状態をⅠ～Ⅲに分類する。曳航実験の観測による振れ回り運動の模式図を Fig. 4.6 に示す。

(Ⅰ) 振れ回り運動の初期状態

この状態の被曳航船は、曳航速度が増加するにつれて安定状態から、微小横流れ運動を始め、微小の船首揺れ運動を数回繰り返す。この状態での横流れ角、曳航索の振れ角およびこれらの角速度は非常に小さい。

(Ⅱ) 振れ回り運動中

この状態の被曳航船は、ほとんど一定の横流れ角で振れ回り運動を行う。この状態での曳航索の振れ角速度はかなり大きい。

(Ⅲ) 振れ止まり状態

この状態での曳航索は、ほとんど停止している。船体は急激に反転して、大きな横流れ角で逆方向に振れ回り運動を起こそうとする。

安定な曳航状態から外乱等によって誘発した微小横流れ運動が、振れ回り運動の方向に船首を向ける運動であると振れ回り運動が発達し、逆方向に船首を向ける運動で

あると振れ回り運動が減衰することが観測された。また、ひとたび振れ回り運動を起こすと、主要な復原力である張力の横方向成分が大きくなる、大きな曳航索の振れ角まで運動が発達してしまうことも観測された。

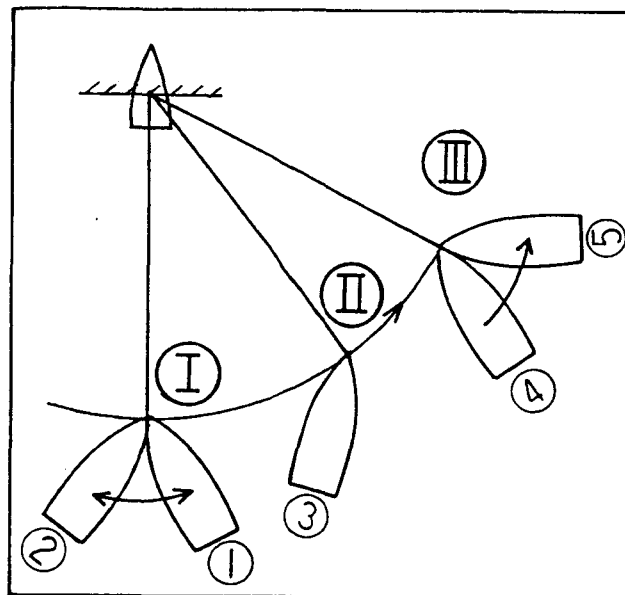


Fig. 4.6 Illustration of towed ship in yaw motion

従って、本論文では被曳航船の針路安定判別法として安定の直進状態から振れ回り運動を始める初期状態に着目して、外乱等によって誘発した微小の横流れ運動が、振れ回り運動の方向に船首を向ける運動であるか、逆方向に船首を向ける運動であるかの判定を、簡易的に着力点の位置から判定する方法を提案する。

振れ回り運動を始める初期状態では、旋回の運動がほとんどなく、また、横流れ運動が非常に小さく緩やかである。従って、(4.2.10)式の運動の項($\ddot{\theta}'$, $\dot{\theta}'$, $\ddot{\psi}'$, $\dot{\psi}'$)を省略して、静的な釣り合いの次式を得る。

$$\left. \begin{aligned} T_s' \theta' + (T_s' - Y_\beta') \psi' &= 0 \\ a' T_s' \theta' + (a' T_s' - N_\beta') \psi' &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (3.2.37)$$

安定の直進状態からの微小横流れ運動では、張力による船首方向の力が船体抵抗と釣り合い、また、張力の横方向成分($T'_s \psi'$)は、船体横力(Y'_H)と釣り合っている。

従って、

$$\left. \begin{aligned} \psi' &= \beta' \\ T'_s &= X_o'^* \\ a' T'_s \psi' &= a' Y'_H \cong a' Y'_\beta \beta' \end{aligned} \right\} \quad (4.2.38)$$

が近似的に成り立っている。(4.2.38)式を (4.2.37)式に代入して、さらにモーメントの式を横力の式で除して、 $\theta' = 0$ および $\psi' = 0$ の極限での着力点 (N' / Y')は、

$$\begin{aligned} \frac{N'}{Y'} &= \lim_{\theta, \beta \rightarrow 0} \frac{a' X_o'^* \theta' + (a' Y'_\beta - N'_\beta) \beta'}{X_o'^* \theta' + (X_o'^* - Y'_\beta) \beta'} \\ &= a' - \frac{a' Y'_\beta - N'_\beta}{Y'_\beta - X_o'^*} \end{aligned} \quad (4.2.39)$$

である。(4.2.39)式から被曳航船の針路安定判別式として次式を得る。

$$D_T \equiv \frac{a' Y'_\beta - N'_\beta}{Y'_\beta - X_o'^*} - a' \geq 0 \quad (4.2.40)$$

(4.2.40)式は、横流れ運動による項と直進抵抗の項で構成されている。これらの項は、曳航水槽または、回流水槽等で比較的容易に速度変化に伴う流体力微係数を得ることができる。 $D_T \geq 0$ は、重心から後方に横力の着力点があることを意味する。 $D_T \geq 0$ であれば、Fig. 4.7 の針路安定性の概要図に示ように外乱等によって直進時の安定状態から振れ回り運動を誘発しても、外乱が無くなれば元の安定状態に復帰できる。

本提案の判別法から被曳航船の針路安定性を増すためには、曳航点ができるだけ前

方にあり、横流れ運動による旋回モーメント(N'_β)が小さい方が良いことが分かる。また、抵抗を大きくすることも効果があることが分かる。これらは、前述の「理論的な検証」から得られた針路安定性に関する結果と矛盾していない。

本判定法の例として第3章、3節で述べている操縦流体力微係数を用いた原型とE型の比較例を Fig.4.8 に示す。原型は曳航中に針路不安定であり、E型は針路安定であることが分かる。なお、両船型とも曳航点は、船体中央から前方 $0.48L_{pp}$ であり、索長は $2L_{pp}$ である。

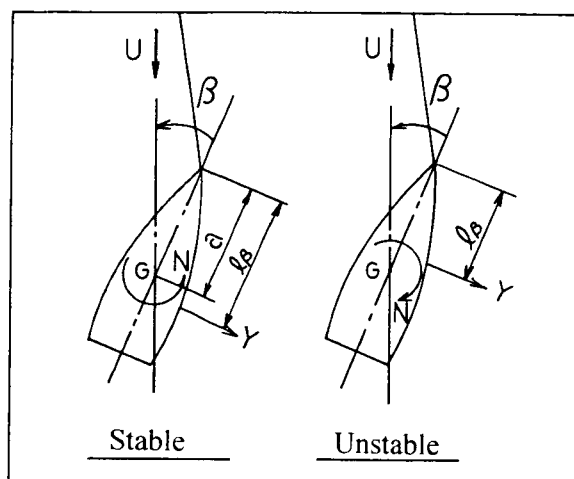


Fig. 4.7 Illustration of directional stability on towed ships

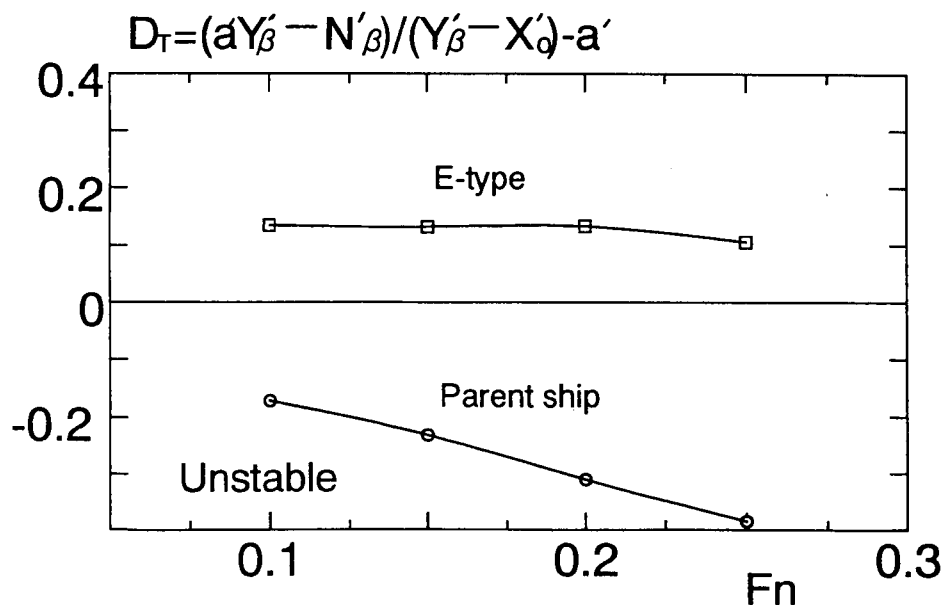


Fig. 4.8 An example of directional stability on towed ships

4.3 実験的な検証

曳航船が一定速度で直進している時の被曳航船の操縦運動については、前節の「理論的な検証」において検証されている。曳航船が操縦運動中の被曳航船の従属運動や自由運動については、曳航船の操縦運動が複雑なために理論的な検証が困難であるので、実験的な方法により本数学モデルについての検証を加える。検証方法は、曳航船・被曳航船系の自由航走模型実験での操縦運動の計測結果と本数学モデルを用いた数値シミュレーション計算との比較による方法である。

本節においては、まず曳航船・被曳航船系の自由航走模型実験の目的、実験項目や実験場所等について述べる。次に、実験結果と本数学モデルを用いた数値シミュレーション計算との比較から本数学モデルの妥当性について述べる。

4.3.1 曳航船・被曳航船系の自由航走模型実験

曳航船・被曳航船系の自由航走模型実験の目的は、第2章で提案した従属運動と自由運動の数学モデルの検証である。本検証を行う要点は、定常的な従属運動が容易に行えることと曳航索が緩む状況の再現性があることである。従って、両要件を満足できる操縦運動として定常旋回運動を選択した。本実験の供試船は、曳航船としては縮尺 1/17 の南星丸 ($L_{pp}=1.280\text{m}$)であり、被曳航船としては縮尺 1/12 の原型 ($L_{pp}=1.300\text{m}$)とE型 ($L_{pp}=1.300\text{m}$)である。

実験パラメータは、曳航船の舵角と索長である。舵角は、15度と35度である。南星丸単船としての舵角15度での旋回径は、約 $7L_{pp}$ (L_{pp} : 南星丸の垂線間長)であり、舵角35度での旋回径は、約 $2.8L_{pp}$ である。索長は、南星丸の舵角35度での旋回径より小さい被曳航船の垂線間長の2倍の長さで旋回径とほぼ等しい3倍の長さである。南星丸の曳航点は、船体中央から後方 $0.5L_{pp}$ である。両被曳航船の曳航点は、船体中央から前方 $0.48L_{pp}$ である。舵角15度での定常旋回実験の狙いは、曳航索が張っている従属運動の計測である。一方、舵角35度での定常旋回実験の狙いは、曳航索が緩む自由運動の計測である。さらに、索長を変えることによって、曳航索が短時間だけ緩み再び張力が回復する過渡的な自由運動と曳航索が張っている従属運動から完全に曳

航索が緩みきる自由運動とに分けて考察を加える。本実験での初期曳航速力は、0.90 m/s (被曳航船の実船で約6ノット相当)である。実験項目のまとめを Table 4.1 に示す。

実験場所は、錦江湾内にある鹿児島大学水産学部艇庫前の船着き場である。実験域は、Fig.4.9 に示すように縦横とも約 50 m 程の幅があり、本実験を行うには十分な広さである。この場所は、周辺に建物も多く風の影響がそれほど大きくない。また、海水である。干潮時付近で計測を実施し、潮流の影響が小さくなるように配慮している。

模型船の運動航跡は、Fig.4.9 に示している3点の方位板の方位角から得られる。方位角は、ポテンシオメータにより電圧としてコンピュータに取り込まれ一秒ごとに処理される。模型船の追跡方法は、方位板からのトランシットを目視により船体重心上に立てたポールに追従させる方法である。なお、本実験では、機器数の都合上、曳航船と被曳航船の同時計測が行えず、同じ運動を数回繰り返して個別に計測を行っている。曳航船と被曳航船の初期相対位置は、ビデオ記録から求められる。実験の再現性の確認は目視による方法である。

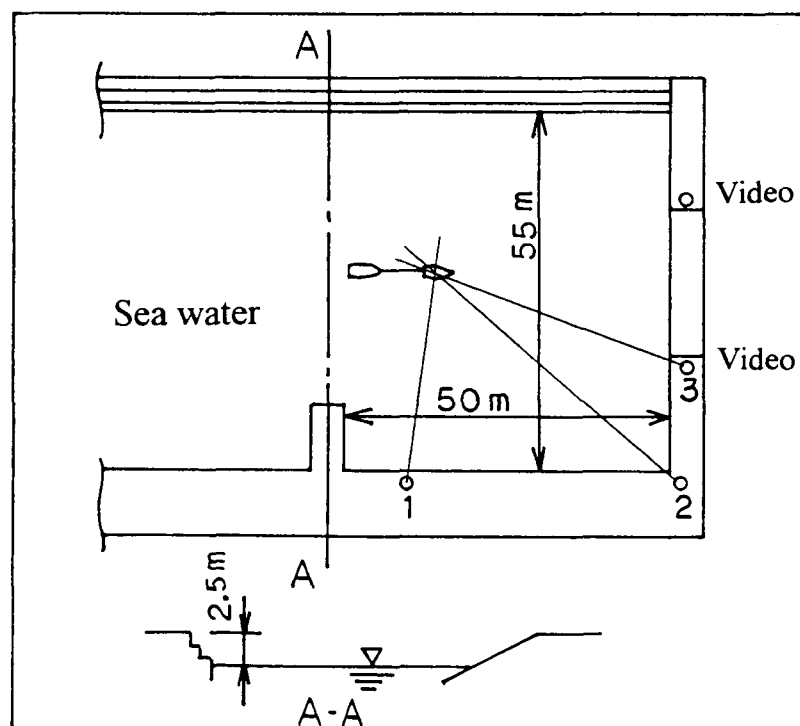


Fig. 4.9 Illustration of free running model tests in Kinkou bay

Table 4.1 Experimental parameters of free running model tests

Items	Parameters
Towing and towed ships	1) Nansei maru and Parent ship 2) Nansei maru and E-type ship
Angle of rudder	15 deg. , 35 deg.
Towline length	$2L_{pp}$, $3L_{pp}$ (L_{pp} : Towed ship)
Point of attachment of towline from mid-ship	Nansei maru $\otimes a = -0.5L_{pp}$ Parent ship $\otimes a = 0.48L_{pp}$ E-type ship $\otimes a = 0.48L_{pp}$
Approach speed	0.90 m/s

4.3.2 曳航船・被曳航船系の従属運動での検証

曳航索が張っている従属運動時の曳航船・被曳航船系の操縦運動の計測例として舵角 15 度での右定常旋回運動を Fig.4.10 に示す。本実験の評価指標は、旋回性能の評価が容易な旋回径である。索長は、被曳航船の垂線間長の 2 倍である。図中の Nansei maru は曳航船のみであり、●印は実験結果の 1 秒毎の出力であり、○印は本数学モデルを用いた被曳航船の 2 秒毎の数値シミュレーション計算結果である。曳航船のみの舵角 15 度での旋回径は約 $7L_{pp}$ (L_{pp} : 南星丸模型の垂線間長) であり、数値シミュレーション計算結果と実験結果とは良く一致している。E 型曳航時の旋回径は、約 $12L_{pp}$ (L_{pp} : E 型模型の垂線間長) であり、原型曳航時の旋回径は、約 $21L_{pp}$ (L_{pp} : 原型模型の垂線間長) である。本実験の計測結果と曳航船・被曳航船系の旋回運動の数値シミュレーション計算とは良く一致している。従って、曳航船が操縦運動を行う従属運動でも曳航索が張っている従属運動での本数学モデルは、妥当である。

本実験結果から曳航船・被曳航船系の旋回性能は、被曳航船の針路安定性の影響を受けていることが分かる。本実験では、重心位置の旋回航跡のみしか計測されていないので、曳航船および被曳航船のそれぞれの運動が曳航船・被曳航船系の旋回運動に及ぼす影響についての考察を行うことが困難である。そこで、検証された本数学モデルでの数値シミュレーション計算を用いて曳航船および被曳航船のそれぞれの運動が曳航船・被曳航船系の旋回運動に及ぼす影響についての考察を加える。

舵角 15 度、索長 $2L_{pp}$ での原型および E 型曳航時の数値シミュレーション計算での前進速度(u)、横流れ角(β)、旋回角速度(r)と初期張力で除した張力(T/T_0)の時系列を Fig.4.11 に示す。この初期値は、前述しているように直進中の定常状態からの操舵として(3.4.3)式である。

原型および E 型曳航時の旋回運動の相違点は、E 型がほとんど一定の横流れ角(β)、旋回角速度(r)、張力で旋回を続けているのに対して原型の場合、横流れ角(β)、旋回角速度(r)、張力とも周期的な変動をしている点である。原型は、張力変動のピーク値が E 型に比べ大きいことより、E 型に比べ大きな旋回抵抗として作用していることが分かる。

原型と E 型の旋回運動の比較から、被曳航船の針路安定性が悪い場合は、曳航船・

被曳航船系の旋回径が大きくなることが分かる。また、索長を $2L_{pp}$, $3L_{pp}$, $5L_{pp}$ と変更した場合の舵角 15 度での旋回径のまとめを Fig.4.12 に示す。本実験からも索長が長くなると旋回径が大きくなる傾向である。索長が長い場合、短い時と同じ張力の復原力を得るためには、被曳航船の船首揺れの振幅が大きくなる必要がある。この場合、前節「理論的な検証」で述べているように、被曳航船は曳航船にとって大きな旋回抵抗として作用する。従って、索長が長くなると旋回径が大きくなるのは、被曳航船の船首揺れ振幅が大きくなり易く、大きな旋回抵抗として曳航船に作用するためである。

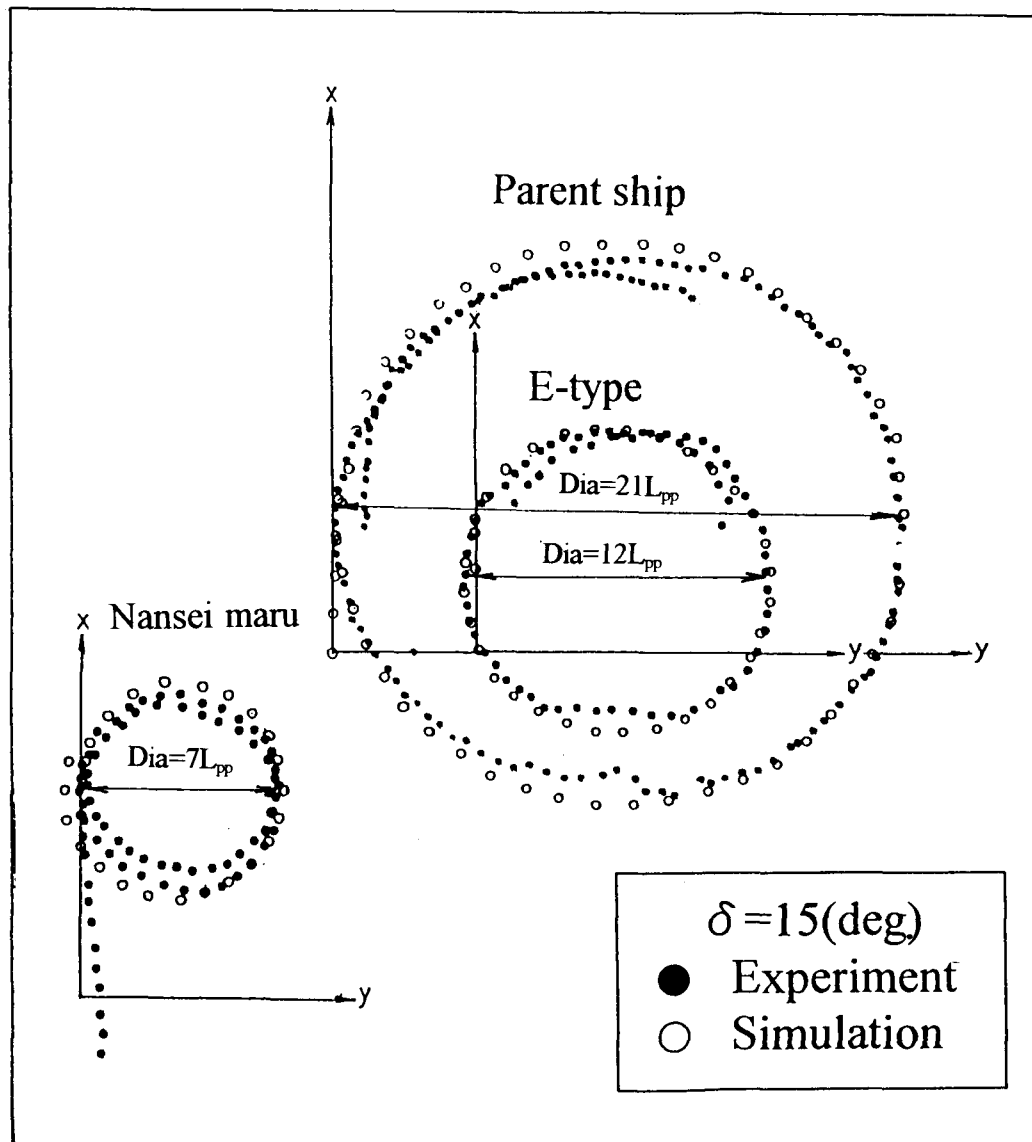


Fig. 4.10 Comparison of turning trajectories between model tests and simulations due to the rudder angle 15 degrees ($\ell = 2L_{pp}$)

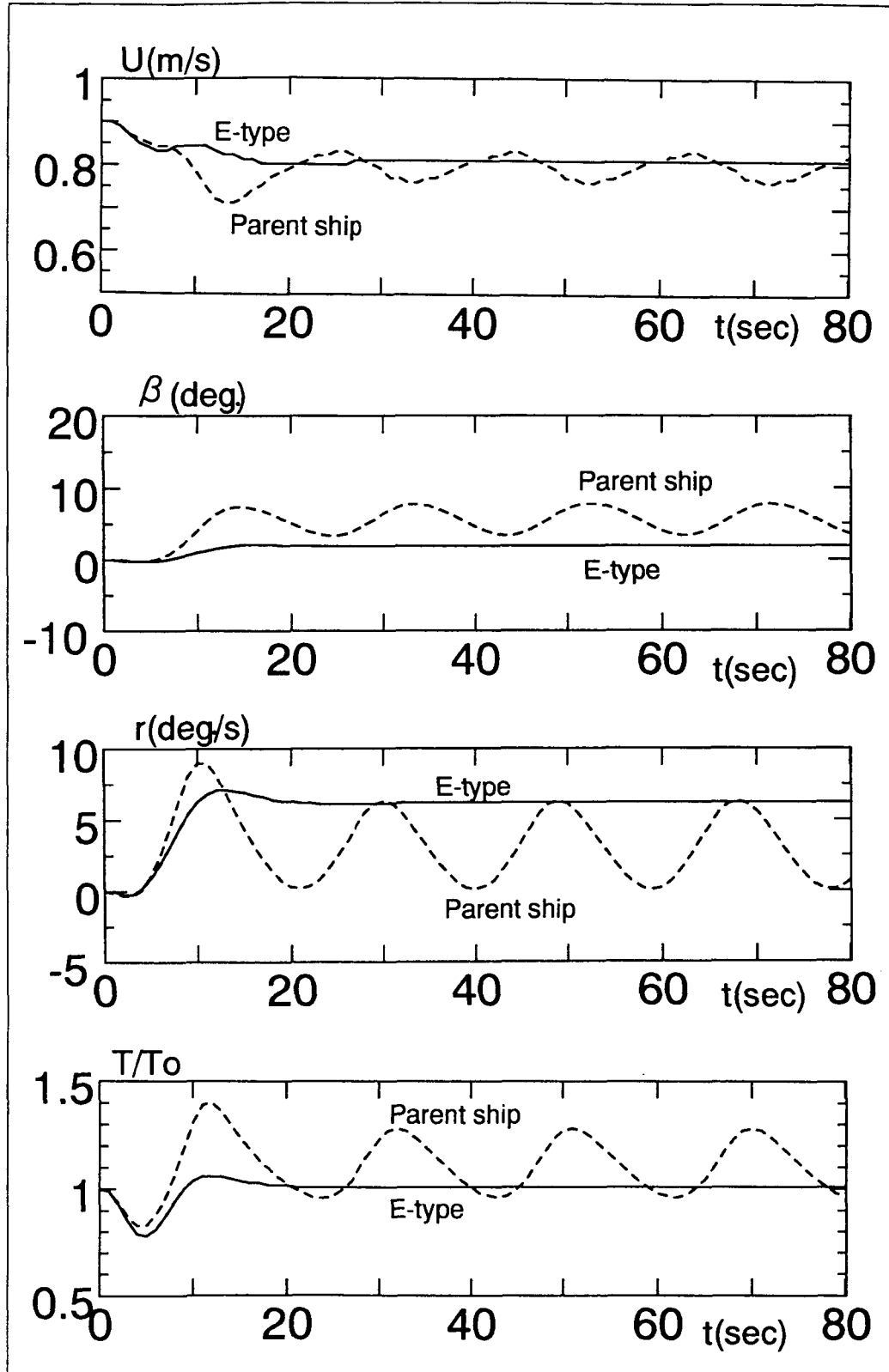


Fig. 4.11 Time histories of simulation results for towed ship in turning motion ($\delta = 15$, $\ell = 2L_{pp}$)

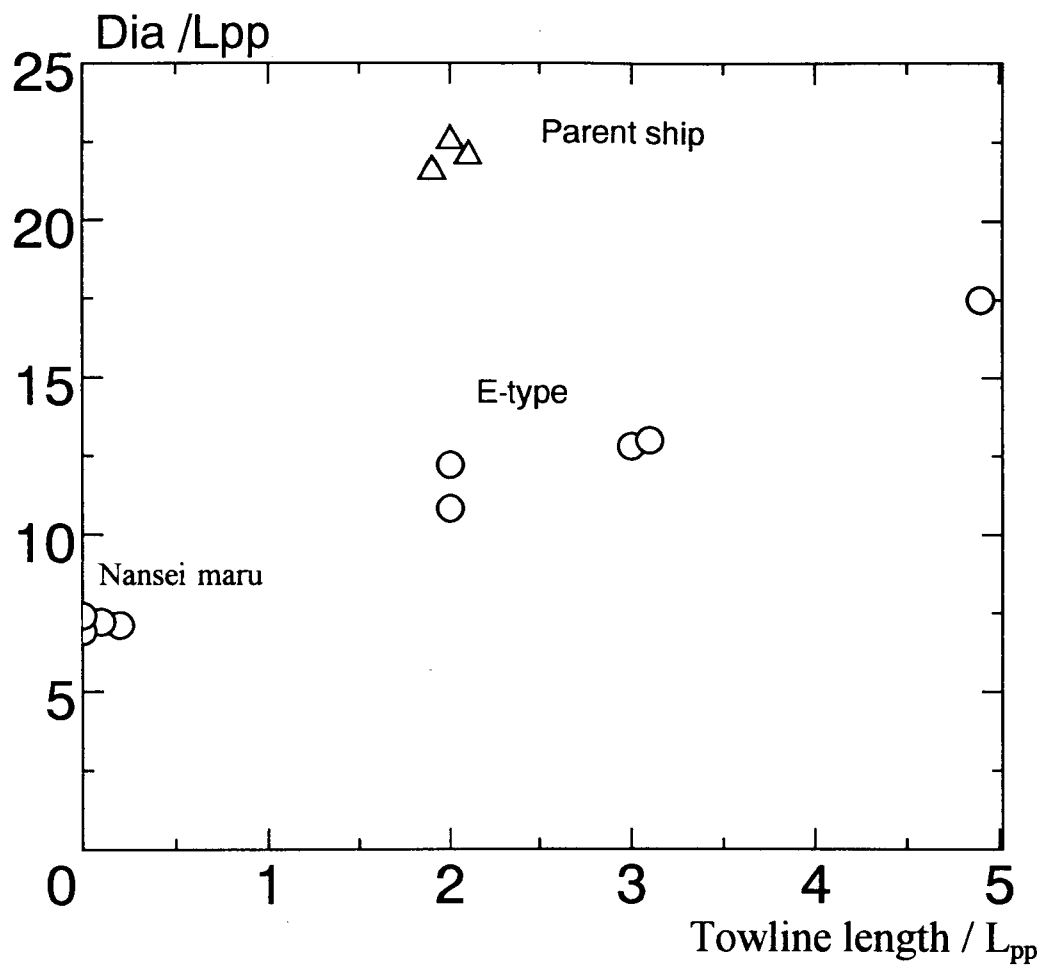


Fig. 4.12 Relation between towline length and tactical diameter ($\delta = 15$)

4.3.3 曳航船・被曳航船系の自由運動での検証

曳航船・被曳航船系で曳航索が緩む自由運動時の操縦運動の計測例として、曳航船の舵角 35 度での定常旋回運動を示す。舵角 35 度での定常旋回では、索長や被曳航船の針路安定性の違いにより曳航索が短時間だけ緩み再び張力が回復する過渡的な自由運動や完全に曳航索が緩みきってしまう自由運動を行うことが可能である。

まず、曳航索が短時間だけ緩み再び張力が回復する過渡的な自由運動について述べる。次に、完全に曳航索が緩みきってしまう自由運動について述べる。

(I) 過渡的な自由運動

本実験の被曳航船としての供試模型船は、曳航中の針路安定性が良い E 型である。舵角 35 度、索長 $2L_{pp}$ (L_{pp} : 被曳航船の垂線間長)での実験結果と数値シミュレーション計算結果の比較を Fig.4.13 に示し、索長 $3L_{pp}$ での実験結果と数値シミュレーション計算結果の比較を Fig.4.14 に示す。これらの初期条件は、前述の(3.4.3)式である。

図中の▲印は曳航船、●印は被曳航船の一秒毎の重心位置の航跡である。△印は曳航船、○印は被曳航船の重心位置の二秒毎の数値シミュレーション計算結果である。

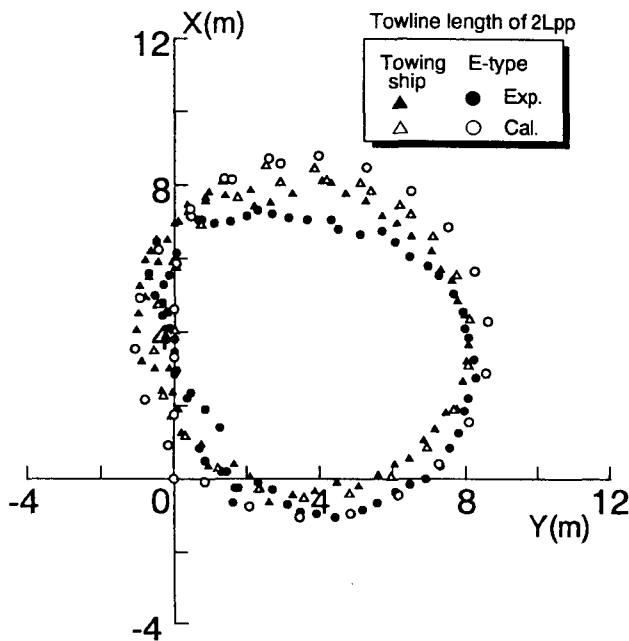


Fig. 4.13 Trajectories of turning motion at 35 degrees ($\ell = 2L_{pp}$)

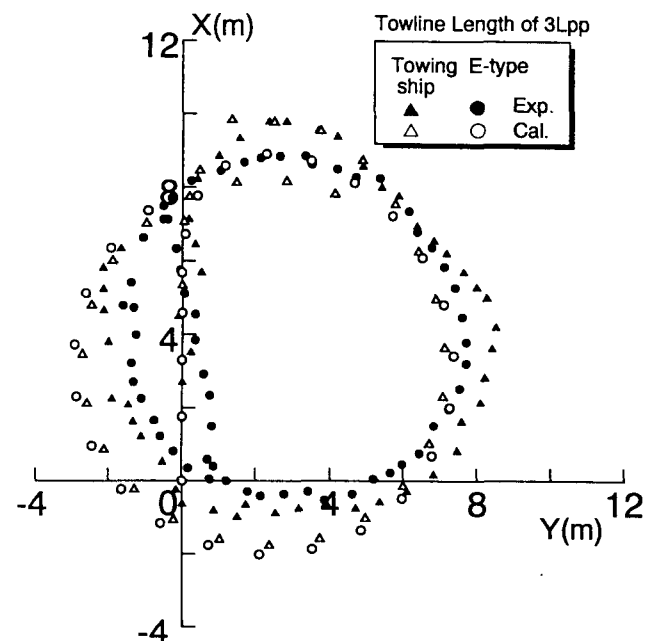


Fig. 4.14 Trajectories of turning motion at 35 degrees ($\ell = 3L_{pp}$)

索長 $2L_{pp}$ での被曳航船 (E 型) の旋回径は約 $7L_{pp}$ である。索長 $3L_{pp}$ での旋回径は、約 $8L_{pp}$ である。また、索長 $3L_{pp}$ での曳航船の旋回航跡は索長 $2L_{pp}$ に比べいびつである。本実験から旋回初期では、曳航索がかなり緩むが短時間に張力が回復し、後半では曳航索がほぼ一定の張り具合で旋回を続けることが観測された。

数値シミュレーション計算結果として被曳航船の前進速度 (u)、横流れ角 (β)、旋回角速度 (r) と初期張力で除した張力変化 (T/T_0) の時系列を Fig.4.15 に示す。数値シミュレーション計算から索長 $2L_{pp}$ および $3L_{pp}$ とも旋回初期に張力がほとんど無くなり、後に再び回復していることが分かる。また、張力が回復してから一定の旋回運動を続けていることも分かる。曳航船・被曳航船系の自由航走模型実験による舵角 35 度での旋回航跡と本数学モデルを用いた数値シミュレーション計算結果との一致度も良い。

従って、曳航索が短時間に緩み再び回復する過渡的な自由運動においても本数学モデルは妥当である。

次に、本実験結果について考察をする。曳航索が長くなると、旋回径が大きくなることは、前述の舵角 15 度での旋回と同様である。本実験結果で特徴的なことは、索長 $2L_{pp}$ に比べ $3L_{pp}$ での曳航船の旋回航跡 (▲印) がいびつなことである。以下に、この要因について考察する。

索長 $3L_{pp}$ では $2L_{pp}$ に比べ索長が長いために緩み量も多く、張力回復までの時間遅れが長くなる。この間に曳航船は旋回運動を続けるが、被曳航船は自由運動を行っているために曳航船への追従が遅れている。この間に曳航船と被曳航船の方位角の差 (偏角) は大きくなる。また、張力が回復した直後の被曳航船は、ほぼこの偏角の方向に強制的に曳航されるために大きな横流れ運動となり、被曳航船が曳航船にとって大きな旋回抵抗になると推測される。

右旋回中に曳航索が緩んで再び張力が回復し旋回運動を開始する様子のスケッチを Fig.4.16 に示す。この時の被曳航船の横流れ角は、単船の旋回時と異なり旋回径の外側に船首を向けている (右旋回では β が負の状態である)。数値シミュレーション計算結果での曳航索が緩んで再び張力が回復した時の横流れ角は負であり、索長 $3L_{pp}$ の方が $2L_{pp}$ に比べに大きい。さらに、張力のピーク値も索長 $3L_{pp}$ の方が $2L_{pp}$ に比べに大きい。また、数値シミュレーション計算での索長 $2L_{pp}$ と $3L_{pp}$ との比較による曳航船と被曳航船の方位角の差 (偏角) の時系列を Fig.4.17 に示す。曳航索が長くなると曳航船と被曳航船の方位角の差 (偏角) の発達のしかたや大きさに違いがあるのが分かる。

従って、索長 $2L_{pp}$ に比べ $3L_{pp}$ での曳航船の旋回航跡がいびつであるのは、旋回初期に曳航索が緩み、その後に再び張力が働く時に被曳航船が大きな旋回抵抗として曳航船に作用しているためである。

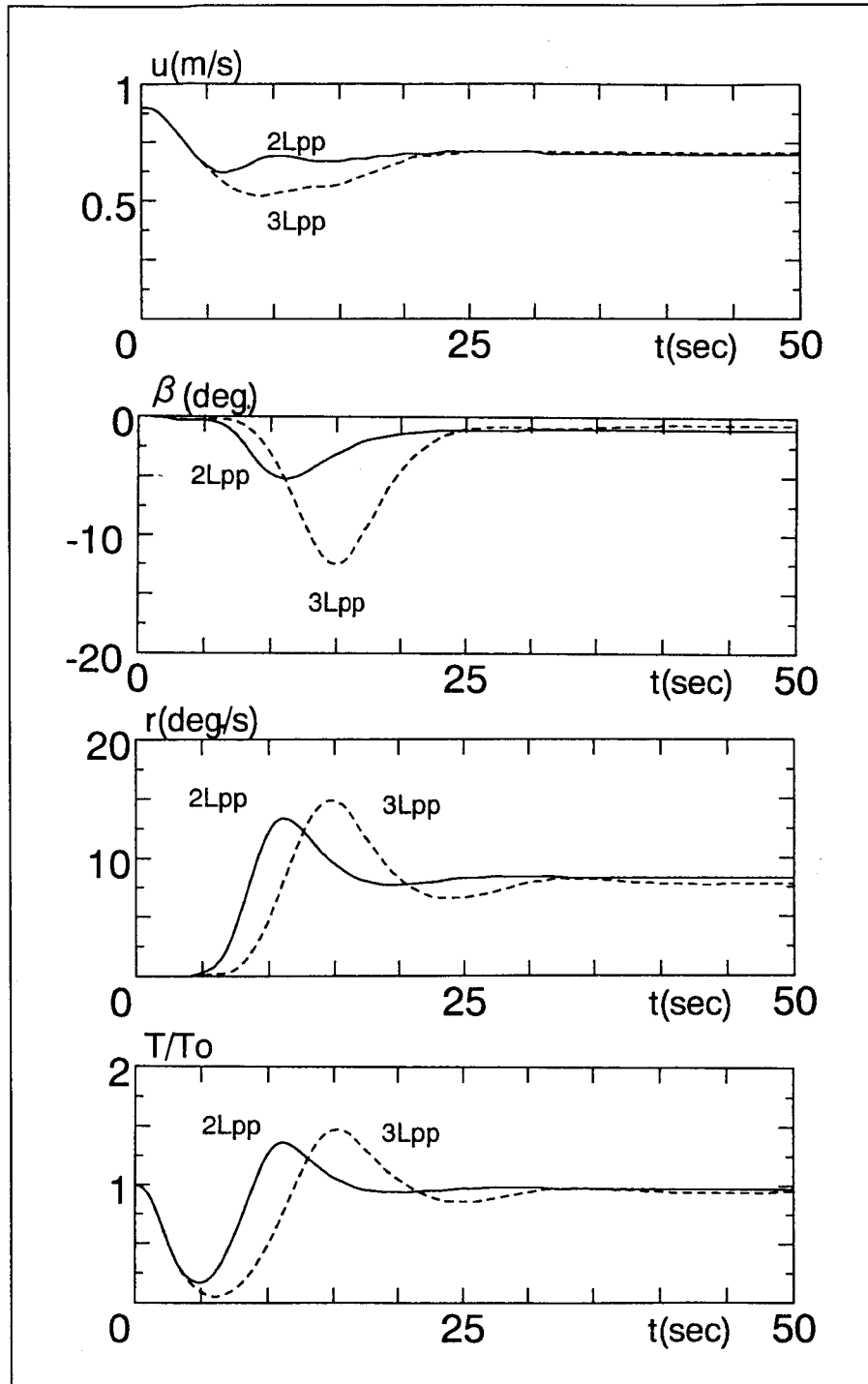


Fig. 4.15 Time histories of simulation results for the E-type ship in turning motion ($\delta = 35$)

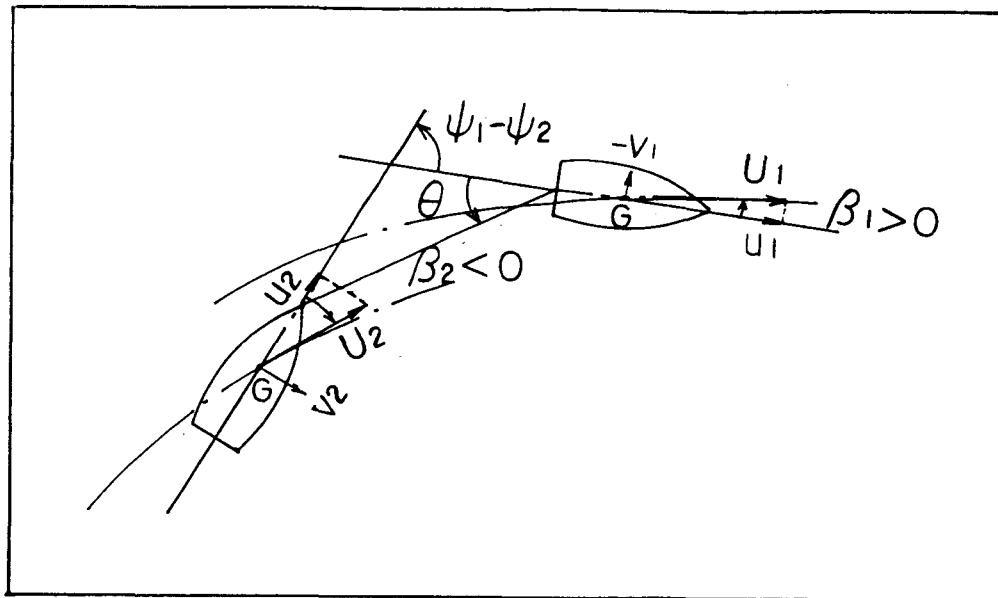


Fig. 4.16 Relation between towing ship and towed ship in turning motion ($\delta = 35$)

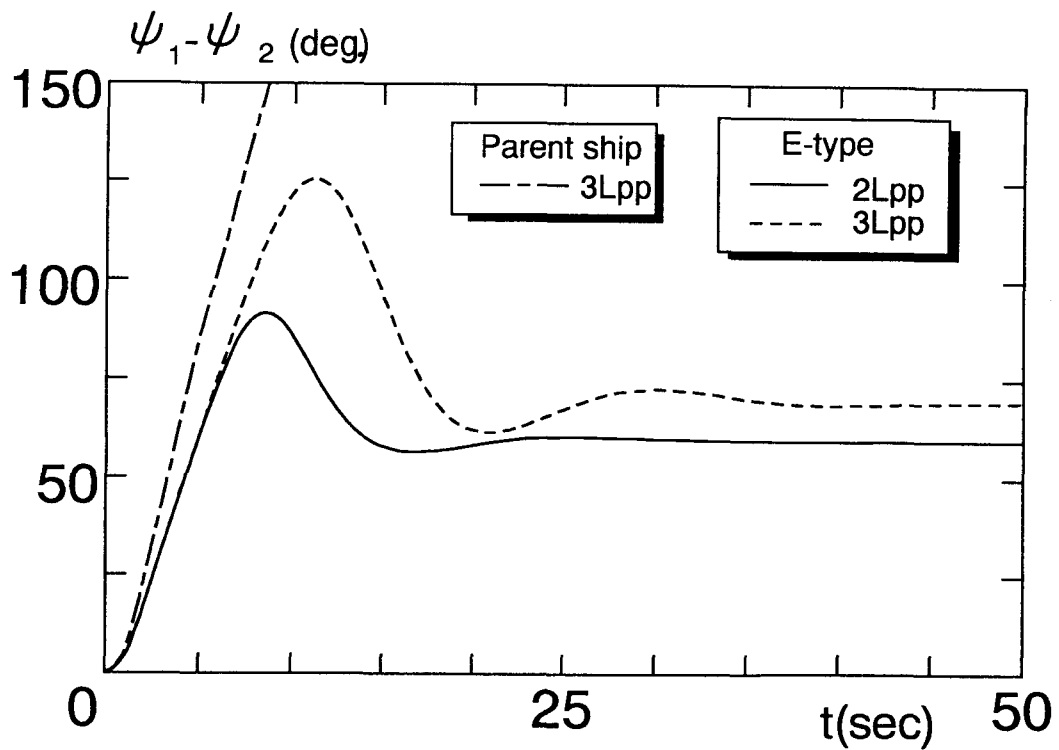


Fig. 4.17 Time histories of relative yaw angle between towing ship and towed ship by numerical simulation in turning motion ($\delta = 35$)

(II) 曳航索が緩みきってしまう自由運動

本実験の被曳航船としての供試模型船は、針路安定性が悪い原型である。索長は、被曳航船の垂線間長の3倍である。この索長は、曳航船の舵角35度の旋回径とほぼ等しい。旋回実験での航跡図を Fig.4.18 に示す。図中の▲印は、曳航船であり、●印は被曳航船である。本実験における曳航船と被曳航船の状況は以下である。

- (1) 旋回初期に曳航索が緩んだ状態になることはE型と同様である。しかし、原型はE型に比べ針路安定性が悪いために旋回初期に曳航索が緩んだ時の自由運動による曳航船への追従が悪い。よって、旋回初期における原型の曳航索の緩み量はE型に比べ多い。
- (2) 旋回中に張力が回復することはなく、曳航索は完全に緩みきった状態となる。
- (3) 被曳航船はやがて停止する。
- (4) 曳航船は自船の旋回能力で旋回を行い、停止している被曳航船に衝突する。

本実験の再現性は良かった。曳航船と被曳航船の衝突状況のスケッチを Fig.4.19 に示す。また、数値シミュレーション計算による航跡図を Fig.4.20 に示す。数値シミュレーション計算による曳航船と被曳航船の前進速度(u)、横流れ角(β)、旋回角速度(r)と初期張力で除した張力(T/T_0)の時系列を Fig.4.21 に示す。

旋回初期においては、数値シミュレーション計算は、曳航索が緩み張力が働かなくなる状況や被曳航船が自由運動を行う状況を良く模擬している。旋回後半においては、実験では被曳航船がほとんど停止しているのに対して数値シミュレーション計算では、前進速力がわずかであるが残っている。本実験は野外で実施されているために、わずかであるが外乱の影響がある。現状ではこの差が数学モデルに起因するものか実験方法によるものかを追及することが困難である。しかし、低速であるために、この差が旋回航跡に及ぼす影響は小さい。総じて本シミュレーション計算では、曳航索が緩みきってしまう旋回運動においても、曳航船と被曳航船の衝突状況まで含めてほとんど模擬できている。

従って、曳航索が緩みきった自由運動での本数学モデルは、前進速力がかなりある状態では妥当である。低速時に曳航船・被曳航船系での船体に働く流体力のモデル化およびこれを確認するための実験方法については今後の研究課題として残る。

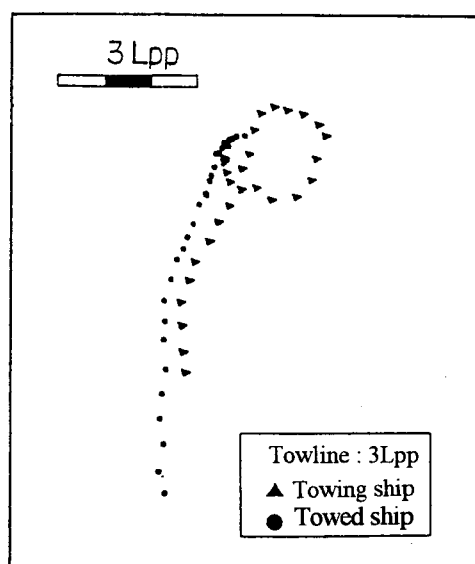


Fig. 4. 18 Trajectories of towing and towed ships in turning motion ($\delta = 35$)

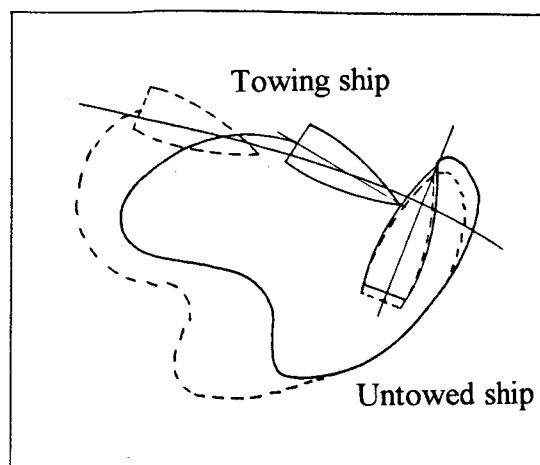


Fig. 4.19 Sketch of collision of towing ship with untowed ship

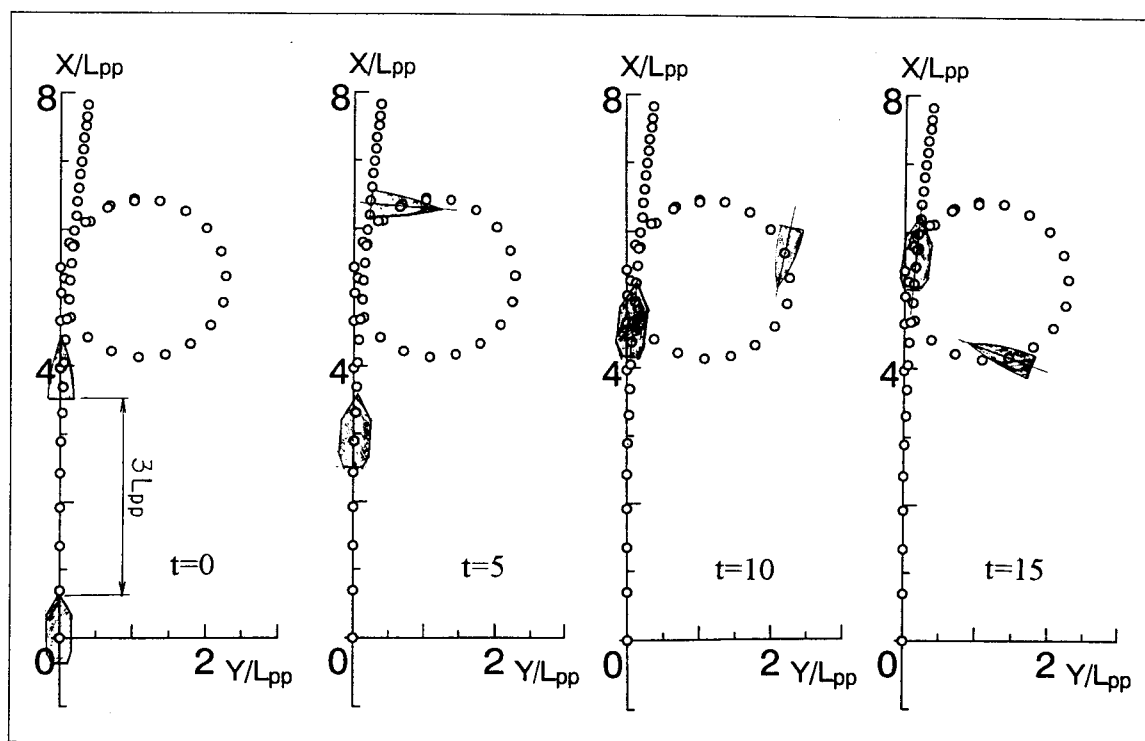


Fig. 4. 20 Trajectories of towing ship and untowed ship in turning motion ($\delta = 35$)

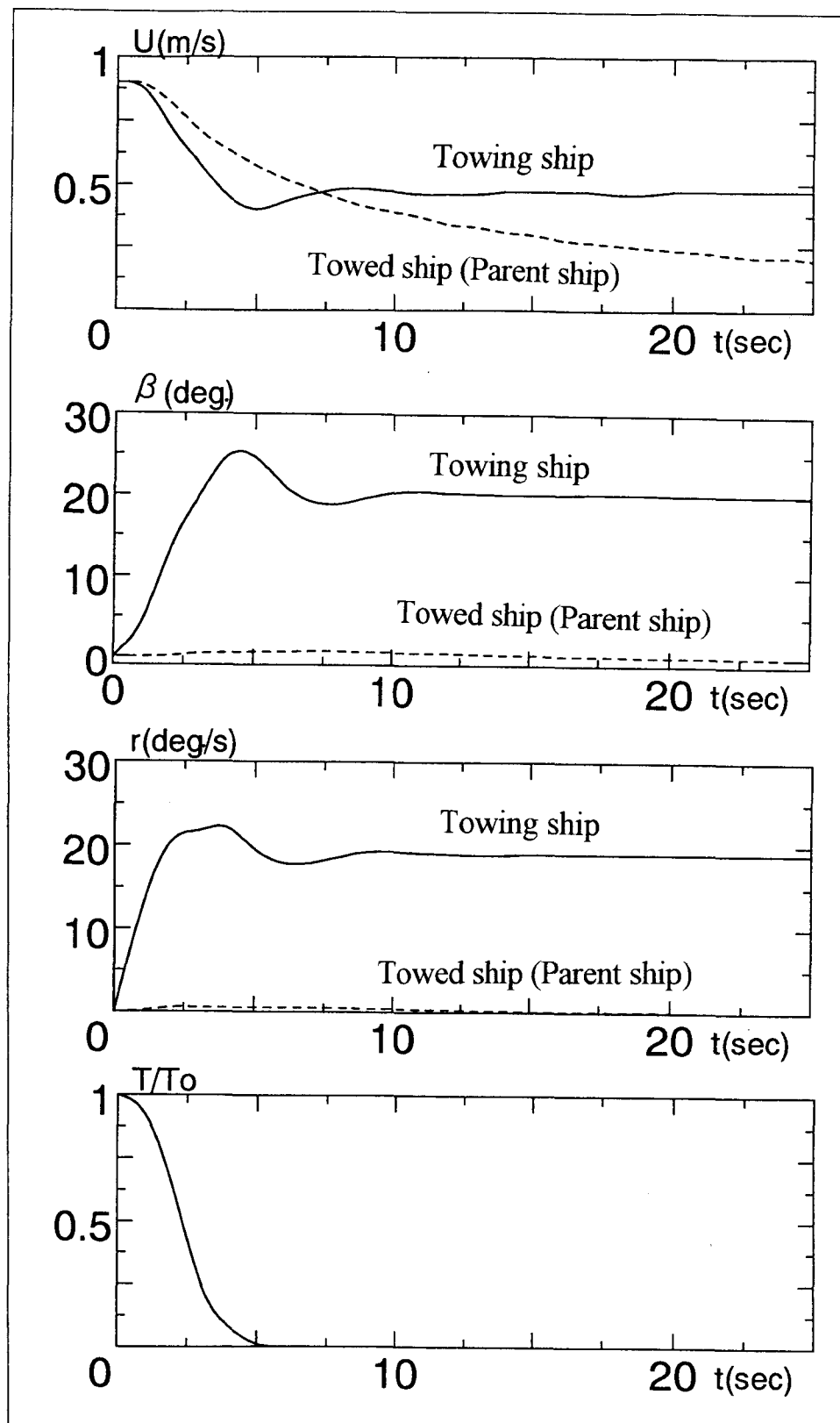


Fig. 4.21 Time histories of simulation results for collision of towing ship with untowed ship

4.4 横風を受けた時の従属運動モデルの検証

野外での曳航船・被曳航船系の自由航走模型実験では、外力の定量的評価が困難である。そこで、外力として風圧力に着目して回流水槽上に設置が可能な横風送風装置を製作した。そして、横風が被曳航船のみの操縦運動に及ぼす影響についての検討を行う。

本節においては、まず、製作した横風送風装置の概要や被曳航船の振れ回り運動の計測方法について述べる。次に、横風時での被曳航船のみの振れ回り運動の計測を実施して、本実験結果と本数学モデルによる数値シミュレーション計算との比較により外力を含めた数学モデルの妥当性について述べる。

4.4.1 回流水槽上の横風送風装置

風圧力が被曳航船のみの操縦運動に及ぼす影響を定量的に捕らえるために回流水槽上に設置可能な横風送風装置を製作した。風洞部はベニヤ板である。風洞上部の観測部は、振れ回り運動が観測できるようにアクリル板で構成されている。また、回流水槽上流側の側面に曳航索を通すスリットを設けている。最低風速は 1.0 m/s であり、最高風速は 4.0 m/s である。横風送風装置の概観図を Fig.4.22 に示す。水面下からの高さ 0.3 m での風洞中心線上の風速分布と風洞中心位置での高さ方向の風速分布の計測結果を Fig.4.23 に示す。風洞両端部と上部での風速が落ちているが、被曳航船の振れ回り運動範囲での風速変動率は約 10% である。ファン回転数変化によるファン吹き出し部、風洞中心部と風洞出口部での平均風速変化を Fig.4.24 に示す。風洞中心部から風洞出口部に向かう風速は、風洞中心部に比べ風洞出口で約 10% 程減衰している。本実験の代表風速は、風洞中心部での風速とした。

振れ回り運動は、天井に取り付けられたビデオカメラにより計測される。本計測システムの概要図を Fig.4.25 に示す。運動の解析方法はビデオ画像をパソコンに取り込んだ動画画像解析である。ビデオ画像の解析は⁵⁷⁾、船首と船尾に取り付けられたマークの中心を取り出し、これを追跡する方法である。マークの認識は、ピクセル単位での R(Red), B(Blue), G(Green)の色情報の比較による判別である。画像解析の手順は、最

初の一画面を初期条件としてマウス操作によりマークを含む小さな解析画面を指定しマークの色情報を与える。以後は、自動的にマーク図形をピクセル単位で認識し、図形中心が自動的に求められる。一実験当たりの画像数は、60～80枚である。

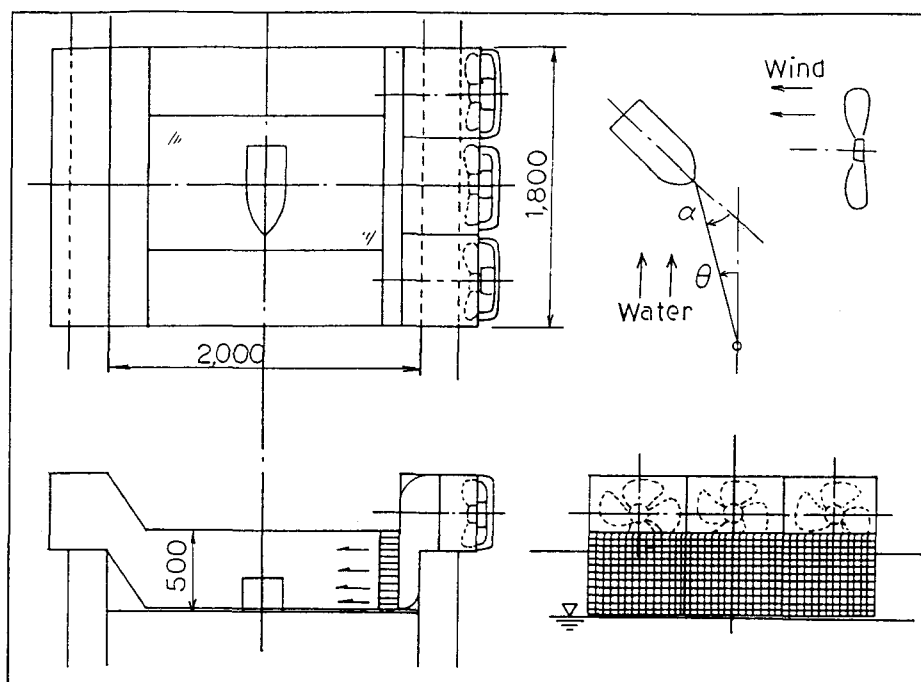


Fig. 4.22 Illustration of the wind tunnel set on circulating water channel

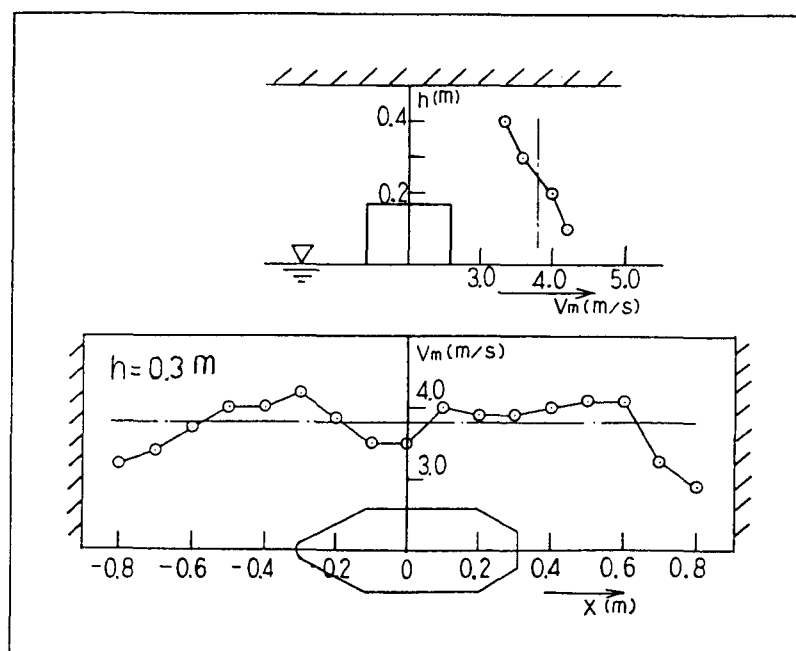


Fig. 4.23 Wind velocity distribution along the center line of the wind tunnel

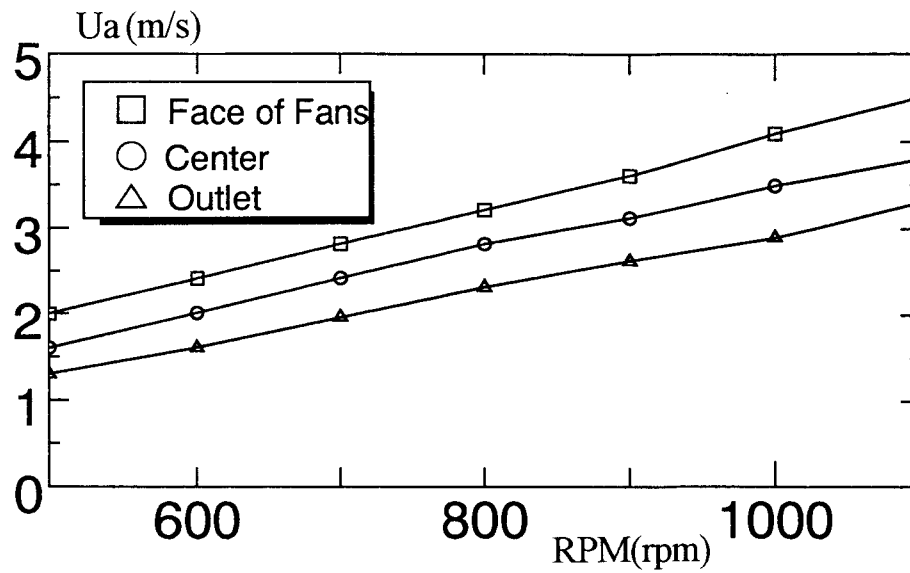


Fig. 4.24 Average wind velocity of the wind tunnel

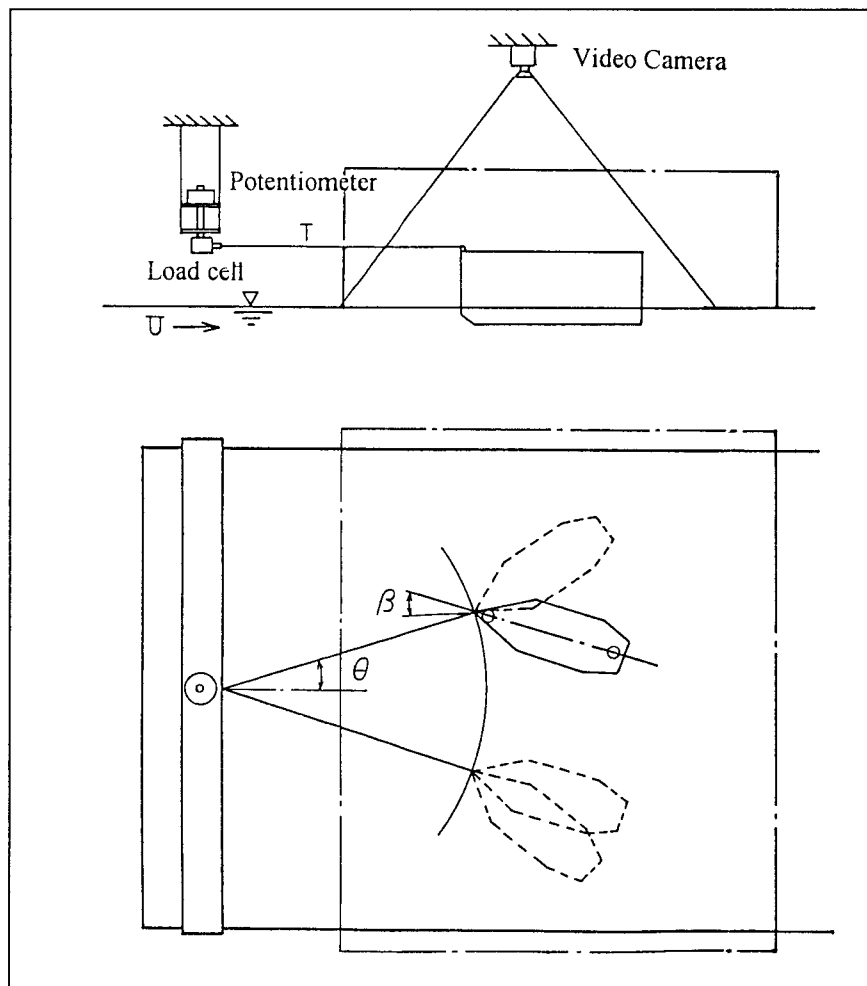


Fig. 4. 25 Arrangement of the record system in the wind tunnel

4.4.2 無風時での被曳航船の振れ回り運動実験

無風時での被曳航船の振れ回り実験を回流水槽で実施した。本実験の目的は、ビデオ画像による計測および解析方法の確認である。供試模型船は針路不安定である原型の縮尺 $1/25$ ($L_{pp}=0.624\text{m}$) 模型である。被曳航船のみの振れ回り運動のメカニズムについては、第4章、第2節「理論的な検証」で述べている。ここでは、本画像解析の有効性と実験結果について述べる。画像解析の作業画面例を Fig.4.26 に示す。索長 $1L_{pp}$ から $2L_{pp}$ と長くした時の振れ回り運動の画像解析例を Fig.4.27 に示す。試験フルード数は $Fn=0.2$ である。本実験からも索長を長くすると振れ回り運動が大きくなっているのが分かる。また、本画像解析方法は曳航船の振れ回り運動を計測するのに有効である。

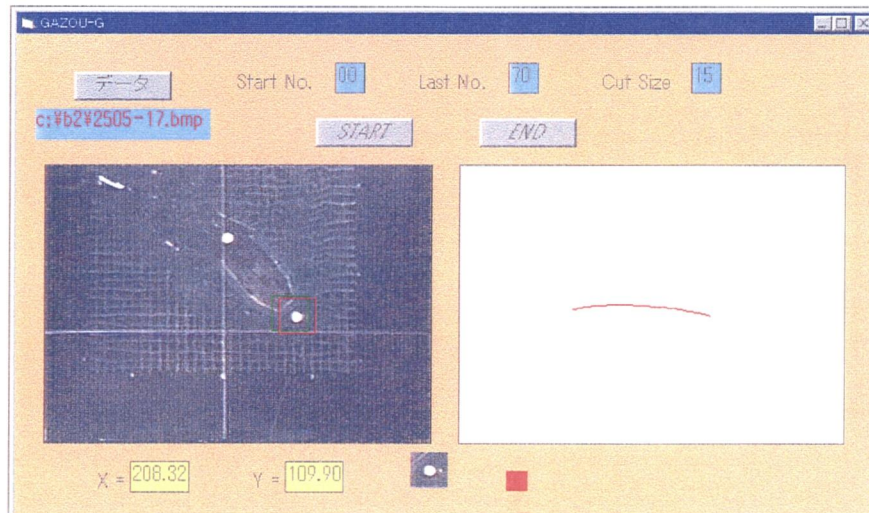


Fig. 4.26 An example of the computational analysis by use of video data

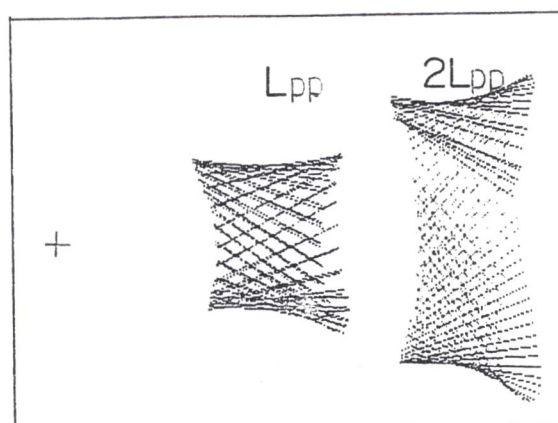


Fig. 4.27 An example of computational analysis on yawing of towed ship

4.4.3 横風時での被曳航船の振れ回り運動実験

曳航船・被曳航船系の野外での自由航走模型実験では、操縦運動に及ぼす外力の影響を定量的に評価することが困難である。そこで、回流水槽上に設置が可能な横風送風装置を製作して、横風を受けた時の被曳航船のみの曳航実験を実施した。回流水槽での曳航実験は、曳航船・被曳航船系で曳航船の質量が被曳航船に比べ非常に大きい場合に相当する。従って、曳航船と被曳航船の操縦運動がお互いに及ぼす影響を無視していることになる。

本実験の目的は、横風に限って被曳航船のみの操縦運動に及ぼす風圧力の影響を定量的に評価し、風圧力のモデル化の妥当性を検討することである。数学モデルの検討においては、(4.2.1)式に示すように曳航船が一定速力で直進している条件を課している。

供試模型船は、針路不安定である原型の縮尺 $1/25$ ($L_{pp}=0.624\text{m}$) 模型と針路安定である E 型 ($L_{pp}=0.624\text{m}$) である。索長は、本回流水槽内で適当な振れ回り運動が可能な $2L_{pp}$ である。試験フルード数は、 $Fn=0.25$ (実船で約 6 ノット相当) である。本フルード数であると、前述しているように無風時に原型は振れ回り運動を起こし、E 型は針路安定である。ここでは、まず実験結果として、針路安定性が異なる被曳航船が横風を受けた時の振れ回り運動の特徴について述べる。次に本実験結果と数値シミュレーション計算との比較から本風圧力モデルの妥当性について述べる。

実験結果として、左舷側から横風を受けた場合の曳航索の振れ角(θ)を Fig.4.28 に示し、被曳航船の横流れ角(β)を Fig.4.29 に示す。これらの横軸は、風速船速比(W_T/u) である。図中の○印は E 型の実験結果であり、△印は原型の実験結果である。また、実線は原型の数値シミュレーション計算結果であり、破線は E 型の数値シミュレーション計算結果である。本実験では、振れ回り運動の計測域を水槽側壁から供試模型船の船幅を除く範囲とした。E 型曳航時の風速船速比が 4 であると振れ回り運動がこの範囲を超え、計測できたのは風速船速比が 3 までである。

実験結果で特徴的なことは、横風を受けると原型の振れ角(θ)が負であり、E 型の振れ角(θ)が正であることが挙げられる。横流れ角は、両船型とも負である。これは Fig.4.30 の模式図に示すように原型は風上側に変位し、E 型は風下側に変位することを

意味する。また、両船型とも振れ回り運動を行わず、ある振れ角で静止していた。

一見、両船型とも定常横風中では針路安定に見えるが、針路不安定である原型は、わずかな外力変動により大きな振れ回り運動を起こす可能性がある。以下に、このメカニズムについて考察する。

風上側に横変位する(曳航索の振れ角(θ)が負である)原型では、船体横力と曳航索の張力の横力とが逆方向であり、風下側に横変位する(曳航索の振れ角(θ)が正である)E型ではこれらが同方向である。原型の船体横力は、風圧力に曳航索の張力の横方向成分を加えたものである。一方、E型の船体横力は、風圧力から曳航索の張力の横方向成分を減じたものである。よって、同一風速の横風であると原型の船体横力は、E型に比べ大きいことになる。これは、原型の横流れ角がE型に比べ大きくなっていることから分かる。また、風上側に横変位する原型では、E型とは逆に振れ回り運動の方向に船首が向いている。つまり、原型は針路不安定の特徴から船体の流体力が振れ回り運動を起こす方向に作用しているが、外力により振れ回り運動が発達するのを押さえ込んでいるのである。一般的に外力は不規則であるので、このような釣り合い状態では針路不安定である原型は、不規則な運動を続けることになる。

この例として、索長 $2L_{pp}$ 、風速船速比 3 の条件で定常横風を 20 秒間作用し、後に風速を零とした本数学モデルでの数値シミュレーション計算の結果を Fig.4.31 に示す。この時の初期条件は、定常の直進状態に一定風速の横風が作用する場合を想定している。

$$\left. \begin{aligned} u &= u_0 \\ \dot{u} = \dot{v} = v = r = \psi = \dot{\theta} = \theta &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (4.2.41)$$

針路安定であるE型の振れ角は、穏やかに零に収束している。一方、針路不安定である原型の振れ角は、風速が無くなると過渡的にはさらに大きくなり、後に周期的な変動を行っている。この現象は、風速を瞬時に遮断した実験からも観測されている。

従って、針路不安定である原型は、振れ回り運動を起こそうとする船体を外力により押さえ込んでいるので、外力の変動により過渡的にはさらに大きな運動に発達する危険性がある。また、横風を受けた初期に過渡的な運動が見られるが、これらはすぐに減衰して定常な運動となっている。よって、初期条件の違いによる定常運動への影

響は小さいことが分かる。

次に、索長 $2L_{pp}$ 、風速船速比 3 の条件で風向角を変えた数値シミュレーション計算例として原型の結果を Fig.4.32 に示し、E 型の結果を Fig.4.33 に示す。原型は、風向角がほぼ正面あるいは、後方であると振れ回り運動を起こしている。また、横および斜め後方から風を受けた場合、風上側に変位している。一方、E 型は振れ回り運動を起こしていないが、斜め後方から風を受けた時に風上側に変位している。従って、無風時の曳航中に被曳航船が針路安定船であっても斜め後方から風を受ける場合には、針路不安定となる可能性がある。

一方、安定な曳航状態から外乱等で振れ回り運動を起こした時には、索長を長くする対策が経験上、良く取られている。これは、索長を長くすることにより過渡的に大きな運動に発達するのを押さえることと、外乱の周期と振れ回り運動の周期をずらして強制運動を押さえる対策法である。周期をずらす方法として索長を短くする方法もあるが曳航中では、長くする方が容易である。風圧力を受けた時の被曳航船の振れ回り運動の対策例として、索長 $2L_{pp}$ から $5L_{pp}$ と長くした場合の検討を以下に行う。

条件は、前述の曳航中に針路安定であっても、振れ回り運動を起こす可能性がある、E 型曳航時で、風速船速比 3、絶対風向角-150 度である。数値シミュレーション計算の方法は、前述と同様に定常風を 20 秒間作用し、後に風速を零にする方法である。なお、初期値は(4.2.41)式である。数値シミュレーション計算結果を Fig.4.34 に示す。索長を $2L_{pp}$ から $5L_{pp}$ と長くすることにより、最大振れ角に達す過程は異なるが、最大振れ角の値には大差ないことが分かる。また、風速を瞬時に零にした時の過渡的な特性としては、索長の長い方がより穏やか収束していることが分かる。

従って、曳航中に風圧力によって振れ回り運動を起こした時に索長を長くする対策は、過渡的な運動を抑制するには有効であるが、定常的な運動の抑制に対してほとんど寄与しないことが分かる。

以上、本実験の計測結果と数値シミュレーション計算結果は、曳航索の振れ角(θ)および横流れ角(β)とも一致度が良い。従って、外力としての風圧力での本数学モデルは妥当である。

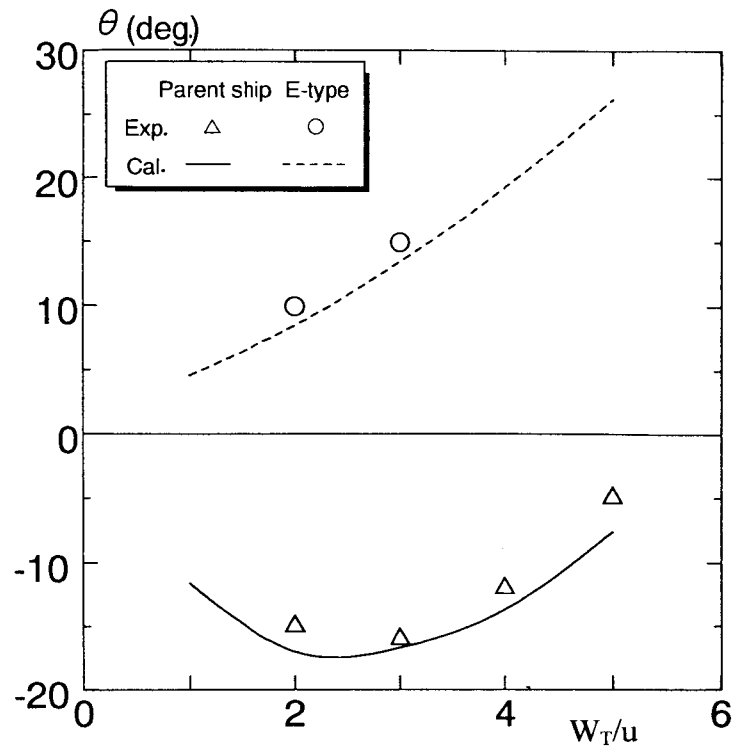


Fig. 4.28 Comparison of angular displacement of a towline (θ) between model experiments and simulations

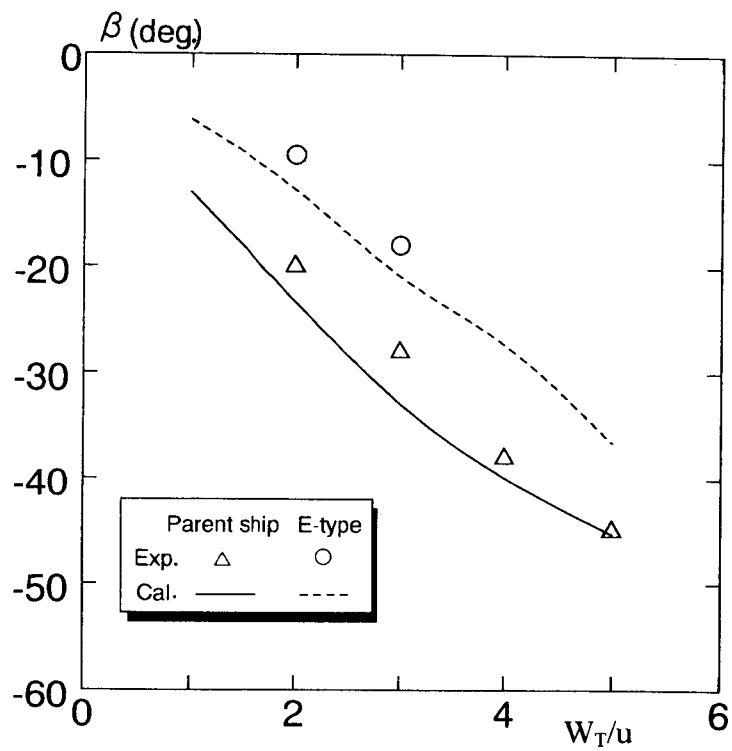


Fig.4.29 Comparison of drift angles (β) between model experiments and simulations

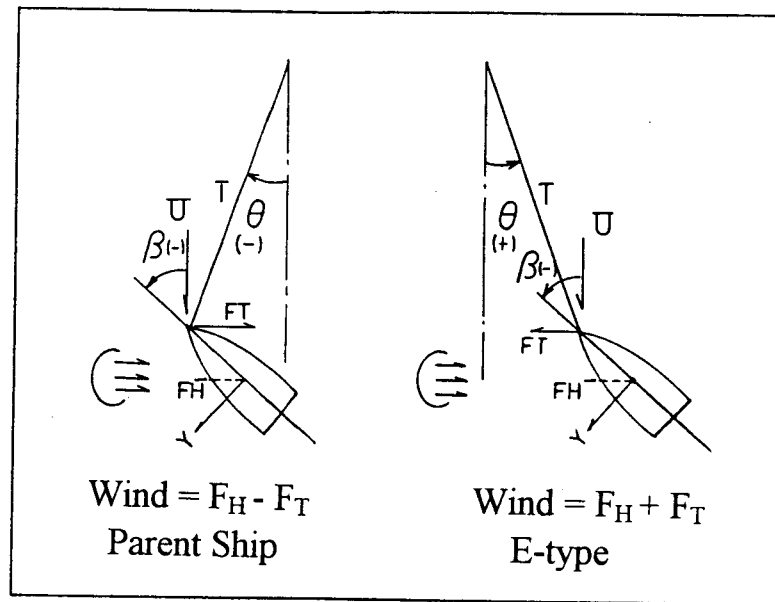


Fig. 4.30 Illustration of towed ship in wind

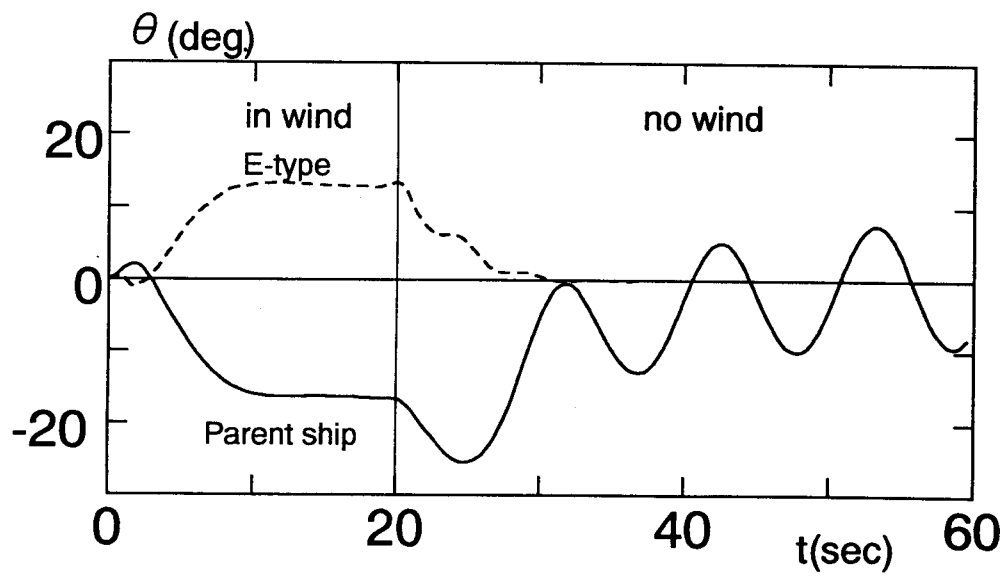


Fig. 4.31 Time histories of angular displacement of a towline(θ) by numerical simulation in wind and no wind

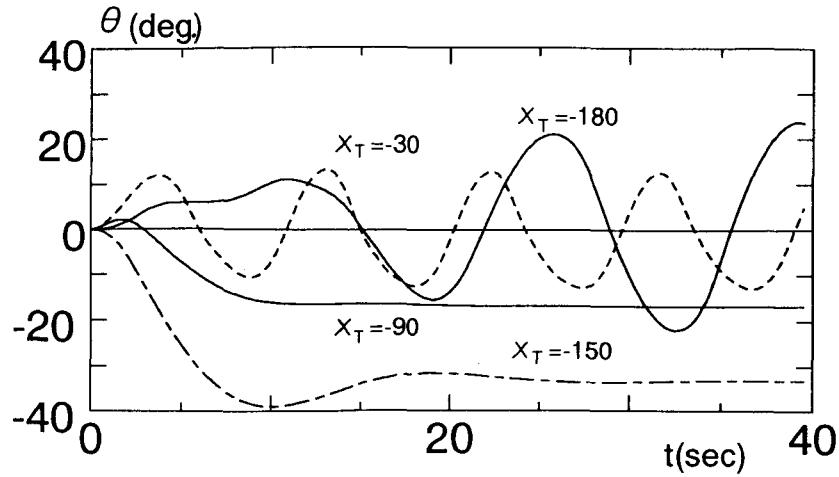


Fig. 4.32 Time histories of simulation results for the parent ship due to change of wind directions ($\ell = 2L_{pp}$, $W_T / u = 3$)

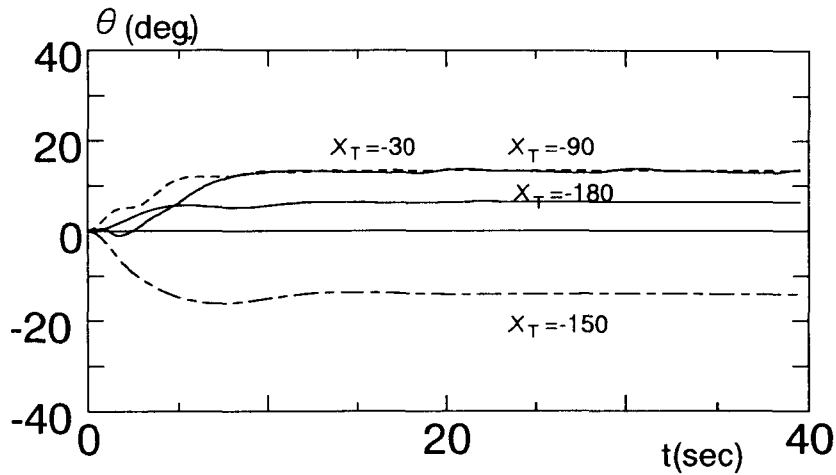


Fig. 4.33 Time histories of simulation results for the E-type ship due to change of wind directions ($\ell = 2L_{pp}$, $W_T / u = 3$)

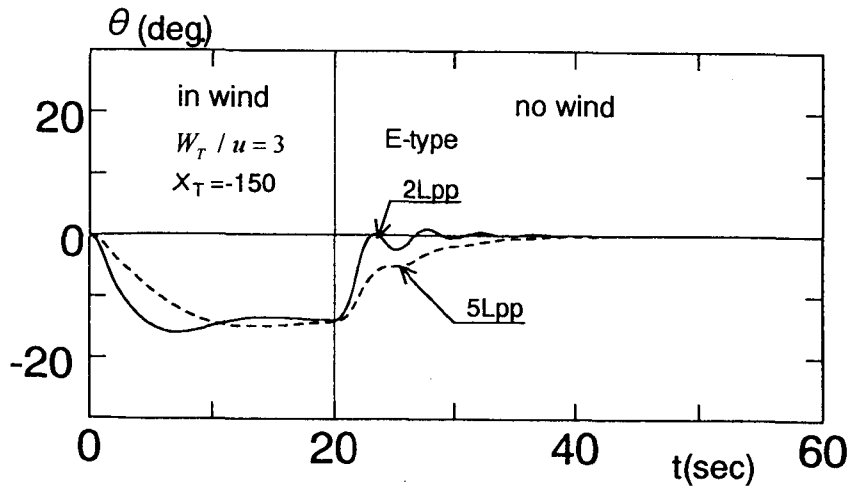


Fig. 4.34 Time histories of simulation results for E-type ship due to change of towline length ($W_T / u = 3$, $\chi_T = -150$)

4.5 結 言

本章においては、曳航船・被曳航船系の操縦運動の数学モデルについて理論的な検証と実験的な検証から本数学モデルの妥当性の検討を行った。理論的な検証としては、曳航船・被曳航船系の操縦運動に関する従来の研究で結論が得られている被曳航船の針路安定条件についての検証である。検証方法は、理論的な考察が行えるように曳航条件を単純化して、従属運動時の本数学モデルを用いて線形の運動方程式を導出し、この特性根の符号を Routh-Hurwitz の方法により調べる方法である。この結果として被曳航船が針路安定であるための索長と曳航点の条件を導出した。また、線形化された運動方程式をさらに簡略化して、微小の横流れ運動による横力の着力点位置から被曳航船が針路安定であるための安定判別を行う簡易判別式を提案した。

実験的な検証としては、曳航船・被曳航船系の自由航走模型実験による操縦運動の計測結果と本数学モデルを用いた数値シミュレーション計算結果との比較検証である。曳航船・被曳航船系の自由航走模型実験では、定常的な操縦運動での比較が行えることと、曳航索が緩む状況の再現性があることから旋回運動を選択した。

さらに、自由航走模型実験では、外力が操縦運動に及ぼす影響を定量的に評価することが困難であるので、回流水槽上に設置が可能な横風送風装置を製作して、外力としての横風が被曳航船のみの操縦運動に及ぼす影響を定量的に評価した。

本章で得られた結果を以下にまとめる。

(1) 曳航船が一定速力で直進している時の被曳航船の従属運動の数学モデルを用いて被曳航船が針路安定であるための索長と曳航点の条件を導出した。

これらから得られた被曳航船の針路安定に関する結果の要約は以下である。

- 1) 被曳航船が針路安定であると曳航中の針路安定性には、索長は無関係である。
- 2) 被曳航船が針路不安定であると索長は、できるだけ短くする方が良い。
- 3) 被曳航船の針路不安定度によっては、船体に作用する流体力の着力点と曳航張力の着力点が非常に近い場合がある。この場合、索長を長くすることにより曳航中に安定にできる場合もある。しかし、わずかな流体力変化および張力変化が曳航中の針路安定性に大きく影響し、針路安定から不安定まで変化する可能性がある。従って、実用上は針路不安定と同様な対策が必要である。

- 4) 曳航点は、横流れ運動による横力の着点より船首側にする必要がある。
- 5) 索長が零である極限では、 $a' \geq \frac{N'_\beta}{Y'_\beta}$ の条件を満足すれば常に安定である。
- 6) 曳航中の針路安定性を増す方法の一つとして、張力の増加つまり被曳航船の抵抗を増加させることは有効である。

これらの結果は、従来の曳航船・被曳航船系に関する操縦性研究で得られている結論とは矛盾していない。従って、曳航船が一定速度で直進している時の被曳航船の従属運動の数学モデルは妥当である。

- (2) 被曳航船の針路安定判別を微小の横流れ運動による横力の着点から行う簡易判別式を導出した。
- (3) 本供試模型による曳航船・被曳航船系の舵角 15 度での旋回運動では、曳航船が操縦運動中で被曳航船が従属運動での操縦運動を行うことができた。本実験の計測結果と本数学モデルを用いた数値シミュレーション計算結果との一致度は良い。従って、曳航船・被曳航船系での従属運動の数学モデルは妥当である。
- (4) 本供試模型による曳航船・被曳航船系の舵角 35 度での旋回運動では、曳航索が緩む自由運動を行ことができた。本実験の計測結果と本数学モデルを用いた数値シミュレーション計算結果との一致度は良い。従って、曳航船・被曳航船系での自由運動の数学モデルは妥当である。
- (5) 回流水槽上に設置可能な横風送風装置を製作して、外力の影響として横風時の被曳航船のみの曳航実験を実施した。本実験の計測結果と本数学モデルを用いた数値シミュレーション計算結果との一致度は良い。従って、曳航船・被曳航船系での外力としての風圧力のモデル化は妥当である。

第5章 曳航索が緩む状況下での曳航船・被曳航船系の操縦性評価

5.1 緒言

本章においては、曳航船・被曳航船系で曳航索が緩んだ時に曳航船と被曳航船の衝突⁵⁸⁾が危惧されるので、本数学モデルの活用例として曳航索が緩む状況のシミュレーションを実施して、これを安全に回避する操船方法の検討を行う。さらに、シミュレーションの条件を詳細に変更した多様な状況下で曳航式活魚運搬船の原型曳航時と本研究で開発したE型曳航時の操縦性評価を行う。

第2節においては、まず、シミュレーションの目的について述べる。次に、曳航索が緩む多様な状況の中からシミュレーションを行うための基本条件を示し、シミュレーションの方向付けを行う。

第3節においては、曳航索が緩む状況を把握するために、単純な操船方法で曳航索が緩む状況の模擬が可能な曳航船・被曳航船系の自由航走模型での旋回実験と惰力停止実験を実施し、これらの結果について述べる。さらに、得られた実験結果から曳航船と被曳航船の衝突状況や曳航不能に陥った状況を大まかに分類する。

第4節においては、第3節の自由航走模型実験から大まかに分類された状況について、曳航式活魚運搬船の原型と本研究で開発したE型を例に数値シミュレーション計算を実施して、曳航船と被曳航船の衝突および曳航不能を安全に回避する操船方法の探索を行う。また、被曳航船の大きさや風圧力の影響および被曳航船の針路安定性が曳航船・被曳航船系の操縦運動に及ぼす評価を行う。さらに、多様な状況下での原型曳航時とE型曳航時の操縦性評価から本研究で開発したE型の操縦性が原型に比べ改良されていることを示し、E型を曳航式活魚運搬船の改良船型として提案する。

第5節においては、本章で得られた結果を述べる。

5.2 曳航船・被曳航船系で曳航索が緩む状況設定

本節においては、曳航船・被曳航船系で曳航索が緩んだ状況のシミュレーションを行う場合の曳航船と被曳航船の大きさや風圧力等の条件を設定する。まず、シミュレーションの目的について述べ、シミュレーションの方向付けを行う。次に、多様な状況の中から目的に合ったシミュレーションを行うための条件を示す。

5.2.1 シミュレーションの目的

本シミュレーションの目的は、曳航船・被曳航船系で曳航索が緩んだ時に曳航船と被曳航船との衝突を回避する方法の検討が本数学モデルを用いた数値シミュレーション計算でも可能であることを確認し、本数学モデルの有用性を示すことである。数値シミュレーション計算によって操縦運動の推定を行う場合、模型船と実船の尺度影響を明確にしておくことは重要である。本論文での、模型船と実船の尺度影響についての要点は以下である。

- (1) 本数学モデルでは、従来の操縦性研究で明らかにされている項目⁵⁹⁾として、尺度影響を第2章「曳航船・被曳航船系の操縦運動のモデル化」のプロペラ力のモデル化で表れる伴流の項で考慮している。
- (2) 曳航船・被曳航船系の模型実験と本数学モデルでの数値シミュレーション計算との相関については、第4章「数学モデルの検証」で述べている。
- (3) 曳航船・被曳航船系の操縦運動についての尺度影響については、本供試模型船と実船との操縦運動での確認例がない。

従って、現時点では実船と模型船の確認例がないことから、数値シミュレーション計算から直接に実船の曳航船・被曳航船系の操縦運動を推定するには無理があると思われるので、数値シミュレーション計算を模型船の操縦性評価に用いる。そして、模型船の操縦運動から実船の操縦運動を推定する場合には、縮尺比のみの影響として取り扱う手法を用いる。本章では「衝突回避方法の探索」が目的であるので、避航操船を行うための舵角量と船体運動の評価が主となる。また、単船の操縦性研究において

舵角と旋回角速度特性では、大舵角時に実船と模型船の対応が取れていることが報告⁵⁹⁾されている。従って、操舵が及ぼした結果としての船体運動と操舵量の比較であれば、模型船と実船の尺度影響が本評価法に及ぼす影響は小さいと思われる。

5.2.2 状況設定の基本条件

曳航索が緩む状況設定を行う場合、航海状況、海域、曳航船・被曳航船系の船種と操船方法についての基本条件を明確にすることは、簡潔な状況を設定する上でも重要である。この基本条件に従って具体的な状況設定を行う。想定している状況の基本条件を以下に示す。

- (1) 航海状況 : 目的地への接近時である。
- (2) 海域 : 湾内の広い海域であり、水深も充分にある。
風の影響は受けるが、波および潮流の影響は無い。
- (3) 船種 : 操縦性能の特性が明らかな南星丸ー活魚運搬船である。被曳航船は舵、プロペラ無しである。ただし、大きさについては、一般性を失わないために、活魚運搬船の質量を南星丸の質量の約 1/10 倍、約 1 倍と約 10 倍の 3 種類を想定する。
- (4) 操船方法 : 曳航船の旋回操船および減速操船であり、かつ前進速力のある範囲である。

この基本条件に従って曳航船・被曳航船系の操縦運動の模擬を行う上で重要な索長、曳航点、舵角および風速船速比等のパラメータの設定を行う。

想定している海域の模式図を Fig.5.1 に示す。曳航船・被曳航船系は、南から進入し、湾内入り口で大きく右旋回し、湾内で再び北に向けて変針し、目的地付近で減速する必要がある。

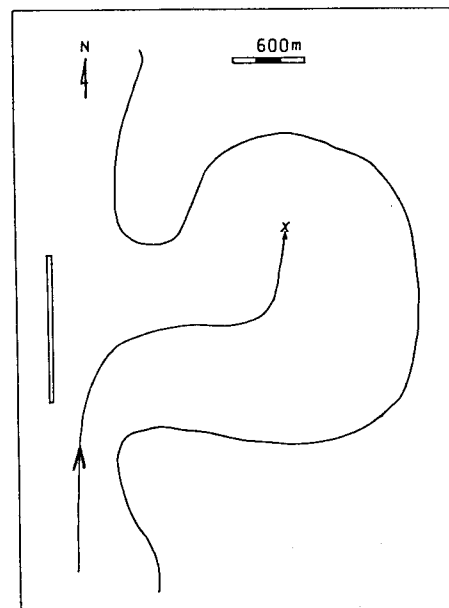


Fig. 5.1 A maneuvering plan to anchor point

5.2.3 曳航船・被曳航船系の旋回実験および惰力停止実験の条件

曳航船・被曳航船系の自由航走模型実験項目は、旋回実験と惰力停止実験である。これらは、それぞれの単純な操縦運動から曳航索が緩む状況の模擬が狙いである。本実験の条件の一覧表を Table 5.1 に示す。なお、実船と模型船との想定縮尺比は 1/12 である。実船での想定速力は、約 6 ノットである。

Table 5.1 Experimental parameters of free running tests for towing and towed ships

Models for tests of towing and towed ships	(A) Mass ratio 1/10 (1) Nansei(1.28m) - Parent ship (0.624m) (2) Nansei(1.28m) - E-type ship(0.624m) (B) Mass ratio 1 (3) Nansei(1.28m) - Parent ship (1.30 m) (4)Nansei (1.28m) - E-type ship (1.30 m)
Towline length	$2L_{pp}$ and $3L_{pp}$ (L_{pp} : Towed ship)
Point of attachment of towline from mid-ship	Nansei maru : $\otimes a = -0.5L_{pp}$ Parent ship : $\otimes a = 0.48L_{pp}$ E-type ship : $\otimes a = 0.48L_{pp}$
Approach speed	0.90 m/s
Wind and current	Nil

5.2.4 曳航索が緩む操縦運動の数値シミュレーション計算の条件

前述の基本条件から曳航船と被曳航船との衝突状況の模擬を本数学モデルを用いた数値シミュレーション計算で行う場合の条件の一覧表を Table 5.2 に示す。実船と模型船との想定縮尺比は，1/12 である。実船での想定速力は，約 6 ノットである。

Table 5.2 Simulation parameters of maneuvering motions
for towing and towed ships

Numerical simulation of towing and towed ships	(A) Mass ratio 1 (1) Nansei(1.28m) - Parent ship (1.30m) (2) Nansei(1.28m) - E-type ship(1.30m) (B) Mass ratio 10 (3) Nansei(1.28m) - Parent ship(2.80m) (4) Nansei(1.28m) - E-type ship(2.80m)
Towline length	$2L_{pp}$, $3 L_{pp}$ and $5L_{pp}$ (L_{pp} : Towed ship)
Point of attachment of towline from mid-ship	Nansei maru : $\otimes a = -0.5L_{pp}$ Parent ship : $\otimes a = 0.48L_{pp}$ E-type ship : $\otimes a = 0.48L_{pp}$
Approach speed	0.90 m/s
Wind speed ratio	$W_T/u = 2$, 4 and 6
Wind direction(deg.)	$\chi_T = 0$ (North) , $\chi_T = 180$, $\chi_T = 270$
Current	Nil

5.3 自由航走模型実験による曳航船と被曳航船の衝突状況の分類

本節においては、曳航索が緩む状況を把握するために、単純な操船方法で曳航索が緩む状況の模擬が可能である旋回実験と惰力停止実験を実施し、これらの実験結果から衝突状況や曳航不能に陥った状況を大まかに分類する。この分類の狙いは、実験的に曳航索が緩む状況を整理して、シミュレーションによる衝突回避の操船方法の探索を効率良く進めることである。

5.3.1 曳航船・被曳航船系の自由航走模型での旋回実験

本実験方法および本曳航船・被曳航船系の旋回特性については、第4章3節「実験的な検証」で述べている。本実験から曳航船と被曳航船の衝突や曳航不能が生じた状況を調べて、シミュレーションを行うための状況の絞り込みを行う。まず、曳航船の舵角15度での旋回実験の結果について述べ、次に舵角35度での旋回実験の結果について述べる。

舵角15度の場合、本実験においては、曳航船と被曳航船が衝突する状況を確認できなかった。しかし、曳航船とほぼ等質量の原型を曳航した時の曳航船・被曳航船系の旋回径は、被曳航船長の約21倍であった。これは、Fig.5.1に示されている海域であると被曳航船の針路安定性能によっては、湾内入り口付近での操舵を行う時の制約条件になる可能性を示している。本実験結果例として曳航船と被曳航船の質量比を約1と約1/10の供試船で索長を被曳航船長の2～5倍と変更した時の旋回径をFig.5.2に示す。曳航船と被曳航船の質量比が約1であると、索長が長くなると旋回径が大きくなる傾向である。また、被曳航船の質量が曳航船の約1/10倍であると、原型とE型曳航時の旋回径がほとんど変わらないことから、被曳航船の針路安定性能が曳航船の旋回性能にほとんど影響を及ぼさないことが分かる。

舵角35度の場合、本実験においては、曳航船とほぼ等質量の原型を曳航した時に曳航船と被曳航船の衝突状況と曳航船・被曳航船系として曳航不能の状況が得られた。まず、曳航船と被曳航船の衝突状況について述べ、次に曳航不能の状況について述べ

る。曳航船と被曳航船の衝突状況に至る経緯については第4章4.3の「曳航索が緩みきってしまう自由運動」で述べている。

自由航走模型の旋回実験での曳航船と被曳航船の衝突状況のまとめを以下に示す。被曳航船は、曳航中に針路不安定な原型である。

曳航船と被曳航船の衝突状況 (条件：質量比1，索長 $3L_{pp}$ ，舵角35度)

- (1) 旋回初期に曳航索が緩む。
- (2) 旋回中に張力が回復することなく、曳航索は完全に緩みきった状態となる。
- (3) 被曳航船はやがて停止する。
- (4) 曳航船は自船の旋回能力で旋回を行い、停止している被曳航船に衝突する。

本実験の衝突状況から被曳航船が停止し操縦不能状態であるところに、曳航船が定常旋回を続けているために衝突していることが分かる (pp. 107, Fig 4.19 参照)。これより、衝突を回避する方法の一つとして、旋回初期に曳航索が緩みきった場合、曳航船の操縦性能が優れていれば、自船の避航操船により回避可能であると思われる。曳航船と被曳航船の衝突を回避するための具体的な操船方法については、次節の「数値シミュレーション計算による曳航索が緩む状況下での操縦性評価」で述べる。

原型曳航時において索長 $2L_{pp}$ の場合に曳航不能例が得られた。この場合、旋回初期に曳航索が緩む状況は、前述の衝突状況と似ているが、索長が曳航船自船の旋回径より短いために曳航索が完全に緩みきらず、旋回の後半で張力が回復し再び旋回を続ける点が異なる。しかし、被曳航船は、第4章4.3「曳航索が緩みきってしまう自由運動」で述べているように、大きな横流れ運動を行い、曳航船にとって大きな旋回抵抗となる。この場合、曳航船・被曳航船系の旋回径が非常に大きくなり、もはや実験海域では旋回できなかった状況である。この計測例として曳航船のみであるが船体重心の航跡を Fig.5.3 に示す。この場合の脱出方法としては、曳航船が減速して被曳航船との方位角の差(偏角)を修正して再出発することが有効であることが確認された。

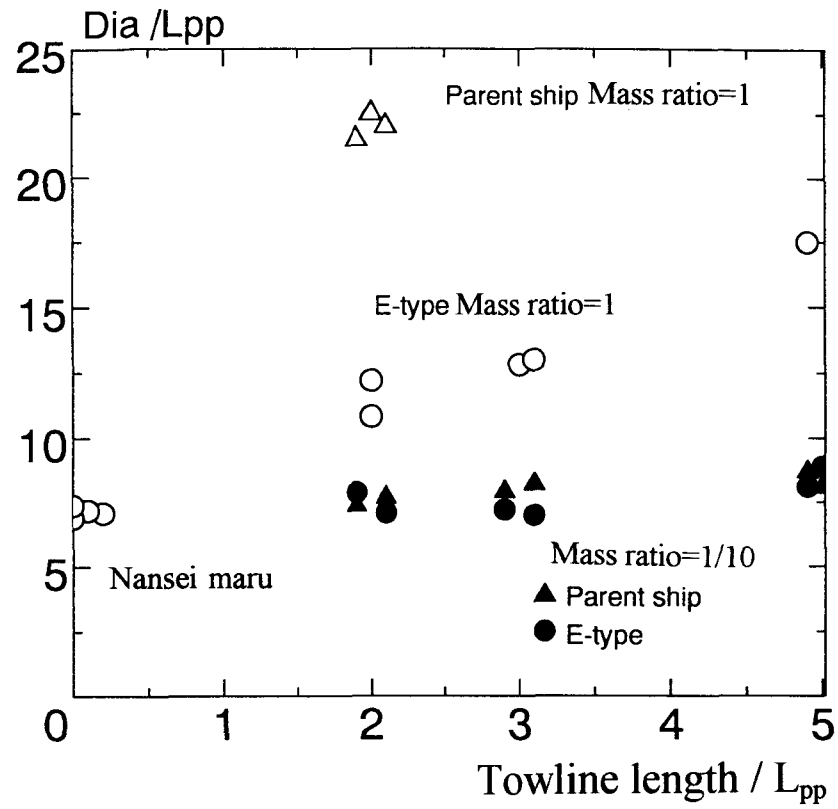


Fig. 5.2 Relation between towline length and tactical diameter ($\delta = 15$)

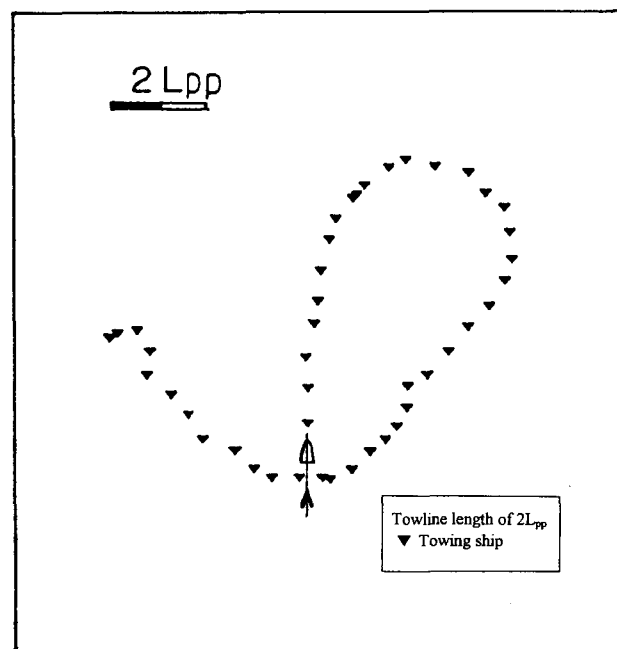


Fig. 5.3 Trajectory of Nansei maru with towed ship in turning motion ($\delta = 35$, Towline length of $2L_{pp}$)

5.3.2 曳航船・被曳航船系の自由航走模型での惰力停止実験

本実験の曳航船・被曳航船系の質量比は、約 1 である。実験方法は、初期船速を 0.9m/s (実船で約 6 ノット相当)からモータの停止を行う、いわゆる惰力停止実験である。本実験結果からの停止距離は、被曳航船の船型および索長の影響がほとんど見られず、 $6 \sim 7 L_{pp}$ 程度であった。この場合の停止とは、最初の行き足がほとんど無くなった時点である。ただし、停止時の曳航船と被曳航船の位置関係は、惰力開始時の初期位置やわずかな風圧力の影響により一定ではない。惰力走行開始から船速がかなりある間は曳航索が少し緩むが、被曳航船である原型および E 型とも曳航船に追従しているのが観測された。

E 型曳航時で索長 $2L_{pp}$ での計測結果を Fig.5.4 に示し、索長 $3L_{pp}$ での計測結果を Fig.5.5 に示す。また、原型曳航時で索長 $2L_{pp}$ での計測結果を Fig.5.6 に示し、索長 $3L_{pp}$ での計測結果を Fig.5.7 に示す。図中の▼印は、曳航船の船体重心の航跡であり、●印は被曳航船の船体重心の航跡である。

本実験に用いた両被曳航船模型の直進時の抵抗は、曳航船模型の直進時の抵抗に比べて大きい。従って、惰力停止であると被曳航船が曳航船を追い越すことはなく、ある間隔で停止することが観測された。本実験から曳航船と被曳航船が衝突する状況は、得られなかった。

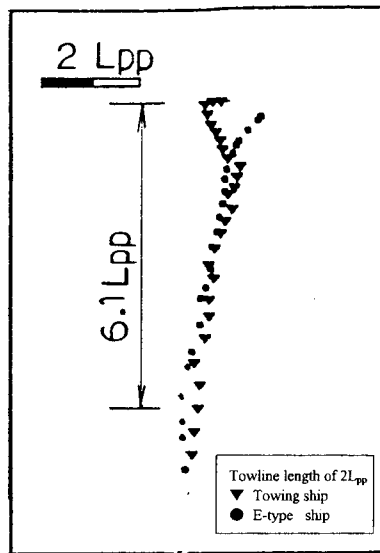


Fig. 5.4 Stopping tracks for towing ship and the E-type ship with towline length of $2L_{pp}$

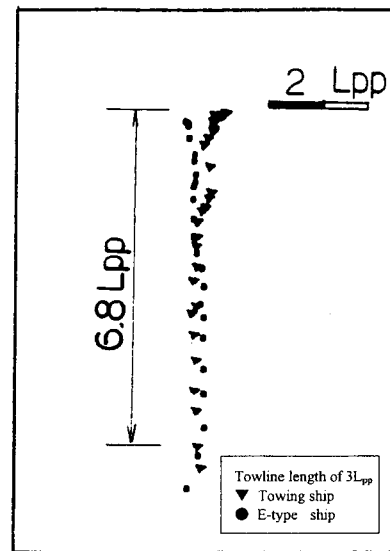


Fig. 5.5 Stopping tracks for towing ship and the E-type ship with towline length of $3L_{pp}$

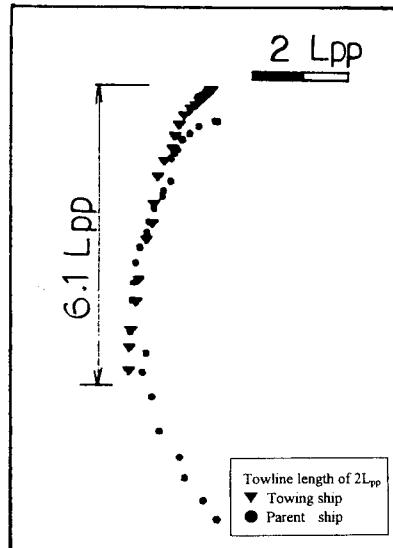


Fig. 5.6 Stopping tracks for towing ship and the parent ship with towline length of $2L_{pp}$

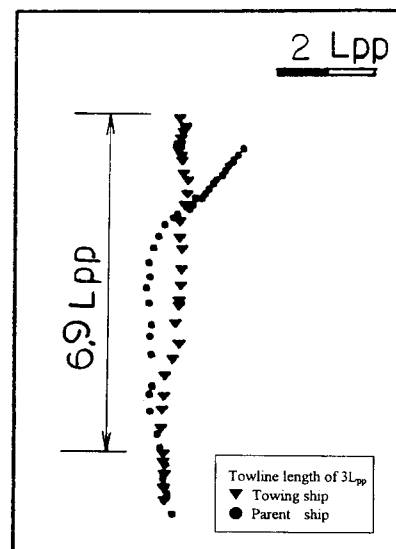


Fig. 5.7 Stopping tracks for towing ship and the parent ship with towline length of $3L_{pp}$

5.4 数値シミュレーション計算による曳航索が緩む状況下での曳航船・被曳航船系の操縦性評価

本節においては、本数学モデルの活用例として曳航索が緩む多様な状況下での曳航船・被曳航船系の操縦性評価を行う。まず、無風状態で被曳航船の大きさおよび被曳航船の針路安定性が曳航船・被曳航船系の操縦性に及ぼす影響についての検討を行う。次に、風圧力の影響を加える。さらに、曳航索が緩んだ時には曳航船と被曳航船の衝突が危惧されるので、前述の自由航走模型実験から曳航船と被曳航船の相対速度が大きい旋回中の衝突状況に着目し、衝突を回避する操船方法の探索を行う。また、曳航式活魚運搬船の将来の船型開発を狙いとして、曳航式活魚運搬船の原型と本研究で開発したE型について曳航索が緩む状況下および風圧下での総合的な操縦性評価を行う。なお、停止操船については、風力下であると曳航船と被曳航船との衝突の危険性があるが、この場合、曳航船と被曳航船との相対速度が小さいことから、想定している船型の範囲では衝突の衝撃がフェンダー等により吸収が可能であると思われるので本シミュレーションでの検討を省略する。

5.4.1 無風時での数値シミュレーション計算例

曳航船・被曳航船系としての供試船は、Table 5.2 に示す南星丸一原型と南星丸一E型である。第3章「曳航船と被曳航船の船体に働く流体力」で述べているように、前者は針路安定の曳航船と針路安定性が悪い被曳航船の例であり、後者は針路安定の曳航船と針路安定性が良い被曳航船の例である。曳航船の質量を一定にして被曳航船の質量が曳航船の約1倍と約10倍を想定して曳航船と被曳航船の質量比が曳航船・被曳航船系の操縦運動に及ぼす影響について検討する。索長は自由航走模型実験から曳航船と被曳航船との衝突が確認された被曳航船の垂線間長の3倍である。なお、被曳航船の質量が曳航船の約1/10倍であると、舵角15度での自由航走模型実験から曳航船自船の旋回性能で旋回できていることから数値シミュレーション計算を省略する。

まず、無風時で曳航船の舵角35度での旋回運動について本数学モデルを用いた数値シミュレーション計算を行う。質量比が約1での原型とE型曳航時の旋回航跡の計算

結果の比較を Fig.5.8 に示す。また、質量比が約 10 の原型と E 型曳航時の旋回航跡の計算結果の比較を Fig.5.9 に示す。これらの初期条件は、定常状態から旋回を開始するとして、

$$\left. \begin{aligned} u_i &= u_o \\ \dot{u}_i = \dot{v}_i = v_i = \psi_i = r_i = \dot{\theta} = \theta = \dot{\delta}_1 = \delta_1 &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (5.1)$$

である。なお、航跡図の X/L_{pp} , Y/L_{pp} は、曳航船模型の垂線間長($L_{pp}=1.28\text{m}$) で無次元化された値である。

曳航船と被曳航船の質量比が約 1 の場合、針路不安定である原型曳航時には、曳航索が緩み被曳航船が停止し、曳航船・被曳航船系として操船できていない。また、針路安定である E 型曳航時には、旋回径が約 $8L_{pp}$ 程度で曳航船・被曳航船系として操船できている。これらの計算結果は、第 4 章 3.3「曳航船・被曳航船系の自由運動での検証」で述べているように、自由航走模型実験結果と良く一致している。

曳航船と被曳航船の質量比が約 10 の場合、E 型曳航時には、旋回径が約 $20L_{pp}$ 程度とかなり大きいですが、曳航船・被曳航船系として操船できている。しかし、原型曳航時には、質量比 1 と違って曳航索が緩むことはなく、被曳航船が曳航船にとって大きな旋回抵抗として作用し、非常に大きな旋回径となり曳航船・被曳航船系として曳航不能に陥っている。質量比が約 10 の場合、実験と計算との比較例はないが、質量比が約 1 の場合、実験と計算が良く一致していることから、質量比が約 10 の計算も妥当であると思われる。

以上、曳航船と被曳航船の質量比が約 1 で針路安定性が良い E 型と針路安定性が悪い原型曳航時の計算結果の比較から被曳航船の針路安定性が曳航船・被曳航船系の旋回運動に大きく影響していることが分かる。また、質量比が約 10 になると被曳航船の針路安定性に及ぼす影響はさらに顕著になる。前述しているように E 型曳航時では、旋回径が約 $20L_{pp}$ 程度で曳航船・被曳航船系として操船できているが、原型曳航時であると曳航不可能である。従って、本研究で開発された E 型は、単船の針路安定性のみならず曳航船・被曳航船系としても操縦性能が原型に比べ改善している。

次に、本数学モデルの活用例としてシミュレーション計算による曳航船と被曳航船の衝突回避の操船方法について検討する。初期条件は、前述の(5.1)式である。衝突回避の操船方法としては、数値シミュレーション計算での評価が行い易いように単純化

して、曳航船の1回の操舵での避航を行うことを想定する。操舵方法は、舵角35度の定常旋回から曳航船の方位角が180度または、270度になった時に舵角を中央(零)に戻す操舵方法である。質量比が約1で曳航索が緩む原型曳航時について検討する。定常旋回中から方位角180度または、270度で曳航船の舵角を中央に戻した時のそれぞれの航跡図の比較を Fig.5.10 に示す。これらから、方位角180度で転舵した場合、曳航船と被曳航船が十分な間隔を保って衝突回避が可能であり、一方、方位角270度で転舵した場合、ほとんど避航不可能であることが分かる。

以上、本数学モデルの活用例として曳航索が緩む過渡的な状況下においても曳航船・被曳航船系の操縦性の検討が可能であることを示した。計算結果から、無風時においても被曳航船の針路安定性によっては、曳航船の旋回径より長い索長で曳航する場合に曳航索が緩む可能性があり、曳航船と被曳航船との衝突の危険性があることが分かる。この回避方法としては、被曳航船がほとんど停止している状態であるので、旋回開始から半周ほどで曳航船が避航操船を行えば良い。

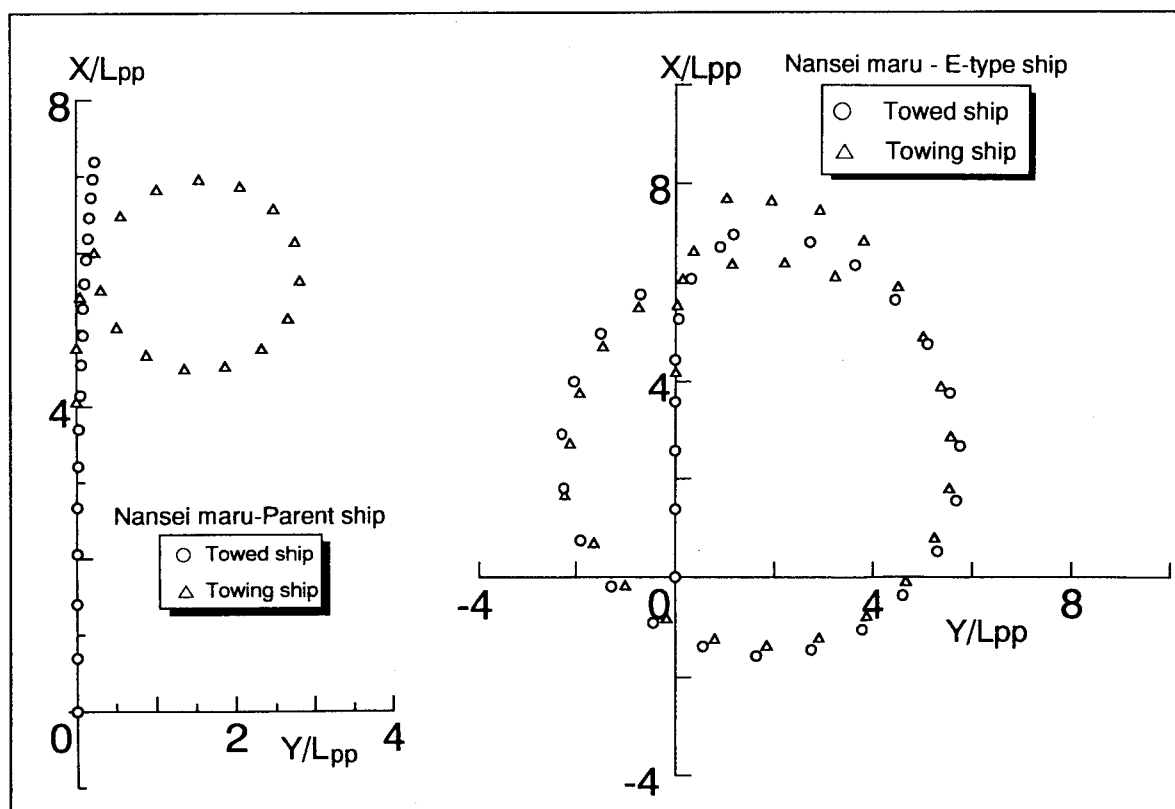


Fig. 5.8 Turning trajectories on Nansei maru-Parent ship and Nansei maru-E-type ship ($\delta = 35$, Mass ratio=1)

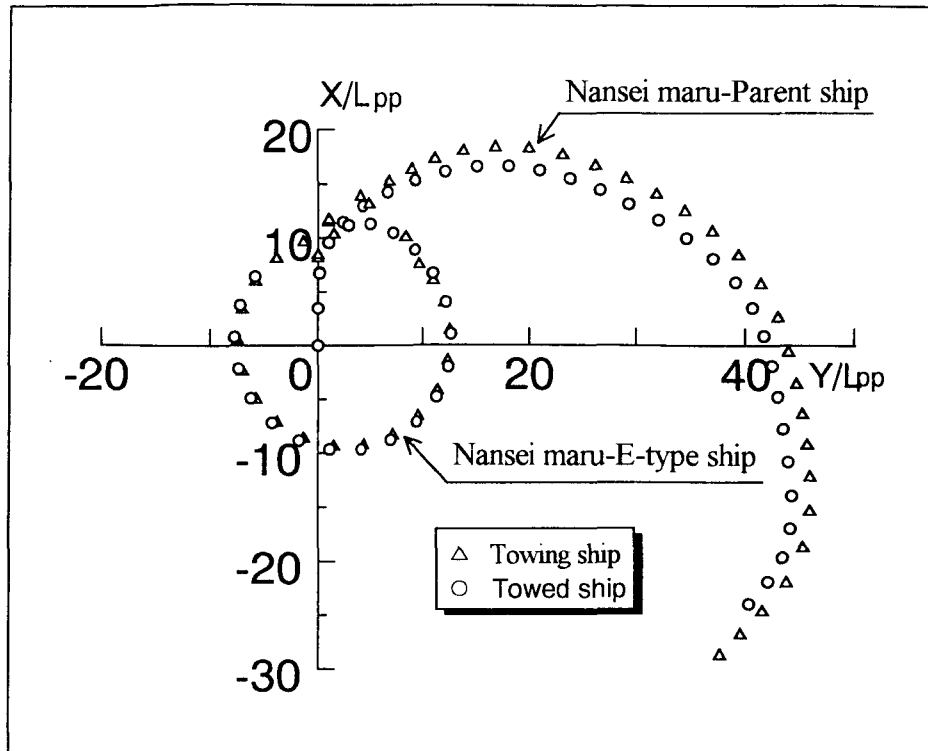


Fig. 5.9 Turning trajectories on Nansei maru-Parent ship and Nansei maru-E-type ship ($\delta = 35^\circ$, Mass ratio =10)

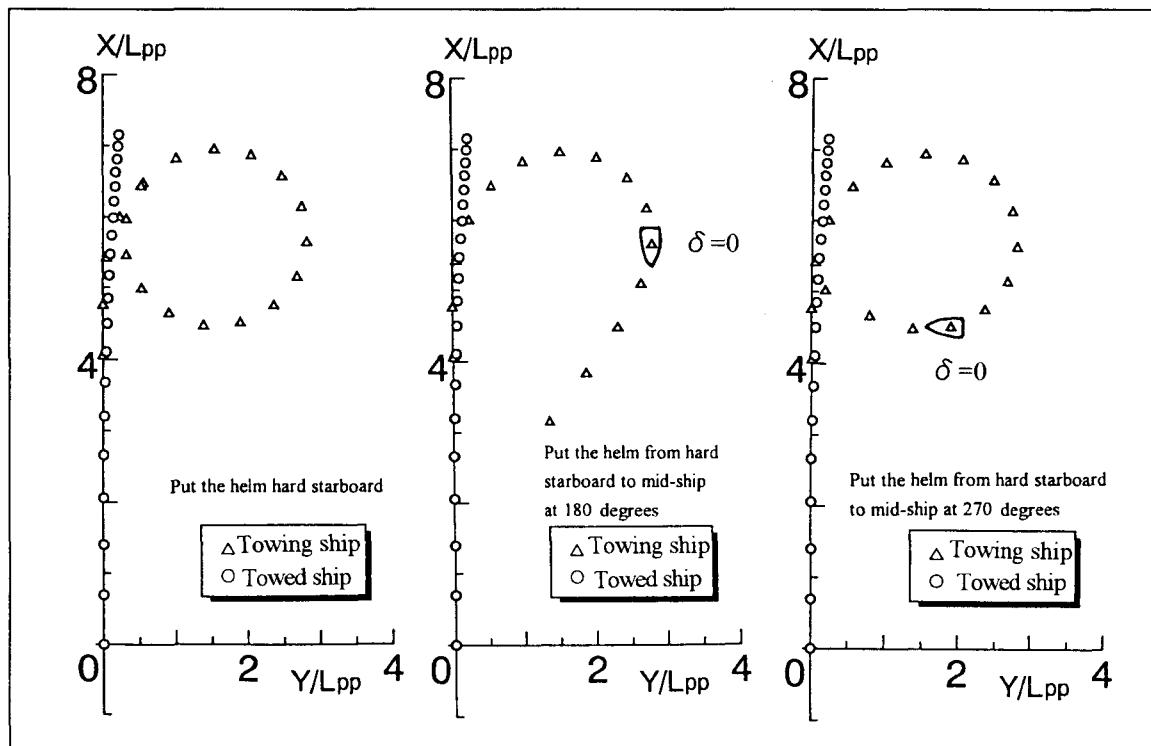


Fig. 5.10 Turning trajectories on Nansei maru-Parent ship due to change the rudder angle (Mass ratio =1)

5.4.2 風圧力下での数値シミュレーション計算例

曳航船・被曳航船系の操縦運動に風圧力が及ぼす影響についての検討を行う。まず、無風時において曳航船と被曳航船の衝突回避が上手く行えた、質量比が約 1 の原型曳航時の状況に風圧力の影響を加えて検討する。次に、E 型曳航時について検討する。

計算の初期条件は、前述の(5.1)式である。索長は被曳航船の垂線間長の 3 倍である。操舵方法は、無風時と同様に方位角 180 度で舵角 35 度から中央に操舵する方法である。風速の条件は、絶対風速が船速の 2 倍、4 倍と 6 倍であり、絶対風向角が北風(北から吹いてくる風)、南風および右旋回であると旋回方向に流される西風の場合である。

被曳航船が原型の場合、風速船速比 2 (実船では、12 ノット相当)で北風、西風と南風での結果を Fig.5.11 に示す。この場合は、いずれも風下側に押し流されているが、この量は小さく無風時と同様に上手く避航できている。

次に、風速船速比 4 で大きく影響を受けた例として旋回方向に流される西風の場合を Fig.5.12 に示す。この場合は様相が異なり、曳航索が張った状態で旋回を続けながら大きく風下側に流されて、後半に曳航索が緩み被曳航船が停止している。この場合、曳航船・被曳航船系としては、曳航不能状態である。この時の前進方向の速度(u)、横流れ角(β)、旋回角速度(r)と初期張力で除した張力変化(T/T_0)を Fig.5.13 に示す。第 4 章 3 節「実験的な検証方法」で述べているように、旋回中に被曳航船の船首が旋回径の外側に向いていると(右旋回であると β が負)、被曳航船が大きな旋回抵抗として作用し、曳航船・被曳航船系の旋回径は大きくなる。Fig.5.13 の時系列から旋回中に被曳航船の β が負であることや、旋回の後半に張力が無くなっていることが分かる。

被曳航船が E 型の場合、無風時では前述の曳航条件で曳航船・被曳航船系として旋回できていたが、絶対風速が船速の 4 以上になると曳航索が緩む状況が本シミュレーションから確認された。従って、右旋回にとって厳しい条件である、旋回方向に流される西風のシミュレーション例を示す。風速船速比が 4 と 6 についての曳航船と被曳航船の航跡図を Fig.5.14 に示す。曳航船、被曳航船とも風下側に押し流されてはいるが、方位角 180 度で転舵を行えば曳航船と被曳航船の衝突が回避できている。また、曳航船・被曳航船系として曳航不能に陥る状況も確認できなかった。

風速船速比 4 の西風の時に初期方位角が零で右旋回を行う場合、E 型は曳航索が緩む状態となるが原型であると逆に曳航索が張る状態となる。これは、第 4 章 4.3「横風

時での被曳航船の振れ回り運動実験」で述べているように、針路不安定である原型は横風を受けると風上側に変位し、旋回初期に曳航索が張る方向に運動するためである。E型の場合は、原型とは逆に風下側に変位し、旋回初期に曳航索が緩む方向に運動するためである。本研究で開発されたE型曳航時であると風速船速比が6とかなりの強風時でも曳航不能となる例が得られなかった。

一方、針路安定性が悪い原型曳航時であると風速船速比が2程度であると目的地の接近に支障はないが、風速船速比が4以上であると、単独での接近が難しく他の支援が必要であると思われる。特に、被曳航船と曳航船との方位角の差(偏角)が大きくなると、前述しているように被曳航船が曳航船にとって大きな旋回抵抗となり、曳航船・被曳航船系は非常に大きな旋回運動を行い、曳航不能の状態に陥る危険性もある。

本研究で開発されたE型は、風圧力下においても曳航船・被曳航船系としての操縦性が原型に比べ改善されている。

以上、本数学モデルの活用例として曳航索が緩む過渡的な状況においても曳航船・被曳航船系での操縦性の検討が行えることを示した。さらに、曳航索が緩む状況に風圧力の影響を加えた多様な状況下においても数値シミュレーション計算を実施して、本数学モデルの有用性を示すとともに、本研究で開発したE型曳航時と原型曳航時の操縦性の評価を行った。結果として、本研究で開発されたE型は、第3章「曳航船と被曳航船の船体に働く流体力」で述べている単船としての針路安定性の改善に加えて、曳航船・被曳航船系としての操縦性も原型に比べ改善されている。よって、本研究で開発したE型を曳航式活魚運搬船の改良船型として提案する。

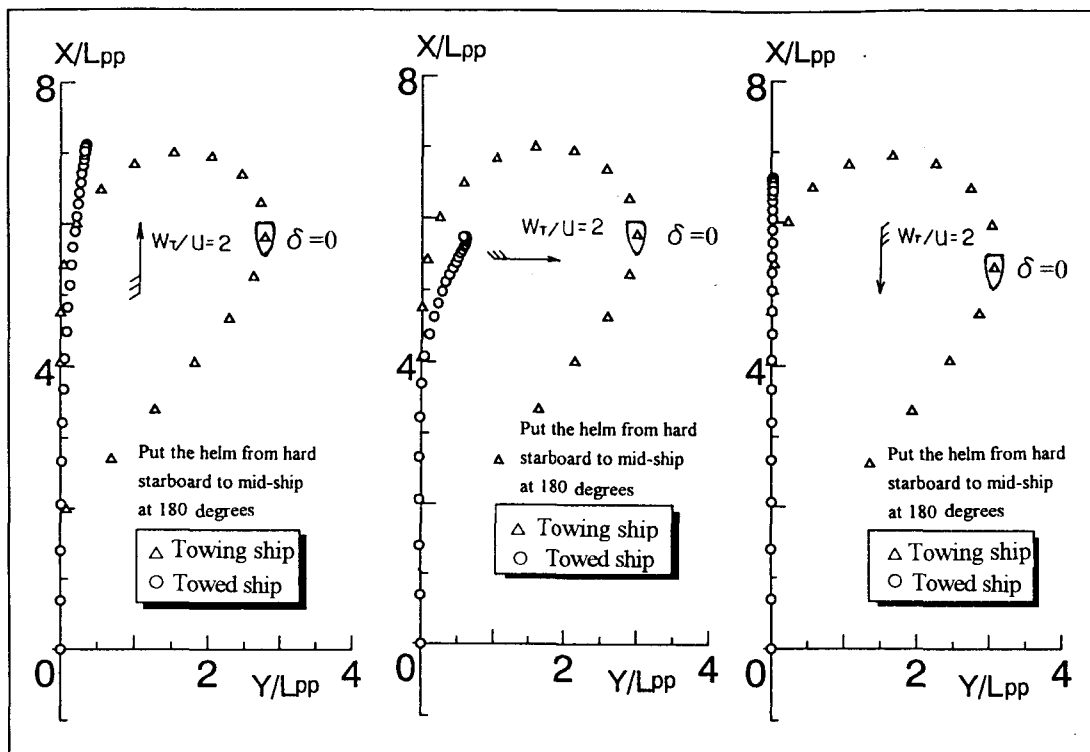


Fig. 5.11 Turning trajectories on Nansei maru-Parent ship in wind due to change the rudder angle (Mass ratio =1, $W_T/u=2$)

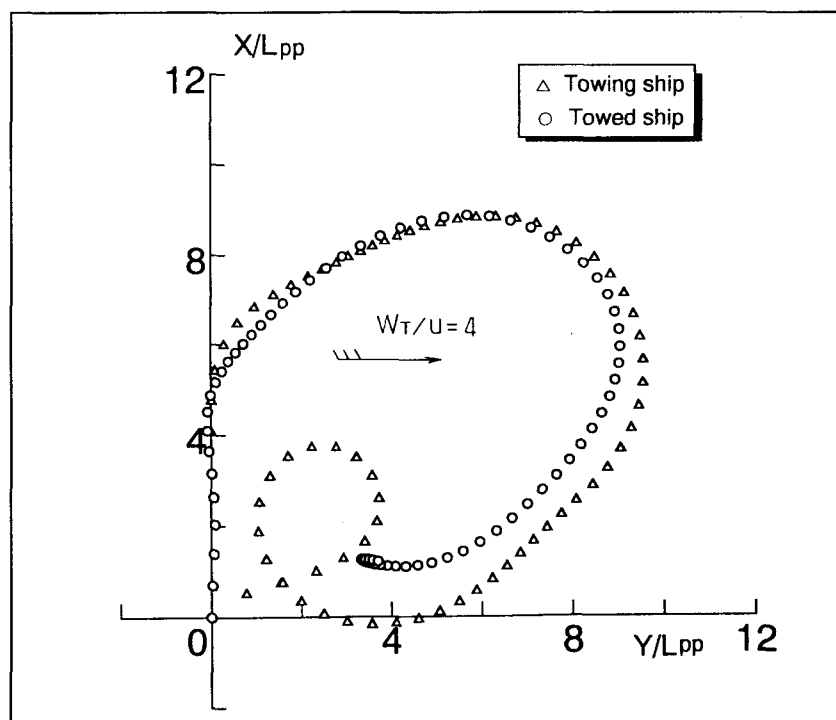


Fig. 5.12 Turning trajectories on Nansei maru-Parent ship in wind ($\delta = 35$, Mass ratio =1, $W_T/u=4$)

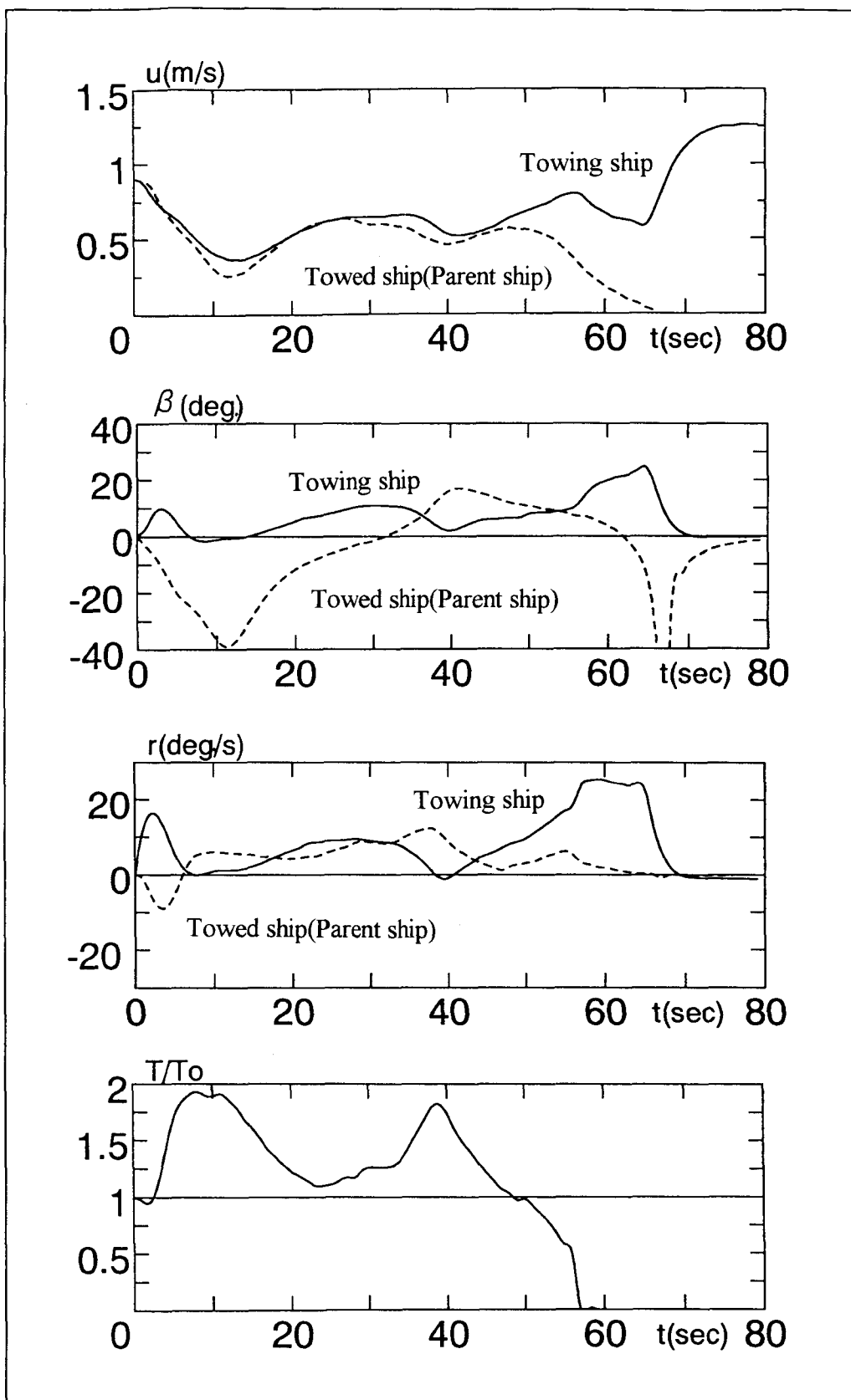


Fig.5.13 Time histories of simulation results in wind
(Mass ratio =1, $W_T/u=4$, $\chi_T=-270^\circ$)

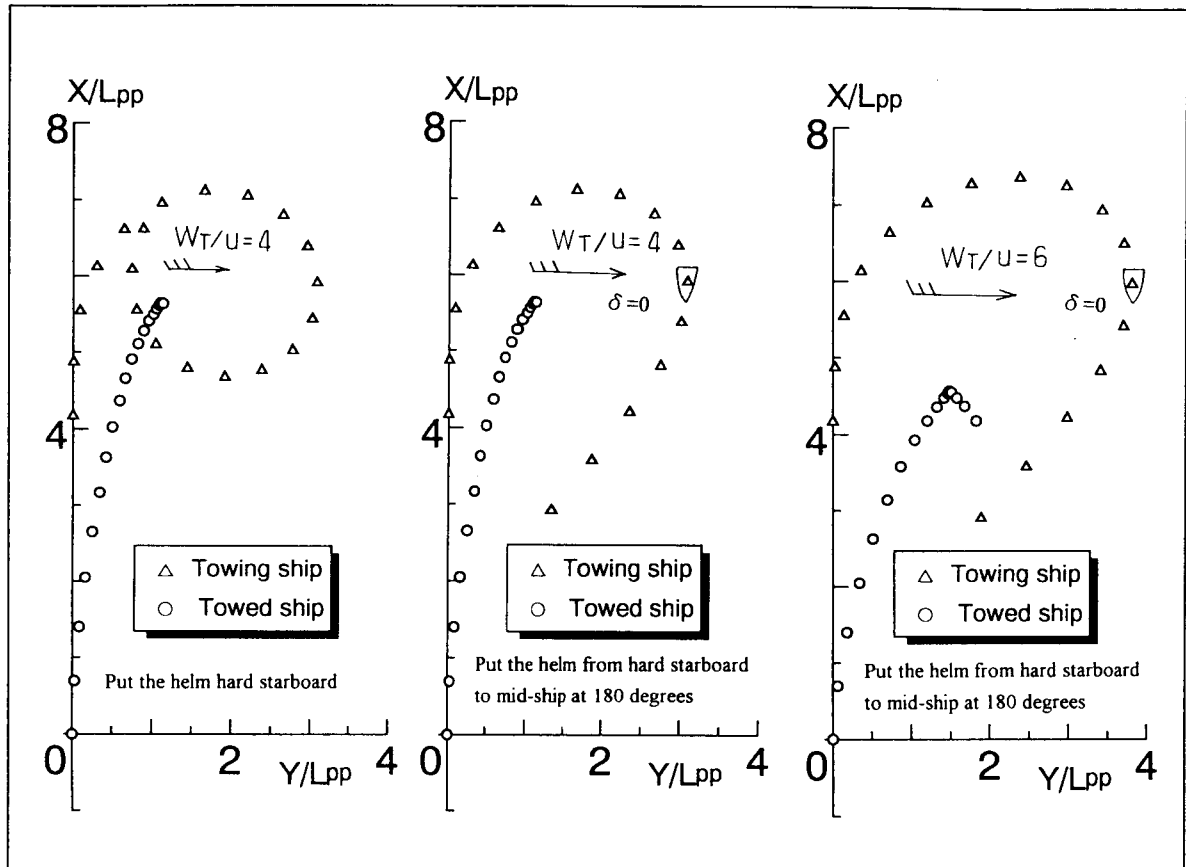


Fig. 5.14 Turning trajectories on Nansei maru-E-type ship in wind
due to change the rudder angle (Mass ratio =1, $W_T/u=4, 6$)

5.5 結 言

本章においては、曳航船・被曳航船系で曳航索が緩む状況を想定して、曳航船と被曳航船が衝突する状況の模擬を行い、これを安全に回避する方法の探索を行った。まず、本数学モデルを用いた数値シミュレーション計算の活用例として無風状態で被曳航船の質量を曳航船の約1倍と約10倍と変化させて曳航船と被曳航船の衝突回避方法についての検討を行った。次に、無風時に曳航船と被曳航船の衝突回避の避航操船が上手く行われた状況に風圧力を加えた検討を行った。

本章で得られた結果を以下にまとめる。

- (1) 本数学モデルは、曳航船と被曳航船の質量比の違いや風圧下のような多様な状況下においても曳航索が張った従属運動と曳航索が緩む自由運動を統合的に模擬できる。
- (2) 曳航船と被曳航船の相対速度が大きい旋回中の衝突状況は、曳航船・被曳航船系の自由航走模型実験から以下のことが観測された。
 - 1) 旋回初期に曳航索が緩む。
 - 2) 旋回中に張力が回復することはなく、曳航索は完全に緩みきった状態となる。
 - 3) 被曳航船はやがて停止する。
 - 4) 曳航船は自船の旋回能力で旋回を行い、停止している被曳航船に衝突する。
- (3) 旋回中に曳航索が緩み曳航船と被曳航船の衝突状況に陥る場合、この回避方法としては、被曳航船がほぼ停止していることから曳航船の避航操船による回避が可能である。この操船方法としては、本供試曳航船の操縦性能であると旋回開始から半周ほどで避航操船を行えば、安全に回避できる。
- (4) 曳航船質量の約10倍の質量である被曳航船を曳航する場合、被曳航船の針路安定性が曳航船・被曳航船系の旋回性能に及ぼす影響が大きい。針路不安定な被曳航船を曳航する場合、曳航不能となる例が得られた。これは、曳航索が緩んだ時に被曳航船が大きな横流れ運動を行い、再び張力が回復した時に被曳航船が大きな

横流れ運動を行い曳航船にとって大きな旋回抵抗として作用しているためである。これを回避する方法としては、曳航船を停止して被曳航船との方位角の差を修正することが有効である。また、風圧下においては、曳航船と被曳航船が等質量であっても被曳航船の針路安定が悪い場合であると被曳航船が風圧力によって大きな横流れ運動を行い、やはり曳航船にとって大きな旋回抵抗として作用し、曳航不能に陥る危険性がある。

- (5) 本研究で開発した曳航式活魚運搬船の改良型であるE型は、曳航索が緩む状況下および風圧力下でも曳航船・被曳航船系としての曳航安定性が原型に比べ改善された。本研究で開発したE型を曳航式活魚運搬船の改良船型として提案した。

第6章 結 論

本論文においては、曳航索が張っている従属運動と曳航索が緩む自由運動とを統合的に記述する数学モデルの提案と新しい曳航式活魚運搬船の船型開発を行った。まず、本数学モデルについて理論的な検証および実験的な検証を加えて、本数学モデルの有用性を示した。さらに、曳航船・被曳航船系では、曳航船の急旋回または減速操船により曳航索が緩み、曳航船と被曳航船の衝突が危惧されるので、本数学モデルの活用例として、曳航索が緩む状況のシミュレーションを実施して、これを安全に回避する操船方法の探索を行った。次に、本研究で開発された曳航式活魚運搬船の改良船型であるE型の単船および曳航船・被曳航船系としての操縦性の改良点を示し、本研究で開発したE型を曳航式活魚運搬船の改良船型として提案した。

本研究を通して、以下の結論を得た。

- (1) 第2章においては、曳航船・被曳航船系の操縦運動のモデル化を行うための基本構想を力学系の取り扱い、曳航索の取り扱いと操縦運動の取り扱いの3つに分けて示し、曳航船・被曳航船系の操縦運動が張力を外力として、それぞれの単船の操縦運動方程式と曳航船と被曳航船を繋ぐ関係式で表されることを示した。さらに、曳航索が張っている時の操縦運動を新たに「従属運動」と称して、これを満足すべき被曳航船の速度および加速度を導出した。また、曳航索が緩んだ時の操縦運動を新たに「自由運動」と称して、曳航索が緩んだ時のそれぞれの操縦運動を初期値として、それぞれの単船の運動方程式で表す方法を示した。さらに、曳航索を弾性体としてではなく、張力伝達装置として張力のみのモデル化を行った。曳航索を弾性体として取り扱っていないので、新たに曳航索が緩む条件のモデル化が必要となる。従って、この条件を曳航船と被曳航船との曳航点間の距離より数値的に判断するモデル化を示した。
- (2) 第3章においては、1隻の曳航船と2隻の被曳航船の供試模型船を用いて、これらの船体に働く操縦流体力特性を明らかにした。被曳航船としての供試模型船である曳航式活魚運搬船の原型の針路安定指数は-0.2程度であり、本研究で開発したE型の針路安定指数は-0.1程度である。E型は、原型に比べ針路安定性が改善

された。また、この主要因は、E型の船首部の側面積の減少の効果として、横力の着重点が後方に移動したことであることを明らかにした。さらに、速度増加に伴う被曳航船の針路安定性の低下については、速度増加に伴う船首沈下によって生じる船首側面積の増加が主要因であることを明らかにした。また、公表されているデータベースから推定された操縦流体力微係数を修正して推定精度の向上を図る方法の提案を行った。そして、本提案に従って推定された南星丸の例から、本提案が有効であることが確認された。南星丸の針路安定指数は0.05である。南星丸が針路安定船であることを示した。

以上、本供試船としての曳航船と被曳航船の単船としての操縦性能の組み合わせは以下である。

(I) 南星丸－原型であると針路安定の曳航船－針路安定性が悪い被曳航船

(II) 南星丸－E型であると針路安定の曳航船－針路安定性が良い被曳航船

- (3) 第4章においては、第2章で提案した数学モデルについて理論的および実験的な検証を行った。理論的な検証方法は、曳航条件を単純化して従属運動の数学モデルから線形の運動方程式を導出し、この運動方程式の根の符号を Routh-Hurwitz の方法を用いて調べる方法である。これより被曳航船が針路安定であるための索長と曳航点の条件を導出した。本数学モデルから得られた被曳航船の針路安定性に関する結論と従来の研究結果と矛盾がないことを確認した。また、微小の横流れ運動による横力の着重点位置から被曳航船の針路安定判別を行う簡易判別法を提案した。一方、実験的な検証は、曳航船・被曳航船系の自由航走模型実験での操縦運動と本数学モデルを用いた数値シミュレーション計算との比較検証である。曳航索が張っている従属運動と曳航索が緩む自由運動とも自由航走模型実験での操縦運動と本数学モデルを用いた数値シミュレーション計算は良い一致度を示した。さらに、自由航走模型実験では評価が困難である外力の影響については、回流水槽上に設置可能な横風送風装置を製作して、被曳航船のみの曳航実験を実施し、横風に限って風圧力の影響を定量的に評価した。本実験での計測結果と数値シミュレーション計算は良い一致度を示した。

以上、曳航索が張っている従属運動と曳航索が緩む自由運動とを統合的に取り扱う本数学モデルは、理論的および実験的な検証から妥当性が検証された。

(4) 第5章においては、曳航船・被曳航船系で曳航索が緩む状況では、曳航船と被曳航船の衝突が危惧されるので、本数学モデルの活用例として曳航索が緩む状況のシミュレーションを行い、曳航船と被曳航船の衝突を安全に回避する操船方法の探索を行った。曳航船・被曳航船系の自由航走模型実験から衝突状況を曳航船と被曳航船の相対速度が大きい旋回中の衝突状況に絞り込んでシミュレーションを実施した。本数学モデルを用いたシミュレーションから本供試曳航船の操縦性能であると旋回において半周ほどの位置で避航操船を開始すれば、十分に余裕を持って衝突を回避できる例が得られた。また、曳航船より大きい被曳航船を曳航する場合、被曳航船の針路安定性が曳航船・被曳航船系の旋回性能に大きな影響を及ぼし、針路安定性が悪い原型曳航時に曳航不能となる例が得られた。これを回避する方法としては、曳航船を停止して被曳航船との方位角の差を修正して再出発することが有効であることが分かった。また、風圧下においては、曳航船と被曳航船が等質量であっても針路安定性の悪い被曳航船であると風圧力により大きな横流れ運動を行い、被曳航船が大きな旋回抵抗として作用し曳航船・被曳航船系として曳航不能に陥る危険性があることも分かった。加えて、多様な状況下での曳航船・被曳航船系としての総合的な操縦性評価から本研究で開発したE型の操縦性能が原型に比べ改善していることが確認された。従って、本研究で開発したE型を曳航式活魚運搬船の改良船型として提案した。

以上、本論文においては、曳航船・被曳航船系の操縦運動を曳航索が張っている操縦運動と曳航索が緩む操縦運動とを統合的に取り扱うことができる数学モデルを提案した。そして、本数学モデルの理論的および実験的な検証を行って、本数学モデルの妥当性を示した。さらに、本研究で開発したE型を曳航式活魚運搬船の改良船型として提案した。

今後の研究課題は、さらに多様な状況についてもシミュレーション計算を活用するためには、波浪や浅い海域の影響や低速域での操縦運動を詳細に表現するモデル化が必要であると思われる。また、被曳航船は使用される状況に応じて要求性能が異なる。従って、曳航船・被曳航船系の操縦流体力を水槽試験に頼ることなく、計算あるいはデータベースから推定できることは、多様な状況に適した船型開発の構想を広げることにつながると思われる。特に、速度変化に伴う縦姿勢変化を考慮した操縦流体力の推定方法の開発は、急がれる研究課題であると思われる。

謝 辞

本研究をまとめるにあたり、終始懇切丁寧なご指導とご教示を賜りました大阪大学大学院工学研究科教授浜本剛実先生に心から感謝の意を表し、厚くお礼申し上げます。また、細部にわたる御討論と御教示を頂きました大阪大学大学院工学研究科教授内藤林先生、長谷川和彦先生ならびに九州大学大学院工学研究科教授貴島勝郎先生に深く感謝いたします。

終始暖かい御鞭撻を頂き、かつ実験に際しては御助言を頂きました鹿児島大学水産学部教授上田耕平先生、中山博先生に深く感謝いたします。また、本研究を進める中で熱烈な御討論を頂きました北海道大学水産学部教授烏野慶一先生に深く感謝いたします。

曳航船・被曳航船系の研究を始めるのにあたり、「外洋曳航浮沈式高速曳航いけす」を被曳航船の供試船として使用することを心良くご承諾下さりました日立造船(株)村橋達也様ならびに有井俊彦様には心より感謝いたします。

最後に、野外での自由航走模型実験で風待ちをしながら最後までやり遂げた鹿児島大学水産学部環境情報科学講座の学生のみなさまに心より感謝いたします。

参 考 文 献

- (1) Lionel Casson : Ships and Seafaring in ancient times , British Museum Press (1994),
pp.132
- (2) 和田 光太 : 実用トロール漁法, 成山堂書店 (1973), pp.3-45
- (3) 金田 禎之 : 日本漁具・漁法図説, 成山堂書店 (1977), pp.108
- (4) 三橋 甲子 : 船舶曳航実務, 成山堂書店 (1988)
- (5) ナホトカ号の事故に関する調査研究会 : ナホトカ号の事故に関する調査報告書,
(1998)
- (6) 吉岡 勲 : ウィリアム・フルードーその人と業績-(その4), 日本造船学会誌,
第511号 (1972), pp.21-29
- (7) クールトラント・カンビー : 図説=科学の歴史 第3巻 船の歴史, 恒文社 (1965),
pp.73-83
- (8) Adolf G. Strandhagen, Karl E. Schoenherr, Francis M. Kobayashi : The Dynamic
Stability on Course of Towed Ships, Trans of SNAME (1950) , pp.32-56
- (9) 日本造船学会 : 第2回操縦性シンポジウムテキスト (1970)
- (10) 井上 正祐 : 旋廻する船に働く垂直力及びモーメント(等吃水の場合), 西部造船
会々報, 第5号 (1953), pp.78-105
- (11) Matora, S., Fujino, M. : On the Measurement of the Stability Derivatives by Mean of
Forced Yawing Technique, Journal of the Society of Naval Architects of Japan,
Vol. 118 (1965), pp.48-56
- (12) 小山 健夫, 周 正会, 元良 誠三, 小柳 雅志郎 : Circular motion test(CMT)による
操縦性試験法について, 造船協会論文集, 第138号 (1975), pp. 151-157
- (13) 井上 正祐, 碓崎 貞雄, 葛西 宏直, 久保田 種一, 山下 保己 : 被曳航船の進路
安定, 西部造船会々報, 第42号 (1971), pp.11-17
- (14) 井上 正祐, 林 承治 : 被曳航船の進路安定(続), 西部造船会々報, 第43号
(1971), pp.35-44
- (15) 井上 正祐, 林 承治 : 被曳航船の進路安定(索の質量を考えた時), 西部造船会々
報, 第44号 (1972), pp.129-145

- (16) 井上 正祐, 林 承治: 被曳航船の進路安定(制限水路並びに曳航点の影響),
西部造船会々報, 第 46 号 (1973), pp.15-31
- (17) 林 承治: 被曳航船の定常旋回, 日本造船学会論文集, 第 137 号 (1975),
pp.177-185
- (18) 林 承治: 被曳航船の旋回, 日本造船学会論文集, 第 138 号 (1975),
pp.188-195
- (19) 井上 正祐, 林 承治: 最後尾船の当て舵による被曳航船系の旋回並びに新針路試
験, 西部造船会々報, 第 51 号 (1975), pp.91-102
- (20) 竹川 正夫, 永松 秀一, 元良 誠三: 被曳航 Barge の保針性能について, 日本造
船学会論文集, 第 137 号 (1975), pp.186-176
- (21) 日本造船学会: 第 3 回操縦性シンポジウムテキスト (1981)
- (22) 小川 陽弘, 小山 健夫, 貴島 勝郎: MMG 報告-I 操縦運動の数学モデルに
ついて, 日本造船学会誌, 第 575 号(1977), pp.22-28
- (23) 浜本 剛実: MMG 報告-II 操縦性数学モデルの理論的背景, 日本造船学会誌,
第 577 号(1977), pp.32-39
- (24) 葛西 宏直, 湯室 彰規: MMG 報告-III 舵に作用する力と船体・プロペラとの
干渉, 日本造船学会誌, 第 578 号(1977), pp.20-34
- (25) 小瀬 邦治, 貴島 勝郎: MMG 報告-IV 拘束操縦性試験の方法及び試験装置,
日本造船学会誌, 第 579 号(1977), pp.22-31
- (26) 小川 陽弘, 長谷川 和彦, 芳村 康男: MMG 報告-V 操縦運動数学モデルの
実験的検証と改良, 日本造船学会誌, 第 616 号(1980), pp.27-38
- (27) 貴島 勝郎, 和田 洋二郎: 風圧下における被曳船の針路安定性, 日本造船学会
論文集, 第 153 号 (1983), pp.117-126
- (28) 貴島 勝郎, 前川 和義, 田中 浩一郎: 浅水域における曳船・被曳船系の針路安
定性, 西部造船会々報, 第 84 号 (1992), pp.85-96
- (29) 貴島 勝郎, 古川 芳孝: 狭水域における曳船の曳航法について, 西部造船会々
報, 第 89 号 (1994), pp.167-177
- (30) 原 正一, 山川 賢次, 星野 邦弘: 曳航時の索張力に関する研究(第 1 報 平水中
における挙動), 関西造船協会誌, 第 219 号 (1933), pp.103-110
- (31) 山川 賢次, 原 正一: 実験用海洋構造物の曳航, 関西造船協会誌, 第 220 号 (1933),

pp. 225-233

- (32) Shoich HARA, Kenji YAMAKAWA : Study on the Towline Tension During Towing
(2nd Report Behavior of the Towline in waves), J. Kansai Soc, N.A., Japan, No. 220
(1993) pp.233-247
- (33) 原 正一, 山川 賢次, 國分 健太郎, 岩井 勝美 : 浅喫水箱型浮体の曳航に関する研究(模型実験と実機実験との比較), 関西造船協会誌, 第 227 号 (1997),
pp. 57-70
- (34) 村橋 達也, 井上 清, 細萱 和敬, 竹内 良平, 桑名 将史, 根角 幸明, 中井 康
雄 : 外洋曳航高速いけすの開発, 日立造船技法, 第 52 巻 第 3 号, (1991), pp.7-12
- (35) 漁船協会 : 漁船, 第 204 号, (1976), pp.35-40
- (36) 重廣 律男 : 曳航船・被曳航船系の操縦運動モデル, 関西造船協会誌, 第 230 号
(1988), pp.153-164
- (37) 庄司 邦明 : 係留浮体の運動と係留索の張力に関する研究, 日本造船学会論文集,
第 138 号 (1975), pp.233-246
- (38) 小寺山 亘 : 係留浮体の運動と係留鎖張力について, 西部造船会々報, 第 53 号
(1997), pp.85-107
- (39) 島田 潔, 小林 正典, 日根野 元裕 : 係留ラインの張力に対する動的影響, 西部
造船会々報, 第 60 号 (1980), pp.113-127
- (40) 重廣 律男, 上田 耕平, 中山 博 : 高速曳航いけすの針路安定制御に関する実験
的研究, 関西造船協会誌, 第 229 号 (1998), pp.37-44
- (41) F. Horn : Querkräfte am Propeller bei Schräganströmung, speziell bei
Manöuvrievorgängen, Schiffstechnik Heft 20, Band 4, (1957) pp.61-64
- (42) 矢崎 敦生 : VI. プロペラの設計, 第 2 回船用プロペラに関するシンポジウム,
日本造船学会, (1971), pp.101-125
- (43) 日本造船学会 : 運動性能研究委員会第・1 2 回シンポジウムテキスト, 操縦性研
究の設計への応用(1995)
- (44) 重廣 律男, 上田 耕平, 有井 俊彦 : 高速曳航いけすの針路安定性能, 関西造船
協会誌, 第 227 号 (1997), pp.79-87
- (45) 重廣 律男, 上田耕平, 有井 俊彦, 中山 博 : 風圧下での高速曳航いけすの針路
安定性能, 関西造船協会誌, 第 228 号 (1997), pp.167-174

- (46) 重廣 律男, 横山 振一郎: 高速曳航いけすの操縦流体力に関する実験的研究,
西部造船会々報, 第 96 号 (1988), pp.49-58
- (47) 湯川 和浩, 貴島 勝郎: 操縦運動時の船体に作用する流体力の推定に関する研究,
西部造船会々報, 第 95 号 (1997), pp.67-79
- (48) 松井 志郎, 楊 健民, 玉島 正裕, 山崎 隆介: 旋回する船体回りの流場と流体力の計算,
西部造船会々報, 第 88 号 (1994), pp.52-72
- (49) 湯室 彰規: 浅水時操縦流体力に及ぼすトリムの影響について, 関西造船協会誌,
第 230 号 (1998), pp.177-183
- (50) Katsuro Kijima, Toshiyuki Katsuno, Yasuaki Nakiri, Yoshitaku Furukawa: On the
maneuvering performance of a ship with the parameter of loading condition, Jour. of the
Society of Naval Architects of Japan, vol.168 (1990), pp.141-148
- (51) 日本造船学会: 運動性能研究委員会・第 4 回シンポジウムテキスト, 操縦性能
の予測と評価 (1987)
- (52) R. M. Isherwood: Wind Resistance of Merchant Ships, Trans. RINA, Vol. 115 (1972),
pp.327-338
- (53) 辻 豊治, 高石 敬史, 菅 信, 佐藤 辰二: 船体に働く風圧力に関する模型試験,
船舶技術研究所報告, 第 7 巻 第 5 号 (1970), pp.13-37
- (54) 元良 誠三, 小山 健夫, 藤野 正隆, 前田 久明: 船体と海洋構造物の運動学,
成山堂書店, (1982), pp.291-292
- (55) 浜本 剛実, 野中 晃二, 烏野 慶一, 梅田 直哉: M S S 報告Ⅲ, 低速時の船体
に働く流体力のモデル化, 日本造船学会誌, 第 719 号 (1988), pp.2-11
- (56) 小瀬 邦治, 深沢 塔一, 末光 啓二, 佐伯 敏朗, 湯室 彰規, 山上 順雄:
M S S 報告Ⅳ, 低速時の操縦運動モデルの実用化, 日本造船学会誌,
第 721 号 (1998), pp.9-17
- (57) 清田 亜紀, 高橋 利佳: 動画像解析プログラムの開発, 鹿児島大学水産学部
卒業論文(1995), pp.7-16
- (58) 重廣 律男, 上田 耕平, 中山 博: 曳航船・被曳航船系の停止および急旋回運動
に関する実験的研究, 関西造船協会誌, 第 230 号 (1988), pp.165-175
- (59) 貴島 勝郎: 4 耐航性・操縦性に関する相似則 4.2 操縦性能, 日本造船学会誌,
第 801 号(1996), pp.25-30

記 号 一 覧

A_R	: 舵稼働部面積
A_x	: 正面水線上投影面積
A_y	: 側面水線上投影面積
a, a'	: 重心からの曳航点距離および無次元値
a_H	: 舵と船体の干渉係数
$a_{p0} \sim a_{p2}$	: プロペラ推力係数を前進率の2次式で近似した時の係数($n \geq 0$)
$a_{p3} \sim a_{p5}$	: プロペラ推力係数を前進率の2次式で近似した時の係数($n < 0$)
B	: 船体の型幅
$B.R.$	: プロペラボス比
$b_{p0} \sim b_{p2}$	: プロペラトルク係数を前進率の2次式で近似した時の係数
$C_X(\chi_a), C_Y(\chi_a)$	: x 軸, y 軸方向の風圧力係数
$C_N(\chi_a)$	: z 軸回りの風圧モーメント係数
C_b	: 方形係数
C_{Dp}	: プロペラ円盤としての抵抗係数
C_R	: 合風圧力係数
C_T	: プロペラ推力係数
D	: 単船の針路安定指数
Dia	: 旋回径
D_p	: プロペラ直径
D_T	: 被曳航船の針路安定指数
d	: 平均喫水
d_a, d_f	: 船尾喫水, 船首喫水
E	: 張力伝達装置としての伝達関数
$E.A.R.$	: プロペラ展開面積比
F	: 張力伝達装置としての出力
Fn	: フルード数 ($u/\sqrt{g \cdot L_{pp}}$)
f	: 曳航船と被曳航船間距離を索長で除した無次元値

G	: 重心位置
GM	: メタセンター高さ
$G-xy$	: 船体重心に固定された座標系
g	: 重力加速度
H/D_p	: プロペラピッチ比
I_G	: 重心回りの船体の慣性モーメント
i	: $i=1$ が曳航船, $i=2$ が被曳航船を表す定数
J_o	: プロペラトルクが零となるプロペラ前進率
J_s	: プロペラ前進率
J_z	: 重心回りの船体の付加慣性モーメント
j	: 複素数 ($j^2 = -1$)
K_T	: プロペラの推力係数
K_Q	: プロペラのトルク係数
L_{pp}	: 垂線間長 ($L = L_{pp}$)
L_{WL}	: 水線間長
ℓ, ℓ'	: 索長および無次元値
ℓ_R	: 舵と船体のモーメントに関する干渉係数
ℓ_r, ℓ'_r	: 重心からの旋回運動による横力の着点および無次元値
ℓ_β, ℓ'_β	: 重心からの横流れ運動による横力の着点および無次元値
m, m'	: 船体の質量および無次元値
m_x, m'_x	: x 軸方向の付加質量および無次元値
m_y, m'_y	: y 軸方向の付加質量および無次元値
N, N'	: 船体の重心回りのモーメントおよび無次元値
N_E	: 船体の重心回りの外力のモーメント
N_H	: 船体の重心回りの船体のモーメント
N_P	: 船体の重心回りのプロペラのモーメント
N_R	: 船体の重心回りの舵のモーメント
N_T	: 船体の重心回りの張力のモーメント
N_W	: 船体の重心回りの風圧力のモーメント
N_v	: 横流れ速度によるモーメントの微係数 ($N_\beta = -N_v$)

N_r	: 旋回角速度によるモーメントの微係数
N_{vv}	: 横流れ速度によるモーメントの二次の係数
N_{rr}	: 旋回角速度によるモーメントの二次の係数
N_{vr}	: 横流れ速度と旋回角速度の積のモーメントの係数
n	: プロペラ回転数(rps)
n_o	: プロペラ遊転時の回転数(rps)
n^*	: プロペラ指令回転数(rps)
$o-\xi\eta$	: 慣性座標系
Rn	: レイノルズ数
RPM	: 風洞用ファン回転数(rpm)
r, r'	: 旋回角速度および無次元値
sgn	: 符号関数
T_e	: プロペラ回転数変化の時定数
T_R	: プロペラ推力
T_s	: 曳航索の張力
t	: 直進時の推力減少係数
t_R	: 舵による抵抗の干渉係数
U	: 合船速 ($U = \sqrt{u^2 + v^2}$)
U_a	: 相対風速
u, u'	: x 軸方向の船速および無次元値
u_R	: 舵への流入速度
u_p	: プロペラ流入速度
v, v'	: y 軸方向の船速および無次元値
W_T	: 絶対風速
W_T / u	: 風速船速比
w_o	: 直進中の伴流率
w_p	: 旋回運動中の伴流率
X, X'	: x 軸方向の力および無次元値
X_E	: x 軸方向の外力
X_H	: x 軸方向の船体に働く力

X_R	: x 軸方向の舵力
X_P	: x 軸方向のプロペラ力
X_T	: x 軸方向の張力
X_W	: x 軸方向の風圧力
X_o	: 直進時の抵抗係数
X_{rr}	: 旋回角速度の二次の抵抗増加係数
X_{vr}	: 旋回角速度と横流れ速度の積の抵抗増加係数
X_{vv}	: 横流れ速度の二次の抵抗増加係数
x_R	: 重心からの舵位置
x_p	: 重心からのプロペラ位置
Y, Y'	: y 軸方向の力および無次元値
Y_E	: y 軸方向の外力
Y_H	: y 軸方向の船体に働く力
Y_R	: y 軸方向の舵力
Y_P	: y 軸方向のプロペラ力
Y_T	: y 軸方向の張力
Y_W	: y 軸方向の風圧力
Y_v	: 横流れ速度による y 軸方向の船体の力の微係数 ($Y_\beta = -Y_v$)
Y_r	: 旋回角速度による y 軸方向の船体の力の微係数
Y_{rr}	: 旋回角速度による y 軸方向の船体の力の二次の係数
Y_{vv}	: 横流れ速度による y 軸方向の船体の力の二次の係数
Y_{vr}	: 横流れ速度と旋回角速度の積による y 軸方向の船体に働く力の係数
Z	: プロペラ翼数
α_R	: 舵への有効流入角
β	: 横流れ角
β_p	: プロペラ位置での幾何学的な流入角
γ_R	: 船体の整流係数
δ	: 舵角
δ_o	: 直進時の当て舵量

ε_p, κ_p	: プロペラによる増速係数
κ	: 二重船体としてのアスペクト比 ($2d / L_{pp}$)
κ_{zz}	: 船体の z 軸回りの慣動半径
λ	: 舵のアスペクト比
ρ	: 流体の密度
ρ_a	: 空気の密度
θ	: 曳航船の船首尾線からの曳航索の振れ角
ψ	: 方位角
φ	: 曳航船の方位角と被曳航船の方位角の差 ($\psi_1 - \psi_2$)
ξ_G	: 慣性座標系での ξ 方向の重心位置
η_G	: 慣性座標系での η 方向の重心位置
ξ_P	: 慣性座標系での ξ 方向曳航点位置
η_P	: 慣性座標系での η 方向の曳航点位置
χ_a	: 相対風向角
χ_T	: 絶対風向角
Δ	: 排水量
$\otimes G$	: 船体中央からの重心位置
$\otimes a$	: 船体中央からの曳航点位置