HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	漁船の転覆とブローチングに関する研究
Author(s)	中村, 充博
Degree Grantor	北海道大学
Degree Name	博士(水産科学)
Dissertation Number	甲第12208号
Issue Date	2016-03-24
DOI	https://doi.org/10.14943/doctoral.k12208
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/61549
Type	doctoral thesis
File Information	Mitsuhiro_Nakamura.pdf

Hokkaido University Collection of Scholarly and Academic Papers : HUSCAP

漁船の転覆とブローチングに関する研究

(Capsizing and broaching phenomena of Japanese fishing vessel)

北海道大学大学院水産科学院

海洋生物資源科学専攻

Graduate School of Fisheries Sciences

Division of Marine Bioresource and Environmental Science

中 村 充 博

Mitsuhiro Nakamura

平成２８年 (２０１６)

目　　次

第 1 章　緒言 **1**
1.1　研究の背景 1
1.2　漁船の転覆事故 2
1.2　漁船の船型と運用状況 3
1.3　研究の目的 4
1.4　論文の構成 5

第 2 章　わが国の大中型旋網漁船の転覆事故例とその解析 **7**
2.1　大中型旋網漁船と運用状況 7
2.2　漂泊中を再現した波浪中の模型実験 8
2.2.1　供試模型船とシーアンカー 9
2.2.2　実験装置と波浪条件 9
2.2.3　実験結果 10
2.2.4　結果の考察 11
2.3　日本漁船の転覆原因の検討 13

第 3 章　追波・斜追波中の運動シミュレーションモデルの検討 **31**
3.1　座標系，力・速度成分の方向 32
3.1.1　座標系，力・速度成分の向き 33
3.1.2　プロペラ・舵に流入する波粒子速度 33
3.2　運動シミュレーションモデル 33
3.2.1　主船体流体力 34
3.2.2　船体抵抗 35
3.2.3　プロペラ推力・トルクに関する数学モデル 36
3.2.4　自航要素 37
3.2.5　舵に関する数学モデル 38
3.2.6　波浪強制力モデル 41
3.3　まとめ 41

第 4 章　追波・斜追波中の拘束模型試験 **47**
4.1　追波・斜追波中の波浪強制力・モーメントの計測とモデル化 48
4.1.1　拘束模型試験 49
4.1.2　拘束模型試験の結果と考察 51
4.1.3　波浪強制力・モーメントのモデル化 52
4.1.4　前後方向の波浪強制力の理論検討 55
4.1.5　まとめ 56
4.2　追波・斜追波中のプロペラ推力・トルク，舵直圧力の計測 57
4.2.1　拘束模型試験 58
4.2.2　実験結果と計算結果の比較 58
4.2.3　まとめ 61

第 5 章　追波・斜追波中の自由航走試験と運動シミュレーション　90
5.1　追波・斜追波中の自由航走試験　90
5.1.1　小型模型船を用いた自走試験法　91
5.1.2　自由航走試験と実験条件　92
5.1.3　自由航走試験の結果と考察　93
5.2　追波・斜追波中の運動シミュレーション　96
5.2.1　航跡・船体運動の自走試験との比較　97
5.2.3　運動シミュレーションモデルによる,
波乗り・ブローチングの発生推定　97
5.3　まとめ　99

第 6 章　漁船の転覆及びブローチング対策の検討　144
6.1　転覆防止付加物の検討　145
6.1.1　波浪中の模型実験　145
6.1.2　平水・縦波中の復原力計算　147
6.1.3　抵抗・自航試験による推進性能への影響検討　148
6.2　ブローチング対策の検討　150
6.2.1　追波・斜追波中の自由航走試験　151
6.2.2　追波・斜追波中の運動シミュレーション　152
6.3　まとめ　153

第 7 章　結言　179

謝辞　186
参考文献　187
付録　190

第 1 章　緒言

1.1 研究の背景

わが国では，魚介類の消費量が非常に大きく，重要なタンパク源となっているため，漁業は，重要な第一次産業である。また，古くから行われてきた漁業は，日本各地の沿岸に漁村を発展させ，地域経済を担う側面も持つ。しかし，漁業を取り巻く環境を考えると，漁業の生産量がピークであった 1984 年以降，生産量は減少の一途をたどっている。遠洋漁業においては，各国の 200 海里水域の設定や外国漁船の操業規制，沖合漁業はマイワシの急減が一因とされている。また，食生活の欧米化により，魚介類の消費量も低下し，高齢化・後継者不足などの問題に加え，漁村の限界集落化も表面化 [1)]している。世界市場を視野に入れ発展を目指す水産業にとって，漁業者の減少は，大きな課題である。これまで，家族経営の漁家の子弟が後継者となっていたが，漁業経営の悪化から必ずしも漁業に就職しなくなったことが一因とされている。

このように，厳しい環境であるが，水産業は，地域経済を支える重要な産業であることには変わりなく，成長産業化を実現して，地域産業の活性化も期待されている。近年では，世界的な水産物需要が増大していることもあり，輸出額も上昇している。わが国の水産物は，高い安全性・品質を持つため，世界から注目されている。輸出戦略実行委員会においても，2020 年までに，水産物の輸出目標額である 3,500 億円の達成 [2)]に向け，取り組みが続けられている。

また，労働力においても，漁業への就職を希望する都市出身者に対して，「漁業就業フェア」の開催や，研修を行うことで，労働力の確保が行われている。その結果，徐々にではあるが，新規漁業就業者も増加しており，比較的若い世代も少なくない。後継者を他の地域から募り，維持するためには，漁業をより魅力的な産業として発展させる必要がある。その中で，「安全」という観点は，最も重要であり，早急な対策が必要である。

1.2 漁船の転覆事故

わが国では，漁船の転覆事故が後を絶たず，海上保安庁がまとめた統計によると，毎年40～70 件発生 [3]し，犠牲者も多い。Fig.1.1, 1.2 に，死亡・行方不明者を伴う海難事故隻数と死亡・行方不明者数を船種別に比較するが，その大半が漁船であることがわかる。

漁業のプラットホームとなる漁船の転覆事故は，漁業の安全を考える上で，大きな問題である。多くは，5 トン未満の小型漁船の事故が多い [4]が，比較的大型の漁船であっても，転覆事故を起こしている。近年に発生した，100 トン以上の漁船転覆事故の例を挙げる。

1) 平成 20 年 6 月，135 トン旋網漁船・第五十八寿和丸は，荒天のため，操業を中止し，シーアンカーを用いて漂泊していた際に，転覆・沈没事故を起こした。乗組員 20 人のうち，4 人が死亡，13 人が行方不明 [5]となった。
2) 平成 21 年 4 月，135 トン旋網漁船・第十一大栄丸は，斜追波中を航行していた際に，船尾方向から大きな波を受け，大きく傾斜した後，転覆・沈没した。乗組員 22 人のうち 11 人が死亡，1 人が行方不明 [6]となった。
3) 平成 22 年 4 月，113 トン 2 そうびき以西底びき網漁船・第二山田丸は，航行中に「滞留水が発生し，船の傾斜が戻らない」という旨の無線を僚船に発した後，沈没し，乗組員 10 人全員が死亡 [7]した。
4) 平成 27 年 12 月，135 トン旋網漁船・第一源福丸は，ネットホーラを使用した操業中に，船体が大きく傾斜し，転覆・沈没した。乗組員 20 人のうち 2 人が死亡，3 人が行方不明となっている。転覆の原因は，現在も調査中である。

以上の事故例のように，多くの犠牲者を生む悲惨なケースもある。上甲板の無い 5 トン未満の小型漁船のみならず，中・大型漁船においても転覆事故が発生している現状を考えると，わが国の漁船の船型自体が安全性に欠けるとも言える。日本漁船は，総トン数の制限のもと設計されるため，トン数に関わらず，共通の欠陥を持った船型となっていると考えられる。

1.3 漁船の船型と運用状況

日本では，漁獲管理を目的として，漁船の総トン数を制限してきた。この制限によって，安全性の面で様々な問題を抱えている。漁船は，作業スペースの確保や，揚網時の傾斜モーメント対策として，船の長さと幅が求められる。一方，総トン数は，船長×船幅×深さに概ね比例するため，必然的に漁船は深さの小さな船型となった。このため，乾舷の低い船が多く出現し，これが復原性の低下を招くことが指摘[8)]されてきた。

一方，漁業の形態に着目すると，オリンピック方式と呼ばれる「先取り勝ち」の形態を古くから採用しているため,より大きな網・多くの漁具を搭載する傾向が強い。また，作業効率を上げるために重機を搭載するようになり，復原性を更に低下させている要因になっている。平成 5 年 2 月，80 トン旋網漁船･第七蛭子丸は，横波航行中に，甲板上の重量のある漁網が横移動したことが最終的な引き金となり，転覆・沈没に至った[10)]。平成 20 年 4 月，5.1 トン ホタテ漁船・日光丸は，横波を受け転覆・沈没[11)]した。小型漁船は，転覆した場合でも船体が浮く構造になっているにも関わらず，大型の重機を搭載していたため，沈没に至り，発見が遅れたとも指摘[12)]されている。

また，漁業者は他船よりも早く漁場に到着し，操業を行い，帰港して水揚げを行うことで，高いセリ値・利益を得ることができる。したがって，漁船は，比較的高速で航行することが多く，波乗り・ブローチング現象に陥りやすい。ブローチングは，追波・斜追波中で波乗りした際，舵とは反対の方向に急激な回頭運動が発達する減少である。このとき，大きな横傾斜を伴うため，転覆の危険性があると知られている。直接的な原因ではないと結論付けられている[6)]が，第十一大栄丸は，斜追波中を航行中に波乗りを起こした後に，転覆に至っており，ブローチングが発生する条件下にあったと分析されている。運用上，復原力が小さくなりやすい漁船にとって，この現象を見過ごすことはできない。

以上のように，漁船は，船型及び運用面の双方から，転覆の危険が高いと言え，早急な対策が必要である。

1.3 研究の目的

1.1，1.2 節で述べたように，わが国では，漁船の転覆事故が多く，対策が望まれる。抜本的な漁船の安全対策を考えると，総トン数制限を廃止し，より乾舷の大きく，復原力の大きな漁船を建造するのが最も効果的であろう。実際に，「がんばる漁業復興支援事業」の一環として，網船（80 トン），探索船（79 トン），運搬船（330 トン）からなる 3 隻体制の旋網船団のスリム化が検討されている，探索船を廃止する代わりに，網船を新船（199 トン・一層甲板型）へ更新し，2 隻体制とした新しい漁船の建造・計画されている。「漁業構造改革総合対策事業」では，探索船 1 隻を削減し，現行 135 トン・一層甲板型の網船を 199 トン・2 層甲板型へ更新する取り組みも試みられている。共に，主な目的は，旋網船団の合理化であるが，網船の復原性向上に貢献するものとなっている。

しかし，これらの取り組みはあくまで事業計画の一環であって，トン数制限の廃止を意味するものではない。さらに，資源の枯渇・燃料の高騰など，漁業が取り巻く環境の中で，漁船の更新は年間 30～50 隻程度に滞っている [13)]。したがって，このような新造船が，現存船と置き換わり，漁業現場に波及していくのは，まだ先のことであろう。

平成 24 年 8 月 1 日から，「漁船の復原性向上のための漁船の大型化に関する取扱方針」が施行された [14)]。これは，復原性向上または，省エネルギーを図るための大型化が，漁獲能力の増大に直接影響しない場合，総トン数の最高限度を超えても認めるというものである。漁船をとりまく現状を考えると，当面は，この方針に従い，現存する漁船の改造・改良が適当であると考えられる。

以上の観点から，安全を考える上で，ハード・ソフト両面からの対策が重要である。この内，本論文では，操業中など漁業者の注意が疎かとなる場合でも効果を発揮するハード面の対策が特に重要との立場から，過去の転覆原因を明らかにし，ハード面からの対策を提案することとした。

1.4 論文の構成

本論で扱う内容を大きく分けると，漁船の転覆事故，波乗り・ブローチング現象の発生機構，転覆及びブローチングの対策案の検討となっている。

本論文の構成は以下のとおりである。

第 1 章では，本論文の研究背景及び，目的を述べる。

第 2 章では，第五十八寿和丸転覆事故に焦点を当て，模型実験を行こない，漁船船型の問題点を改めて指摘する。

第 3 章では，波乗り・ブローチング現象に着目し，発生メカニズムを明らかにするために，追波・斜追波中の 3 自由度(surge-sway-yaw)運動シミュレーションモデルを構築する。

第 4 章では，追波・斜追波中の拘束模型試験を行い，波浪強制力，プロペラ推力・トルク，舵直圧力を明らかにする。プロペラ推力・トルク，舵直圧力に関しては，第 3 章で検討するプロペラ・舵の数学モデルによる計算結果と比較し，モデルの妥当性を検討する。

第 5 章では，追波・斜追波中の自由航走試験を行い，波乗り・ブローチング発生時の運動を計測し，船体運動及び，発生条件を明らかにする。また，第 3 章で検討したモデルを用いて，運動シミュレーションを行い，実験結果と比較して妥当性を検討する。

第 6 章は，転覆及びブローチングの対策案を検討する。本論では，船尾船底へ付加物を設置し，転覆防止を試みる。向波中の模型実験と復原力の計算を行った。ブローチング対策は，高揚力舵（フィッシュテール舵）の活用を検討した。フィッシュテール舵を用いた，追波・斜追波中の自由航走試験・運動シミュレーションを行い，ブローチング防止効果を確認する。

最後に，第 7 章は，本論文の結論を要約する。

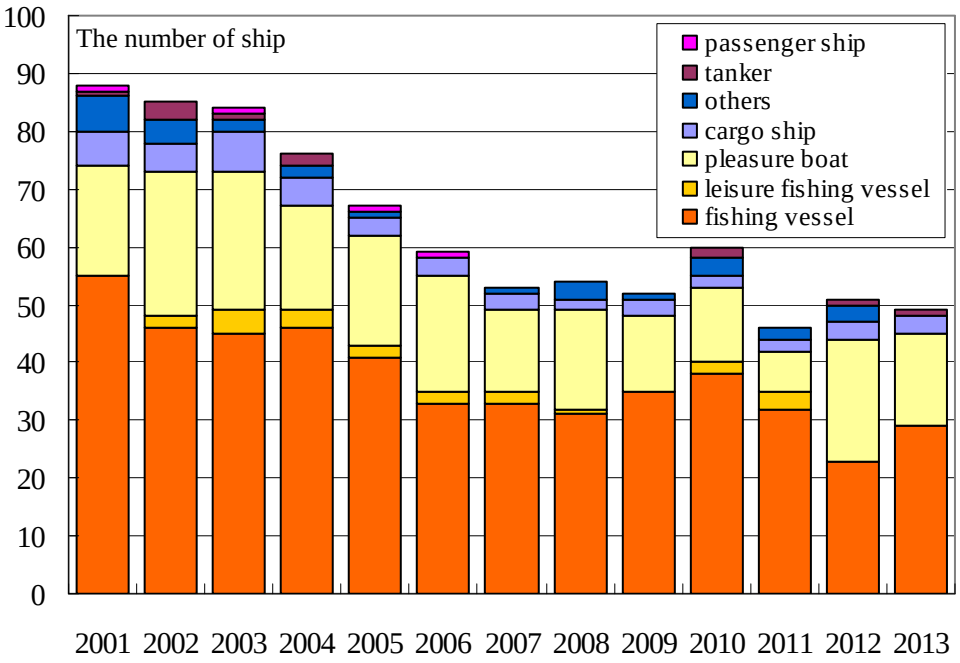


Fig.1.1 The number of marine accident ship with deaths or missing.

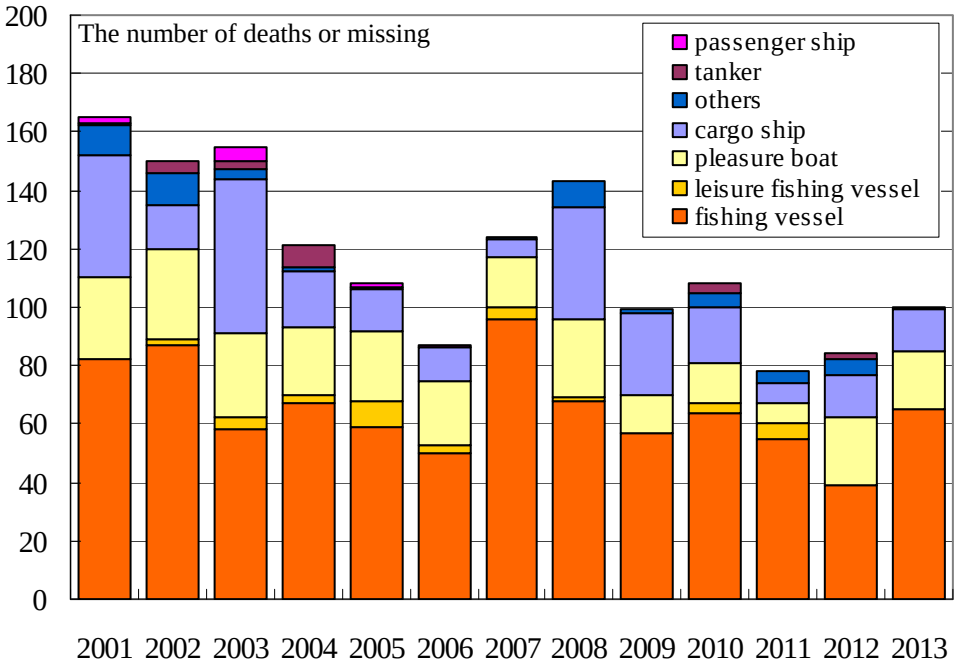


Fig.1.2 The number of deaths or missing caused marine accident.

第 2 章　わが国の大中型旋網漁船の転覆事故例とその解析

2008 年 6 月 23 日千葉県犬吠埼(いぬぼうざき)東方 350km 沖の太平洋上で，135 トン型大中型旋網漁船・第五十八寿和丸(以後，本船)が，転覆･沈没事故を起こした。Fig.2.1 に，事故前の本船の写真を示す。乗務員 20 名のうち，4 名が死亡，13 名が行方不明となる悲惨な事故となった。事故当時，本船は，高波のため，操業を休止し，シーアンカー(パラシュートアンカー)を投入した上で漂泊中であった。生存者の証言によると，右舷船首方向に 2 度の衝撃を受け，突然，船体が右舷方向に傾斜し間もなく転覆，沈没に至った。本章では，本船の転覆事故解析 [15]から，日本漁船の船型に関する転覆原因を考察する。

2.1 大中型旋網漁船と運用状況

わが国の大中型旋網漁は，運搬船・灯船・網船による船団形式で行われている。こうした複数の船が，同海域・気象条件下で行動しているにもかかわらず，網船に転覆事故が発生する場合が多い。これは，実際に漁を行う網船のみが，海区ごとに総トン数の制限 [16]を受けているためである。第 1 章に先述したように，総トン数の制限によって，乾舷が低く消失角の小さな船型となり，転覆が助長された可能性が高い。

乾舷が低いため，上甲板は海面近くにあり，甲板上に海水が浸入し易い。そこで，ブルワークを設置して防止するが，これを超える波を受けると，甲板上に滞留水が発生し，船の重心が高くなって，船体の復原力が低下する。この対策として，滞留水を排出する放水口をブルワーク下部に設置することが義務付けられているが，上甲板が海面に近く，放水口から海水が逆流するため，放水口は大きくとれず，スリット状にしている場合が多い。Fig.2.2 に第五十八寿和丸の放水口を示す。類似船の例を Fig.2.3 に示すが，極端な場合は建造検査後に溶接により放水口を閉鎖する場合も見受けられる。また，ブルワークが 1.5m 程

度と高く，操業を阻害するため，Fig.2.4 に示すように，上甲板上 0.7m 付近に，サシ板と呼ばれる仮甲板を設けている。この仮甲板も放水口の機能を低下させており，上甲板と仮甲板の間のスペースを漁具等の収納場所と使われている事も滞留水の排出阻害となっている。また，船体後方の甲板上には，巨大な網が積載されており，滞留水の排出を阻害している。このように，上甲板に設けられた放水口は，計画通りに機能しているとは言い難い。

Table 2.1, 2.2 に示すように，大型の漁労機器・漁具を甲板上に搭載する網船は，重量オーバーとなって乾舷が計画状態よりも小さい状態で航行する場合が多い。漁船の安全に関する調査研究 [9]では，総漁具重量は 30~40t(乾燥時)と報告されている。また，一日の操業回数が多く，専用の固縛装置を有さないまま，航行を行っているため，船体の傾斜とともに網の移動が起き，傾斜モーメントの発生にもつながる。この網が吸水することで，10t 程度の重量増となり，大中型旋網漁船では，5~10cm の乾舷が失われるとの報告もあり [17]，乾舷の小さい旋網船では，復原性に大きな影響を与える。漁労機器は，ブーム，網捌き機，サイドローラー，ネットホーラー等があり，合計約 30t の重量物が甲板上に集中している。また，揚網時の作業スペースを確保するために，船橋構造物が，左舷側に配置されていることが多い。その結果，海水が滞留した際は，構造物の少ない右舷側により多くの海水が滞留するため，初期の復原力の低下と共に，左右アンバランスな傾斜モーメントも発生し易くなっている。

2.2 漂泊中を再現した波浪中の模型実験

事故を起こした第五十八寿和丸の転覆原因を明らかにするために，本船の事故時に近い状態で模型実験を行った。実験パラメーターとして，シーアンカーの有無，放水口の解放面積を幾つか変え，種々の波高，波長に対する漂泊・漂流中の模型船の挙動を観測した。波方向については，実験初期は全て向波としたが，波を受けることにより，船体が回頭を始め，波に対して真横になる場合があった。本実験を行った当時，転覆時の波方向を測定する計測装置がなく，目視で概略の方向を測定した。

2.2.1　供試模型船とシーアンカー

模型実験を行うには，その船の船型情報が必要である。しかし，船体形状を表す船型情報は一般に入手することが困難である。そこで船型はやや古いが，類似船の船型データを入手して，本論の供試船とした。このデータに基づいて縮率 1/35, 1/32, 1/20 の模型船を製作し，実験内容に合わせて，使い分けた。本章では，縮率 1/35 模型を用いている。供試模型船の主要目を Table 2.3 に，一般配置図と船型のフレームラインを Fig.2.6，Fig.2.7 にそれぞれ示す。また模型船の写真を Fig.2.8 に示す。

漁船の多くは，建造後に漁具・漁労設備の大型化や過積載が行われることが多く，これらの重量により復原性が低下する傾向にあるが，本実験の供試模型の復原性能は，設計段階の値に準拠して設定した。種々の傾斜モーメントを与えたときの傾斜角から，模型船の GZ 曲線を求め，Fig.2.9 に示すように，設計値と一致させた。

放水口は，先に述べた放水口が事実上閉鎖された状況を再現した全閉状態からほぼ全開までの種々の状態で実験を行った。漂泊に用いるシーアンカーは，海難防止用シーアンカーを想定した。登録船長 36.1~42.0m の漁船には，傘体直径が約 9.0m のシーアンカーが備え付けられる。Fig.2.10 に示すように，縮率 1/35 で製作した。なお，厳密な船体運動などを議論する場合は，索や傘部の相似則を考慮して製作すべきであるが，概ねの傾向を把握することが目的であるため，本論では考慮していない。

2.2.2　実験装置と波浪条件

実験は，北海道大学水産学部・大型水理実験水槽(長さ×幅×深さ：50m×3.5m×1.2m)において，種々の波高・波長の規則波中で行った。実験の概略図を Fig.2.11 に示す。

第 58 寿和丸の事故海域の有義波高が約 3m 程度であったことから，最大波高は 4〜5m と推定され，実験では，波長 0.8~1.77m，波高 8~19cm の範囲の規則波を用いた。波高は，実船で 3m〜6m に相当する。

実験の波岨度 H/λ に換算すると，1/15~1/7 に相当し，実際の海洋で，このような規則波が発生するとは考えにくいが，海域では，三角波などが局所的に存在する事を考慮すると，あながち不自然ではない。また，海洋波は不規則波であるが，用いた実験水槽では不規則波を発生させることができないこともあり，転覆に至る大略の傾向をつかむ目的から，上記の規則波を用いた。

2.2.3 実験結果

実験結果を 2 種類の方法で整理し，漂泊中の転覆の検討を行った。一つは，横軸：λ/L_{pp}，縦軸：実船波高 H(m)とし，転覆の危険度を分布図として示すものである。もう一つは，転覆時の波方向と λ/L_{pp} の関係をポーラーグラフで示したものである。

1) 分布図による転覆解析

実施した模型実験結果を(1)動揺のみで打ち込み水がない状態，(2)打ち込み水が発生，(3)甲板滞留水発生，(4)大傾斜発生，(5)転覆の 5 つのランクに分類し，それらの結果を波長毎に波高に対してプロットした。その一例として，シーアンカーを使用した漂泊状態で，λ/L_{pp}=0.9 の模型実験結果を Fig.2.12 に示す。横軸に実船波高 H(m)，縦軸に実験結果のランクを示している。この特性は，波高が十分低い場合はランク(1)であり，波高が高くなるとランク(5)に近づくことは明らかであり，波高に対してランク(2)～(4)の推移傾向を，各波長に対して最少自乗法で統計的に直線近似を行い数量化した。

これら種々の波長に対して同様に数量化した特性をもとに，波長と波高に対するコンターカーブとして表した。Fig.2.13 に，シーアンカーを用いて波浪中を漂泊中の結果，Fig.2.14 に，シーアンカーを用いない状態で波浪中を漂流する場合の結果を示す。横軸と縦軸は，それぞれ波長船長比 λ/L_{pp}，実船波高 H(m)とし，図中に破線で波岨度 H/λ を表し，実験結果をコンターカーブで示している。放水口状態は，各図の上段が全閉状態，中段が部分的に開放された状態で，実船での開放面積が 2.51m^2，また下段には，全開状態で

開放面積が 5.88m^2 の結果を示す。転覆の危険度は，灰色が打ち込み水発生，黒が転覆とし，打ち込み水発生，滞留水発生，大傾斜，転覆の状態を段階的に示している。

放水口を開放するにつれて，転覆する領域が減少する傾向にあるため，放水口の機能低下による滞留水の発生が，大きな転覆原因と考えられる。また，同じ放水口の状態では，シーアンカーを用いた状態で転覆の危険度が増す傾向にある。例えば，放水口全閉状態においては，波岨度が 1/10 を超える全波長で転覆が確認されたが，シーアンカー無しの状態では，λ/L_{pp}=1.2 付近にのみで転覆が確認された。

2) ポーラーカーブによる転覆解析

Fig.2.15 にシーアンカー有り，Fig.2.16 にシーアンカー無しの結果をポーラーグラフに表したものを示す。この図は転覆時の波方向と無次元波長λ/L_{pp} の関係を示したもので，放水口の状態の区別なく記載しているが，転覆の多くは放水口全閉状態の結果である。転覆が確認された最小の波岨度と，波向角，放水口の設定状態の関係は，Table 2.4, Table 2.5 に示す。横波・斜向波状態での転覆は，シーアンカーを使用した場合のみに見られ，向かい波で転覆する状態は，シーアンカーの有無に関わらず確認された。

2.2.4 結果の考察

1) 横波・斜向波状態となって転覆する場合

シーアンカーを用いた場合，船体が波を受けて回頭し，横波・斜向波を受け続けることで，横揺れが増加し転覆に至るケースである。連続写真を Fig.2.17, 2.18 に示す。これに対して，シーアンカーが無く完全漂流状態の場合は，船体が波に対して横向きになると，漂流速度が増加し，出会い波周期が長くなるとともに，相対的に波岨度も小さくなって，転覆に至らなかったものと推測される。ただし，シーアンカーを用いると，船体が受ける風によって，波に立つように漂泊することができるため，実海域で，このケースの転覆が発生するかは定かではない。

2) 向波状態で転覆する場合

実験開始早々，船体が回頭を始める前に向かい波状態で転覆に至ったケースで，シーアンカー使用の有無にほとんど関係がない。非常に短時間での転覆で，第 58 寿和丸転覆事故と状況が酷似している。2 回の波を受けての転覆も確認した。連続写真を Fig.2.19 に示す。この場合の転覆は，放水口を部分的に開口しても発生したため，以下に示す別の要因があると考えられる。すなわち，向波を受けての転覆は，λ/L_{pp}=1.2~1.5 に集中していたという結果である。

供試船の船尾形状は Fig.2.20 の写真に示すように船尾オーバーハングが水面付近で急激に張り出し，これが広い甲板面積を確保すると共に，静水中のメタセンターの確保に大きく貢献している。すなわち，静水中の GM を大きくすることができるが，このような船では，文献 [18]から引用した Fig.2.21 に示すように，波長が船長程度の追波・向波中で，船体中央部が波の谷にある時，復原力が大きくなり，山にある時，復原力が小さくなる。Fig.2.22 は，上記文献に倣って供試模型船の波の山谷での水面形状を作画したものであるが，船体中央が波頂に乗ると船尾船底が露出し，船尾部の復原力が大幅に喪失する結果を招く。逆に谷にある時は，船首・船尾の水線面増大で復原力がやや増加する。このため，向かい波で転覆した場合は，波の山での復原力低下による可能性が高いと思われる。

以上の検討結果から，第五十八寿和丸転覆事故の要因の一つに放水口の閉鎖あるいは機能低下があると推測される。しかし，この放水口の機能回復は現在の網船の操業実情ではなかなか容易ではない。わが国の漁船船型に共通する船尾形状による縦波中での復原力低下も要因の一つと言える。また，先の船舶事故調査報告書や，慎 [19]の指摘があるように，網の吸水による復原力低下，網の移動による転倒モーメントの発生が更なる転覆原因の拡大となったことも大きな要因であろう。

2.3 日本漁船の転覆原因の検討

本章では，漂泊中に発生した第五十八寿和丸転覆事故に焦点を当て，向波中の模型実験を行い，転覆原因を考察した。その結果，総トン数制限よる，日本漁船に共通した船型の特徴が，転覆原因となっていることがわかった。以下に，小型漁船の例を交えながら，本章をまとめる。

Fig.2.23 に示すように，日本漁船は，総トン数制限によって，深さの小さな船型となっている。その結果，乾舷が小さくなり，大きく見える船首楼も Fig.2.24 に示すように，容積が小さいため，予備浮力・消失角が小さな船型となっている。

乾舷が小さいと，打ち込み水が発生しやすくなるため，高いブルワークが設けられることが多い。それを越える波を受けた場合の対策として，ブルワーク下部となる上甲板上に放水口が設けられるが，海面に近くなって，海水の逆流を嫌い，漁業者によって封鎖される場合もある。また，高いブルワークでは，操業ができないため，Fig.2.25 に示すように，仮甲板が設けられているが，この甲板には放水口がなく，滞留水が極めて発生しやすい構造になっている。

また，日本漁船は，Fig.2.26 に示すように，より大きな復原力と船速を求めた結果，オーバーハングの大きい船尾となっている場合が多く，この点も転覆原因の一つである。このような船型は，波浪中で船底が水面から露出し，水線面が減少・復原力が低下しやすい船型と言える。

以上の 3 点に加え，重量の大きい漁労機器や漁具の搭載によって，さらに厳しい操業状態となっている場合が多い。これらの原因は，総トン数制限とオリンピック方式による漁獲管理に一因があり，漁船の構造的改善・改革が切に望まれる。

Table 2.1 Basic size of Japanese purse seine.

Seine type	Length ×width	Weight of Seine	Total weight of purse seine implement		
		dry cond.	dry cond.	wet cond. (inc. by 20%)	wet cond. (inc. by 40%)
mackerel	1,650m×375m	21.0t	30.0t	36.0t	42.0t
horse mackerel and mackerel	1,320m×398m	21.3t	28.0t	34.0t	39.2t

cond.: condition
inc.: increase

Table 2.2 Fishing apparatus and these weights.

Fishing apparatus	weight(kg)	Fishing apparatus	weight(kg)
winch for raising seine	5,750	derrick	1,200
winch for pursing	2,240	winch for mooring	1,050
davit	2,650	anchor winch	290
power crane	7,130	bow mast	750
power block	1,050	stern mast	1,200
net holler	5,900		
side roller	2,500	Total	31,890

Table 2.3 Principal particulars of 135GT Purse Seiner.

		Full Scale	Model(1/20)	Model(1/32)	Model(1/35)
L_{pp}	m	37.00	1.850	1.156	1.057
B	m	7.90	0.395	0.247	0.266
D	m	3.20	0.160	0.101	0.092
d	m	2.90	0.145	0.091	0.083
Δ	kg	483.6	58.969	14.378	11.056
∇	m^3	471.8	0.059	0.014	0.011
x_G	m	-1.84	-0.092	-0.058	-0.053
$W.S$	m^2	430.0	1.075	0.419	0.351
D_H	m	2.77	0.139	0.086	0.079
D_P	m	2.90	0.145	0.090	-
κ_{zz}/L_{OA}		-	-	0.25	-

Table 2.4 Relationship between capsize wave direction and minimum wave steepness in case of using a sea anchor.

Free-port	Opening area(m^2)		Wave direction		
			Beam	Bow	Head
Fully close	0	Minimum wave steepness	1/10	1/10	1/9
Partially opening	2.51		1/10	1/10	1/10
	3.25		-	1/9	1/9
	4.66		-	-	1/9
Fully open	5.88		-	-	-

-:not capsize

Table 2.5 Relationship between capsize wave direction and minimum wave steepness in case of not using a sea anchor.

Free-port	Opening area(m^2)		Wave direction		
			Beam	Bow	Head
Fully close	0	Minimum wave steepness	-	-	1/9
Partially opening	2.51		-	-	1/8
	3.25		-	-	1/7.5
	4.66		-	-	-
Fully open	5.88		-	-	-

-:not capsize



Fig.2.1 Suwamaru 58 (135GT Purse Seiner).



Fig.2.2 Free-ports of Suwamaru 58.

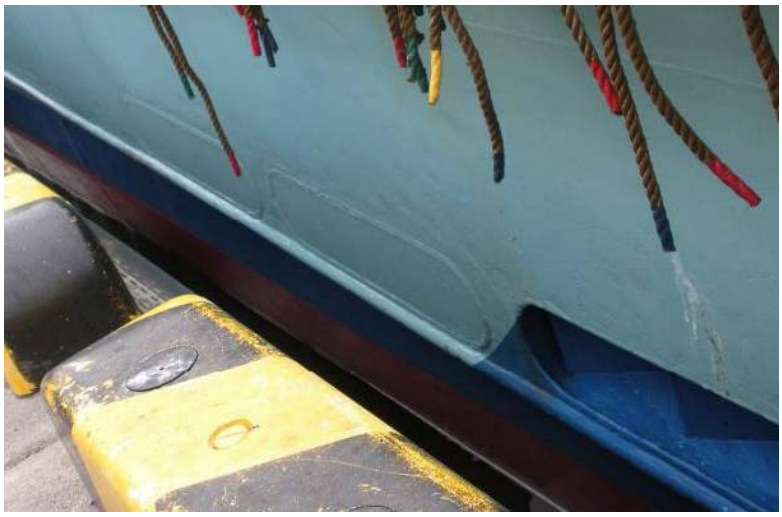


Fig.2.3 An example of welded free-ports of 135GT type purse seiner.



Fig.2.4 False deck and side roller of 135GT type purse seiner.



Fig.2.5 Purse seine implement for 135GT type purse seiner.

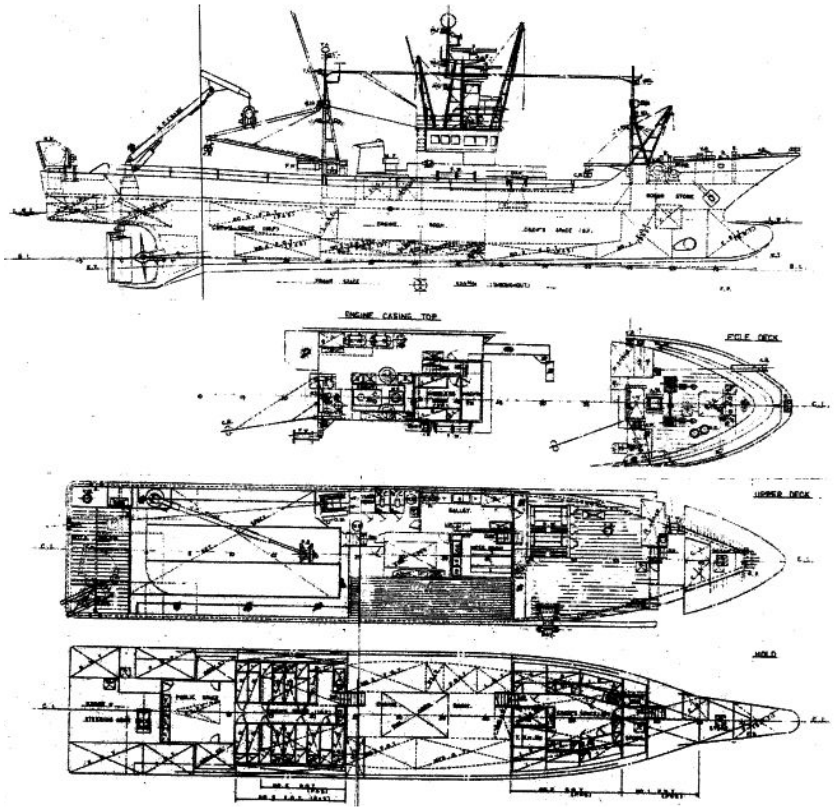


Fig.2.6 General arrangement of the 135GT purse seiner.

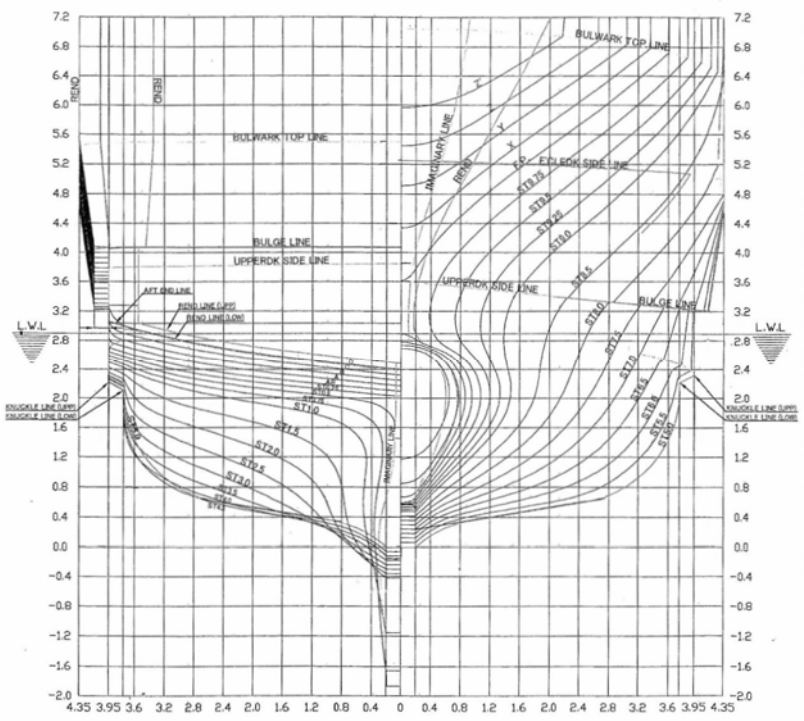


Fig.2.7 Body plan of the 135GT purse seiner.



Fig.2.8 Photograph of the ship model (1/35) for model experiment in heading seas.

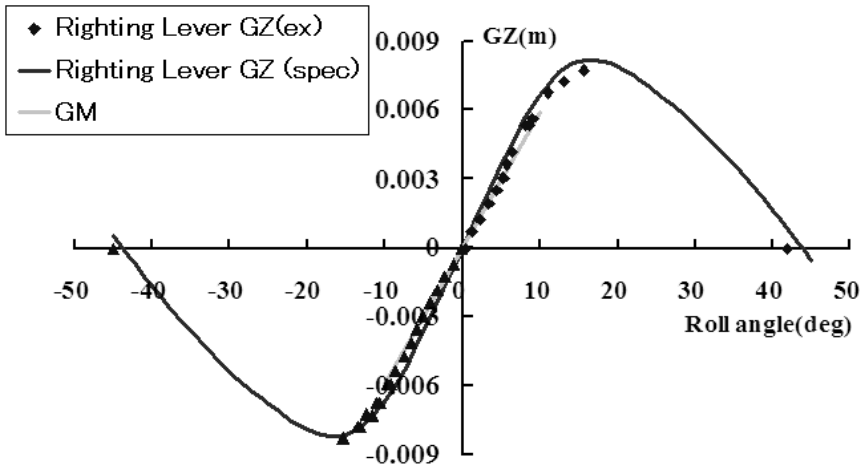


Fig.2.9 Comparison of GZ curve of the ship model between measured and designed.



Fig.2.10 Sea anchor model for the experiment.

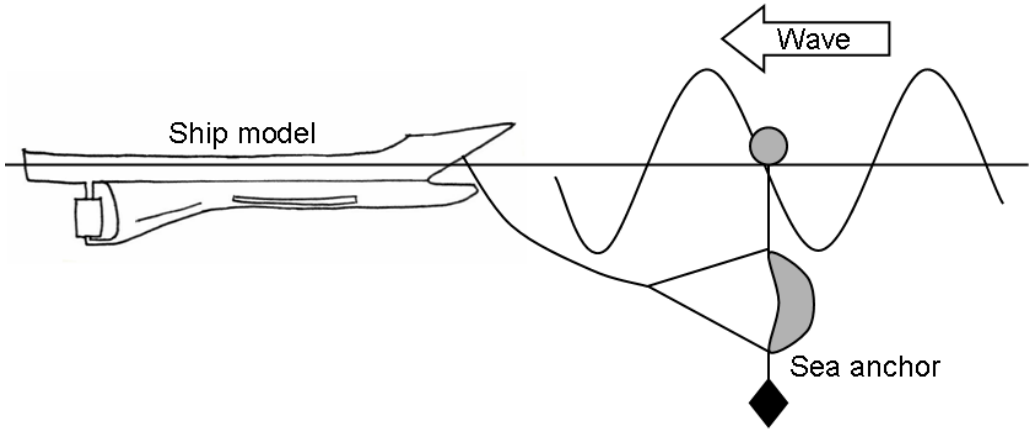


Fig.2.11 Arrangement of the experiment.

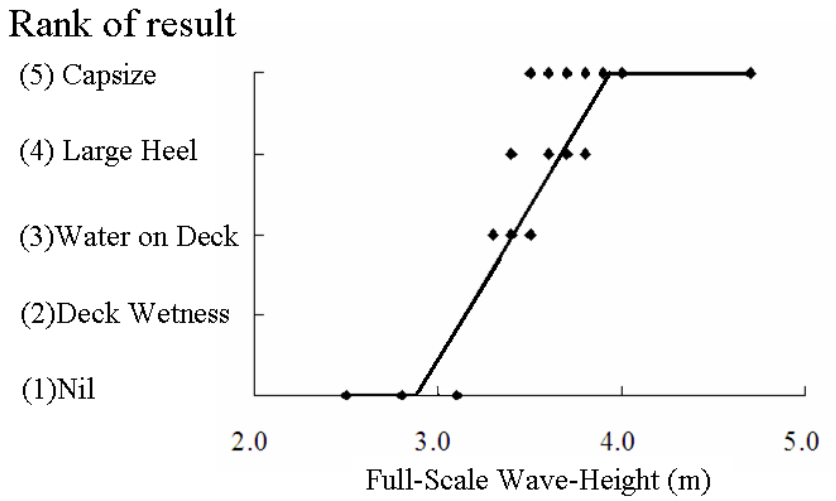
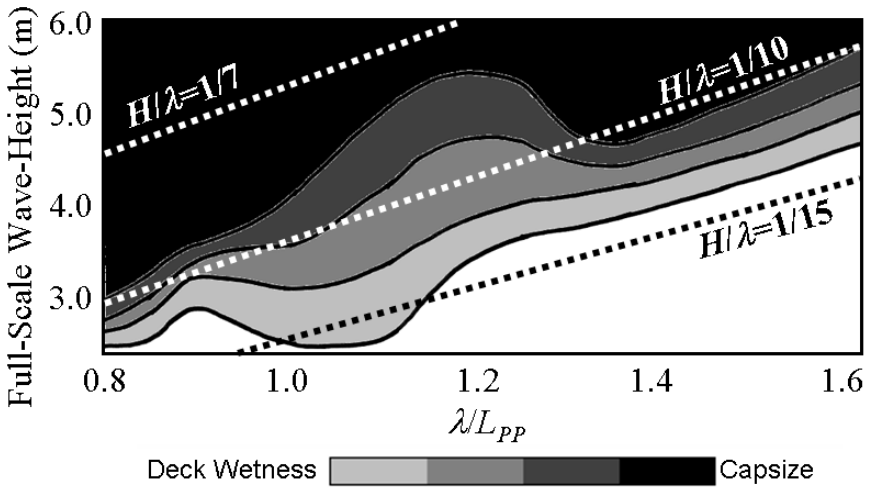
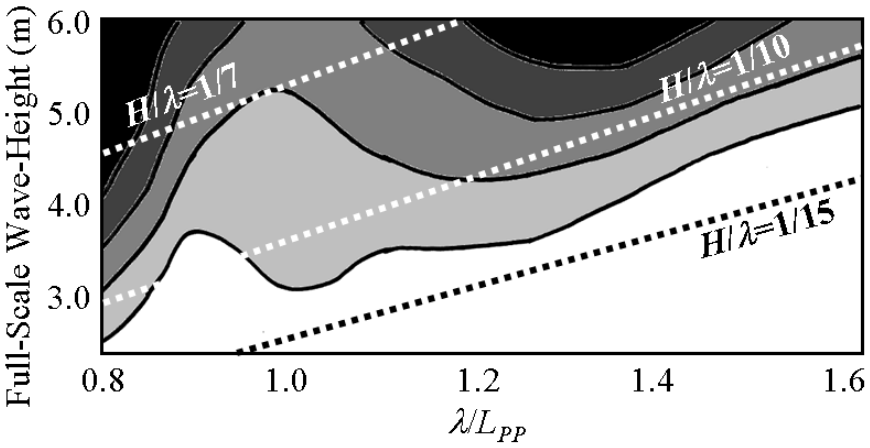


Fig.2.12 An example of the result of model tests.

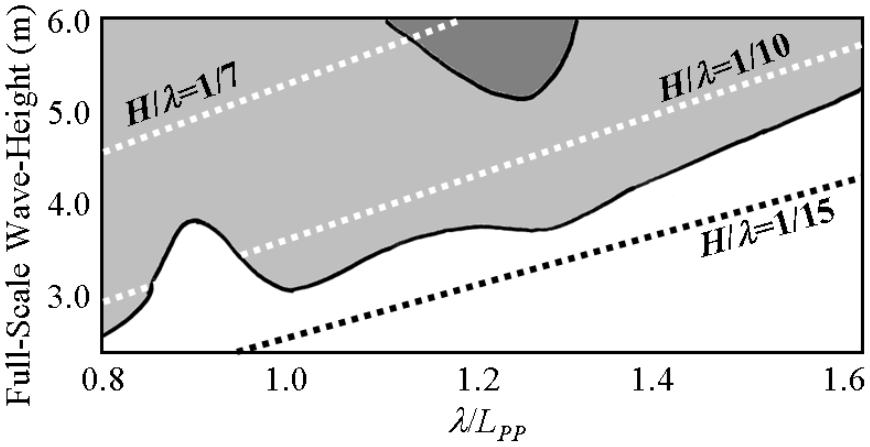
(with sea anchor, $\lambda/L_{pp}=0.9$)



(free-port: Fully closed)

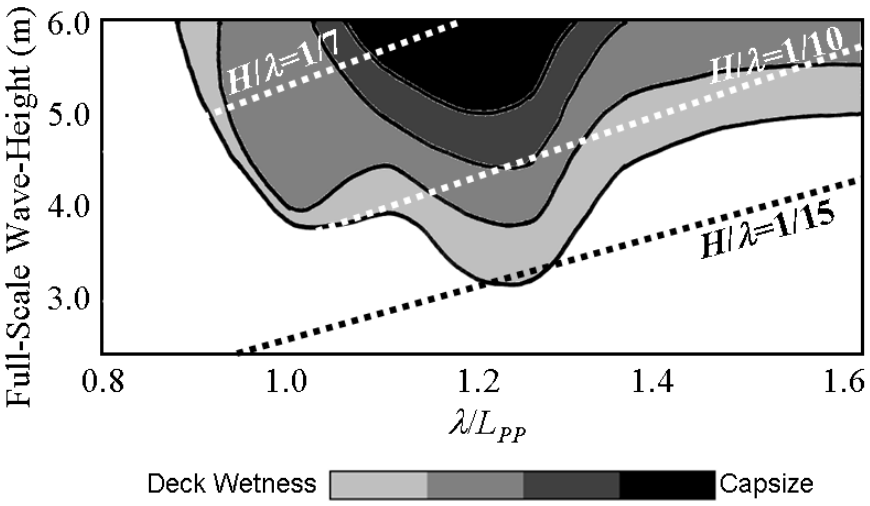


(free-port: Partially closed)

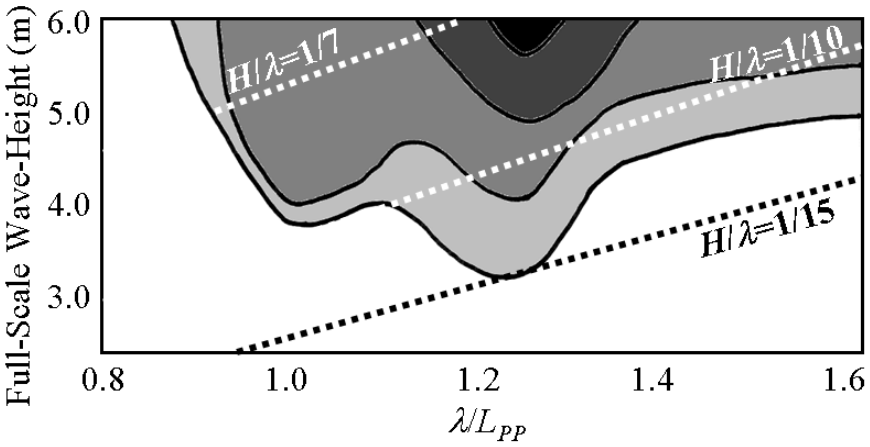


(free-port: Fully open)

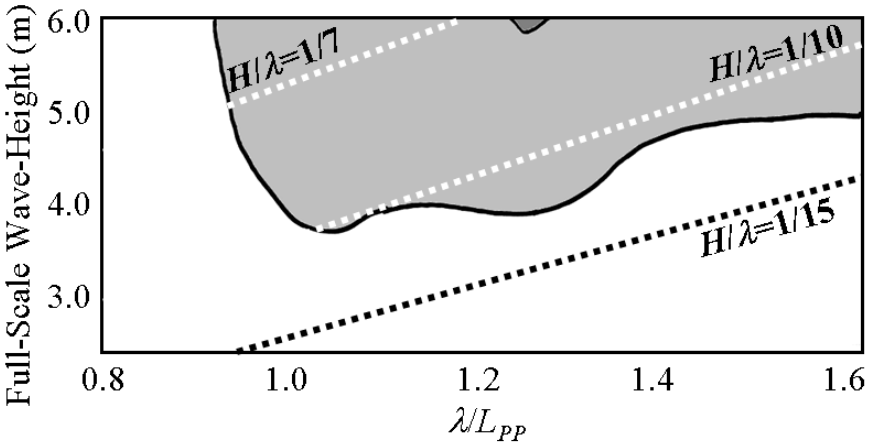
Fig.2.13 Result of model tests. (with sea anchor)



(free-port: Fully closed)



(free-port: Partially closed)



(free-port: Fully open)

Fig.2.14 Result of model tests. (without sea anchor)

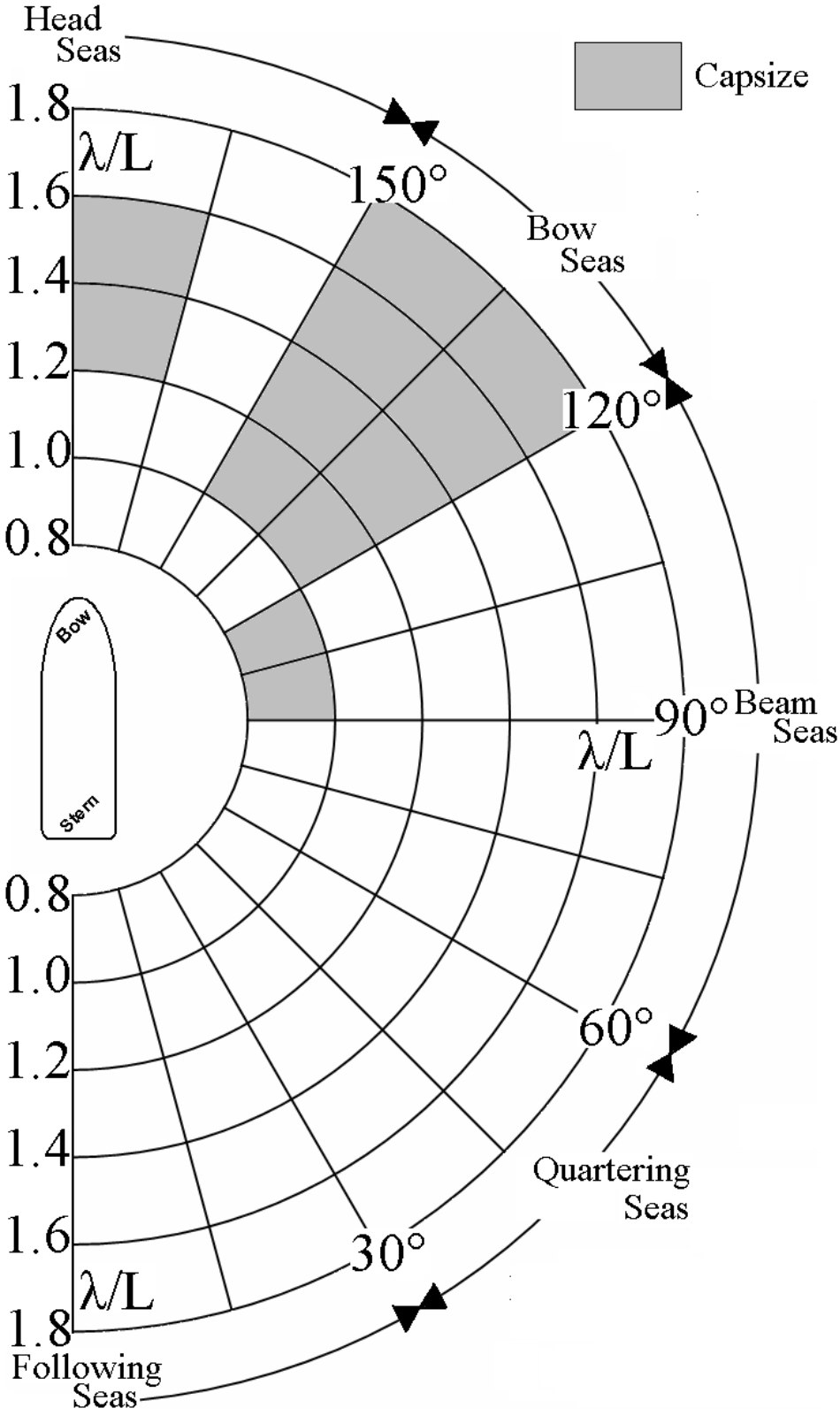


Fig.2.15 Capsizing wave direction and λ/L. (with sea anchor)

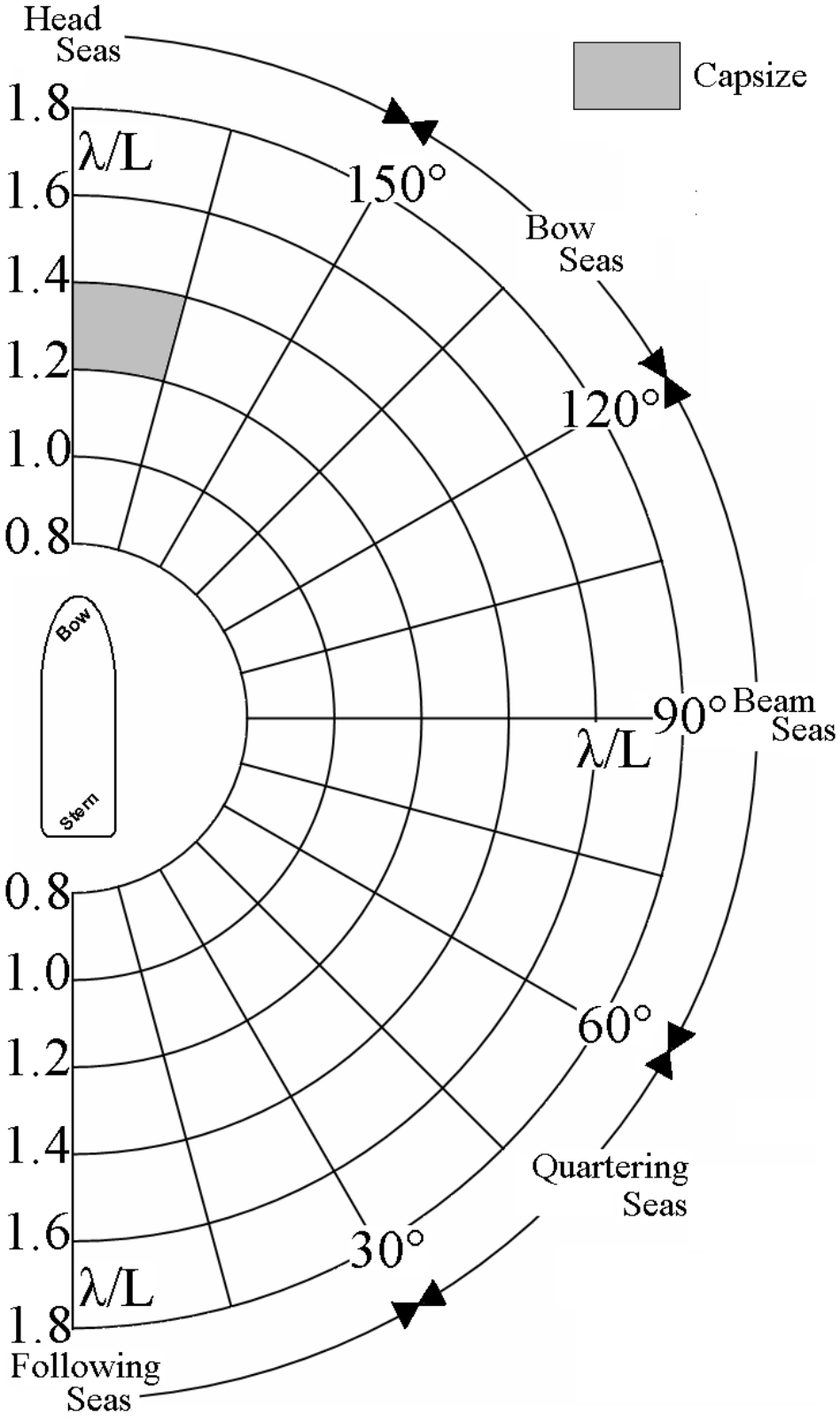


Fig.2.16 Capsizing wave direction and λ/L. (without sea anchor)

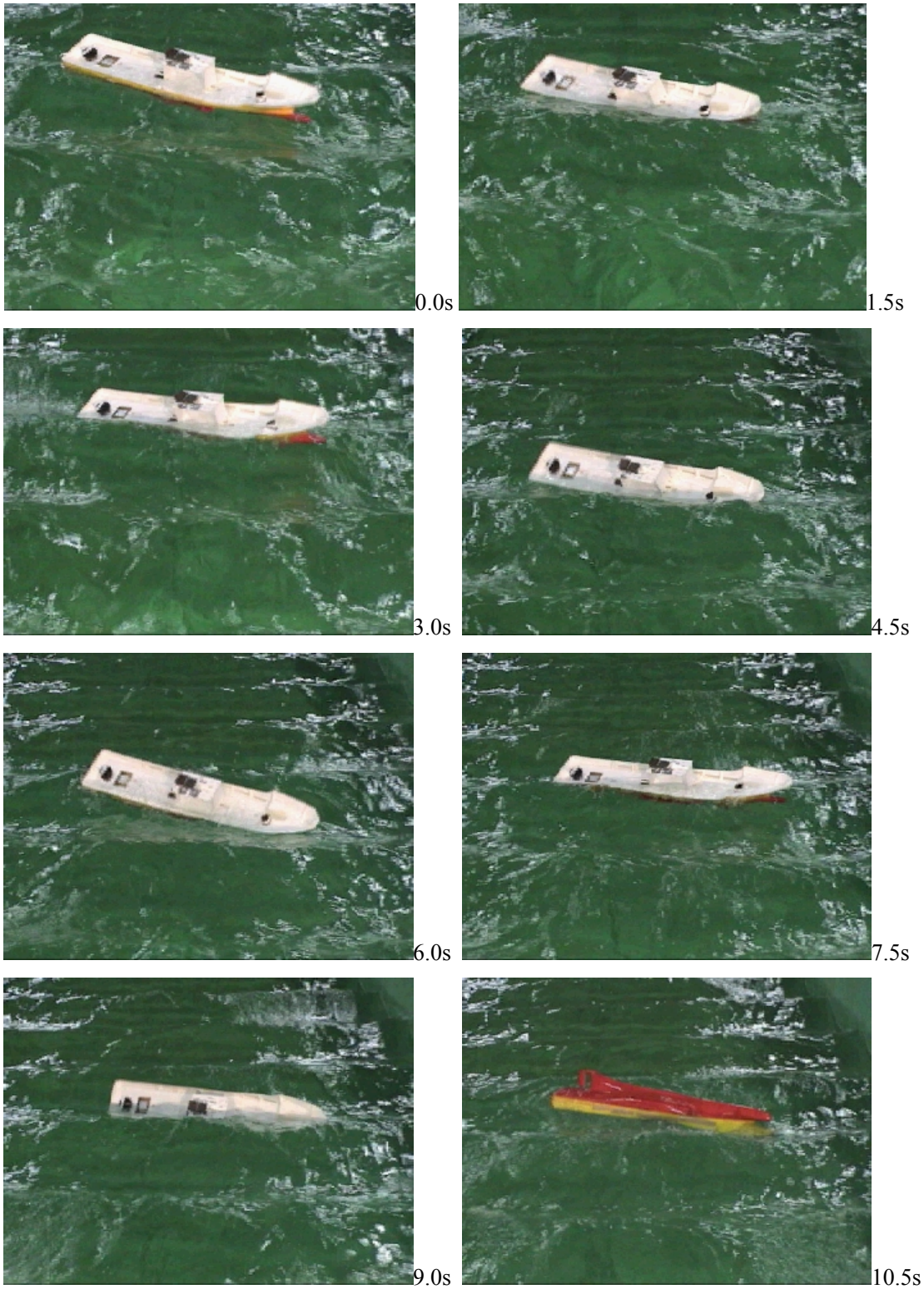


Fig.2.17 The example of capsizing case in beam seas.

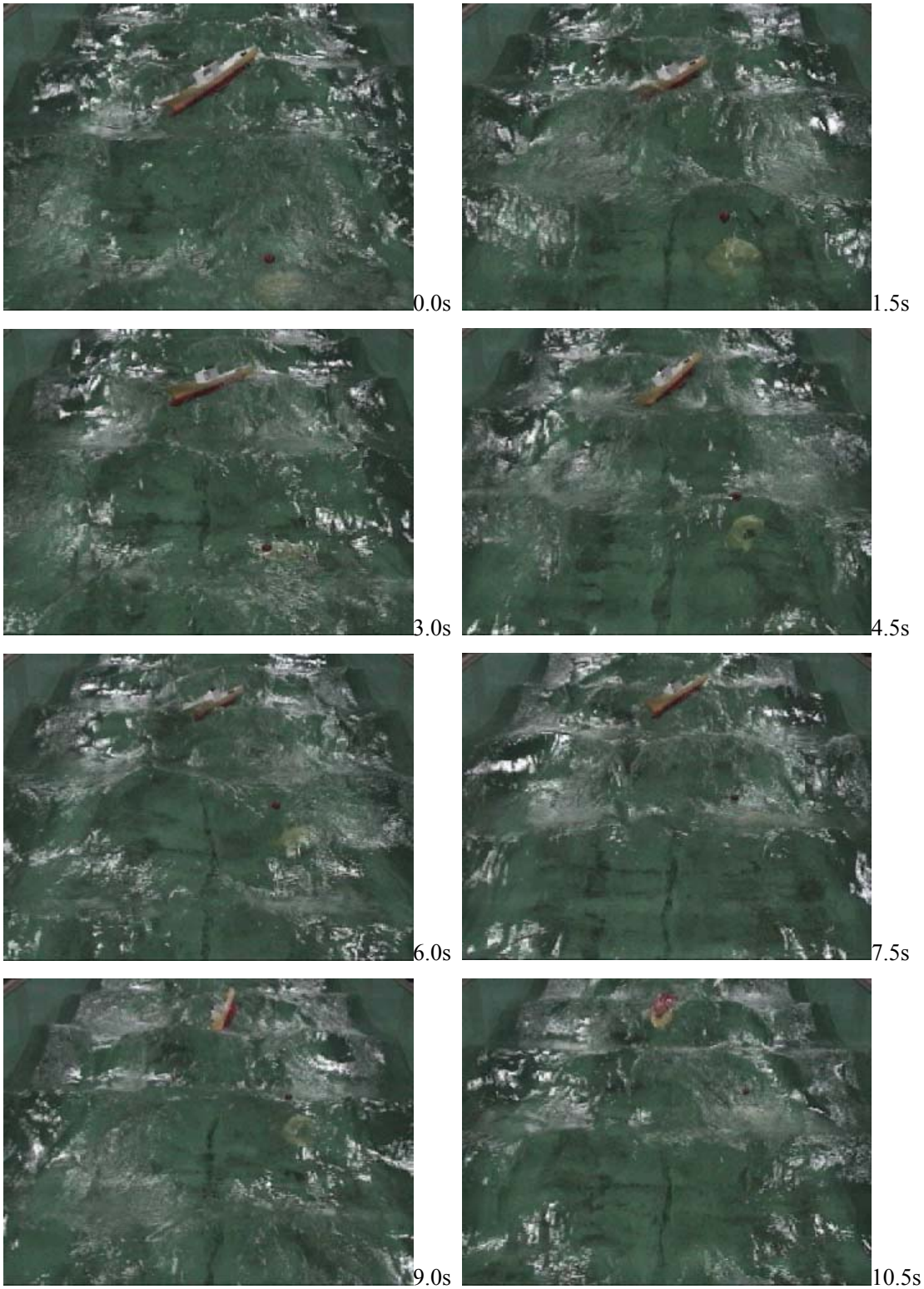


Fig.2.18 The example of capsizing case in bow seas.

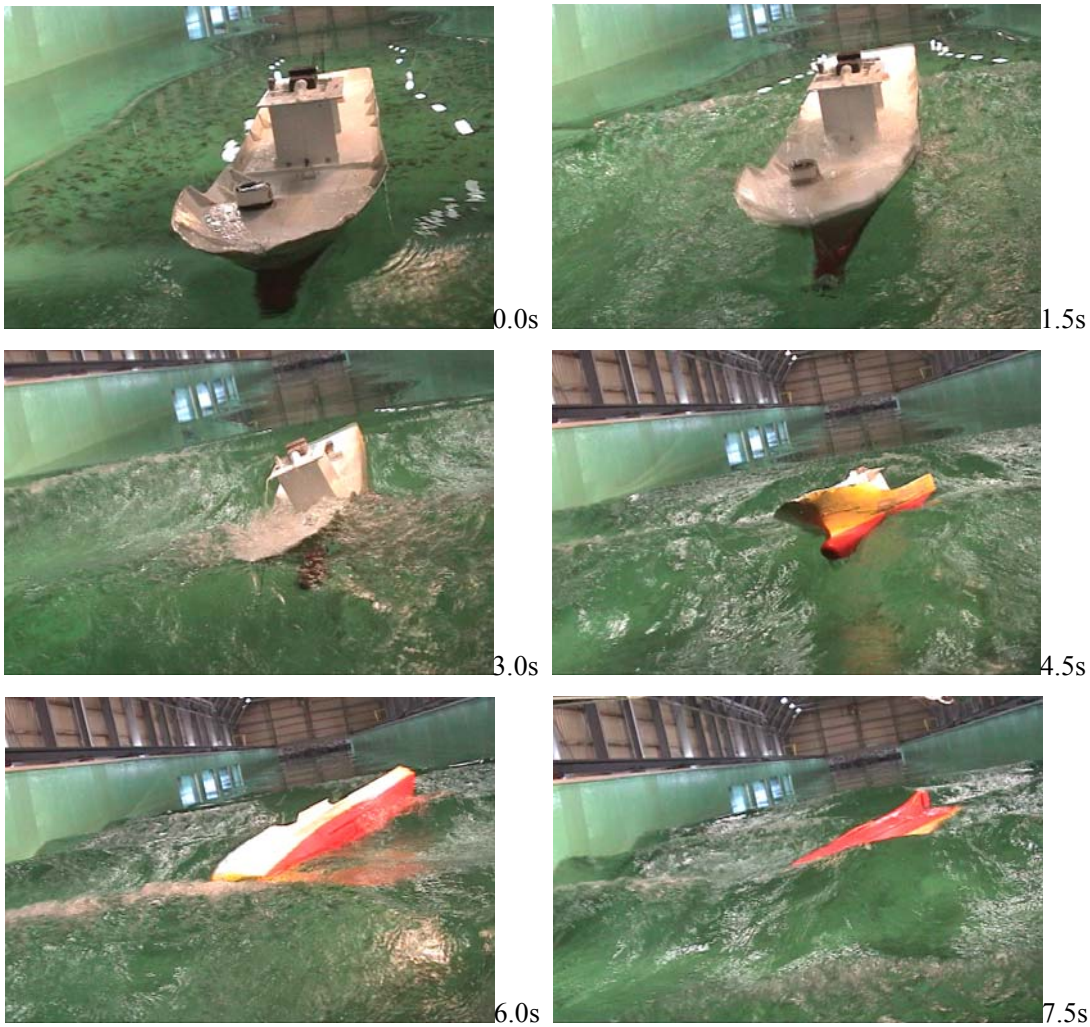


Fig.2.19 The example of capsizing case in head seas.

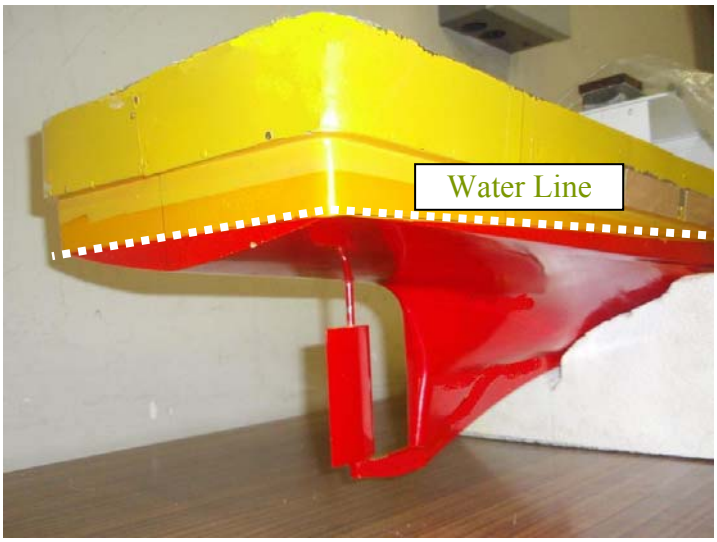


Fig.2.20 Stern overhung of the ship model.

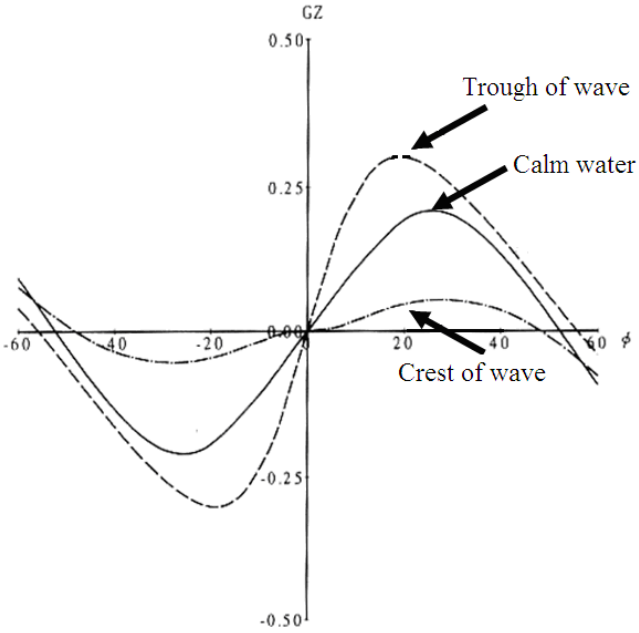
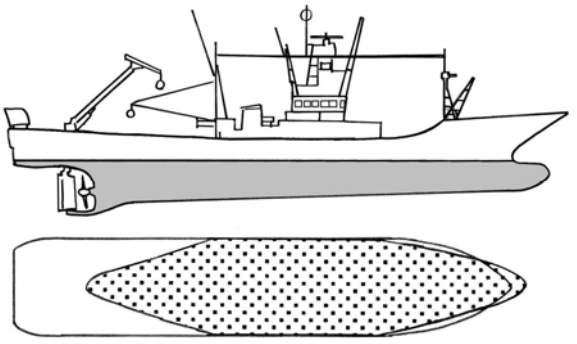
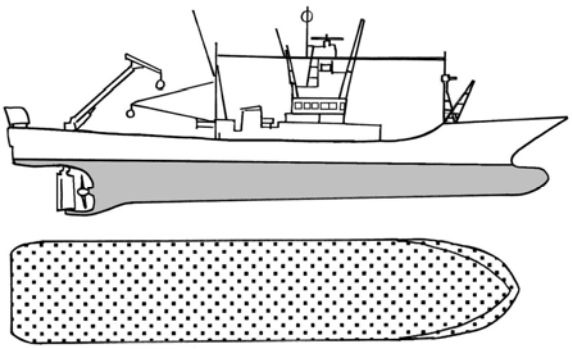


Fig.2.21 An example of differences of GZ curve in head and following sea, from Ref. (9).



(Crest of wave)



(Trough of wave)

Fig.2.22 Differences of water plane areas in waves, modified from Ref. (9).



Fig.2.23 An example of Japanese fishing vessel.



Fig.2.24 Forecastle of Japanese fishing vessel.



(a)



(b)

Fig.2.25 Bulwark and false deck of Japanese fishing vessel.



Fig.2.26 Stern shape of Japanese fishing vessel.

第 3 章　追波・斜追波中の運動シミュレーションモデルの検討

中・高速で航行する船舶は，追波・斜追波中に波乗り状態となって，操舵不能となるブローチングに至る場合がある。このとき，操舵不能に陥るだけでなく，急旋回によって大きな横傾斜を伴い，座礁・他船との衝突・転覆の危険性がある。特に漁船は，高速で航行する場合が多い。また，復原性の面で厳しい船型・運用状況となる場合が多いため，安全性を考える上で，ブローチングを見落とすことはできない。

波乗り・ブローチング現象に関する先行研究は，比較的古くから行われており，文献[20),21)]によると，以下のような歴史となっている。本格的な研究は，1960 年代から，波乗り現象を中心に始まった。Du can[22)]は，長水槽において，追波中を航行する模型船に外力を与え，その応答を計測した。その後，Nicholson[23)], 不破 [24)]らによって，角水槽において，手動操船による自由航走試験が行われ，管ら [25)]や，Umeda[26)]らによって，自動操船による自由航走試験が行われるようになり，中高速船における，波乗りとブローチングの関係や，ブローチングによる転覆が確認された。

ブローチングの発生機構に関する最初の研究は，Davidson[27)]よって行われた線形 sway-yaw モデルを用いた研究であり，平水中で進路安定な船舶も追波中には不安定となることが指摘されている。その後，元良ら [28)]や Renilson[29)]によって，surge-sway-yaw モデルによる数値シミュレーションが行われ，回頭方向の波浪強制モーメントが，最大操舵力を超えることが，ブローチングの発生条件と結論付けられた。

近年では，梅田・橋本らによって，4 自由度(surge-sway-roll-yaw)運動シミュレーションモデルが提案 [30),31)]され，模型実験結果との比較により，波乗り・ブローチングによる転覆の推定が行われている。しかし，舵力に関しては，一次の線形項として扱われ，舵直圧力の

直接的な評価は行われていない。また，Umeda,Furukawa らによって，2 軸 2 舵船型を対象に，舵直圧力の直接的な評価 [32]行われたが，波粒子速度の考慮が，舵直圧力の推定精度の向上にはつながらないと結論付けており，未だ，明らかになっていない点がある。

本論では，基本的な 1 軸 1 舵船型であり，日本を代表する漁船の一つである 135 トン旋網漁船を供試船とする。波粒子速度を考慮した数学モデルを改めて検討し [33]，プロペラ推力・舵直圧力を中心に，波乗り・ブローチングの発生機構を考える。波浪強制力・モーメントは，理論計算から求められる場合が多いが，本論では，第 4 章で追波・斜追波中の拘束模型試験を行い，実験値をモデル化して扱うこととした。

なお，運動シミュレーションモデルは，転覆は考慮に入れず，3 自由度(surge-sway-yaw)とする。また，追波・斜追波中では，運動が比較的低周波数となるため，先行研究に従い，準定常とみなし，平水中の MMG モデル(Maneuvering Modeling Group model)をベースとする。本章で検討する運動シミュレーションモデルを数値計算し，第 5 章で自由航走試験結果と比較し，モデルの妥当性を検討する。

3.1 座標系と力・速度成分の方向

3.1.1 座標系と力・速度成分の向き

本論で用いる座標系，力・速度成分・角度の向きを Fig.3.1 に示す。ある初期条件の座標 O_0 を原点とする静止座標(O-X_0,Y_0)，波の谷をξ方向の原点とする空間移動座標(O-ξ_G, η_G, ζ_G)，船体重心を原点 G とする船体座標(G-x_B, y_B, z_B)，水平船体座標(G-x, y, z)を組み合わせて用いる。なお，船体が受ける流体力は，船体中央回りで考え，回頭角Ψと波向角χは，同義とする。また，舵に流入する横方向の速度成分 v_R は，y 軸方向の速度が負となるように定義している。

3.1.2　プロペラ・舵に流入する波粒子速度

追波・斜追波中では，運動が比較的低周波数となり，波粒子速度のベクトル変化も穏やかになる。特に，波乗り状態においては，波粒子が，後方かプロペラ･舵に流入し続けるため，その影響を平均的にゼロとみなすとことはできない。

プロペラ・舵に流入する波粒子速度 U_{WP}, U_{WR} の方向とプロペラ・舵の座標位置を Fig.3.2 に示す。実際は，船体が上下・縦揺れするが，本論では，平均的に平水中の水深にプロペラ・舵が位置するとみなす。また，波粒子速度も水深によって異なるが，プロペラ・舵中央の水面位置からの鉛直方向距離における波粒子速度を代表して考える。以上より，波振幅，入射波の円周波数，波数を用いて，それぞれの波粒子速度は，(3.1)式となる。

$$\left.\begin{aligned} U_{WP} &= -\zeta_a \omega e^{-kz_P} \cos k\left(\xi_G + x_{GP}\cos\chi\right) \\ U_{WR} &= -\zeta_a \omega e^{-kz_R} \cos k\left(\xi_G + x_{GR}\cos\chi\right) \end{aligned}\right\} \tag{3.1}$$

ただし，U_{WP}, U_{WR}：プロペラ・舵に流入する波粒子速度

ζ_a：波振幅，ω：入射波の円周波数，$k(=2\pi/\lambda)$：波数，λ：波長

z_P, z_R：プロペラ・舵の水面位置からの鉛直距離

x_{GP}, x_{GR}：プロペラ・舵の船体重心からの長手方向の距離

3.2　運動シミュレーションモデル

船舶の運動のうち，前後(surge)・左右(sway)・回頭(yaw)方向の 3 軸について，運動方程式を考える。船体が受ける流体力の作用位置を船体中央とし，船体重心位置の運動を考えると，それぞれの運動方程式は，(3.2)で表すことができる。なお，付加質量・付加慣性モーメントは，元良チャートより求めた。

$$\left.\begin{aligned} \left(m+m_x\right)\dot{u}_G - \left(m+m_y\right)v_G r_G &= X \\ \left(m+m_y\right)\dot{v}_G + \left(m+m_x\right)u_G r_G &= Y \\ \left(I_{ZZ}+J_{ZZ}\right)\dot{r}_G &= N - x_G Y \end{aligned}\right\} \tag{3.2}$$

ただし，m：船体質量，I_{ZZ}：z 軸まわりの慣性モーメント

m_x, m_y, J_{ZZ}：x, y 方向，z 軸まわりの付加質量・慣性モーメント

u_G, v_G, r_G：船体重心における，前進・横流れ速度及び旋回角速度

X：前後方向に働く力

Y：左右方向に働く力

N：回頭方向に働くモーメント（モーメント中心は船体中央）

x_G：船体中央と重心位置の距離（重心が船体中央より船首側にある場合を正）

MMG モデルの考え方に基づき，船体に働く力を主船体流体力(Hull)/プロペラ(Propeller)/舵(Rudder)/波浪強制力(Wave induced force/moment)の項に分離して考えると，(3.3)式のように表すことができる。ここで，船体抵抗 Rt は，前後方向の主船体流体力 X_H から分けて考えている。

$$\left.\begin{aligned} X &= X_H - Rt + (1-t_P)T + X_R + X_W \\ Y &= Y_H + Y_R + Y_W \\ N &= N_H + N_R + N_W \end{aligned}\right\} \tag{3.3}$$

ただし，X_H, Y_H, N_H：前後，左右，回頭方向まわりの主船体流体力

Rt：船体抵抗，$(1-t_P)$：推力減少，T：プロペラ推力

X_R, Y_R, N_R：前後，左右，回頭方向の舵流体力

X_W, Y_W, N_W：前後，左右，回頭方向の波浪強制力・モーメント

3.2.1 主船体流体力

それぞれの主船体流体力は，横流れ角β，無次元回頭回頭角速度 r'に関する流体力微係数を用いて，(3.4)式で表現する。なお，流体力微係数は，供試船である 135 トン旋網漁船の縮率 1/20 模型を用いて，CMT 試験を行って求めた。Table 3.1 に供試模型船の流体力微係数の計測結果, Fig.3.3 に模型船の写真を示す。なお，この模型船は，精度良く実船の推進性能推定を行うために，第 6 章における抵抗・自航試験でも用いる。

$$\left.\begin{aligned} X_H &= \frac{\rho}{2} L_{PP} d U^2 \left\{ X'_{\beta\beta}\beta^2 + \left(X'_{\beta r} - m'_y\right)\beta r' + X'_{rr} r'^2 + X'_{\beta\beta\beta\beta}\beta^4 \right\} \\ Y_H &= \frac{\rho}{2} L_{PP} d U^2 \left\{ Y'_{\beta}\beta + \left(Y'_r - m'_x\right) r' + Y'_{\beta\beta\beta}\beta^3 + Y'_{\beta\beta r}\beta^2 r' + Y'_{\beta rr}\beta r'^2 + Y'_{rrr} r^3 \right\} \\ N_H &= \frac{\rho}{2} L_{PP} d U^2 \left\{ N'_{\beta}\beta + N'_r r' + N'_{\beta\beta\beta}\beta^3 + N'_{\beta\beta r}\beta^2 r' + N'_{\beta rr}\beta r'^2 + N'_{rrr} r^3 \right\} \end{aligned}\right\} \quad (3.4)$$

ただし，ρ：流体密度，L_{PP}：垂線間長，d：喫水，U：船速

β：斜航角，r'：無次元回頭角速度

3.2.2 船体抵抗

北海道大学水産学部・大型水理実験水槽で，抵抗試験を行った。自由航走試験に用いる，135 トン旋網漁船の縮率 1/32 の小型模型を用いた。Fig.3.4 に供試船の写真を示す。波乗りし，波の位相速度まで大きく加速された場合を考慮し，曳航速度は，フルード数 Fn=0.10~0.55 までの範囲としている。なお，この模型船は，第 4 の追波・斜追波中の拘束模型試験，第 5,6 章の追波・斜追波中の自由航走試験でも用いる。

本論では，船体抵抗から Ct を求め，(3.5)式のようにフルード数 Fn を変数とする 5 次式で， モデル化を試みた。Fig.3.3 に，抵抗試験結果と Ct を近似した結果を比較する。ラストハンプ付近まで，程度良くフィッテングできていることがわかる。Table 3.2 に全抵抗係数の近似係数を示す。図中のシンボルは，C_f：摩擦抵抗係数, C_r：剰余抵抗係数, C_P：圧力抵抗係数, C_W：造波抵抗係数 を示す。

$$\left.\begin{aligned} Rt &= Ct \frac{\rho}{2} S U^2 \\ Ct &= C_{t5}\,\mathrm{Fn}^5 + C_{t4}\,\mathrm{Fn}^4 + C_{t3}\,\mathrm{Fn}^3 + C_{t2}\,\mathrm{Fn}^2 + C_{t1}\,\mathrm{Fn} + C_{t0} \end{aligned}\right\} \quad (3.5)$$

ただし，Ct：全抵抗係数，S：浸水表面積,

Fn：フルード数，C_{t0}~C_{t5}：全抵抗係数の近似係数

3.2.3　プロペラ推力・トルクに関する数学モデル

プロペラ推力・トルク係数が前進常数 J によって変化するため，波によって船速が加減速されると，プロペラ推力・トクルも変化すると考えられる。さらに，追波・斜追波中では，波粒子速度の影響が顕著となるため，考慮の必要がある。なお，プロペラトルクは，(3.1)式の運動方程式には含まれないが，波浪中の推進馬力などを検討する場合に重要であり，推力と合わせて考える。

プロペラ推力・トルク係数は，推力・トルク係数を用いて(3.6)式で表せる。また，それぞれの係数は，前進常数 J の 2 次関数として(3.7)式で扱う。ここで，追波・斜追波中のプロペラ流入速度及び，前進常数は，平水中のプロペラ流入速度を u_{P0} から波粒子速度を差し引いて，(3.8)式で表せる。

$$\left.\begin{aligned} T &= K_T \rho D_P^4 n^2 \\ Q &= K_Q \rho D_P^5 n^2 \end{aligned}\right\} \tag{3.6}$$

ただし，T：プロペラ推力，Q：プロペラトルク

K_T：推力係数，K_Q：トルク係数

D_P：プロペラ直径，n：プロペラ回転数

$$\left.\begin{aligned} K_T &= k_{T0} + k_{T1} J + k_{T2} J^2 \\ K_Q &= k_{Q0} + k_{Q1} J + k_{Q2} J^2 \end{aligned}\right\} \tag{3.7}$$

ただし，J：前進常数

k_{T0}~k_{T2}：推力係数の近似係数

k_{Q0}~k_{Q2}：トルク係数の近似係数

$$\left.\begin{aligned} J &= u_P / nD_P \\ u_P &= u_{P0} - u_{WP} \\ u_{P0} &= (1 - w_P) u \end{aligned}\right\} \tag{3.8}$$

ただし，u_P：プロペラ流入速度，u_{P0}：平水中のプロペラ流入速度

$(1\text{-}w_P)$：有効伴流係数

3.2.4 自航要素

先行研究では，推力減少($1-t_P$)，有効伴流係数($1-w_P$)については，MPP（模型船の自航点）における値を用いているが，追波・斜追波中では，船体が波によって加減速され，自航点から外れて航行することとなる。

そこで，この状況に対応できるように，3.2.2 で行った抵抗試験と合わせて，プロペラ荷重度を変えた自航試験を行い，この影響をモデル化することとした。プロペラ回転数は，Fn=0.24, 0.30, 0.35, 0.40, 0.43 における MPP となる n=13.57, 17.13, 20.17, 23.67, 27.82 rps，曳航速度は，Fn=0.00~0.46 となるように設定した。($1-t_P$)は，計測されたプロペラ推力 T と前後方向の力 X，抵抗試験から得られる船体抵抗 Rt を用いて，(3.9)式のように求める。($1-w_P$)は，推力一致法を用いて前進常数 J を求め，曳航速度 U と J から(3.10)式のように得た。

($1-t_P$)と($1-w_P$)の解析の結果を Fig.3.6, 3.7 に示す。横軸を J もしくは，Fn で整理すると，($1-t_P$)は J に対して変化し，($1-w_P$)は，Fn に対して変化することがわかる。この点について，小瀬らの Series60 の実験結果でも同様の傾向を指摘[34]している。

$$\left(1-t_P\right)=\frac{Rt+X}{T} \tag{3.9}$$

$$\left.\begin{aligned}\left(1-w_P\right)&=\frac{JD_Pn}{U}\\ J&=\frac{-k_{T1}\pm\sqrt{k_{T1}^2-4k_{T2}\left(k_{T0}-K_T\right)}}{2k_{T2}}\end{aligned}\right\} \tag{3.10}$$

本論では，($1-t_P$)は，船体の加減速によってプロペラ荷重度に対する変化が大きいと考えられるため，(3.11)式のように J の 2 次関数としてモデル化する。($1-w_P$)は，大きく変化しないため，MPP 付近の値で代表する。Table 3.2 に推力減少の近似係数を示す。

$$\left(1-t_P\right)=t_0+t_1J+t_2J \tag{3.11}$$

ただし， t_0~t_2：推力減少の近似係数

3.2.5　舵に関する数学モデル

舵の力は，MMG モデルを踏襲し，(3.12)式とし，舵直圧力 F_N を直接的に考える。波粒子速度は，舵流入速度及び舵流入角に影響すると考えられる。F_N は，(3.13)式で表現され，舵に流入する前後・左右方向の速度成分 u_R. v_R に，波粒子速度を含めると，その影響は，舵流入速度 U_R，舵流入角 α に含まれることになる。ここで，舵直圧力勾配 f_α は，藤井式を用いて求める。なお，干渉流体力は，前述の(1-w_P)と同様，MPP における平水中の舵角変更試験より得られた値を用いる。舵に関する数学モデルで用いる供試模型船の干渉係数や整流係数を Table 3.3 に示す。以上の考え方を基に，波粒子速度を考慮した舵に流入する前後・左右方向の速度成分 u_R. v_R を詳しく考える。

$$\left.\begin{aligned} X_R &= -(1-t_R)F_N \sin\delta \\ Y_R &= -(1+a_H)F_N \cos\delta \\ N_R &= -(x_R + a_H x_H)F_N \cos\delta \end{aligned}\right\} \tag{3.12}$$

ただし，F_N：舵直圧力, δ：舵角

t_R：操舵抵抗減少率, a_H：舵力増加係数, x_H：舵力増分作用位置

$$\left.\begin{aligned} F_N &= (\rho/2)A_R U_R^2 f_\alpha \sin\alpha \\ U_R &= \sqrt{u_R^2 + v_R^2} \\ \alpha &= \delta - \tan^{-1}(-v_R/u_R) \end{aligned}\right\} \tag{3.13}$$

ただし，A_R：舵面積, f_α：舵直圧力勾配, α：舵への流入角, U_R：舵流入速度

u_R. v_R：舵に流入する x, y 軸方向の速度成分

(1)　舵に流入する前後方向の速度成分

舵に流入する前後方向の速度成分 u_R は，文献 [34] に倣い，以下のように導くことができる。Fig.3.5 に示すように，舵には，プロペラ後流を受ける部分と，受けない部分がある。プロペラ後流を u_{RP}，プロペラ増速を受けない舵流入速度を u_{R0} と置くと，プロペラ後流を受ける舵面積 A_{R1} と受けない部分の面積 A_{R2} の荷重平均をとり，u_R は(3.14)式と表せる。ただし，

供試船においては，プロペラ直径 D_P が舵高さ H_R よりも大きく，舵全面がプロペラ後流を受けるためη=1 となる。

$$\left.\begin{aligned} u_R &= \sqrt{\frac{A_{R1}}{A_R}u_{RP}^2 + \frac{A_{R2}}{A_R}u_{R0}^2} \\ &\cong \sqrt{\eta u_{RP}^2 + (1-\eta)u_{R0}^2} \end{aligned}\right\} \tag{3.14}$$

ただし，$\eta = \dfrac{A_{R1}}{A_R} \cong \dfrac{D_P}{H_R}$，$A_R = A_{R1} + A_{R2}$

A_R：舵面積，H_R：舵高さ

A_{R1}：プロペラ後流を受ける舵面積，A_{R2}：プロペラ後流を受けない舵面積

u_{RP}：プロペラ後流速度，u_{R0}：プロペラの増速を受けない舵流入速度

ここで，プロペラ流入速度 u_P 及び，u_{RP}, u_{R0} は，波粒子速度の影響を含めると，(3.15)式となる。ただし，Δu は無限後方でのプロペラ流速 u_∞とプロペラ流入速度 u_P との差で，k_x は舵位置でのプロペラ増速率を示す。

$$\left.\begin{aligned} u_P &= (1-w_P)u - u_{WP} \\ u_{RP} &= u_{R0} + k_x \Delta u = u_{R0} + k_x(u_\infty - u_P) \\ u_{R0} &= (1-w_R)u - u_{WR} \end{aligned}\right\} \tag{3.15}$$

ただし，$u_\infty = u_P\sqrt{1 + \dfrac{8K_T}{\pi J^2}}$

(1-w_R)：舵位置での伴流係数

u_∞：無限後方のプロペラ流速，k_x：プロペラ増速率

u_{WP}, u_{WR}：プロペラ，舵に流入する前後方向の波粒子速度

簡略化のために，プロペラ・舵に流入する波粒子速度を同程度と考え，平均値 u_W として扱うと，u_{R0} はεを用いて(3.16)式に変形できる。(3.15)，(3.16)式を(3.14)式に代入し，整理すると，前後方向の舵流入速度 u_R は，(3.17)式で表現される。

$$
\begin{aligned}
u_{R0} &= \frac{(1-w_R)}{(1-w_P)}(u_P + u_{WP}) - u_{WR} \\
&= \varepsilon u_P + (\varepsilon u_{WP} - u_{WR}) = \varepsilon u_P + (\varepsilon - 1)u_W
\end{aligned}
\tag{3.16}
$$

ただし，$u_W = \dfrac{u_{WP} + u_{WR}}{2}$

ε：プロペラ・舵位置伴流係数比

u_W：プロペラ・舵に流入する平均波粒子速度

$$
\begin{aligned}
u_R &= \sqrt{\eta u_{RP}^2 + (1-\eta)u_{R0}^2} \\
&= \sqrt{\eta(u_{R0} + k_x \Delta u)^2 + (1-\eta)u_{R0}^2} \\
&= \sqrt{2\eta k_x u_{R0}\Delta u + \eta k_x^2 \Delta u^2 + u_{R0}^2} \\
&= \sqrt{2\eta k_x u_{R0}(u_\infty - u_P) + \eta k_x^2 (u_\infty - u_P)^2 + u_{R0}^2} \\
&= \sqrt{2\eta k_x \{\varepsilon u_P + (\varepsilon - 1)u_W\}(u_\infty - u_P) + \eta k_x^2 (u_\infty - u_P)^2 + (\varepsilon u_P + (\varepsilon - 1)u_W)^2} \\
&= \sqrt{\begin{array}{l}\{2\eta k_x \varepsilon u_P u_\infty - 2\eta k_x \varepsilon u_P^2 + \eta k_x^2 u_\infty^2 - 2\eta k_x^2 u_\infty u_P + \eta k_x^2 u_P^2 + \varepsilon^2 u_P^2\} + \\ \{2\eta k_x (\varepsilon - 1)u_W (u_\infty - u_P) + 2\varepsilon u_P (\varepsilon - 1)u_W + (\varepsilon - 1)^2 u_W^2\}\end{array}} \\
&= \sqrt{\begin{array}{l}(\varepsilon u_P)^2 \left[\eta\left\{1 + \kappa\left(\sqrt{1 + \dfrac{8K_T}{\pi J^2}} - 1\right)\right\}^2 + (1-\eta)\right] + \\ 2\varepsilon u_P (\varepsilon - 1)u_W \left\{\eta\kappa\left(\sqrt{1 + \dfrac{8K_T}{\pi J^2}} - 1\right) + 1\right\} + \{(\varepsilon - 1)u_W\}^2\end{array}} \\
&= \varepsilon u_P \sqrt{\begin{array}{l}\left[\eta\left\{1 + \kappa\left(\sqrt{1 + \dfrac{8K_T}{\pi J^2}} - 1\right)\right\}^2 + (1-\eta)\right] + 2\left(1 - \dfrac{1}{\varepsilon}\right)\dfrac{u_W}{u_P}\left\{\eta\kappa\left(\sqrt{1 + \dfrac{8K_T}{\pi J^2}} - 1\right) + 1\right\} \\ + \left\{\left(1 - \dfrac{1}{\varepsilon}\right)\dfrac{u_W}{u_P}\right\}^2\end{array}}
\end{aligned}
\tag{3.17}
$$

ただし，$\kappa = \dfrac{k_x}{\varepsilon}$

(2)　舵に流入する横方向の速度成分

船体運動によって舵に生じる横方向の速度成分も文献 [34]に倣って求め，それに波粒子速度を考慮することとする。斜航・旋回によって生じる幾何学的な流入角，船体・プロペラによる整流効果を考え，横方向の速度成分は，(3.18)式で表現できる。なお，整流係数等は，縮率 1/20 供試模型船を用いた斜航試験・CMT より求めた。

$$v_R = -U\gamma_R\left(\beta - \ell'_R r'\right) + v_{WR} \tag{3.18}$$

ただし，γ_R：整流係数

ℓ'_R：回頭角速度に対する係数

3.2.6　波浪強制力モデル

本論では，追波・斜追波中の拘束模型試験を行い，前後・左右方向の波浪強制力，回頭方向の波浪強制モーメントを計測して無次元化して整理した。波向角などによる，それらの変化の傾向から，実験値をモデル化して運動シミュレーションを行う。なお，波浪強制力・モーメントは，波の位相位置，波向角，前進速度を変数とする関数で表現する。詳細については，第 4 章に後述する。

3.3　まとめ

本章では，追波・斜追波中の船体運動を推定するために，3 自由度運動シミュレーションモデルを検討した。本論のモデルは，舵流入速度・舵流入角に波粒子の影響を含め，舵直圧力を直接的に計算する点，波浪強制力の実験結果をモデル化して用いる点が特徴である。なお，3 自由度モデルであるため，傾斜による主船体流体力等の変化や，転覆現象の考慮はできていない。船体運動モデル，操舵機の応答モデル，座標位置の関係式を加えて，これらの微分方程式を同時に数値的に解くことで，数値シミュレーションする。これらの解くべき微分方程式をまとめると，次のようになる。

(1)　静止座標と水平船体座標の関係式

$$\left.\begin{aligned}\dot{X}_0 &= u_G\cos\psi - v_G\sin\psi\\ \dot{Y}_0 &= u_G\sin\psi + v_G\cos\psi\\ \dot{\psi} &= r_G\end{aligned}\right\} \tag{3.19}$$

(2)　空間移動座標と水平船体座標の関係式

$$\begin{aligned}\dot{\xi}_G &= \dot{X}_0 - c\\ &= u_G\cos\chi - v_G\sin\chi - c\end{aligned} \tag{3.19}$$

ただし，c：波の位相速度

(3)　船体運動

$$\left.\begin{aligned}\dot{u}_G &= \frac{X_H - Rt + (1-t_P)T + X_R + X_W + (m+m_y)v_G r_G}{(m+m_x)}\\ \dot{v}_G &= \frac{Y_H + Y_R + Y_W - (m+m_y)u_G r_G}{(m+m_y)}\\ \dot{r}_G &= \frac{N_H + N_R - x_G(Y_H + Y_R + Y_W)}{(I_{ZZ} + J_{ZZ})}\end{aligned}\right\} \tag{3.20}$$

(4)　指令舵角と操舵機の応答

保針方向と旋回角速度に対する PD 制御で保針制御することとし，操舵機の応答は，時定数 T_E 用いて指令舵角に対する一次遅れで，(3.21)式のように表現する。したがって，舵角の微分方程式は，操舵機の容量に応じた操舵速度の限界を考慮し，(3.22)式となる。

$$\left.\begin{aligned}\delta^* &= C_1(\psi_0 - \psi) - C_2\dot{\psi}\\ T_E\dot{\delta} + \delta &= \delta^*\end{aligned}\right\} \tag{3.21}$$

ただし，δ^*：指令舵角，Ψ_0：保針方向，C_1：比例制御ゲイン，C_2：微分制御ゲイン

$\dot{\delta}$ ：操舵速度

$$\dot{\delta} = \begin{cases}(\delta^* - \delta)/T_E, & \left|(\delta^* - \delta)/T_E\right| < \dot{\delta}_{\max}\\ sign(\delta^* - \delta)\dot{\delta}_{\max}, & \left|(\delta^* - \delta)/T_E\right| > \dot{\delta}_{\max}\end{cases} \tag{3.22}$$

ただし，$\dot{\delta}_{\max}$ ：最大操舵速度

Table 3.1 Hydrodynamic derivatives based on midship position of 135GT Purse Seiner.

$X'_{\beta\beta}$	-0.2020	Y'_{β}	0.5166	N'_{β}	0.0543
$X'_{\beta r}$-$m'y$	-0.1500	$Y'r$-$m'x$	0.1571	N'_{r}	-0.0731
X'_{rr}	-0.0185	$Y'\beta\beta\beta$	2.2479	$N'_{\beta\beta\beta}$	0.1233
$X'_{\beta\beta\beta\beta}$	1.7139	$Y'\beta\beta r$	-0.4914	$N'_{\beta\beta r}$	-0.6650
		$Y'\beta rr$	0.6203	$N'_{\beta rr}$	0.0961
		$Y'rrr$	-0.0147	N'_{rrr}	-0.0425

Table 3.2 Approximate coefficients of resistance coefficient and (1-t_P).

C_{t5}	-10.636	C_{t4}	14.858	C_{t3}	-7.403
C_{t2}	1.683	C_{t1}	-0.181	C_{t0}	0.015
t_2	-0.765	t_1	0.030	t_0	0.937

Table 3.3Coefficients related to rudder forces.

1-t_R	0.681	a_H	0.240	ε	1.034	$\gamma_{R(+)}$	0.630
		$a_H x_H$	-0.411	κ	0.615	$\gamma_{R(-)}$	0.547
						ℓ'_R	-0.644

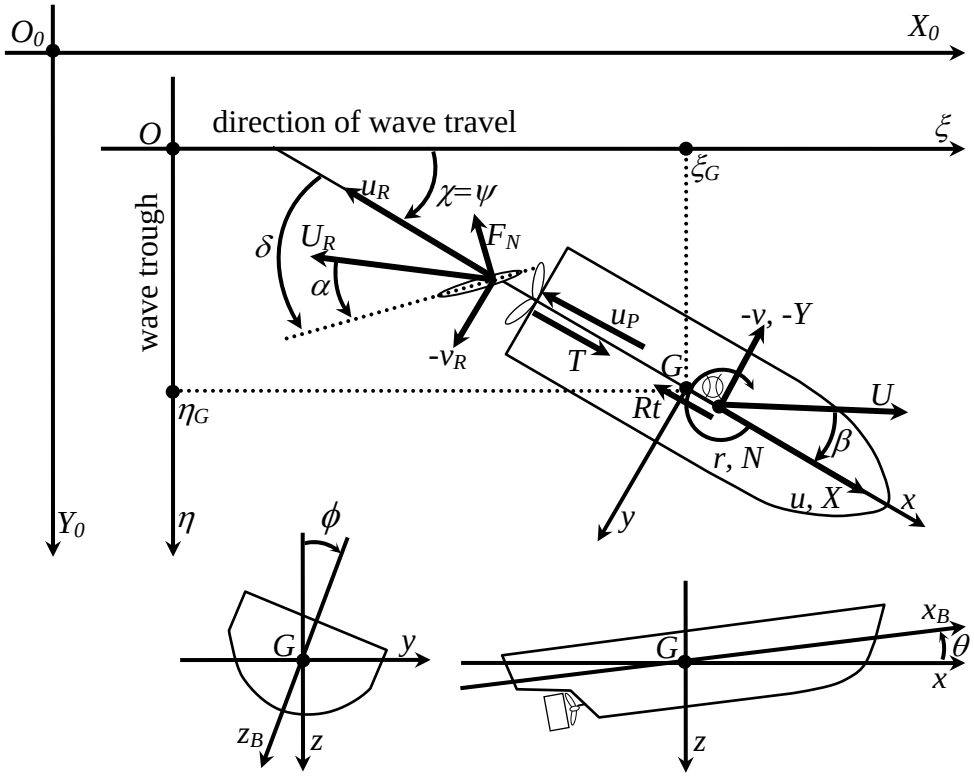


Fig.3.1 Coordinate systems and forces/velocities/angles directions.

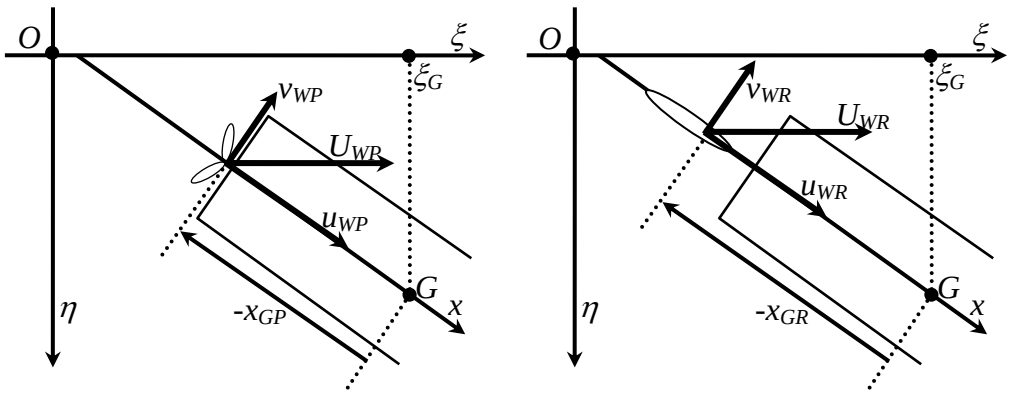


Fig.3.2 Wave particle velocity flowing into propeller (left) and rudder (right).



Fig.3.3 Photograph of the ship model (1/20) for CMT and resistance/self-propulsion test.



Fig.3.4 Photograph of the ship model (1/32) for free-running/captive model test in waves and resistance/self-propulsion test.

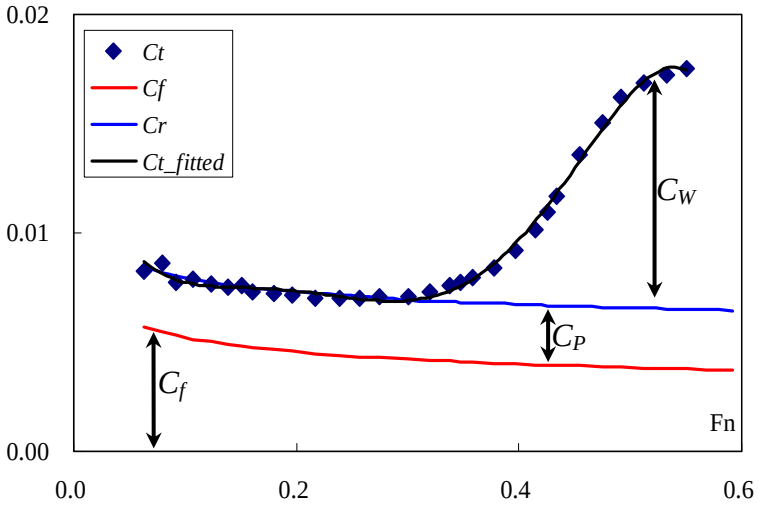


Fig.3.5 Drag coefficient of model ship (1/32).

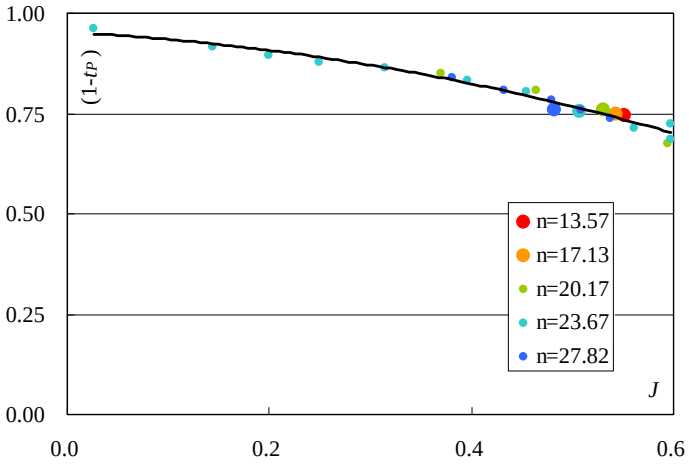


Fig.3.6 (1-t_P) from over/under load self propulsion tests.

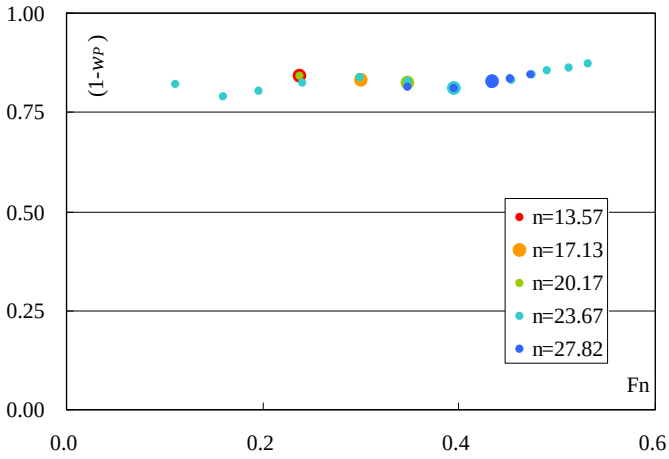


Fig.3.7 (1-w_P) from over/under load self propulsion tests.

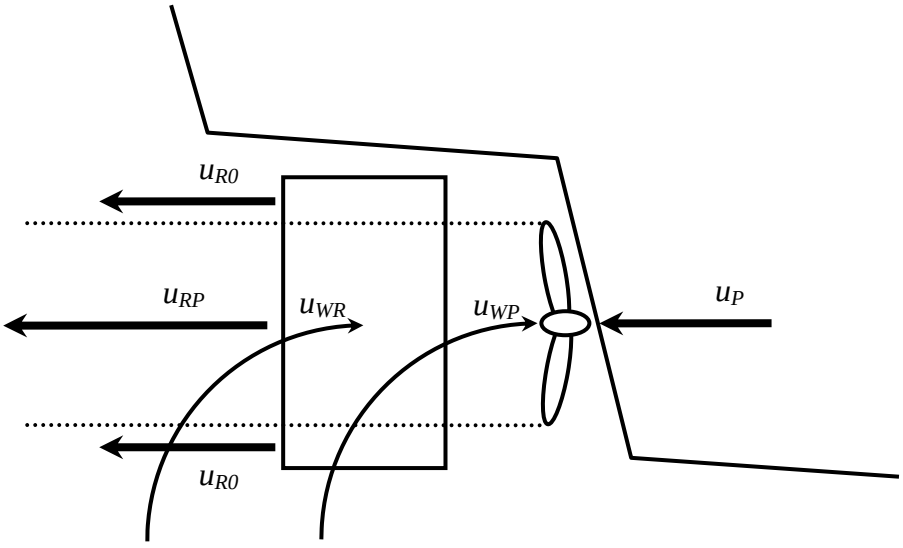


Fig.3.8 Inflow velocities to propeller and rudder.

第 4 章　追波・斜追波中の拘束模型試験

第 3 章で検討した運動シミュレーションモデルからもわかるように，波浪強制力，プロペラ推力，舵直圧力は，波乗り・ブローチングの推定に重要な要素である。本章では，それらに焦点を当て，追波・斜追波中で，どのように変化するかを実験的に明らかにする。

4.1 節では，追波・斜追波中の拘束模型試験を行い，波浪強制力の計測とモデル化を行う。追波・斜追波中を航行する船体に働く波浪強制力について，Umeda らは，底曳網漁船を対象に，フルード・クリロフ力と波粒子による揚力成分を足し合わせることで，推定することができることを確認し [35]，追波・斜追波中のシミュレーションモデルに適用している [30]。しかし，その後，Ito らによって，前後方向の波浪強制力を過大に計算してしまい，修正が必要となる場合も報告されている [36]。そこで，本節では，大型角水槽を用いて，追波・斜追波中の拘束模型試験を行い，波浪強制力の計測結果をモデル化し，運動シミュレーションモデルへの適応を試みる [38),39)]。

4.2 節では，第 3 章で検討したプロペラ推力・トルク，舵直圧力モデルの妥当性を検討する。この数学モデルは，波粒子速度を考慮しているが，波粒子と船体の干渉等は一切考慮してないため，この仮定が適当であるか疑問が残る。実際に，梅田・古川らは，船体によるディフラクション効果によって，舵付近の波粒子速度が低下しうる [32)]と指摘しているため，波粒子速度を直接的に考慮しているこのモデルの妥当性を確認する必要がある。

そこで，追波・斜追波中で，プロペラを所定の回転数で回転させながら舵角変更試験を行い，プロペラ推力・トルク，舵直圧力を計測した。その結果と数学モデルによる計算結果を比較し，モデルの妥当性を検討する。さらに，追波・斜追波中にプロペラ・舵に流入する波粒子速度を実験的に求め，その波向角に対する傾向を明らかにする。

4.1　追波・斜追波中の波浪強制力・モーメントの計測とモデル化

追波・斜追波中において船体が受ける波浪強制力を計測するために行った，拘束模型試験と，計測結果のモデル化について概要を述べる。

まず，計測方法について考える。波浪強制力を計測する場合，運動を全て固定して計測するのが一般的である。しかし，波乗り・ブローチングは，比較的高速で航行する場合に発生するため，この状況における波浪強制力を計測するには，模型船を波速付近で曳航する必要がある。したがって，船体運動は，低周波数の運動となり，浮力と重力が釣り合う状態で船体の姿勢が大きく変化するため，運動を固定して計測するのは，実際の航行とは異なった没水状態・姿勢で計測することとなり，明らかに不適当である。

Umeda ら [35)]もヒーブ・ピッチに関しては自由にして計測を行っており，これらは固定しないのが適切と考えられる。ロールも同様に，左右舷で浮力の釣り合う横傾斜角になるため，自由にして計測するのが適当と考えられるが，検討した先行研究の例もなく，判断がつかない。そこで，拘束状態は，ヒーブ・ロール・ピッチを自由にした場合と，ヒーブ・ピッチのみを自由とした場合の 2 状態で計測を行い，より適切な拘束状態の検討を行う。

次に，計測結果の整理方法を考える。計測された波浪強制力を波の谷から谷までを基本周期としたフーリエ級数展開することで，sin 関数で近似した。その近似関数に含まれる，平均値・振幅・位相を波向角・出会い波周波数等で整理し，変化の特徴から，波浪強制力のモデル化を行った。本論では，波向角，波の位相位置，前進速度を変数として関数化する方法を検討・提案する。

最後に，前後方向の波浪強制力について，フルード・クリロフ力による理論計算を行う。波向角による波浪強制力の変化の傾向から，実験と計算結果に差が生まれる原因を考察し，本節をまとめる。

4.1.1　拘束模型試験

(1)　供試模型船

縮率 1/32 の 135 トン旋網漁船模型を用いて，追波・斜追波中の拘束模型試験を行った。ブローチングは，波乗り状態で発生し，船体は前進方向に大きく加速されているため，この時の波浪強制力を計測する場合は，模型船を波速付近で曳航する必要がある。したがって，大型の角水槽を用いた場合でも，曳航速度・電車速度の面で大きな制約を受ける。そこで，小型模型船を用いて，それらの制約を小さくし，多くの波浪条件で計測を行った。

(2)　実験方法と実験条件

実験は，ジャパンマリンユナイテッド・運動性能水槽及び，水産総合研究センター水産工学研究所・海洋工学総合実験棟にて行った。Fig.4.1 に示すように，模型船をジンバル・3 分力計・ヒービングロッドを介して電車に拘束し，前後・左右・回頭方向の力・モーメントを計測する。なお，舵は装着し，舵力も同時に計測し，分力計の計測値から舵力成分を差し引いて，船体が受ける力を得る。ジンバル・ヒービングロッドは，ポテンシオメータに連結し，船体姿勢も同時に計測した。また，船体の波の位相位置は，船体重心の水面の変位を波高計で計測して求めた。拘束状態は，ヒーブ・ロール・ピッチを自由にした場合と，ヒーブ・ピッチのみを自由とした場合の 2 状態とした。

実験は，規則波中で行い，花岡パラメータ $\tau\,(U\omega_e/g)$<0.25 の範囲を中心に，模型船が徐々に波に追い抜かれるように，3 船速で曳航した。波浪条件は，λ/L_{pp}=1.0~1.5，H/λ=1/27~1/16 として，波向角χ=0°~-60°の可能な範囲とした。ただし，該当する波岨度においては，波の円周波数と波長の関係に非線形性が現れ，5 章におけるシミュレーション結果に大きく影響する。そこで，文献 [26]に倣い(4.1)式に示す関係式から，より正確に波長を求めた。

$$\left.\begin{aligned} gk\left(1+k^2\zeta_a{}^2\right)&=\omega^2 \\ \lambda&=2\pi/k \end{aligned}\right\} \tag{4.1}$$

(3) 実験結果の整理

4 章で扱う波浪強制力・モーメントは，Fig.4.2 の座標系に示すように船体重心で考え，(4.2)式で無次元化して結果比較を行う。種々の無次元化が考えられるが，主な成分となるフルード・クリロフ力は，船体に働く浮力が関わる。そこで，排水量を用いて，無次元化することとした。なお，前後方向については，事前に抵抗試験を行い，計測結果から船体抵抗を除き，波浪強制力を得た。なお，運動シミュレーションモデルにおいて，外力は船体中央回りで考えるため，(4.3)式で，船体中央回りに変換して代入することとなる。

$$\left.\begin{aligned} X'_W &= X_{GW} /\left(\nabla\rho g\left(H/\lambda\right)\right) \\ Y'_W &= Y_{GW} /\left(\nabla\rho g\left(H/\lambda\right)\right) \\ N'_W &= N_{GW} /\left(\nabla\rho g L_{PP}\left(H/\lambda\right)\right) \end{aligned}\right\} \tag{4.2}$$

ただし，$X_{GW}, Y_{GW}, N_{GW},$：重心回りの前後・左右・回頭方向の波浪強制力・モーメント

$X'_W, Y'_W, N'_W,$：重心回りの前後・左右・回頭方向の
無次元波浪強制力・モーメント

∇：排水容積，g：重力加速度

$$\left.\begin{aligned} X_W &= X_{GW} \\ Y_W &= Y_{GW} \\ N_W &= N_{GW} + x_G Y_{GW} \end{aligned}\right\} \tag{4.3}$$

計測されたデータには，計測系の固有振動数が含まれる。そこで，無次元値を波の谷から谷までを基本周期としたフーリエ級数展開することで，(4.4)式に示す sin 関数として，高周波数成分を除去した。Fig.4.3 に示す通り，基本周波数成分をうまく抽出できている。$a_0/2, A_k, \varepsilon$は，それぞれ平均値，振幅，位相を表し，本論では波浪強制力の近似係数と呼ぶこととし，無次元波浪強制力・モーメントは，ξ_Gを変数として，(4.4)式で表す。

$$\left.\begin{aligned} F'_w(\xi_G) &= a_0/2 + A_k \sin k(\xi_G + \varepsilon) \\ k &= 2\pi/\lambda \end{aligned}\right\} \tag{4.4}$$

ただし，$a_0/2, A_k, \varepsilon$：波浪強制力・モーメントの平均値，振幅，位相を表す近似係数

4.1.2　拘束模型試験の結果と考察

(1)　ロール拘束状態の違いによる計測結果への影響

ロール自由・固定による計測結果の違いを Fig.4.4 に比較する。なお，横軸は，波の位相位置を表すξ_G/λ，縦軸は無次元波浪強制力・モーメントを示す。実験条件は，λ/L_{PP}=1.05, 1.27, 1.50，χ=-30°である。また，どの波長も 0.17<τ<0.25 となる曳航速度である。X'_W, Y'_W に差異が認められ，ロール自由の方が波浪強制力の振幅が，やや大きくなる傾向にあり，横傾斜の影響と考えられた。しかし，計測状態を再考すると，以下の問題点が浮かんだ。

ロールを自由にして，斜追波中を曳航する場合，出会い波周波数がゼロとなるように曳航しない限り，ロール角が時々刻々変化する。したがって，Fig.4.5 に示す模式図のように，ローリングに伴って，スェイングが発生するため，左右方向の波浪強制力の計測結果に，スェイングによる流体反力が含まれている可能性がある。また，スェイングによって，横流れ速度が生じる場合は，斜航角が変化することにもつながる。以上の点より，ロール自由にして実験を行うと，計測結果に波浪強制力以外の力や，不確定な要素が含まれる。

平水中で強制横揺れ試験を行い，横揺れに対する左右方向の力を求めておくと，以上の影響を差し引くことが可能と考えられるが，定かではない。したがって，追波・斜追波中の波浪強制力を計測する際には，最小限の自由度（ヒーブ・ピッチ）のみを許して計測するのが，より適切と考えられる。本論では，ロールを固定して計測した結果を中心に，波浪強制力のモデル化を行うこととした。

(2)　波浪強制力・モーメントへの波岨度(波振幅)の影響

(4.1)式を用いて，波浪強制力・モーメントを無次元化し，波岨度(波振幅)の影響を確認する。先述の通り，非線形性によって，波長船長比に若干のばらつきがあるが，Fig.4.6~4.8 に，λ/L_{PP}=1.06~1.14, 1.27~1.37, 1.49~1.59，χ=-30°の計測結果を比較する。ただし，この計測は，ロールを自由にして行った計測結果であり，(1)で指摘した影響が含まれている。

どの波長においても，波岨度による無次元値波浪強制力・モーメントの違いは僅かであり，波浪強制力・モーメントは，波岨度(波振幅)に対してほぼ線形的に変化すると言える。Umeda らも底曳網漁船を対象に，同様の結論を得ており，H/λ=1/10 程度までは，この線形性が保たれると結論付けている [35]。

(3) 波浪強制力・モーメントへの船速の影響

花岡パラメータ $\tau(U\omega_e/g)$<0.25 の範囲では，出会い波周波数の影響が小さくなるとされている [35]，この影響を確認するために，曳航速度を変えて計測を行った。曳航速度による計測結果の違いを Fig.4.9 に示す。明確な違いが現れたのは，Y'_Wの振幅であり，出会い波周波数と共に，その値も小さくなる。その他の係数は，不規則なばらつきが見られただけであったため，影響は小さいと考えられる。この影響は，船体に流入する波粒子による揚力成分であると考えられるため，Y'_Wの振幅を前進速度で整理した。

Fig.4.10 に，横軸を前進速度の無次元値 $u/\sqrt{gL_{PP}}$，縦軸を Y'_Wの振幅として，波向角ごとに変化の傾向を示す。なお，花岡パラメータ τ<0.25 程度からは外れた計測条件であるが，χ=-45°, -60°の計測結果も参考値としてプロットしている。同図から，Y'_Wの振幅は，線形的に変化することがわかる。そこで，波向角χに対する傾き a と切片 b の変化を(4.5)式のように線形近似して，Y'_Wの振幅 A_{kY}にその特性を考慮することとした。

$$\left.\begin{aligned} A_{Yk} &= a_Y u\sqrt{gL_{PP}} + b_Y \\ a_Y &= a_{Y1}\chi \\ b_Y &= b_{Y1}\chi \end{aligned}\right\} \qquad (4.5)$$

4.1.3 波浪強制力・モーメントのモデル化

4.2 節の結果を踏まえて，追波・斜追波中の波浪強制力・モーメントの計測結果を関数化する方法をまとめる。計測結果を無次元化・フーリエ級数展開することで，ξ_Gを変数とする(4.3)式の sin 関数で表現し，それぞれの近似係数の波向角に対する特性を考える。

波浪強制力・モーメントの近似係数は，物理的な観点から Table 4.1 のように変化する。そこで，それぞれの係数は，χを変数とする奇・偶関数で多項式近似する。ただし，4.2.4 項に前述したように，Y'_Wの振幅は，前進速度に対して線形的に変化するため，別途，その変化の傾き a_Y と切片 b_Y を波向角で近似する。

花岡パラメータ τ<0.25 で曳航することができた，χ=-5°~-30°で計測した波浪強制力・モーメントを多項式近似した結果を Fig.4.11~4.13 に示す。だたし，変数となる波向角χの単位は，全て弧度として扱っている。

Y'_Wの振幅以外の近似係数は，3 曳航速度から得た値の平均をプロットした。なお，多項式近似する際の発散を防ぐために，収束条件として， $a_{X0}, A_{Xk}, a_{N0}, A_{Nk}$は，$\chi$=-90°でゼロの値を代入している。また，$\varepsilon_X, a_{Y0}, \varepsilon_Y, \varepsilon_N$は，$\chi$=-60°で計測された値を代入している。

前述の式と重複するが，(4.6)~(4.8)式に，無次元波浪強制力・モーメントのモデルをまとめる。また，それぞれの係数を波長船長比ごとに，Table 4.2~4.4 に示す。

$$\left.\begin{aligned} X'_W &= a_{X0}/2 + A_{Xk}\sin k(\xi_G + \varepsilon_X) \\ a_{X0} &= a_{X4}\chi^4 + a_{X2}\chi^2 + a_{X0} \\ A_{kX} &= A_{kX4}\chi^4 + A_{kX2}\chi^2 + A_{kX0} \\ \varepsilon_X &= \varepsilon_{X2}\chi^2 + \varepsilon_{X0} \end{aligned}\right\} \tag{4.6}$$

$$\left.\begin{aligned} Y'_W &= a_{Y0}/2 + A_{Yk}\sin k(\xi_G + \varepsilon_Y) \\ a_{Y0} &= a_{Y3}\chi^3 + a_{Y1}\chi \\ A_{kY} &= a_Y u/\sqrt{gL_{PP}} + b_Y \\ a_Y &= a'_Y\chi, b_Y = b'_Y\chi \\ \varepsilon_Y &= \varepsilon_{Y2}\chi^2 + \varepsilon_{Y0} \end{aligned}\right\} \tag{4.7}$$

$$\left.\begin{aligned} N'_W &= a_{N0}/2 + A_{Nk}\sin k(\xi_G + \varepsilon_N) \\ a_{N0} &= a_{N3}\chi^3 + a_{N1}\chi \\ A_{kN} &= A_{kN3}\chi^3 + A_{kN1}\chi \\ \varepsilon_N &= \varepsilon_{N2}\chi^2 + \varepsilon_{N0} \end{aligned}\right\} \tag{4.8}$$

次に，a_{X4},A_{kX4}などの係数を波長船長比に対する一般化を試みる。Fig.4.14~4.16 に示すように，それぞれの係数は，波長船長比に対して，線形的に変化することがわかる。したがって，計測を行った波長船長比付近では，それぞれの係数は，波長船長比を変数とする(4.9)~(4.17)式で求めることができる。基本的な船型が共通している日本漁船については，これらの式によって，波浪強制力をある程度推定できると考えられる。また，複数の船型を対象に，同様の計測・解析を行いデータベース化すると，これらの式も，方形係数などの船型をパラメータにして，一般化できると考えられる。

$$\left.\begin{aligned} a_{X4} &= 0.031\times\lambda/L_{PP} + 0.107 \\ a_{X2} &= -0.113\times\lambda/L_{PP} - 0.251 \\ a_{X0} &= 0.100\times\lambda/L_{PP} - 0.121 \end{aligned}\right\} \tag{4.9}$$

$$\left.\begin{aligned} A_{kX4} &= 0.314\times\lambda/L_{PP} + 0.279 \\ A_{kX2} &= 0.073\times\lambda/L_{PP} - 1.444 \\ A_{kX0} &= -2.092\times\lambda/L_{PP} + 1.862 \end{aligned}\right\} \tag{4.10}$$

$$\left.\begin{aligned} \varepsilon_{X2} &= 0.103\times\lambda/L_{PP} - 0.088 \\ \varepsilon_{X0} &= -0.086\times\lambda/L_{PP} + 0.119 \end{aligned}\right\} \tag{4.11}$$

$$\left.\begin{aligned} a_{Y3} &= 0.044\times\lambda/L_{PP} - 0.276 \\ a_{Y1} &= -0.041\times\lambda/L_{PP} - 0.219 \end{aligned}\right\} \tag{4.12}$$

$$\left.\begin{aligned} a'_{Y} &= -1.119\times\lambda/L_{PP} - 2.361 \\ b'_{Y} &= 4.380\times\lambda/L_{PP} - 1.866 \end{aligned}\right\} \tag{4.13}$$

$$\left.\begin{aligned} \varepsilon_{Y2} &= 0.148\times\lambda/L_{PP} - 0.123 \\ \varepsilon_{Y0} &= 0.149\times\lambda/L_{PP} - 0.119 \end{aligned}\right\} \tag{4.14}$$

$$\left.\begin{aligned} a_{N3} &= 0.000\times\lambda/L_{PP} - 0.008 \\ a_{N1} &= -0.001\times\lambda/L_{PP} - 0.019 \end{aligned}\right\} \tag{4.15}$$

$$\left.\begin{aligned} A_{kN3} &= 0.424\times\lambda/L_{PP} - 0.076 \\ A_{kN0} &= -1.046\times\lambda/L_{PP} + 0.187 \end{aligned}\right\} \tag{4.16}$$

$$\left.\begin{aligned} \varepsilon_{N2} &= -0.152\times\lambda/L_{PP} + 0.240 \\ \varepsilon_{N0} &= -0.074\times\lambda/L_{PP} - 0.078 \end{aligned}\right\} \tag{4.17}$$

4.1.4　前後方向の波浪強制力の理論検討

前後方向の波浪強制力は，フルード・クリロフ力成分が主であり，Umeda らによって提案[35]されている(4.18)式を用いて，前後方向の波浪強制力を計算できる。しかし，前述の通り，実験と計算結果に差が生まれる場合があり，この点について，改めて考察を加える。

$$\left.\begin{aligned} X_{GW} &= -\rho g \zeta_a k \cos\chi \int_{AE}^{FE} C_1(x) S(x) e^{-kd(x)/2} \sin k\left(\xi_G + x\cos\chi\right) dx \\ C_1 &= \frac{\sin\left(k \sin\chi B(x)/2\right)}{k \sin\chi B(x)/2} \end{aligned}\right\} \tag{4.18}$$

ただし，$S(x)$, $d(x)$, $B(x)$：長手方向位置における横手方向の船体断面積，喫水，船幅

Fig.4.14 にモデル化された実験値と計算結果を比較する。点線が，実験値，実線が計算値を示す。先行研究の通り，計算値は，実験値よりも大きくなる傾向にある。先行研究では，計算結果に修正係数をかけることで，補正し，前後方向のディフラクション効果によるものとされている。特に短い波長・小さな波向角の時に，その差が大きく，長い波長・波向角が大きくなると，実験値と計算値の差は小さくなることがわかる。これらの点から，以下のことが示唆される。

船体が波の下り斜面にあるとき，船首フレア部分が波の上り斜面に位置し干渉することになる。波長が大きくなると，フレア部分が波の上り斜面から外れていくため，影響が小さくなる。また，波向角が大きくなると，同様に，フレア部分が波の下り斜面から外れるため，影響が小さくなると考えられる。したがって，先行研究で指摘されている，ディフラクション効果に加え，船首フレアが大きく広がる船型を扱う場合は，この影響を考慮する必要があると考えられる。

4.1.5 まとめ

第 4 章では，135 トン旋網漁船模型を用いて，追波・斜追波中の拘束模型試験を行い，波浪強制力・モーメントを計測し，モデル化を試みた。以下の本章をまとめる。

1) 模型船の拘束状態をロール固定・自由と変えて実験を行った。その結果，僅かであえるが，ロールを自由にすると，前後・左右方向の振幅が大きくなる傾向を確認した。計測方法を見直すと，ロールを自由にした場合は，ローリングによる左右方向の流体反力など，波浪強制力以外の成分が含まれる可能性がある。
2) 計測した前後・左右・回頭方向の波浪強制力・モーメントは，波の位相位置を変数とし，平均値・振幅・位相を係数とする基本周期のフーリエ級数で程度良く表現することができた。それらの係数は，波向角を変数とする多項式で，偶・奇関数として表現できる。
3) ただし，左右方向の波浪強制力は，花岡パラメータ τ<0.25 であっても，曳航速度によって振幅に差異が現れた。振幅の変化を整理すると，前進速度に対して線形的に変化していたため，その傾きと切片を波向角で関数化を試みた。その結果，この前進速度に対する変化も，波向角を変数とする関数で近似できることがわかった。
4) 2),3)の多項式の係数は，波長船長比に対して，計測を行った範囲では，線形的に変化する。したがって，波浪強制力・モーメントは，波岨度・波向角・無次元前進速度・波長船長比をパラメータに，モデル化することができた。
5) 前後方向の波浪強制力の理論計算を行い，実験結果と比較した。計算結果は，実験結果よりも大きくなる傾向を確認した。先行研究で指摘されている，前後方向のディフラクション効果に加え，船首フレア部分の波との干渉が原因と示唆される。

4.2　追波・斜追波中のプロペラ推力・トルク，舵直圧力の計測

第 3 章で検討した，運動シミュレーションモデルにおいて，波粒子速度を考慮した，プロペラ推力・トルク，舵直圧力の数学モデルを検討した。また，自航要素についても，推力減少は，前進常数 J を変数にモデル化することができ，有効伴流係数は，MPP における値で対応できると結論付けた。しかし，検討したプロペラ・舵に関する数学モデルは，波粒子速度と船体の干渉等は，一切考慮していない。また，自航要素の傾向についても，平水中の結果に基づいたものである。

そこで，本節では，追波・斜追波中の自航試験と舵角試験から，プロペラ推力・トルク，舵直圧力や自航要素を求めた。それらの計測結果を波の位相位置で整理することで，波粒子速度による変化を実験的に明らかにし，数学モデルによる計算結果と比較した。どちらの結果も，船体が波の下り斜面にあり，波粒子速度が船尾方向からプロペラ・舵に流入する場合，プロペラ推力・トルクは上昇し，ブローチング発生する波向角と舵角の関係(波向角：正，舵角：負 or 波向角：負，舵角：正)において，舵直圧力は低下していた。実験と計算結果は，定量的にも程度良く一致していたが，一部で差異があった。特に，波向角が正の場合，モデル結果の精度が少し悪くなった。そこで，推力一致法を用いて，波粒子速度を実験的に求め，モデルの精度の低下の原因を考察する。

4.2.1　拘束模型試験

水産総合研究センター水産工学研究所の海洋工学総合実験棟にて実験を行い，模型船は，4.1 節と同じ，縮率 1/32 の 135 トン旋網漁船模型を使用したため，要目等は，省略する。4.1 節と同様の方法で，電車に模型船を拘束し，ヒーブ・ピッチのみ自由とした。これは，前述のローリングに伴う横流れ速度や，数学モデルには含まれない横揺れ速度の舵流入速度への影響を除外するためである。

4.2.2　実験結果と計算結果の比較

(1)　追波中の自航要素

第 3 章で，平水中のプロペラ荷重度を変更した自航試験結果から，自航要素をモデル化したが，追波中においてもこれが適応できるかを確認する。まず，推力減少$(1-t_P)$について考える。追波中の拘束試験で計測された前後方向の力 X から，(4.19)式によって，$(1-t_P)$を求めることとし，船体抵抗 Rt，前後方向の波浪強制力 X_W は，抵抗試験と，追波中の拘束模型試験より得る。一方，(3.11)式による$(1-t_P)$の推定は，追波中における，プロペラ推力の計測値から推力一致法を用いて前進常数 J を求めて代入して計算した。

$$\left(1-t_P\right)=\frac{X+Rt-X_W}{T} \tag{4.19}$$

以上の手順で得られた実験値と，推定値の波の位相位置に対する変化を Fig.4.15 に示す。実験条件は，波長船長比 λ/L_{PP}=1.27，H/λ=1/24 の規則波で，波向角 χ=0°，曳航速度 U=1.2m/s，プロペラ回転数 n=25rps である。入射波の振幅・位相等の違いによって，解析結果がやや異なり，精度が乏しいが，実験の解析結果と(3.11)式による推定値は，平均的に近い値を示している。

続いて，有効伴流係数$(1-w_P)$を考える。解析する実験結果は，上記の推力減少と同じである。追波中の$(1-w_P)$は，上記と同様に，計測されたプロペラ推力から推力一致法を用いて，前進常数 J を求める。最終的に，船体の前進速度 u，J から求まるプロペラ流入速度 u_P，(3.1)式より求まるプロペラに流入する前後方向の波粒子速度 u_{WP} を用いて，(4.20)式のように$(1-w_P)$を求めた。

$$\left(1-w_P\right)=\frac{u_P+u_{WP}}{u} \tag{4.20}$$

以上の手順で得られた追波中の$(1-w_P)$と，平水中の自航試験結果を Fig.4.16 に比較する。なお，n=25rps で平水中の自航試験を行わなかったため，近いパラメータである，n=23.67, 27.68rps で得られた MPP における$(1-w_P)$と比較する。$(1-t_P)$と同様に，精度がやや乏しく，推力一致法から求めた$(1-w_P)$は，周期的に変化しているが，平均的には，平水中の MPP における値と近い値となっている。以上の検討結果から，波粒子速度が存在する場合でも，第 3 章で述べた自航要素のモデルが適用できると考えられる。

(2) プロペラ推力・トルク，舵直圧力の計測結果と，数学モデルによる計算結果の比較

追波・斜追波中のプロペラ推力・トルク，舵直圧力の計測結果と，第 3 章で検討した数学モデルから得られる計算結果を比較し，モデルの妥当性を検討する。数学モデルを用いた計算に必要となる模型船の係数は，第 3 章の Table 3.5 に示す通りである。Fig.4.17~4.19 にそれぞれの比較結果を示す。実験条件は，波長船長比λ/L_{PP}=1.27，波岨度 H/λ=1/24 の規則波で，波向角χ=±30°，曳航速度 U=1.2m/s，舵角δ=±15°と設定した。なお，プロペラ回転数 n=15, 20, 25rps としている。この回転数におけるプロペラ荷重度は，波粒子速度の影響を無視すると平均的に J=0.43, 0.54, 0.72 となる。

船体重心が波の下り斜面(ξ_G/λ=0.5~1.0)にあるとき，波粒子速度が，船尾方向から流入するため，プロペラ推力・トルクは大きくなる。一方，舵直圧力は低下(χ=+30°, δ=-15° or χ=-30°, δ=+15°)することがわかった。これは，元良らが指摘[29]している，舵効きの低下に相当すると考えている。

以上の傾向は，数学モデルによる計算結果からも得られ，互いの結果は，全体的に程度良く一致しているが，波向角が正の場合，舵直圧力だけでなく，プロペラ推力・トルクにも差異が見られた。

そこで，Fig.4.18 におけるプロペラ推力から，(4.21)式に従って，推力一致法を用いて，実験的に波粒子の有効速度を求め，その原因を考察する。Fig.4.20~4.22 に，(3.1)式より求まるプロペラに流入する前後方向の波粒子速度の計算と実験値を比較する。

$$u_{WP} = u_{P0} - u_P \tag{4.21}$$

ただし，$u_{P0} = u(1-w_P)$, $u_P = JnD_P$

$$J = \frac{-k_{T1} \pm \sqrt{k_{T1}^2 - 4k_{T2}(k_{T0} - K_T)}}{2k_{T2}},\ K_T = T \Big/ \rho D_P^4 n^2$$

χ=-30°の場合，プロペラ荷重度にかかわらず，波粒子速度は，計算値とよく一致しているが，χ=0, +30°では，計算結果との差が大きくなる。特に，波の上り斜面(ξ_G/λ=0.0~0.5)において，波粒子が船首方向から流入する場合に，波粒子の有効速度が減少する傾向にある。プロペラ荷重度による波粒子の有効速度の違いを比較すると，荷重度が小さくなると計算結果に近づき，波向角による差異が小さくなる傾向にある。したがって，波粒子のプロペラによる回転流や有効伴流の左右差など，プロペラの影響が原因と考えられる。

Fig.4.23 に，実験的に得られた波粒子速度をもとに求めた，前後方向の舵流入速度 u_R と，モデルによる計算結果を比較する。実験・計算結果ともに，波の下り斜面で u_R が低下していることがわかり，舵直圧力低下の一因であると言える。

次に，舵流入角αの実験値とモデルによる計算値を Fig.4.24~4.26 に比較する。舵流入角は，本来，舵直圧力がゼロとなる舵角から明らかにすべきであるが，計測した F_Nの値から近似的に求めた。ブローチングが発生する場合の波向角と舵角の関係（波向角：正，舵角：負 or 波向角：負，舵角：正）において，舵流入角が小さくなることがわかる。したがって，舵効きの低下は，舵流入角の減少も一因であると言える。なお，u_R やαの計算方法は，(4.22)式に示す通りである。

$$\left.\begin{aligned}\alpha &= \sin^{-1}\left\{ F_N \Big/ \left(\rho/2\right) A_R U_R^2 f_\alpha \right\} \\ u_R &= \varepsilon u_P \sqrt{\left[\eta\left\{1+\kappa\left(\sqrt{1+\frac{8K_T}{\pi J^2}}-1\right)\right\}^2+(1-\eta)\right] + 2\left(1-\frac{1}{\varepsilon}\right)\frac{u_W}{u_P}\left\{\eta\kappa\left(\sqrt{1+\frac{8K_T}{\pi J^2}}-1\right)+1\right\}}\end{aligned}\right\} \tag{4.22}$$

ただし，$U_R = \sqrt{u_R^2 + v_R^2}$，$v_R = -U\gamma_R(\beta - \ell'_R r') + v_{WR}$

$u_W = u_{WP} \approx v_{WR}$

波乗り・ブローチングが発生する場合を考えると，船体が大きく加速されるため，プロペラ荷重度が大きくなる傾向にある。第 3 章で検討した，運動シミュレーションモデルを用いて，ブローチング中のプロペラ荷重度を計算すると，J=0.5~0.6 程度であった。したがって，本論では，波粒子の有効速度の波向角による変化は小さいとして考慮せずに運動シミュレーションを行う。

4.2.3 まとめ

本節では，プロペラ推力・トルク，舵直圧力の数学モデルの妥当性を確認するために，追波・斜追波中の拘束模型試験を行い，それらを計測した。結論を以下にまとめる。

1) 追波中の自航要素を実験から求めると，精度がやや乏しいものの，数学モデルと平均的に一致していたため，追波中においても平水中と同様にモデル化できる。
2) プロペラ推力・トルク，舵直圧力は，波の位相位置によって変化し，その変化の傾向は，数学モデルによる計算結果とも定量的に程度良く一致していた。しかし，一部で差異があり，波向角が正の場合に，差が大きい結果となった。

3) そこで，推力一致法を用いて波粒子の有効速度を求めると，波向角が正の場合，波粒子の有効速度が減少する傾向にある。特に，船体重心が波の上り斜面にあり，船首方向から波粒子が流入する場合に，有効速度の減少が大きかった。プロペラ荷重度が低くなると，波向角による差が小さくなったため，波粒子の有効速度は，プロペラによる回転流や有効伴流の左右差によるものと考えられる。

4) 古くから指摘されていた，波の下り斜面における舵効きの低下は，波粒子速度による舵流入速度と舵流入角の低下が原因であると，実験及びモデルの計算結果から特定することができた。

Table 4.1 Effect of wave direction on approximated.

	a_0	A_k	ε
X'_W	even	even	even
Y'_W	odd	odd	even
N'_W	odd	odd	even

Table 4.2 Approximate coefficients of wave induced force and moment. (λ/L_{pp}=1.05)

X'_W	a_{X4}	0.148	A_{Xk4}	0.544	ε_{X2}	0.028
	a_{X2}	-0.361	A_{Xk2}	-1.208	ε_{X0}	0.030
	a_{X0}	-0.013	A_{Xk0}	-0.331		
Y'_W	a_{Y3}	-0.265	a'_Y	-3.678	ε_{Y2}	0.028
	a_{Y1}	-0.249	b'_Y	2.734	ε_{Y0}	0.030
N'_W	a_{N3}	-0.006	A_{Nk3}	0.360	ε_{N2}	0.092
	a_{N1}	0.013	A_{Nk1}	-0.887	ε_{N0}	-0.150

Table 4.2 Approximate coefficients of wave induced force and moment. (λ/L_{pp}=1.27)

X'_W	a_{X4}	-0.129	A_{Xk4}	0.806	ε_{X2}	0.028
	a_{X2}	-0.412	A_{Xk2}	-1.662	ε_{X0}	0.006
	a_{X0}	0.000	A_{Xk0}	-0.804		
Y'_W	a_{Y3}	-0.153	a'_Y	-3.731	ε_{Y2}	0.073
	a_{Y1}	-0.295	b'_Y	3.696	ε_{Y0}	0.085
N'_W	a_{N3}	-0.014	A_{Nk3}	0.481	ε_{N2}	0.023
	a_{N1}	0.034	A_{Nk1}	-1.187	ε_{N0}	-0.183

Table 4.2 Approximate coefficients of wave induced force and moment. (λ/L_{pp}=1.50)

X'_W	a_{X4}	0.162	A_{Xk4}	0.688	ε_{X2}	0.074
	a_{X2}	-0.412	A_{Xk2}	-1.182	ε_{X0}	-0.009
	a_{X0}	0.032	A_{Xk0}	-1.273		
Y'_W	a_{Y3}	-0.243	a'_Y	-4.209	ε_{Y2}	0.095
	a_{Y1}	-0.268	b'_Y	4.705	ε_{Y0}	0.098
N'_W	a_{N3}	-0.006	A_{Nk3}	0.551	ε_{N2}	0.023
	a_{N1}	0.014	A_{Nk1}	-1.359	ε_{N0}	-0.183

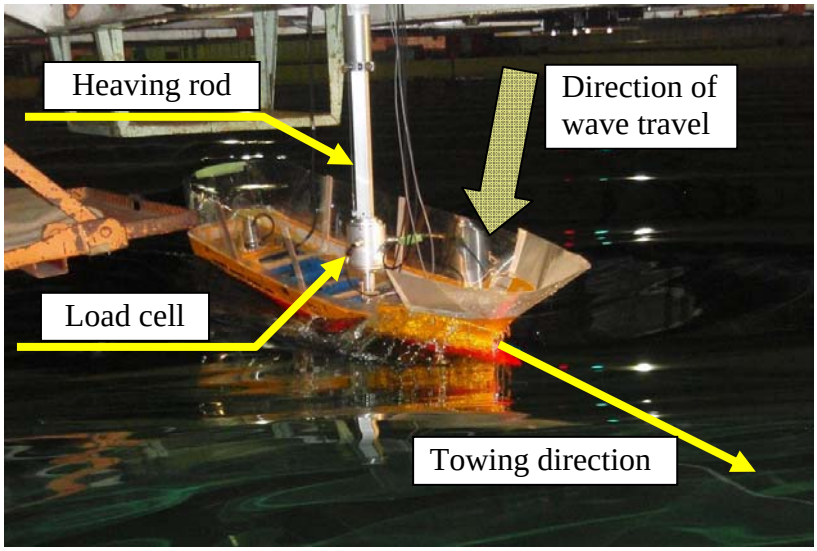


Fig.4.1 Arrangement of the model experiment.

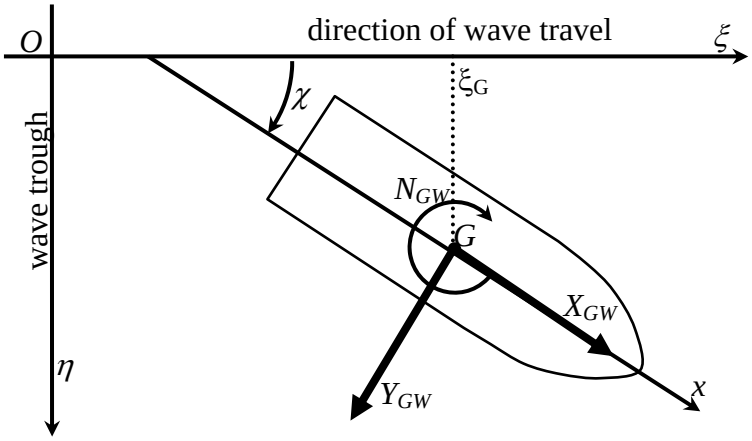
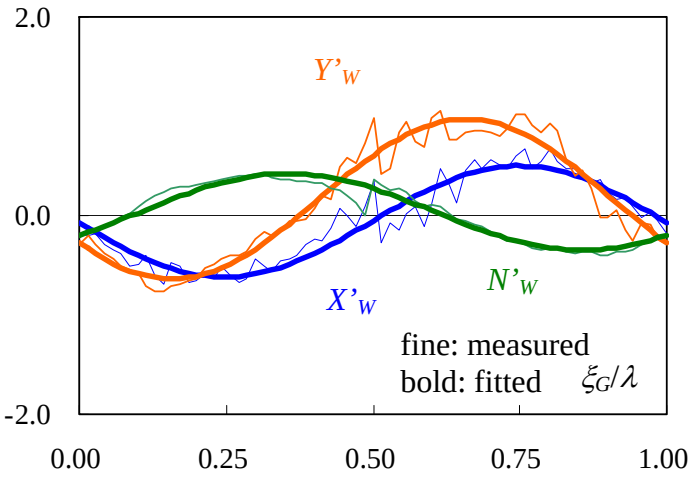
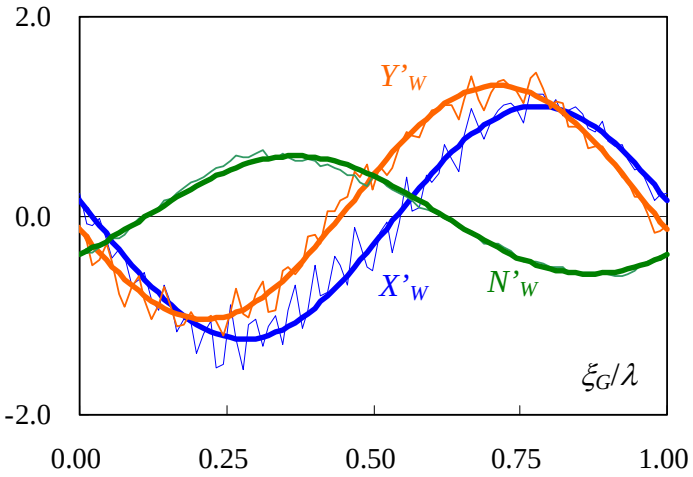


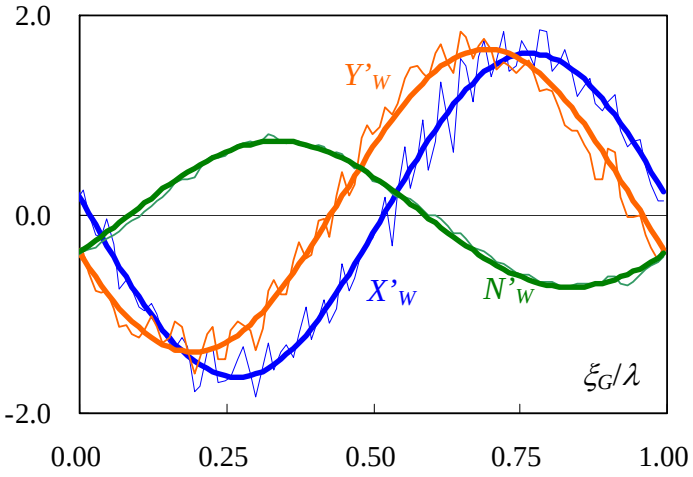
Fig.4.2 Definition of wave-induced forces and moment.



(a) λ/L_{PP}=1.05, H/λ=1/27, χ=-30 °, U=1.15m/s

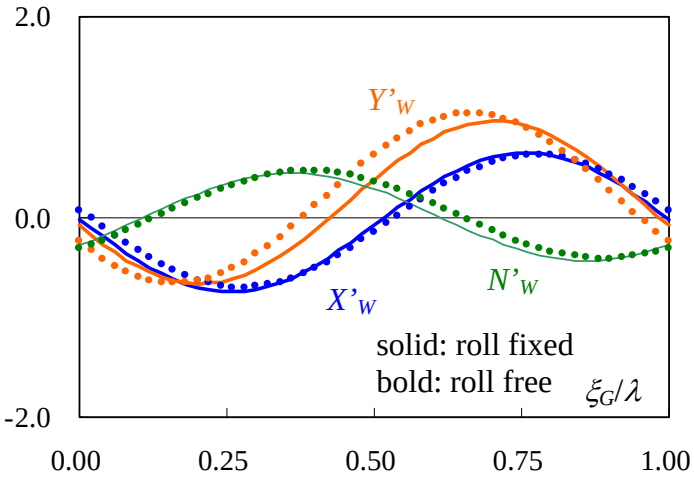


(b) λ/L_{PP}=1.27, H/λ=1/24, χ=-30 °, U=1.36m/s

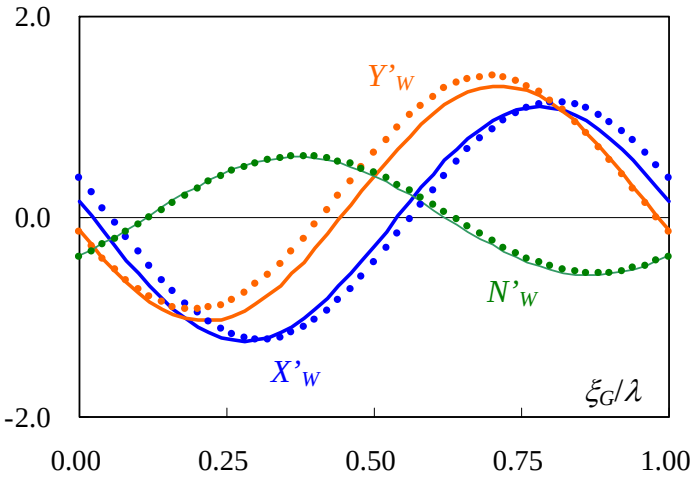


(c) λ/L_{PP}=1.50, H/λ=1/23, χ=-30 °, U=1.47m/s

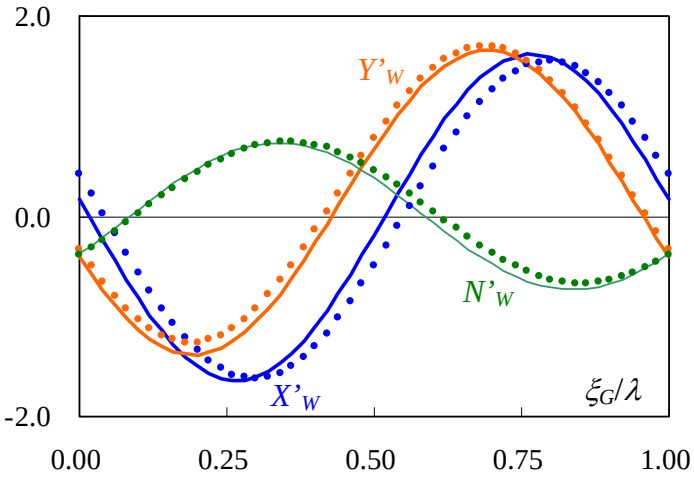
Fig.4.3 Examples of fitted wave-induced forces and moment.



(a) λ/L_{PP}=1.05, H/λ=1/27, χ=-30 °, U=1.23m/s



(b) λ/L_{PP}=1.27, H/λ=1/24, χ=-30 °, U=1.36m/s



(c) λ/L_{PP}=1.50, H/λ=1/23, χ=-30 °, U=1.47m/s

Fig.4.4 Difference of measured wave-induced forces and moment between roll fixed and free.

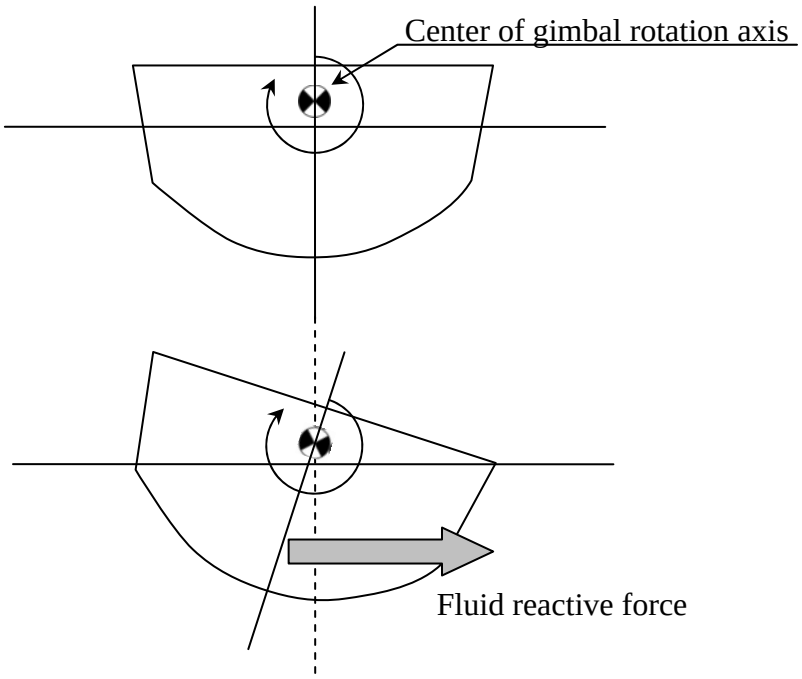
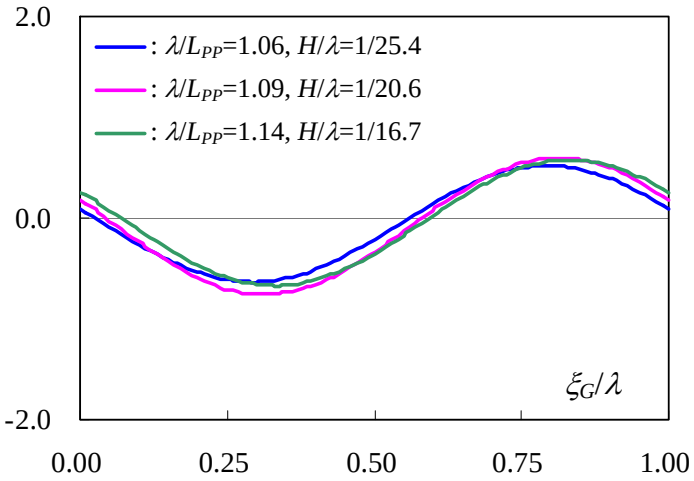
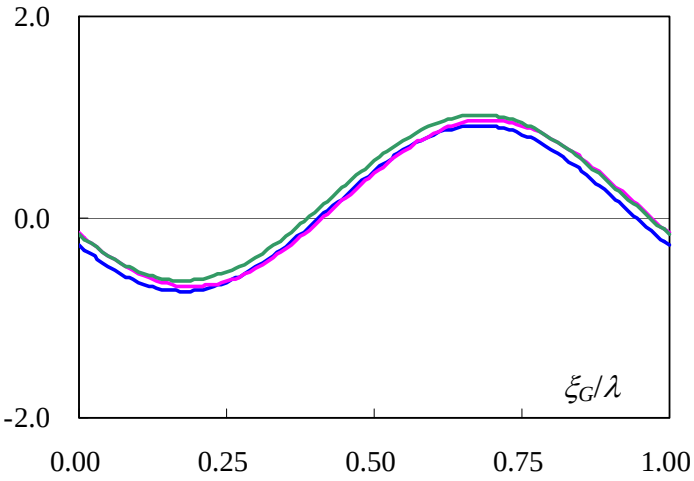


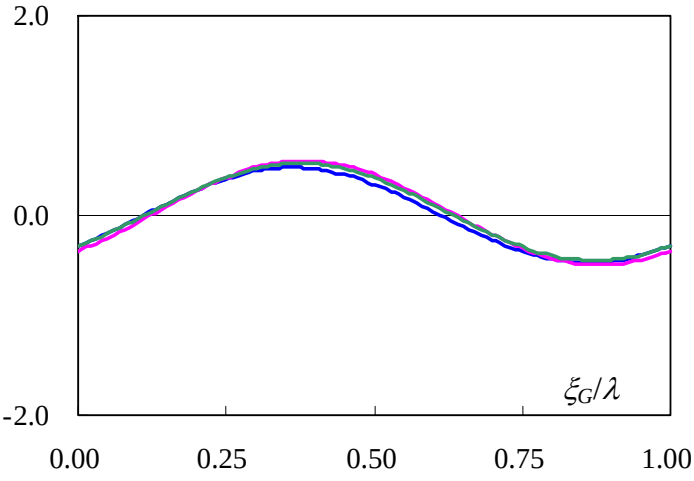
Fig.4.5 Swaying force form coupling of rolling and swaying motion.



(a) Non-dimensional wave-induced surge force.



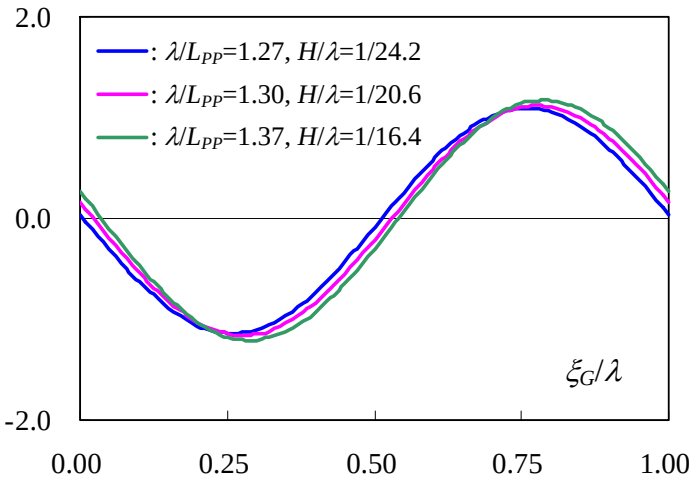
(b) Non-dimensional wave-induced sway force.



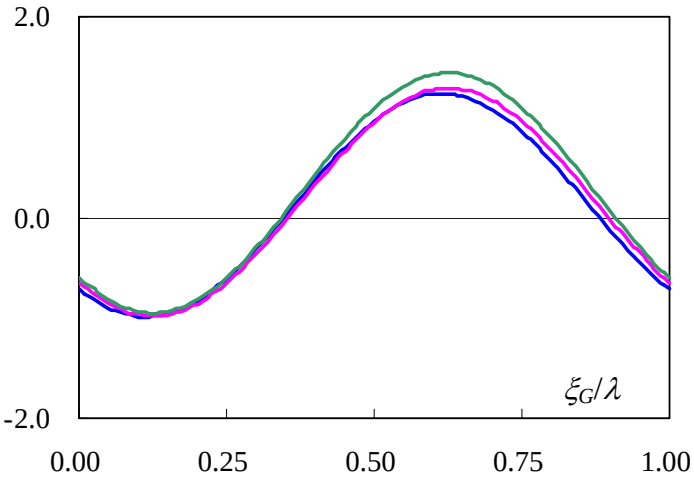
(c) Non-dimensional wave-induced yaw moment.

Fig.4.6 Effects of wave steepness on wave-induced force.

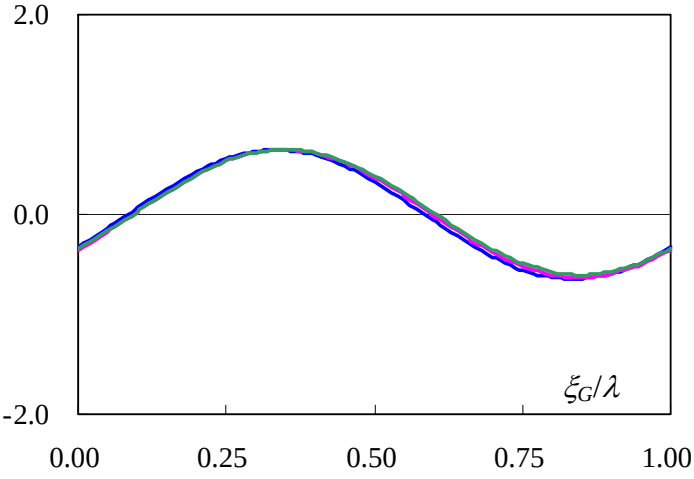
(λ/L_{PP}=1.06~1.14, χ=-30 °, U=1.27m/s)



(a) Non-dimensional wave-induced surge force.



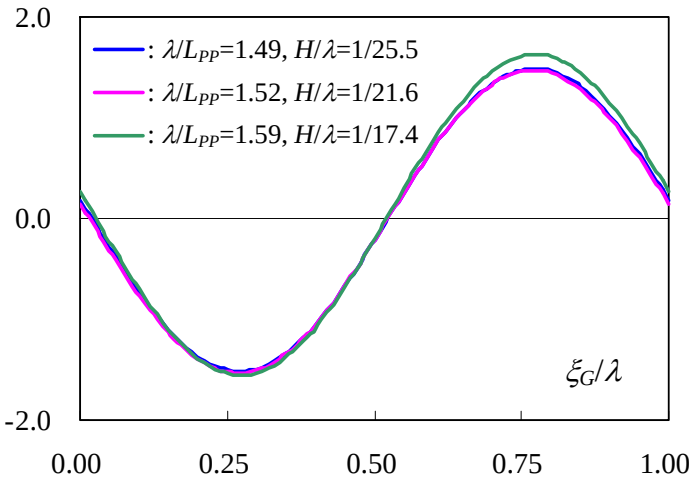
(b) Non-dimensional wave-induced sway force.



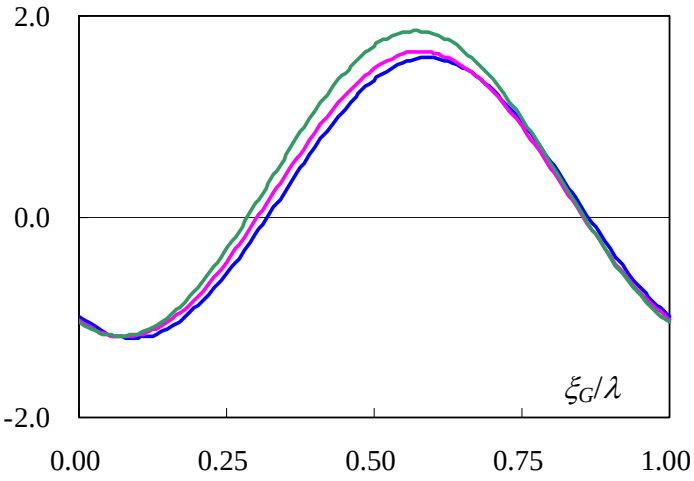
(c) Non-dimensional wave-induced yaw moment.

Fig.4.7 Effects of wave steepness on wave-induced force.

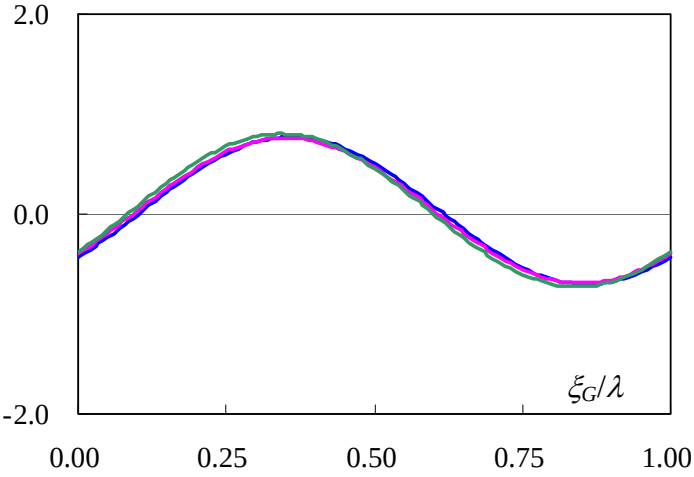
(λ/L_{PP}=1.27~1.37, χ=-30 °, U=1.39m/s)



(a) Non-dimensional wave-induced surge force.



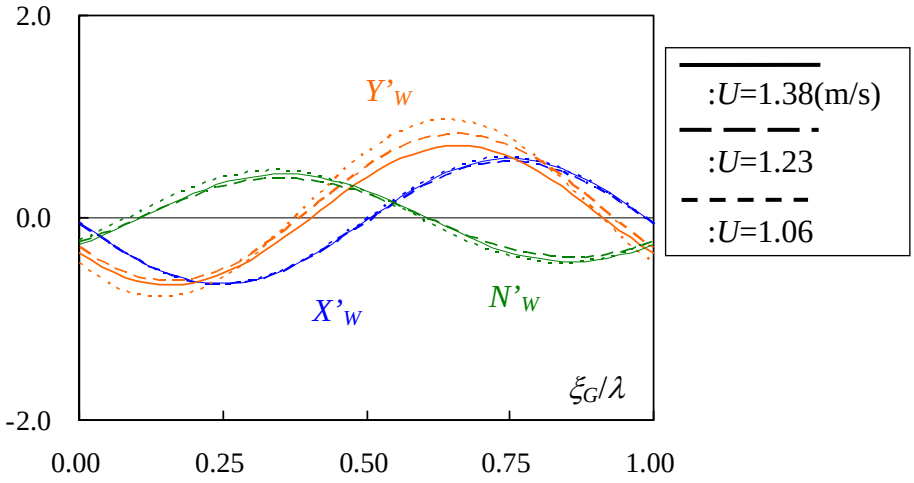
(b) Non-dimensional wave-induced sway force.



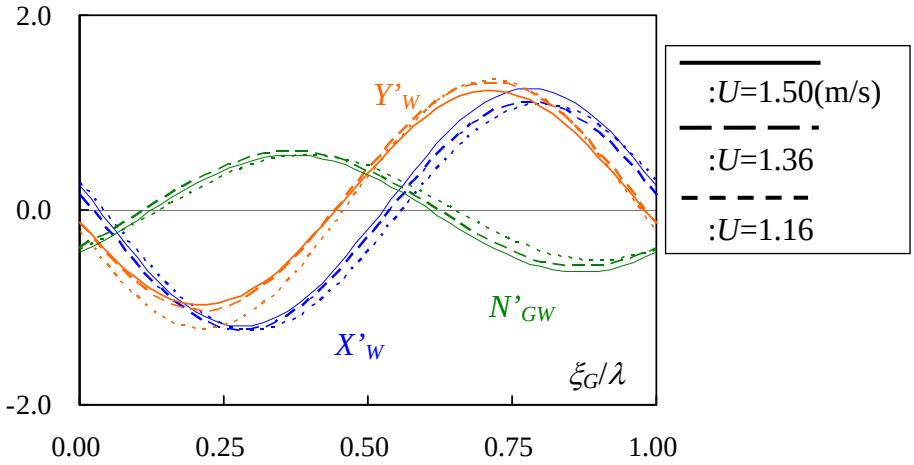
(c) Non-dimensional wave-induced yaw moment.

Fig.4.8 Effects of wave steepness on wave-induced force.

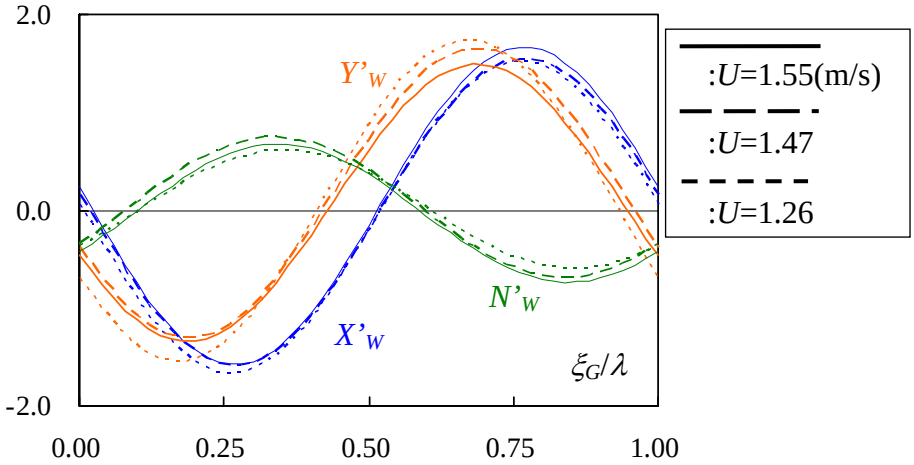
(λ/L_{PP}=1.49~1.59, χ=-30 °, U=1.50m/s)



(a) λ/L_{PP}=1.05, H/λ=1/27, χ=-30 °

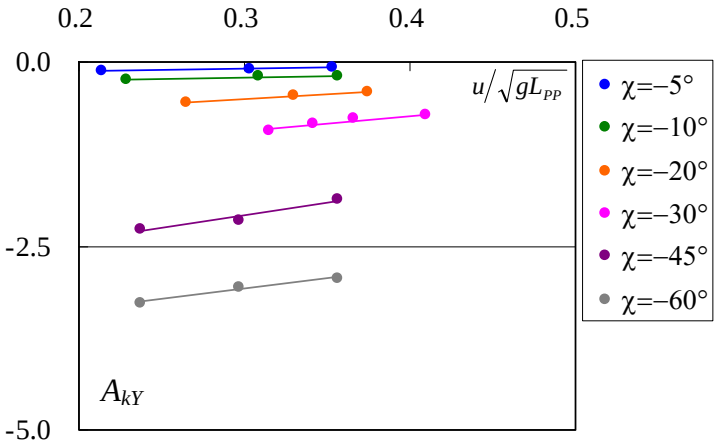


(b) λ/L_{PP}=1.27, H/λ=1/24, χ=-30 °

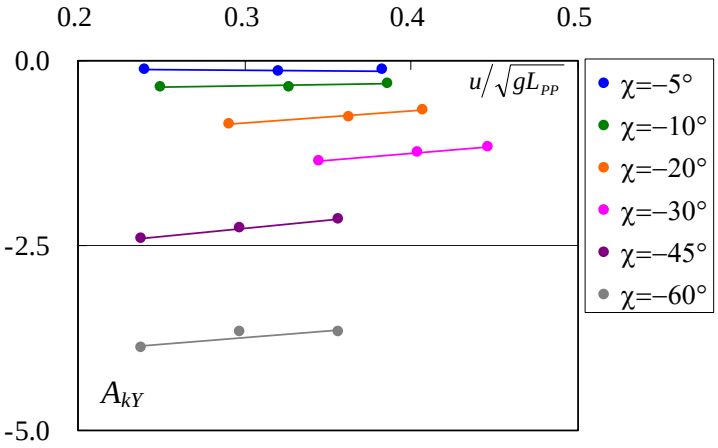


(c) λ/L_{PP}=1.50, H/λ=1/23, χ=-30 °

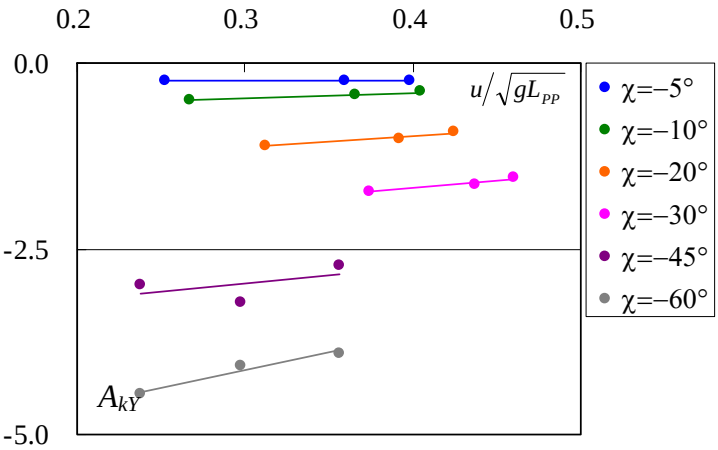
Fig.4.9 Effects of encounter frequency on non-dimensional wave-induced force and moment.



(a) λ/L_{PP}=1.05



(b) λ/L_{PP}=1.27



(c) λ/L_{PP}=1.50

Fig.4.10 Variation of amplitude of Y'_W to advance speed.

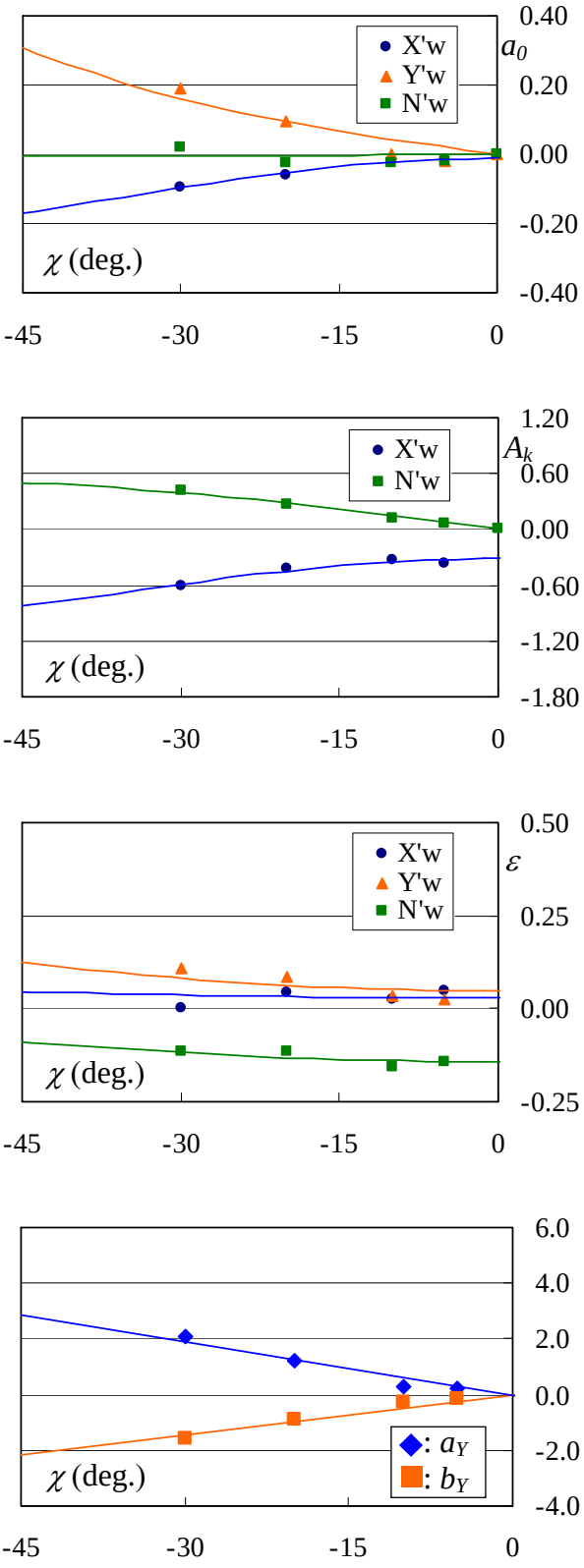


Fig.4.11 Comparison of a_0, A_k, ε and a_Y, b_Y for wave direction measured and modeled.

(λ/L_{PP}=1.05)

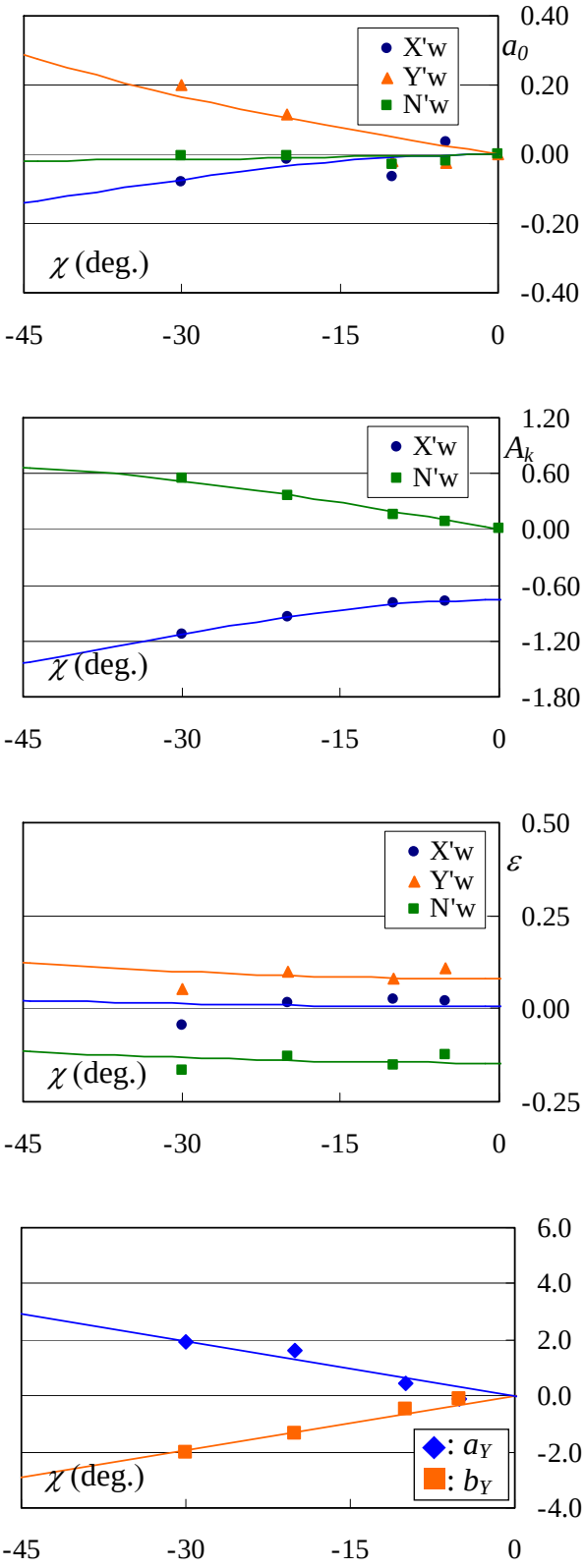


Fig.4.12 Comparison of a_0, A_k, ε and a_Y, b_Y for wave direction measured and modeled.

(λ/L_{PP}=1.27)

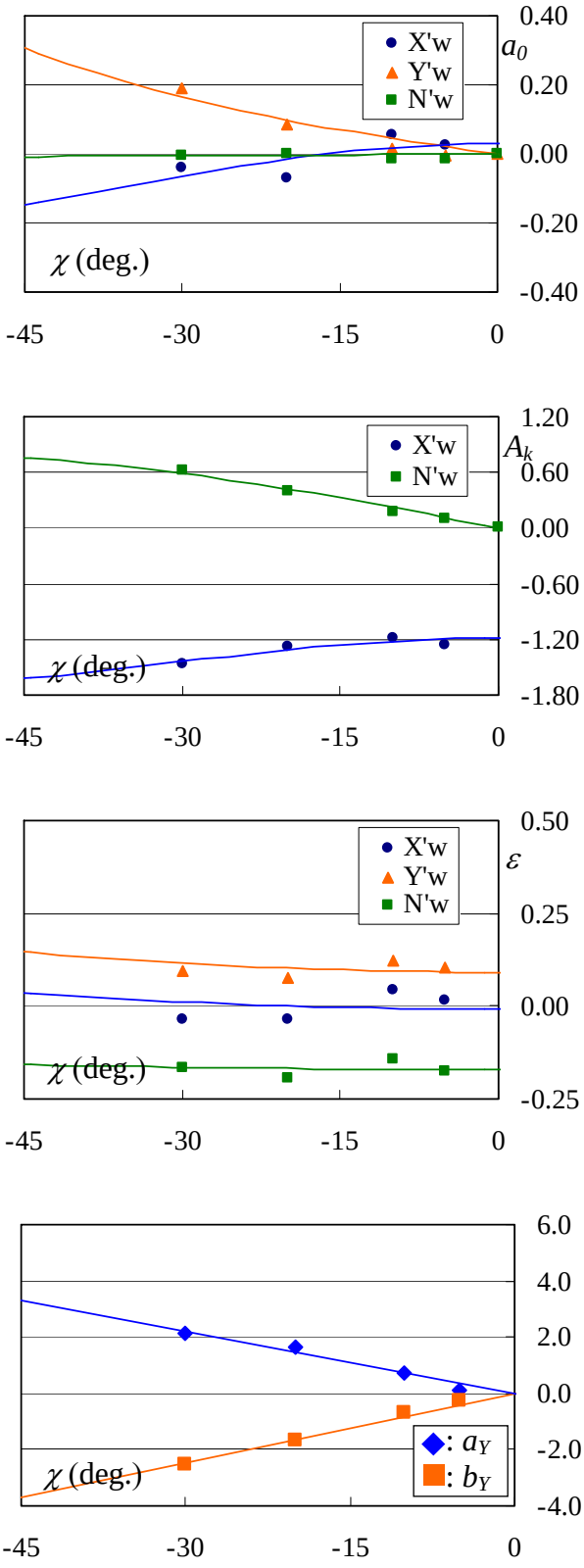


Fig.4.13 Comparison of a_0, A_k, ε and a_Y, b_Y for wave direction measured and modeled.

(λ/L_{PP}=1.50)

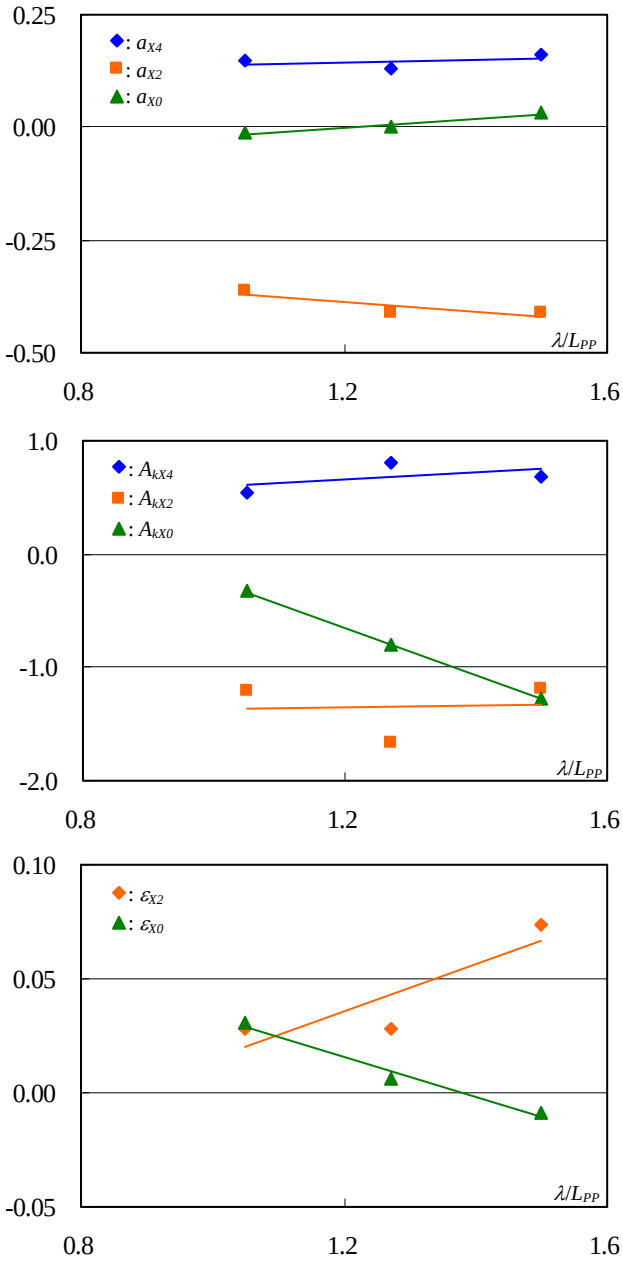


Fig.4.14 Variation of coefficients of X'_W to wave length to ship length ratio.

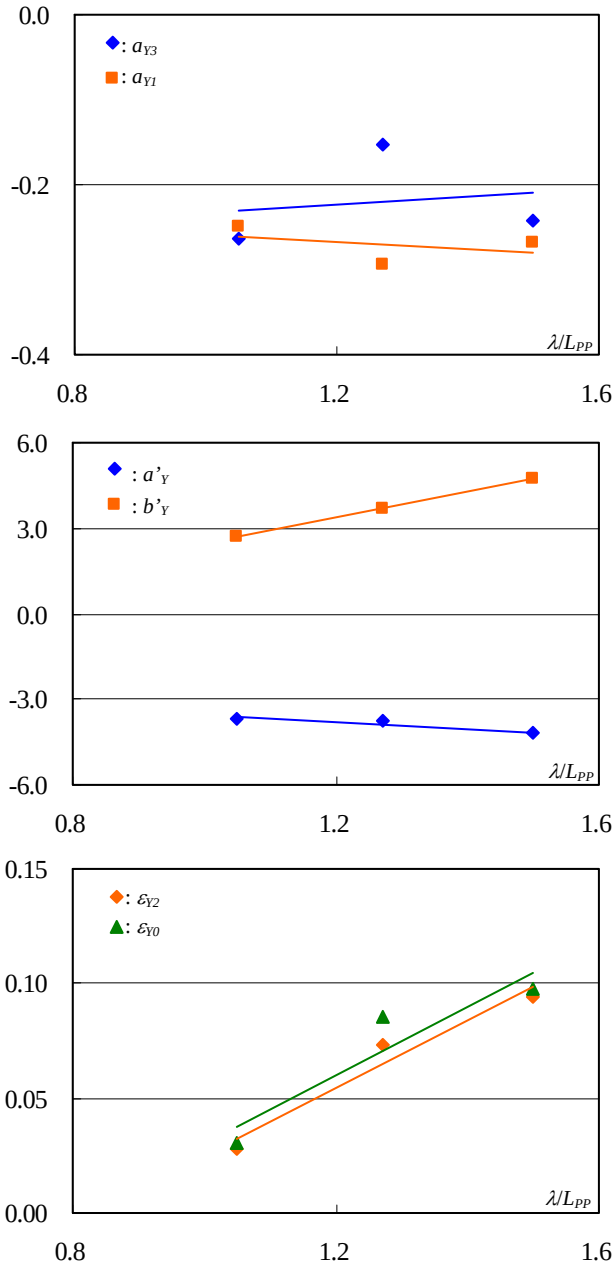


Fig.4.15 Variation of coefficients of Y'_W to wave length to ship length ratio.

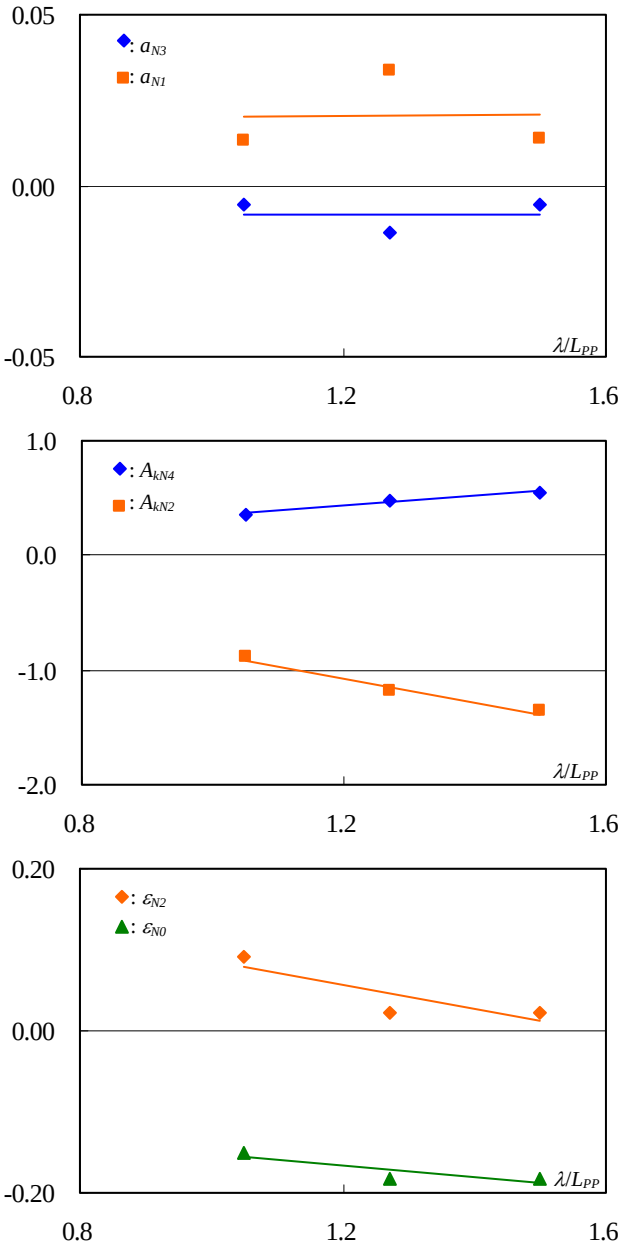
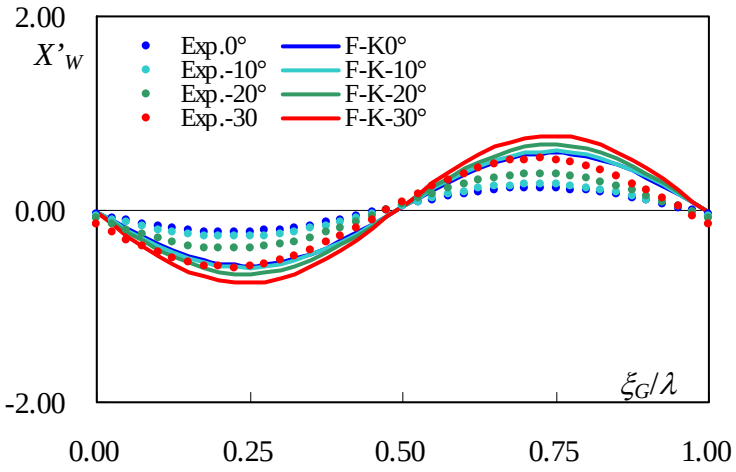
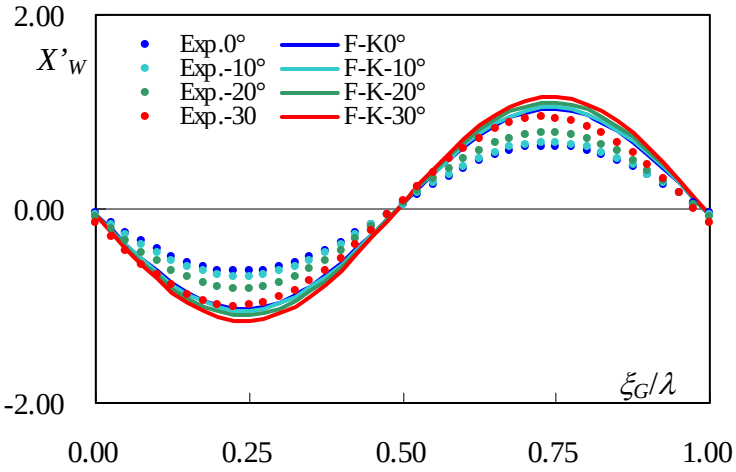


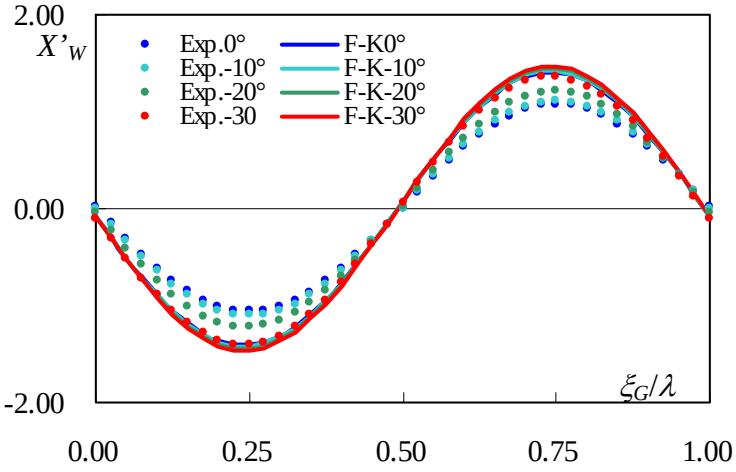
Fig.4.16 Variation of coefficients of N'_W to wave length to ship length ratio.



(a) λ/L_{PP}=1.0



(b) λ/L_{PP}=1.2



(c) λ/L_{PP}=1.4

Fig.4.14 Comparisons between experimental and calculated values of X'_W.

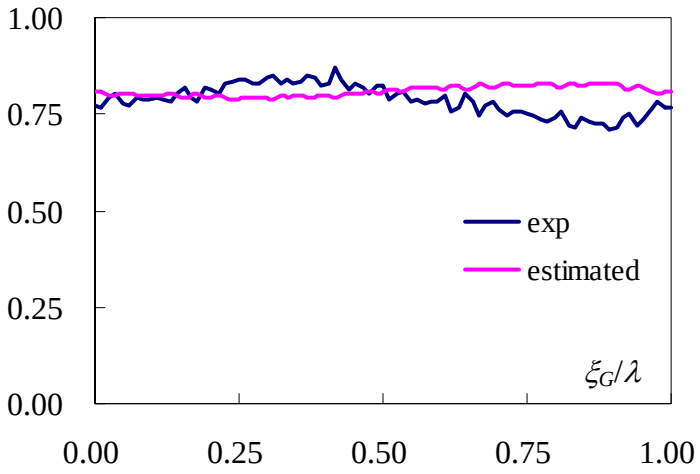


Fig.4.15 Comparison of (1-t_P) between experiment in following seas and estimated value in still water.

(λ/L_{PP}=1.27, H/λ=1/24, χ=0°, n=25rps)

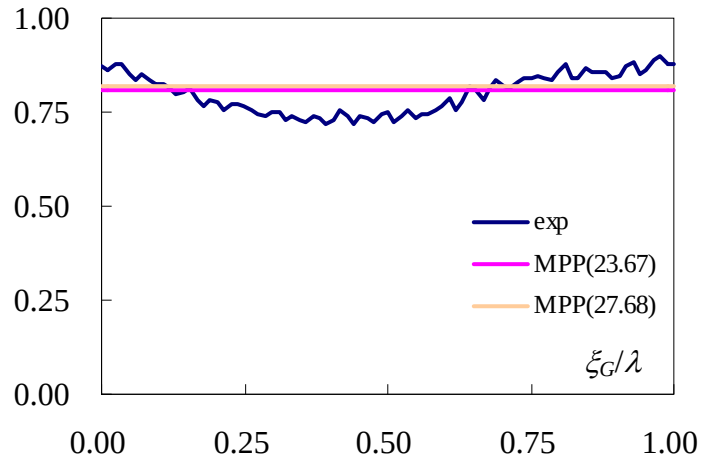
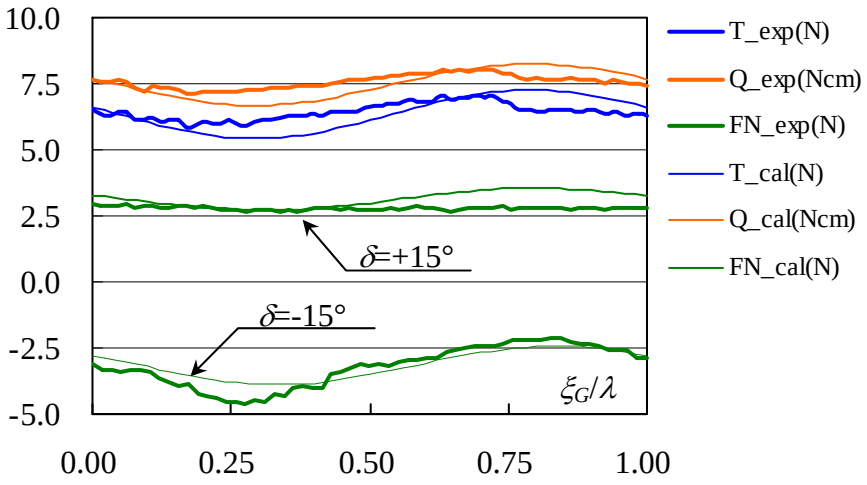
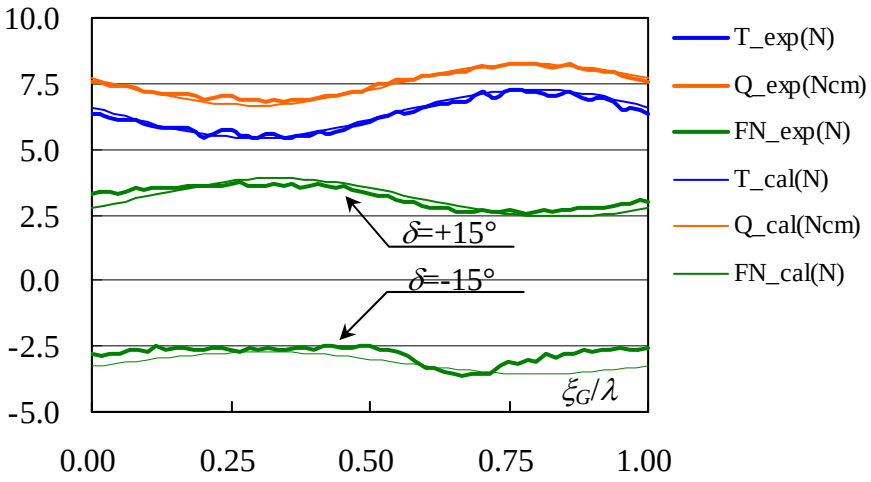


Fig.4.16 Comparison of (1-w_P) between experiment in following seas and MPP value in still water.

(λ/L_{PP}=1.27, H/λ=1/24, χ=0°, n=25rps)



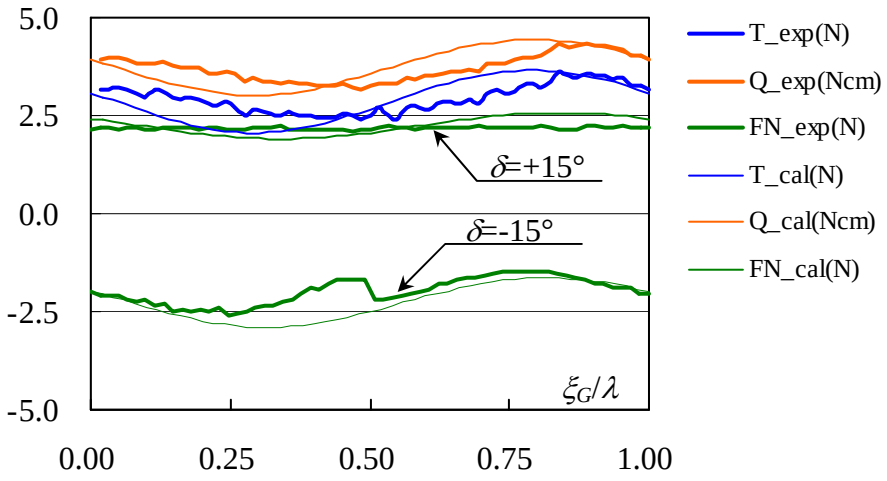
(a) χ=+30°, n=25rps, δ=±15°



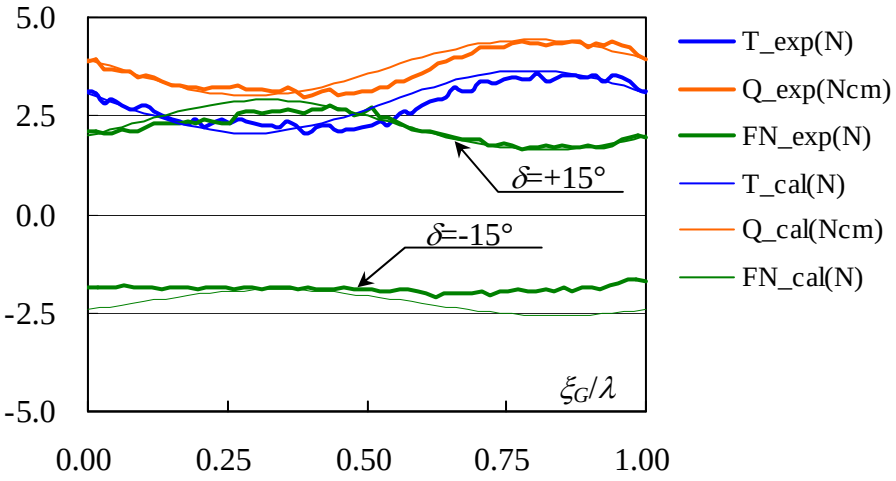
(b) χ=-30°, n=25rps, δ=±15°

Fig.4.17 Comparison of propeller thrust/tuque and rudder normal force in quartering seas between experiment and calculation on J=0.43.

(λ/L_{PP}=1.27, H/λ=1/24)



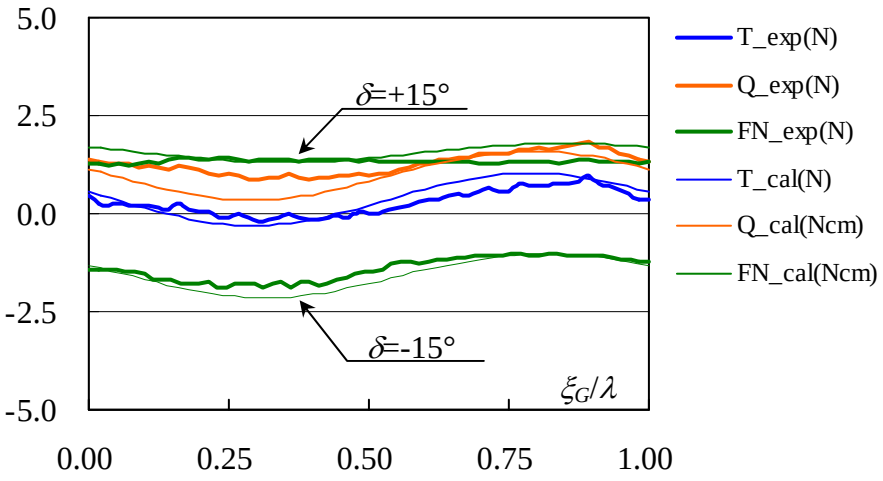
(a) χ=+30°, n=20rps, δ=±15°



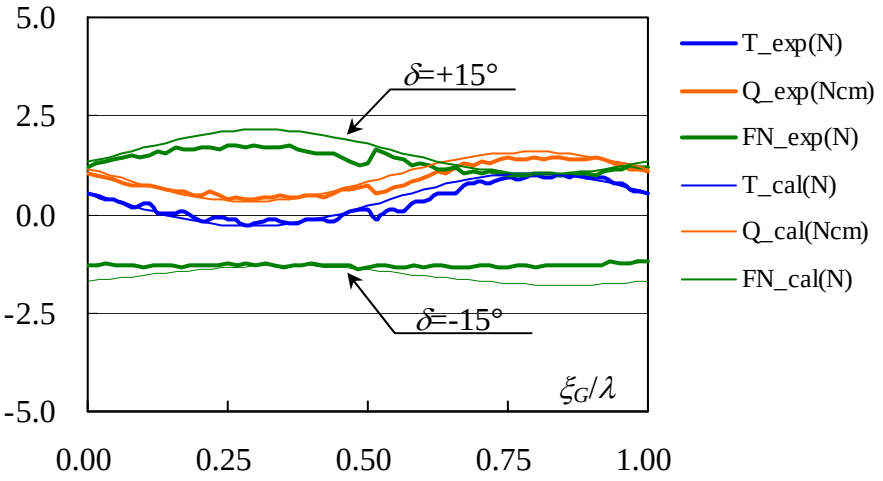
(b) χ=-30°, n=20rps, δ=±15°

Fig.4.18 Comparison of propeller thrust/tuque and rudder normal force in quartering seas between experiment and calculation on J=0.54.

(λ/L_{PP}=1.27, H/λ=1/24)



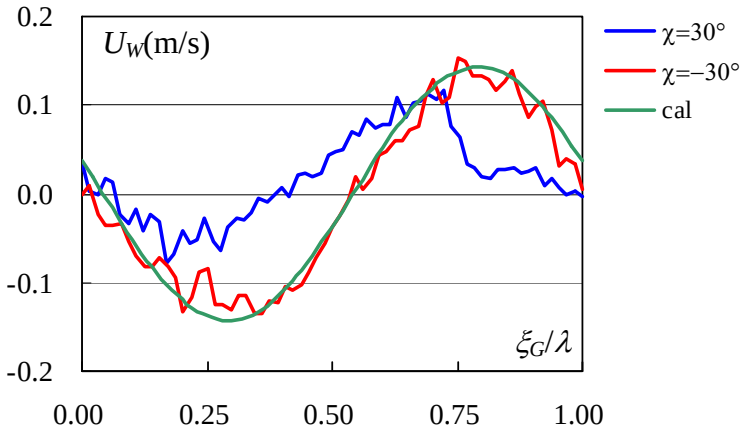
(a) χ=+30°, n=15rps, δ=±15°



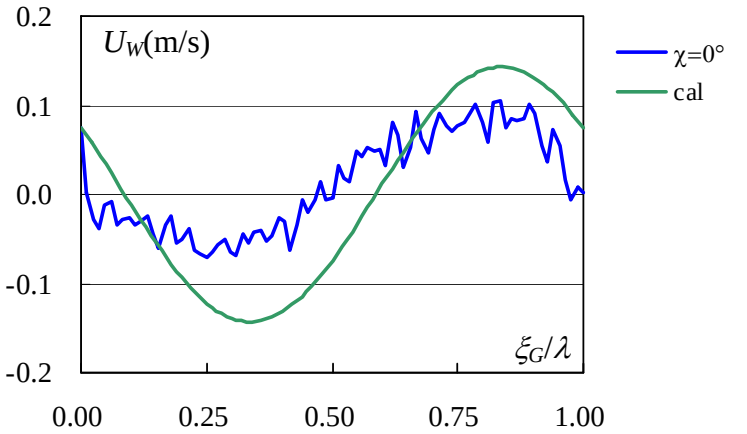
(b) χ=-30°, n=15rps, δ=±15°

Fig.4.19 Comparison of propeller thrust/tuque and rudder normal force in quartering seas between experiment and calculation on J=0.72.

(λ/L_{PP}=1.27, H/λ=1/24)



(a) χ=±30°, n=25rps



(b) χ=0°, n=25rps

Fig.4.20 Comparison of wave particle velocity between experiment and calculation on J=0.43.

(λ/L_{PP}=1.27, H/λ=1/24)

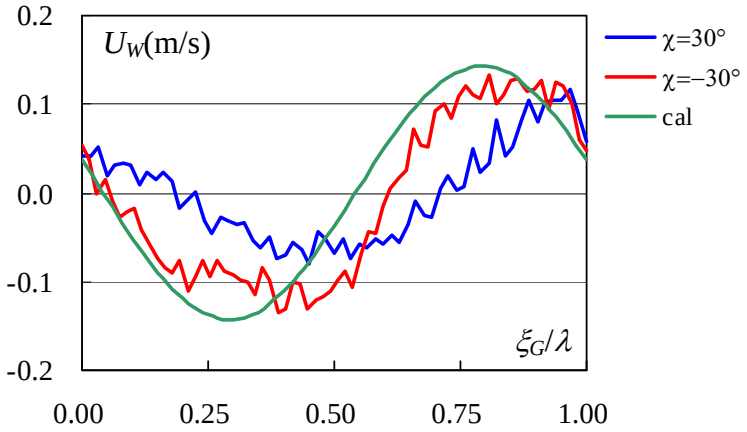
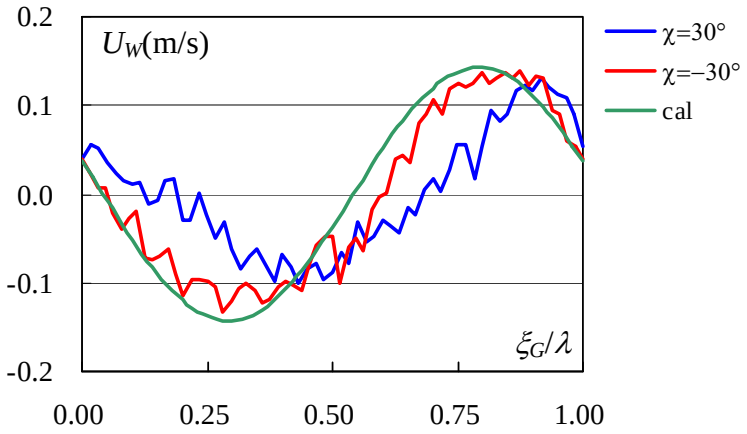
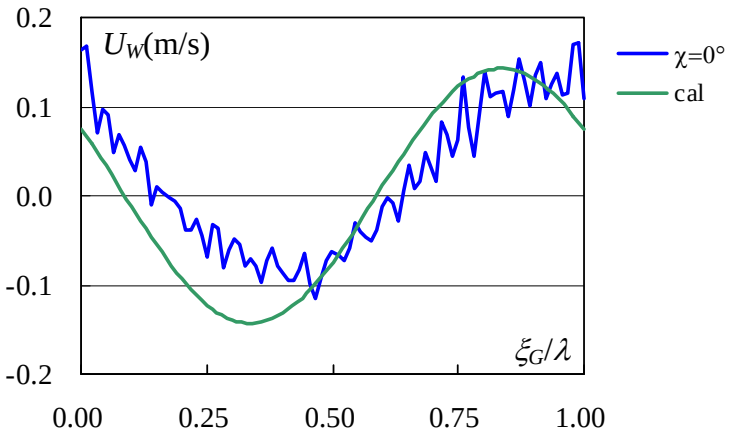


Fig.4.21 Comparison of wave particle velocity between experiment and calculation on J=0.43.

(χ=±30°, n=20rps, λ/L_{PP}=1.27, H/λ=1/24)



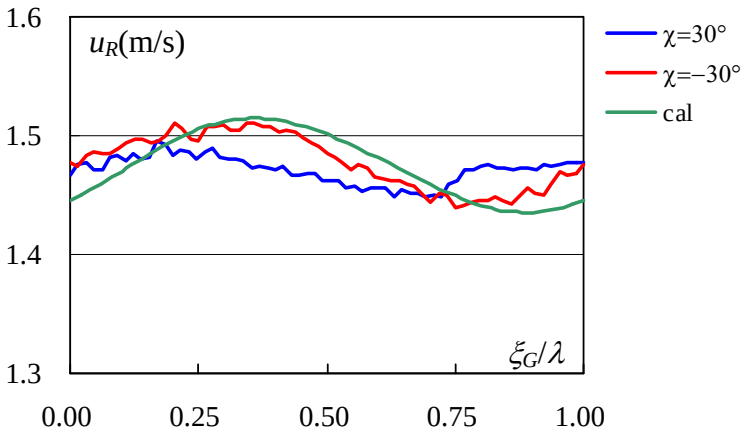
(a) χ=±30°, n=15rps



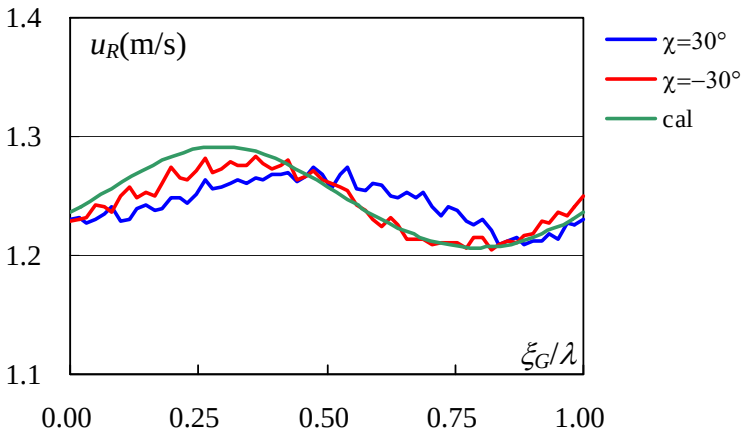
(b) χ=0°, n=15rps

Fig.4.22 Comparison of wave particle velocity between experiment and calculation on J=0.72.

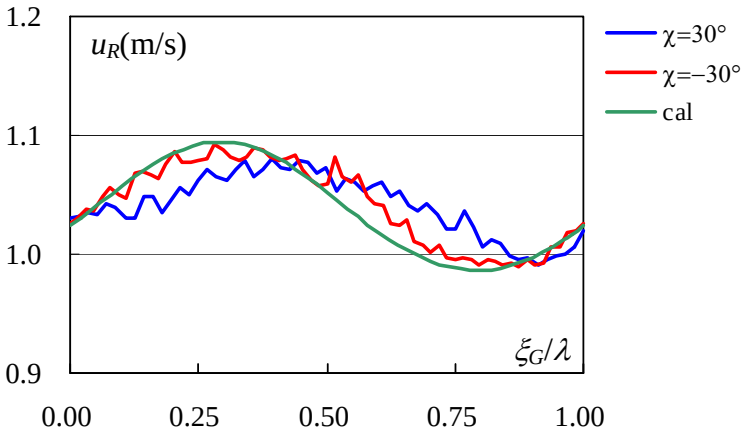
(λ/L_{PP}=1.27, H/λ=1/24)



(a) χ=±30°, n=25rps



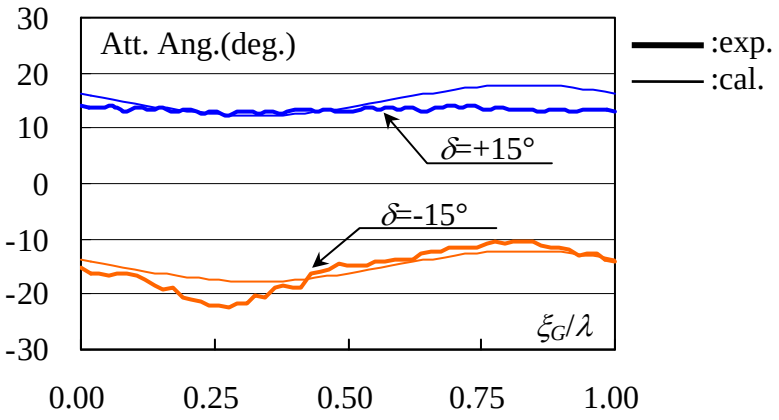
(b) χ=±30°, n=20rps



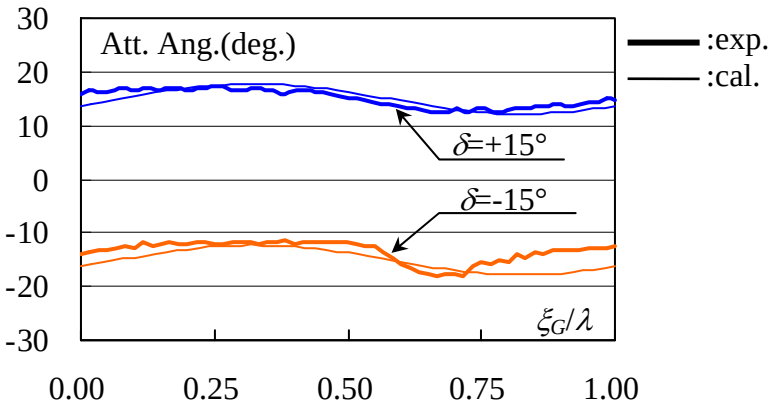
(c) χ=±30°, n=15rps

Fig.4.23 Comparison of rudder inflow velocity between experiment and calculation

(λ/L_{PP}=1.27, H/λ=1/24)



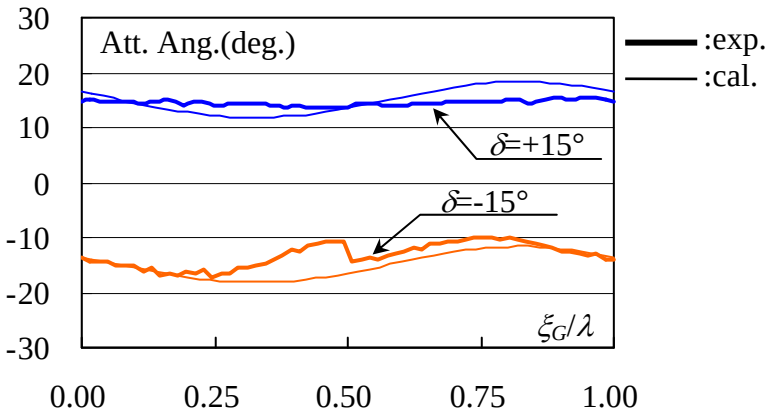
(a) χ=+30°



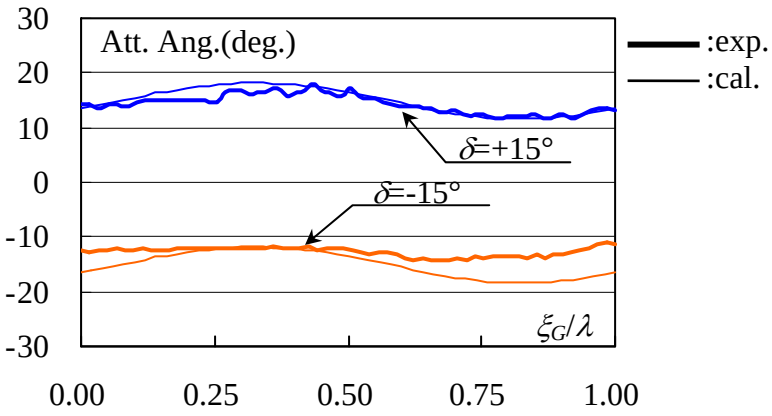
(b) χ=-30°

Fig.4.24 Comparison of rudder inflow angle between experiment and calculation

(λ/L_{PP}=1.27, H/λ=1/24, n=25rps)



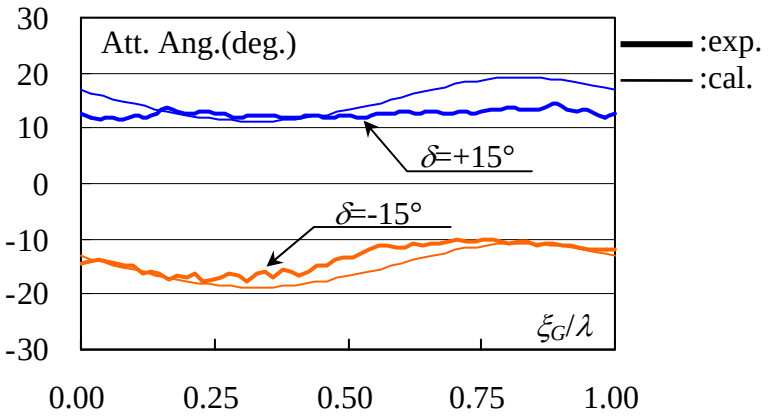
(a) χ=+30°



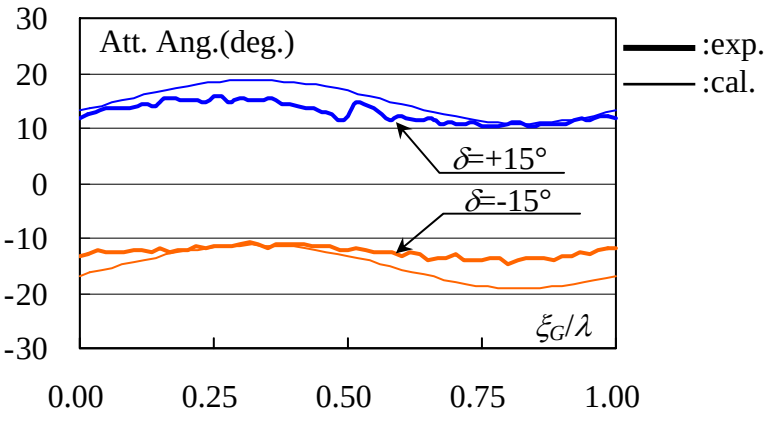
(b) χ=-30°

Fig.4.25 Comparison of rudder inflow angle between experiment and calculation

(λ/L_{PP}=1.27, H/λ=1/24, n=20rps)



(a) χ=+30°



(b) χ=-30°

Fig.4.26 Comparison of rudder inflow angle between experiment and calculation

(λ/L_{PP}=1.27, H/λ=1/24, n=15rps)

第 5 章　追波・斜追波中の自由航走試験と運動シミュレーション

5. 1　追波・斜追波中の自由航走試験

本節では，追波・斜追波中の自由航走試験を行い，波乗り・ブローチング現象を計測し，それらの発生条件を実験的に明らかにする。漁船を対象にした波浪中の自由航走試験は，古くは川島らによって北海道・大沼 [39]にて自然風波中で行われ，その後，梅田・松田・橋本らによって，水産工学研究所にて，ブローチング・パラメトリックローリング等の転覆の原因となる現象の研究が行われてきた [26]。一般的に，自由航走試験を行う際には，無線受信機・バッテリなど，多くの機材を搭載する必要がある。したがって，大型の模型船や水槽設備が必要となり，多額の費用がかかることになる。さらに，波浪中の実験を行う場合は，打ち込み水・転覆等に備えて，防水加工が必要となり，大きな模型船ほど大掛かりな加工となる。

そこで，本論では，小型模型船を用いた自由航走試験を新たに確立し，実施した [40]。また，運動シミュレーションモデルからもわかるように，波乗りの発生には，プロペラ推力，ブローチングの発生には，舵直圧力が重要な項となる。ブローチング中の船体運動等の計測例は多くあるが，プロペラ推力や舵直圧力が実際に計測された例は少ないため，新たに開発した装置を用いて，それらを明らかにした点は，画期的である。

次に，第 3 章で検討した舵直圧力の数学モデルに，自由航走試験から得られた船体運動を代入して，波粒子速度を考慮した場合としない場合の計算値を得た。それらと実験結果と比較し，数学モデルの精度を確認した。その結果，波粒子速度を考慮した本論のモデルは，精度良く舵直圧力を計算することができた。また，波粒子速度を考慮しない場合は，波向角が大きくなると，舵直圧力を過大に計算することがわかった。

5.1.1 小型模型船を用いた自走試験法

本論で行った，自由航走試験の概略を述べる。供試模型船は，第 3, 4 章で用いた縮率 1/32 の 135 トン旋網漁船模型とし，要目等は本章では省略する。前述の通り，小型模型船を用いることで，実験コストを抑えると共に，実験設備の制約を小さくして自由航走試験を行った。なお，GM は，計画状態に合わせて実船で 1.47m とした。模型船の縦慣動半径は，κ_{zz}/L_{oa}=0.25 程度に調整した。

Fig.5.1 に，供試模型船への機器の搭載状況を示す。小型のリチウムポリマーバッテリ・直流モータを用いた自航システムを採用した。方位角の計測には，実験室内の地磁気の歪みの影響を受けない 1 軸ファイバーオプティックジャイロを用い，その他の船体運動は，6 軸慣性ジャイロを用いて計測を行った。小型の自航動力計や舵検力計一体型の操舵機を開発し，波乗り・ブローチングの発生機構で重要となるプロペラ推力，舵直圧力を計測した。

模型船の位置計測は，土木用のトータルステーションを活用した。これは，模型船に搭載した反射プリズムを測距装置で自動追尾し，その距離と角度から 3 次元位置を 20Hz で精度良く行うことができる。しかし，模型船内で計測される運動等と計測系が異なるため，データの同期が必要になる。本論では，計測開始直後に模型船を自由横揺れさせ，この時の船体の横揺れと，プリズムの左右方向への移動時期から同期を取った。なお，トータルステーションで計測されるのは，プリズムの位置であるため，船体重心へ座標変換する必要がある。そのため，船体重心とプリズムの位置関係から，回転行列を用いて座標変換し，船体重心位置を求めた。

筆者らは，以前から小型模型船を用いて，波乗り・ブローチングの発生条件の検討を行っていた [41)]が，手動で操船するなど，保針精度・再現性の面で，必ずしも良い実験結果とは言えず，操舵速度も設定できなかったため，新たにオートパイロット装置や，サーボ制御の操舵アンプを開発し，これらの問題を解決した。

5.1.2　自由航走試験と実験条件

実験は，ジャパンマリンユナイテッド・運動性能水槽（70m×30m×3m）にて実施し，実験設備の都合上，水槽を横手方向に使用した。曳引電車から模型船を拘束・解放し，無線機で信号を送信して，Fig.5.2 に示す実験例のように，自由航走試験を行った。全ての実験は，初期条件による波乗りの発生 [42]を除くため，模型船を加速せずに試験を行った。プロペラを所定の回転数で回転させながら，波の進行方向へ船首を向けて模型船を緩やかに手で拘束し，波が水槽に十分に伝播した後，模型船を解放し，オートパイロットによる保針操船に移行した。したがって，初期条件は，U_0=0m/s, ψ_0=0°程度となっている。

波浪条件は，波長船長比λ/L_{PP}=1.1~1.7，波岨度 H/λ=1/22~1/14 の規則波中で行い，プロペラ回転数は，平水・直進時の定常船速がフルード数換算（以後，公称フルード数 Fn）で 0.35, 0.40, 0.43 となるように設定した。なお，自航モータの回転数は，一定回転数となるように制御している。操舵機の操舵速度は，一般商船では，SOLAS で規定される操舵速度(65°/28s)となるが，本供試模型船では，100 トンクラスの漁船でよく採用されている操舵機を考慮して実船スケールでの操舵速度を 4.4°/s とし，模型船の縮率を考慮して 24.8°/s とした。なお，時定数 T_E は，0.1 程度である。オートパイロットは，(3.21), (3.22)式と同様の PD 制御で行い，保針方向は，χ_c=0°, -5°, -15°, -30°と設定した。なお，オートパイロットの設定は，比例ゲイン C_1=1, 微分ゲイン C_2=0 と設定した。

まず，事前実験として平水中の旋回試験を行い，本論で用いる自走試験方法が適切であるかを確認した。プロペラ回転数は，Fn=0.40 となるように設定し，指令舵角δ*=±35°としている。Fig.5.3 に航跡・船体運動の時系列を示す。プロペラ推力・トルク，舵直圧力に関しては，船速・船体運動をそれらの数学モデルに代入して計算値を求め，実験値と比較した。船速低下に伴うプロペラ推力・トルクの上昇を含め，両者は，よく一致しており，実験とプロペラ・舵に関する数学モデルの整合性を確認することができた。

5.1.3　自由航走試験の結果と考察

計測された航跡，船体運動，プロペラ推力・トルク，舵直圧力を計測した。計測した運動・航跡・力は，第 3 章と同様の Fig.3.1 に示す，試験開始点を原点 O_0 とする静止座標(O_0-X_0, Y_0)，ある波の谷にξ方向の原点 O を置く空間移動座標(O-ξ, η)，船体重心を原点 G とする船体座標(G-x_B, y_B, z_B)，水平船体座標(G-x, y, z)を組み合わせて整理した。

(1) 実験結果の分類

本論では，計測された結果を定量的に以下のように安全度を踏まえ，段階的に分類する。ただし，ブローチングの判別は，Umeda らによって提案 [30]された(5.4)式に従う。それぞれの航跡と船体運動の例を Fig.5.4 ~5.7， Fig.5.10~13 に示す。

1) overtaken：波に追い越され加減速され，周期的な運動をする。

$$\dot{X}_{0\max} < c \tag{5.1}$$

2) surf-riding：船速が，波によって加速され，X_0 方向の速度が，波の位相速度 c を越え，波乗り状態となる。

$$\dot{X}_{0\max} \geq c \tag{5.2}$$

3) nearly broaching：波乗り後，操舵とは反対の回頭角速度が発生する。なお，舵角が最大舵角に達した場合は，3.5 とした。

$$\left.\begin{array}{l} \delta > 0, r < 0 \\ or \\ \delta < 0, r > 0 \end{array}\right\} \tag{5.3}$$

4) broaching：最大舵角においても，操舵とは反対の回頭角速度が発達する。

$$\left.\begin{array}{l} \delta = +\delta_{\max}, r < 0, \dot{r} < 0 \\ or \\ \delta = -\delta_{\max}, r > 0, \dot{r} > 0 \end{array}\right\} \tag{5.4}$$

ただし，X_{0max}：X_0 方向の最大速度，$\delta_{\max}$：最大舵角

航跡の例に着目すると，波に追い越される場合は，保針方向に対して波下側へ航跡がシフトする。一方，波乗りし，ブローチングに陥ると大きく波上へ航跡がシフトし，保針が行えていないことがわかる。

次に，それぞれの船体運動及びプロペラ推力・トルクを考える。Fig.5.8 より，波に追い越され，周期的な運動をする場合，プロペラ推力・トルクも船速とともに周期的に変化していることがわかる。これは，船速と共にプロペラ流入速度が変化するためである。波乗りに陥ると，船速と共にプロペラ流入速度・前進常数が大きくなるため，Fig.5.9 に示すように，プロペラ推力・トルクは，小さい値に留まり続ける。Fig.5.11 に，ブローチングの例を示す。船体が大きく加速された後，操舵とは反対の回頭が発生し，最大舵角δ_{max}=+35°においても負の回頭角速度が発達しており，ブローチングと判定できる。その他の条件で計測されたブローチングにおいても，舵直圧力が大きく喪失することは無かった。したがって，実験を行った波条件の範囲では，舵の露出等は発生していなかったと考えられる。しかし，δ=+30°以上は，舵直圧力が上昇していないため，舵力の低下が発生していると考えられる。この点については，(3)で詳細を検討する。

以上のように，実験結果を分類し，波長船長比ごとの分類結果を Table 5.1~5.3 に示す。どの波長船長比も，波岨度が大きくなるに従い，nearly broaching, broaching の範囲が大きくなり，χ_c=-5, -15°と設定したときに，それらの結果が集中していることがわかる。プロペラ回転数が大きいと，surf-riding の範囲が大きくなり，nearly broaching, broaching も発生しやすくなる。ブローチングの発生条件となる，波乗りは，波浪条件にも左右されるが，概ね Fn=0.35~0.40，χ_c=-15°~-30°を境に，発生すると言える。

また，波岨度 H/λ=1/15 程度を境に nearly broaching から broaching へ結果が移行する傾向にある。波長船長比が大きくなと，その波岨度が小さくなり，ブローチングが発生しやすくなることが確認できた。

(2) モデル計算による，舵直圧力の詳細検討

3 章で検討した舵直圧力モデルの妥当性を自由航走試験結果から検討する。自走試験で得られた，船速・船体運動から，前進速度，横流れ速度，斜航角，回頭角速度を求め，舵直圧力モデルに船体運動と共に代入して舵流入角・舵流入速度・舵直圧力を計算する。計算と実験結果との比較から，モデルの妥当性を検討する。ただし，本論で行った自由航走試験において，船内データ・位置計測のシステムの同期は行ったが，波高計の計測は同期できなかったため，模型船の波の位相位置を正確に計測できず，波粒子速度の特定が曖昧になる。そこで，計測されたプロペラ推力と前進速度から，推力一致法を用いて，プロペラに流入する波粒子速度を同定し，これを舵に流入する波粒子速度とみなした。

以上のように求めた，舵流入角・舵流入速度・舵直圧力の実験・計算結果及び，波粒子速度の同定結果を考える。Fig.5.12 に overtaken, Fig.5.13 に surf-riding, Fig.5.14 に nearly broaching, Fig.5.15,5.16 に broaching の実験と計算結果の時系列を示す。 また，それを考慮しない場合の計算結果を比較し，波粒子速度の影響を考察する。

船体が波の下り斜面にあるとき，波粒子速度は，正の値となり，船尾方向からプロペラに流入していることがわかる。波乗り・ブローチング発生時は，U_W=0.2m/s 程度と比較的大きな速度が流入し続けるため，無視できないことがわかる。舵直圧力の実験・計算結果は，どの分類結果においても，よく一致しており，追波・斜追波中の舵直圧力モデルの妥当性を確認することができた。また，波粒子速度を考慮しない場合は，舵直圧力が全体的に大きく計算される傾向にあり，波粒子速度が，舵力の低下に寄与していることがわかる。そのメカニズムは，舵流入角と流入速度から，次のように説明できる。

船体が波の下り斜面にある場合，波粒子速度は，舵流入角と流入速度が共に舵直圧力が小さくなる方向へ影響する。特に，nearly broaching, broaching において，回頭角 ψ=-20°程度を超えると，波粒子速度の考慮の有無で，舵流入角に差異が現れはじめ，舵直圧力に大きく影響することがわかる。

(3) 平水中の舵角試験

上記のように，数学モデルを用いて，追波・斜追波中の舵直圧力が適当に計算できることがわかった。しかし，ブローチングに陥り，舵角が最大となる場合，波粒子速度を考慮した場合でも，舵直圧力が実験値よりも大きく計算された。そこで，舵流入角に注目すると，どの場合も舵流入角α=+30°を超えると，計算値が大きくなる。この原因は，2 項に先述したとおり，舵が失速気味となっていると考えられるため，さらなる考察を行う。

平水中の旋回運動では，Fig.5.5 に示すように，舵流入角は，操舵直後に大きく，旋回運動の発達とともに小さくなる。いわゆる，舵のダンピング効果である。一方，ブローチングは，舵角とは反対方向の旋回運動を伴うため，舵流入角が大きくなる。

そこで，平水中の舵角試験を行い，大舵角に対する舵直圧力の特性を確認した。試験条件は，曳航速度 U=0.8m/s，プロペラ回転数 n=10.9, 13.6(MMP), 19.0 rps として，3 種類のプロペラ荷重度に対して舵直圧力を計測した。

計測された舵直圧力とこの実験に対応する数学モデルの計算結果を Fig.5.17 に比較する。δ=±25°程度の範囲では，実験と計算値は良く一致しているが，それを超えると，実験値は頭打ちとなり，舵直圧力は計算通り増加しないことがわかる。以上が，舵力低下の原因と考えられるが，厳密には，レイノルズ数についても考慮が必要であろう。

5.2　追波・斜追波中の運動シミュレーション

波岨度・プロペラ回転数・保針方向を変えながら追波・斜追波中の運動シミュレーションを行い，船体運動に与える影響を考察する。なお，5.1(3)で指摘した，大舵角における舵直圧力の低下は，最大舵流入角α_{max}=±30°と制限することで考慮した。この制限が適切であるか確認するために，最大流入角を制限して，ブローチング発生時の船体運動から舵直圧力を再計算した結果を Fig.5.18 に示す。最大舵流入角を制限することで，舵直圧力の最大値が互いに同程度となり，適切に処理できた。

5.2.1　航跡・船体運動の自走試験との比較

自由航走試験で，nearly broaching, broaching が確認されたプロペラ回転数・保針方向について運動シミュレーションを行う。初期条件は，回頭角については，自由航走試験とあわせて零とした。初期の波の位相位置・船速については， 模型船を手で拘束し号令と共に解放するなど，不確定な要素が含まれている。そこで，初期の波の位相位置は，ξ_{G0}/λ=0/3, 1/3, 2/3 の 3 パターン，初期船速は，オートパイロット操船(操舵)が開始された船速の計測値を初期値として代入した。ただし，試験開始時刻におけるピッチ角は，どの実験結果も負となっており，ξ_{G0}/λ= 2/3 のシミュレーション結果が最も近い初期条件と考えられる。

Fig.5.19~5.26 にλ/L_{pp}=1.0~1.21, χ_c=-15°, Fn=0.43，Fig.5.27~5.32 にλ/L_{pp}=1.30~1.44, χ_c=-5°, Fn=0.43, Fig.5.33~5.38 にλ/L_{pp}=1.52~1.66, χ_c=-5°, Fn=0.43 における，実験とシミュレーションによる船体運動及び，航跡を比較する。初期の波の位相位置に違いは，主に最初の極大運動に至るまでの時間に影響している。実験結果と同様に，波岨度が大きくなるにつれて，操舵とは反対の回頭が大きくなり，最終的には，舵角が最大に達し，ブローチング運動に移行していく。

シミュレーションの結果は，操舵とは反対の回頭角速度が大きく計算される傾向にあるため，航跡・船体運動が完全に一致することはなかった。特に，波乗りからブローチングへ移行する条件においては，運動を決定付ける力・モーメントの推定がシビアになり，差が大きくなった。また，5.2.2 に後述するが，シミュレーションでは同一波面内で振動を伴った運度となる場合があった。しかし，実験でブローチングが発生する条件においては，初期条件の不確かさは残るものの，航跡・船体運動ともに良く一致していることがわかる。

航跡や船体運動は，様々な要因が重なり合って決定されるため，平水中においても，その推定は難しいものがある。したがって，波浪中の流体力微係数の変化など，モデルの改良の余地が残るが，本論ではこれ以上の検討は行わないこととする。

5.2.2　運動シミュレーションモデルによる，波乗り・ブローチングの発生推定

計算結果を 5.1.3(1)に倣って分類し，波乗り・ブローチングの発生条件を求め，模型実験との傾向と比較し，妥当性を考察する。波浪条件は，自由航走試験を行った条件と，波長船長比λ/L_{PP}=1.10~1.70，波岨度 H/λ=1/25, 1/20, 1/15, 1/12 で計算を行う。保針方向は，χ_c=0°~-30°とし，プロペラ回転数は，Fn=0.30~0.45 と設定した。操舵機・オートパイロットも自由航走試験と同じ設定とし，計算時間は，200s とした。

初期条件は，船速 U=0m/s, 回頭角ψ=0°とした。初期条件に関しては，計算時間を長くして，再計算したところ，Fig.5.39 に示すように，初期の位相位置の影響は，運動が進むにつれて薄くなり，最終的には，同じ運動に落ち着く場合が多いため，ξ_G/λ=0/3 を代表値として用いた。また，実験では確認することができなかったが，Fig.5.40 に示すように，波乗りして，同一波面内を振動しながら航行する場合も計算された。本論では，計算時間内に，その振動が収束する場合は，surf-riding と判定し，収束しない場合は，nearly broaching と判定している。それぞれの波長船長比における計算結果の分類を Table5.4~5.13 に示す。

(1) 波乗りの発生条件

まず，ブローチングの発生条件となる波乗り発生限界を確認する。自由航走試験では，波岨度に関わらず，保針方向χ_c=-5°と設定した場合，Fn=0.35 では波乗りは発生せず，Fn=0.40 で波乗りが発生している。したがって，Fn=0.35~0.40 に波乗りへの移行点が存在する。また，Fn=0.43 と設定した場合，χ_c=-15°では波乗りが発生するが，χ_c=-30°では，発生しないため，χ_c=-15~-30°に波乗りへの移行点が存在する。

運動シミュレーションの結果分類においても，実験を行った波岨度の範囲では，Fn=0.35~0.40 で，overtaken から surf-riding 以上の結果に移行している。また，保針方向についても，χ_c=-15°~-30°で surf-riding 以上の結果に移行している。

(2) ブローチングの発生条件

船体運動の時系列において述べたように，シミュレーションの方が，操舵とは反対の回頭角速度が大きく計算されるため，一部で，過大な推定結果となっているが，プロペラ回転数・保針方向・波岨度に対する分類結果の傾向は，定量的にもよく一致している。

シミュレーション結果の傾向は，波岨度が大きくなるにつれて，surf-riding から nearly broaching に結果が移行し，H/λ=1/15 程度を境に，broaching が発生する。波長船長比が大きくなると，その波岨度は小さくなり，broaching の領域が大きくなる傾向にある。この結果は，自由航走試験と定量的にもよく対応している。H/λ=1/12 になると，surf-riding 以上の結果がより大きくなり，broaching の領域がより大きくなる。

5.3 まとめ

本章では，小型模型船を用いて自由航走試験を行い，追波・斜追波中の自由航走試験の結果，波乗り・ブローチング現象を観測した。また，運動シミュレーションを行い，自由航走試験との結果を比較し，モデルの妥当性を確認した。以下に，本章をまとめる。

1) 追波・斜追波中の自由航走試験の結果，波乗り・ブローチング現象を観測することができた。本論では，波乗り・ブローチング発生時の船体運動だけでなく，プロペラ推力・トルク，舵直圧力を計測した。計測例の少ないこれらの計測結果は，貴重な結果と考えている。また，小型模型船の扱い易さを活かし，多くのパラメータで計測を行い，波乗り・ブローチングの発生条件を明らかにすることができた。
2) 自由航走試験で計測した船体運動を 3 章で検討した舵直圧力の数学モデルに代入することで，舵直圧力を計算した。実験と計算値を比較すると，数学モデルによる計算結果は，程度良く一致していた。一方，波粒子速度を考慮せずに，舵直圧力を計算したところ，波向角χ=-20°程度を超えると，過大に計算され，ブローチング発生時には大きな差が生まれることがわかった。

3) 自由航走試験結果から，自走中の舵流入速度と舵流入角を求めたところ，波の下り斜面において低下した。これは，波粒子速度の影響であり，共に舵直圧力が低下する方向へ影響する。拘束模型試験に続き，自由航走試験からもこの現象を確認することができた。古くから，ブローチング発生の原因と考えられてきた「舵効きの低下」は，以上のメカニズムによって発生すると言える。

4) 追波・斜追波中の運動シミュレーションを行い，自由航走試験結果と比較した。航跡・船体運動を比較すると，シミュレーション結果の方が操舵とは反対の回頭運動が大きく計算されたため，航跡・船体運動は，誤差が生まれた。しかし，ブローチングが発生する条件では，実験と定量的によく一致した船体運動・航跡を計算することができ，波乗り・ブローチング現象をシミュレーション上で再現することができた。

5) 波岨度・プロペラ回転数・保針方向をパラメータにシミュレーションを行い，シミュレーション結果を自走試験と同様に分類し，実験結果と比較した。シミュレーションから得られた波乗り・ブローチング発生領域は，波岨度・保針方向・プロペラ回転数に対して，実験結果とよく一致していた。したがって，定量的に精度良く波乗り・ブローチング発生予測を行うことができる。

6) 本論で用いた運動シミュレーションモデルは，3 自由度であり，横揺れ角の推定は行っておらず，転覆の危険予測を行うことはできない。横揺れ方向の波浪強制モーメントを計測する場合，小型模型を用いることは精度を考えると現実的ではない。したがって，波浪面を静水とみなし，船体運動による横傾斜と消失角の関係から，転覆予測を行うなどの方法を検討する予定である。

Table 5.1 Classified results of experiments.
(λ/L_{PP}=1.10~1.21)

λ/L_{PP}	H/λ	Fn (prop.rev.)	χ_c(auto pilot course) -30°	-15°	-5°
1.10	1/20.7	0.43	1	2	2
		0.40	1	2	2
		0.35	1	1	1
1.15	1/16.7	0.43	1	3	2
		0.40	1	3	2
		0.35	1	1	1
1.18	1/14.9	0.43	1	3	2
		0.40	1	3	2
		0.35	1	1	1
1.21	1/13.8	0.43	1	3.5	2
		0.40	1	3.5	3
		0.35	1	1	1

Table 5.2 Classified results of experiments.
(λ/L_{PP}=1.30~1.41)

λ/L_{PP}	H/λ	Fn (prop.rev.)	χ_c(auto pilot course) -30°	-15°	-5°
1.30	1/21.3	0.43	1	3	2
		0.40	1	3	3
		0.35	1	1	1
1.36	1/17.2	0.43	1	3	3
		0.40	1	3	3
		0.35	1	1	1
1.41	1/14.1	0.43	1	3	4
		0.40	1	3.5	3.5
		0.35		1	3

Table 5.3 Classified results of experiments.
(λ/L_{PP}=1.52~1.66)

λ/L_{PP}	H/λ	Fn (prop.rev.)	χ_c(auto pilot course) -30°	-15°	-5°
1.52	1/22.1	0.43	1	3	2
		0.40	1	1	3
		0.35	1	1	1
1.58	1/16.9	0.43	1	3	3.5
		0.40	1	3	3
		0.35	1	1	1
1.66	1/14.6	0.43	1	3.5	4
		0.40	1	3.5	4
		0.35		1	1

Table 5.4 Classified results of simulation.
(λ/L_{PP}=1.10~1.21)

λ/L_{PP}	H/λ	Fn (prop.rev.)	χ_c(auto pilot course)		
			-30°	-15°	-5°
1.10	1/20.7	0.43	1	3	2
		0.40	1	1	3
		0.35	1	1	1
1.15	1/16.7	0.43	1	3	3
		0.40	1	1	3
		0.35	1	1	1
1.18	1/14.9	0.43	1	3.5	4
		0.40	1	1	4
		0.35	1	1	1
1.21	1/13.8	0.43	1	3.5	4
		0.40	1	3.5	4
		0.35	1	1	1

Table 5.5 Classified results of simulation.
(λ/L_{PP}=1.30~1.41)

λ/L_{PP}	H/λ	Fn (prop.rev.)	χ_c(auto pilot course)		
			-30°	-15°	-5°
1.30	1/21.3	0.43	1	1	3
		0.40	1	1	3
		0.35	1	1	1
1.36	1/17.2	0.43	1	1	3.5
		0.40	1	1	3.5
		0.35	1	1	1
1.41	1/14.1	0.43	1	3.5	4
		0.40	1	3.5	4
		0.35		1	1

Table 5.6 Classified results of simulation.
(λ/L_{PP}=1.52~1.66)

λ/L_{PP}	H/λ	Fn (prop.rev.)	χ_c(auto pilot course) -30°	-15°	-5°
1.52	1/22.1	0.43	1	1	3
		0.40	1	1	1
		0.35	1	1	1
1.58	1/16.9	0.43	1	3	4
		0.40	1	1	4
		0.35	1	1	1
1.66	1/14.6	0.43	1	4	4
		0.40	1	4	4
		0.35	1	1	1

Table 5.7 Classified results of simulation.
(λ/L_{PP}=1.10)

H/λ	Fn	auto pilot course						
	(prop.rev.)	-30°	-25°	-20°	-15°	-10°	-5°	0°
1/25	0.450	1	3	2	2	2	2	2
	0.430	1	1	3	2	2	2	2
	0.400	1	1	1	1	1	2	2
	0.375	1	1	1	1	1	1	1
	0.350	1	1	1	1	1	1	1
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1
1/20	0.450	1	1	2	3	2	2	2
	0.430	1	1	1	3	3	2	2
	0.400	1	1	1	1	1	3	2
	0.375	1	1	1	1	1	1	2
	0.350	1	1	1	1	1	1	1
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1
1/15	0.450	1	1	1	3	3.5	2	2
	0.430	1	1	1	3	3.5	3.5	2
	0.400	1	1	1	1	3.5	3.5	2
	0.375	1	1	1	1	1	3	2
	0.350	1	1	1	1	1	1	1
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1
1/12	0.450	1	1	3.5	3.5	4	4	2
	0.430	1	1	3.5	3.5	4	4	2
	0.400	1	1	3	3.5	4	4	2
	0.375	1	1	1	1	1	4	2
	0.350	1	1	1	1	1	1	1
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1

Table 5.8 Classified results of simulation.
(λ/L_{PP}=1.20)

H/λ	Fn	auto pilot course						
	(prop.rev.)	-30°	-25°	-20°	-15°	-10°	-5°	0°
1/25	0.450	1	1	2	2	2	2	2
	0.430	1	1	1	2	2	2	2
	0.400	1	1	1	1	1	2	2
	0.375	1	1	1	1	1	1	1
	0.350	1	1	1	1	1	1	1
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1
1/20	0.450	1	1	1	3	3	2	2
	0.430	1	1	1	2	3	3	2
	0.400	1	1	1	1	1	3	2
	0.375	1	1	1	1	1	1	2
	0.350	1	1	1	1	1	1	1
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1
1/15	0.450	1	1	3	3.5	3.5	3.5	2
	0.430	1	1	3	3.5	3.5	4	2
	0.400	1	1	1	1	3.5	4	2
	0.375	1	1	1	1	1	3	2
	0.350	1	1	1	1	1	1	1
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1
1/12	0.450	1	3.5	3.5	4	4	4	2
	0.430	1	1	3.5	3.5	4	4	2
	0.400	1	1	3	3.5	4	4	2
	0.375	1	1	1	1	3	4	2
	0.350	1	1	1	1	1	1	2
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1

Table 5.9 Classified results of simulation.
(λ/L_{PP}=1.30)

H/λ	Fn	auto pilot course						
	(prop.rev.)	-30°	-25°	-20°	-15°	-10°	-5°	0°
1/25	0.450	1	1	1	2	2	2	2
	0.430	1	1	1	1	2	2	2
	0.400	1	1	1	1	1	1	2
	0.375	1	1	1	1	1	1	1
	0.350	1	1	1	1	1	1	1
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1
1/20	0.450	1	1	1	3	3	2	2
	0.430	1	1	1	1	3	3	2
	0.400	1	1	1	1	1	3	2
	0.375	1	1	1	1	1	1	2
	0.350	1	1	1	1	1	1	1
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1
1/15	0.450	1	3	3.5	3.5	3.5	4	2
	0.430	1	1	3	3.5	4	4	2
	0.400	1	1	1	1	3.5	3.5	2
	0.375	1	1	1	1	1	4	2
	0.350	1	1	1	1	1	1	1
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1
1/12	0.450	1	3.5	3.5	4	4	4	2
	0.430	1	3	3.5	3.5	4	4	2
	0.400	1	3	3.5	4	3.5	4	2
	0.375	1	1	1	1	4	4	2
	0.350	1	1	1	1	1	3	2
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1

Table 5.10 Classified results of simulation.
(λ/L_{PP}=1.40)

H/λ	Fn	auto pilot course						
	(prop.rev.)	-30°	-25°	-20°	-15°	-10°	-5°	0°
1/25	0.450	1	1	1	1	2	2	2
	0.430	1	1	1	1	1	2	2
	0.400	1	1	1	1	1	1	2
	0.375	1	1	1	1	1	1	1
	0.350	1	1	1	1	1	1	1
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1
1/20	0.450	1	1	1	1	3	3	2
	0.430	1	1	1	1	1	3	2
	0.400	1	1	1	1	1	3	2
	0.375	1	1	1	1	1	1	2
	0.350	1	1	1	1	1	1	1
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1
1/15	0.450	1	3	3.5	3.5	4	4	2
	0.430	1	1	3.5	3.5	3.5	4	2
	0.400	1	1	1	3.5	3.5	3.5	2
	0.375	1	1	1	1	1	4	2
	0.350	1	1	1	1	1	1	1
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1
1/12	0.450	1	3.5	3.5	4	4	4	2
	0.430	1	3	3.5	3.5	4	4	2
	0.400	1	3	3.5	4	4	4	2
	0.375	1	1	1	4	3.5	4	2
	0.350	1	1	1	1	1	4	2
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1

Table 5.11 Classified results of simulation.
(λ/L_{PP}=1.50)

H/λ	Fn	auto pilot course						
	(prop.rev.)	-30°	-25°	-20°	-15°	-10°	-5°	0°
1/25	0.450	1	1	1	1	2	2	2
	0.430	1	1	1	1	1	3	2
	0.400	1	1	1	1	1	1	2
	0.375	1	1	1	1	1	1	1
	0.350	1	1	1	1	1	1	1
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1
1/20	0.450	1	1	1	1	1	3	2
	0.430	1	1	1	1	1	3	2
	0.400	1	1	1	1	1	3	2
	0.375	1	1	1	1	1	1	1
	0.350	1	1	1	1	1	1	1
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1
1/15	0.450	1	3	3.5	4	4	4	2
	0.430	1	3	3.5	4	4	4	2
	0.400	1	1	1	3.5	4	4	2
	0.375	1	1	1	1	1	3.5	2
	0.350	1	1	1	1	1	1	1
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1
1/12	0.450	3	3.5	4	3.5	4	4	2
	0.430	1	3.5	3.5	4	4	4	2
	0.400	1	3.5	4	4	4	4	2
	0.375	1	1	4	4	4	4	2
	0.350	1	1	1	1	1	4	2
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1

Table 5.12 Classified results of simulation.
(λ/L_{PP}=1.60)

H/λ	Fn	auto pilot course						
	(prop.rev.)	-30°	-25°	-20°	-15°	-10°	-5°	0°
1/25	0.450	1	1	1	1	1	2	2
	0.430	1	1	1	1	1	3	2
	0.400	1	1	1	1	1	1	2
	0.375	1	1	1	1	1	1	1
	0.350	1	1	1	1	1	1	1
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1
1/20	0.450	1	1	1	1	3.5	3	2
	0.430	1	1	1	1	1	3.5	2
	0.400	1	1	1	1	1	3	2
	0.375	1	1	1	1	1	1	1
	0.350	1	1	1	1	1	1	1
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1
1/15	0.450	1	3.5	3.5	4	4	4	2
	0.430	1	3	3.5	4	4	4	2
	0.400	1	1	3.5	4	4	4	2
	0.375	1	1	1	1	4	4	2
	0.350	1	1	1	1	1	1	1
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1
1/12	0.450	3	3.5	4	4	4	4	2
	0.430	3	3.5	4	4	4	4	2
	0.400	1	4	4	4	4	4	2
	0.375	1	1	4	4	4	4	2
	0.350	1	1	1	1	4	4	2
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1

Table 5.13 Classified results of simulation.
(λ/L_{PP}=1.70)

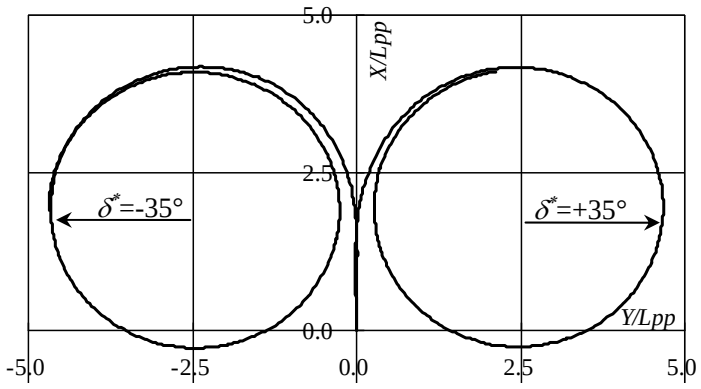
H/λ	Fn	auto pilot course						
	(prop.rev.)	-30°	-25°	-20°	-15°	-10°	-5°	0°
1/25	0.450	1	1	1	1	2	3	2
	0.430	1	1	1	1	1	3	2
	0.400	1	1	1	1	1	1	1
	0.375	1	1	1	1	1	1	1
	0.350	1	1	1	1	1	1	1
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1
1/20	0.450	1	1	1	3	3.5	4	2
	0.430	1	1	1	1	3	4	2
	0.400	1	1	1	1	1	3.5	2
	0.375	1	1	1	1	1	1	1
	0.350	1	1	1	1	1	1	1
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1
1/15	0.450	3	3.5	3.5	3.5	4	4	2
	0.430	1	3.5	4	4	4	4	2
	0.400	1	1	3	3	4	4	2
	0.375	1	1	1	1	4	4	2
	0.350	1	1	1	1	1	1	1
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1
1/12	0.450	3	4	4	4	4	4	2
	0.430	3	4	4	4	4	4	2
	0.400	3	4	4	4	4	4	2
	0.375	1	4	4	4	4	4	2
	0.350	1	1	1	1	4	4	2
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1



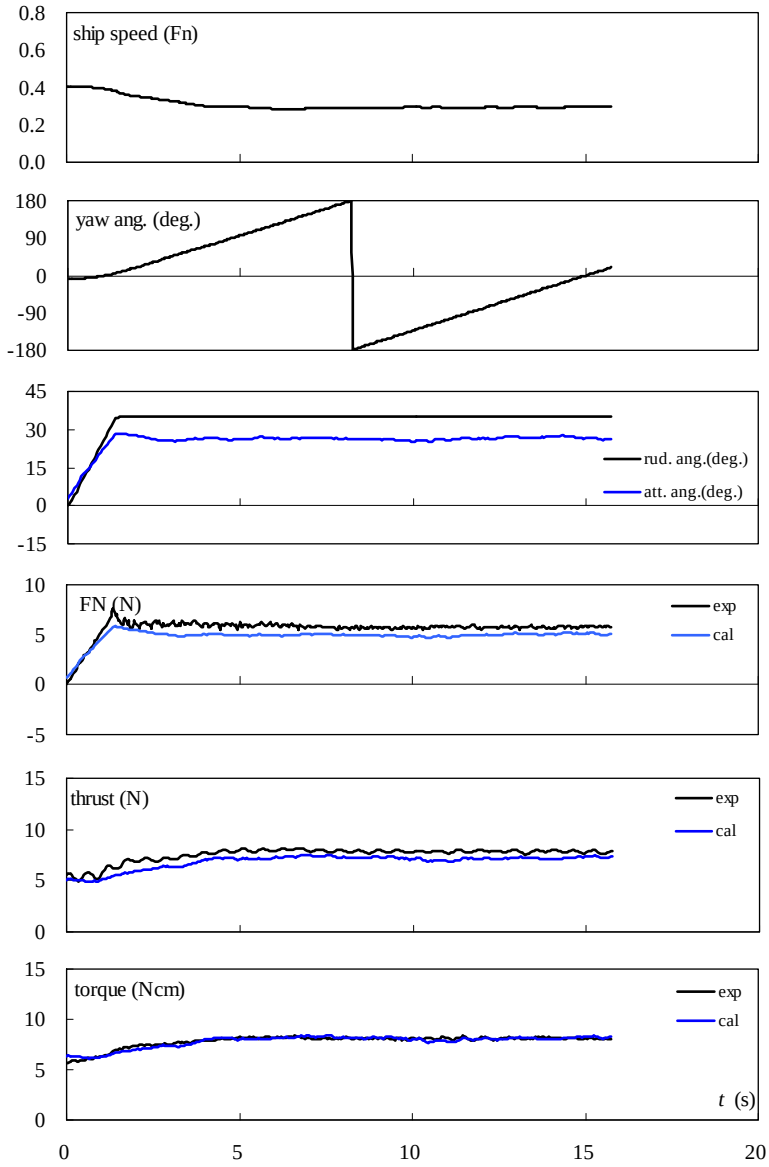
Fig.5.1 Photograph of the ship model and installed systems.



Fig.5.2 Example of free-running model test in following and quartering seas.



(a) turning trajectories.



(b) Time-series of ship motions, propeller thrust/tuque and rudder normal force.

Fig.5.3 Result of turning test in still water.(*Fn*=0.4, δ^*=±35°)

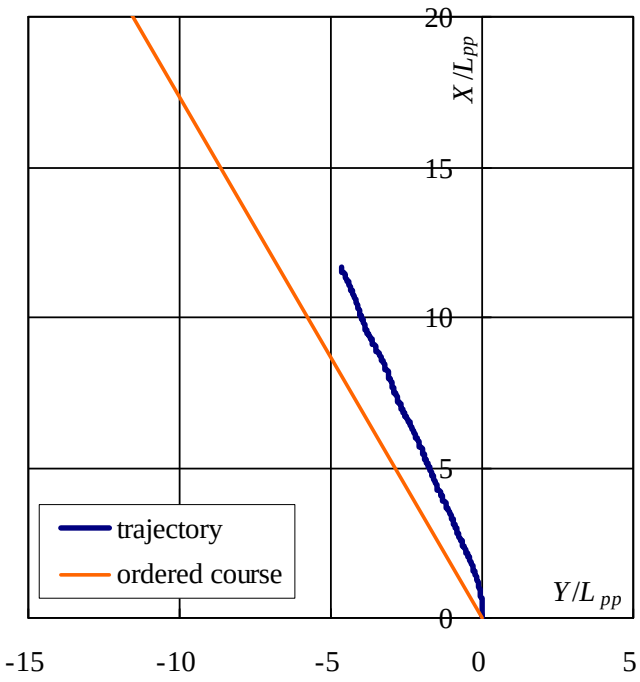


Fig.5.4 Measured trajectory of overtaken (result 1).

(λ/L_{pp}=1.30, H/λ=1/21.3, χ_c=-30, Fn=0.35)

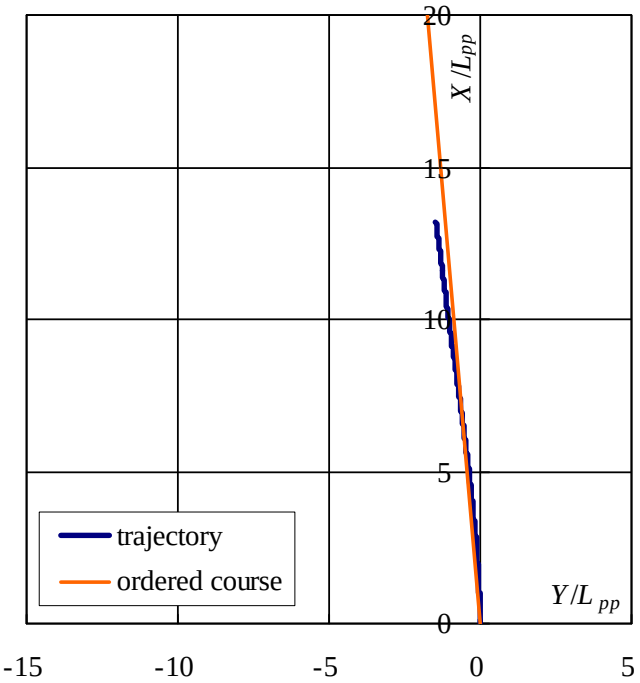


Fig.5.5 Measured trajectory of surf-riding (result 2).

(λ/L_{pp}=1.30, H/λ=1/21.3, χ_c=-5, Fn=0.43)

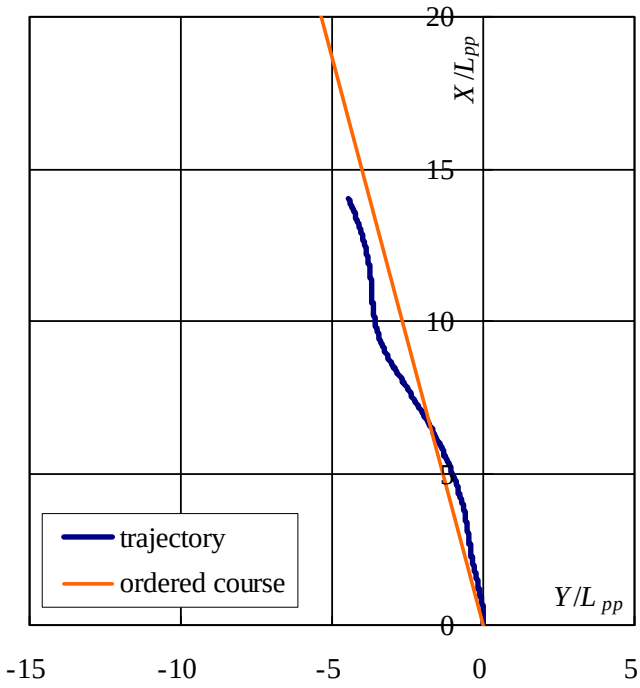


Fig.5.6 Measured trajectory of nearly broaching (result 3).

(λ/L_{pp}=1.36, H/λ=1/17.2, χ_c=-15, Fn=0.40)

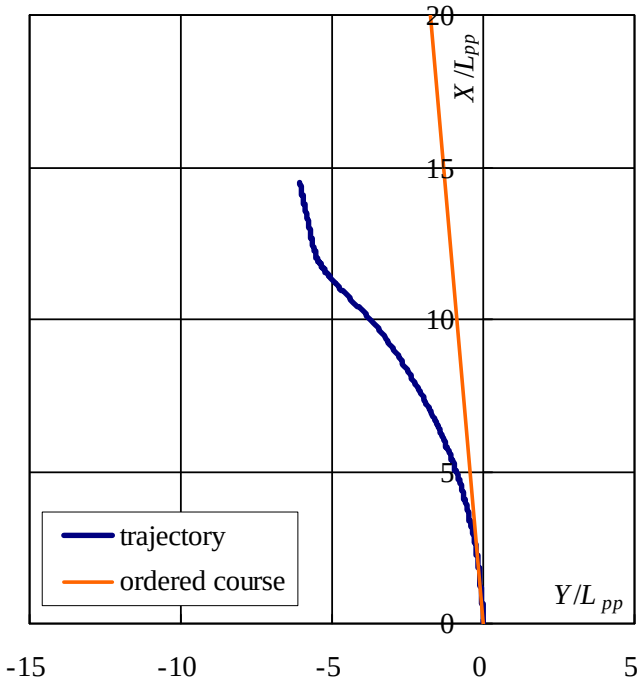


Fig.5.7 Measured trajectory of broaching (result 4).

(λ/L_{pp}=1.44, H/λ=1/14.1, χ_c=-5, Fn=0.43)

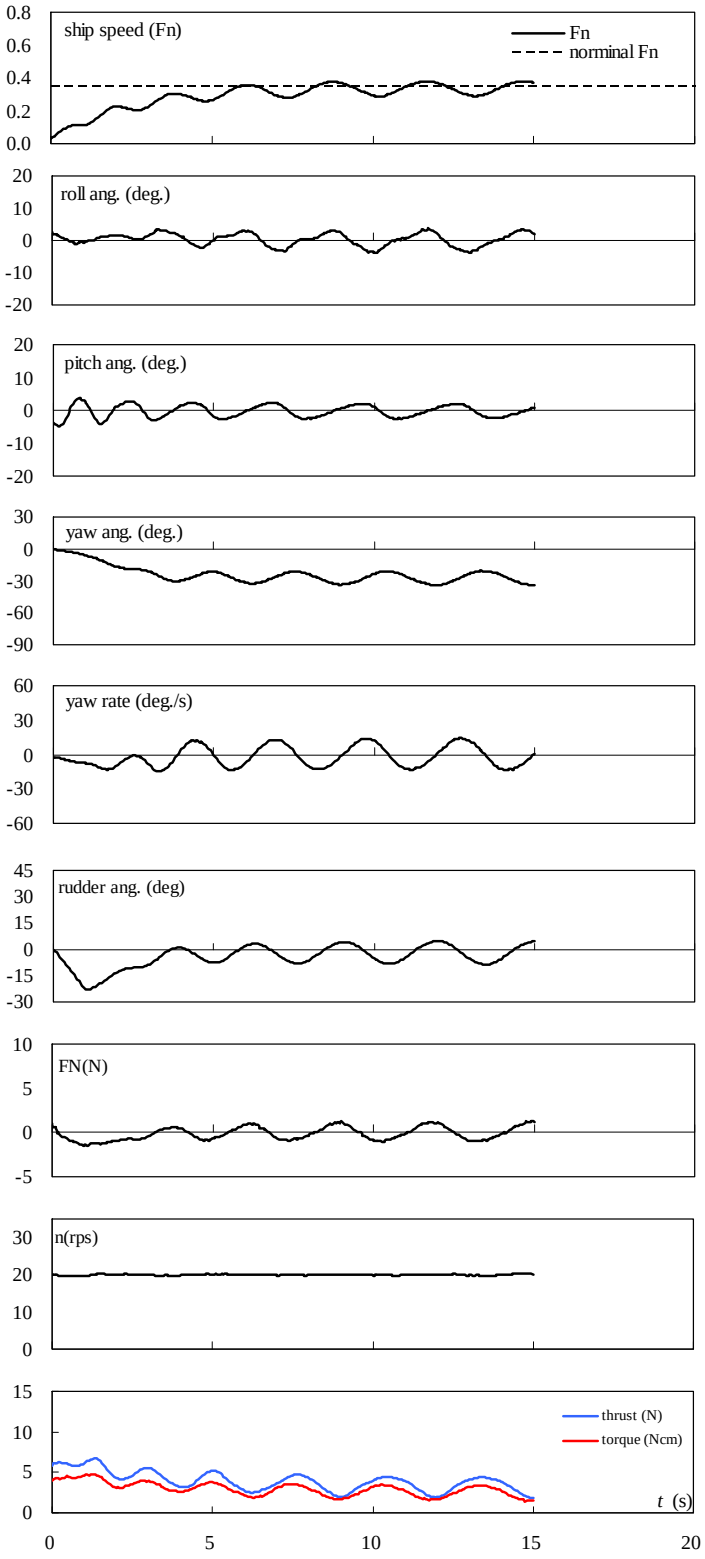


Fig.5.8 Time-series of ship motions, propeller thrust/tuque and rudder normal force of overtaken (result 1).

(λ/L_{pp}=1.30, H/λ=1/21.3, χ_c=-30, Fn=0.35)

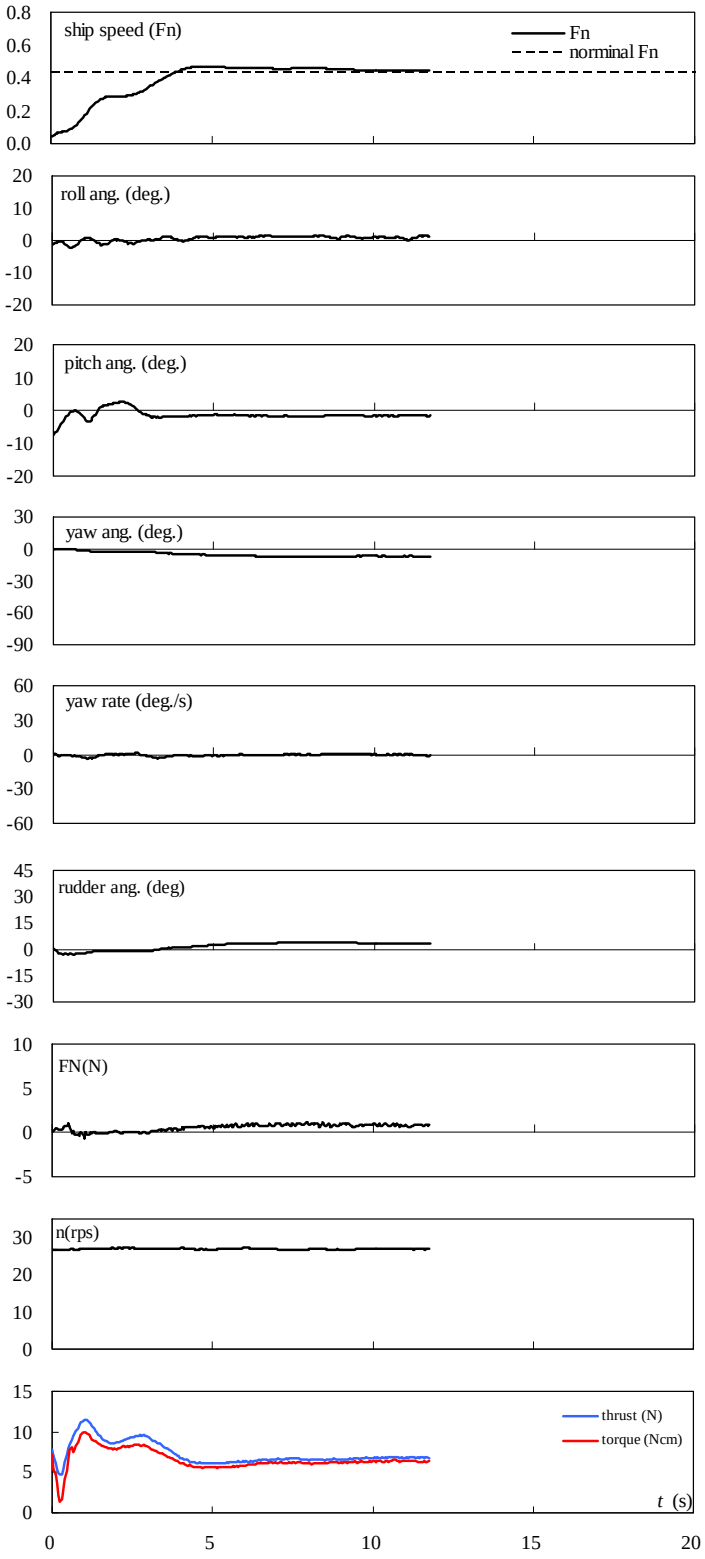


Fig.5.9 Time-series of ship motions, propeller thrust/tuque and rudder normal force of surf-riding (result 2).

(λ/L_{pp}=1.30, H/λ=1/21.3, χ_c=-5, Fn=0.43)

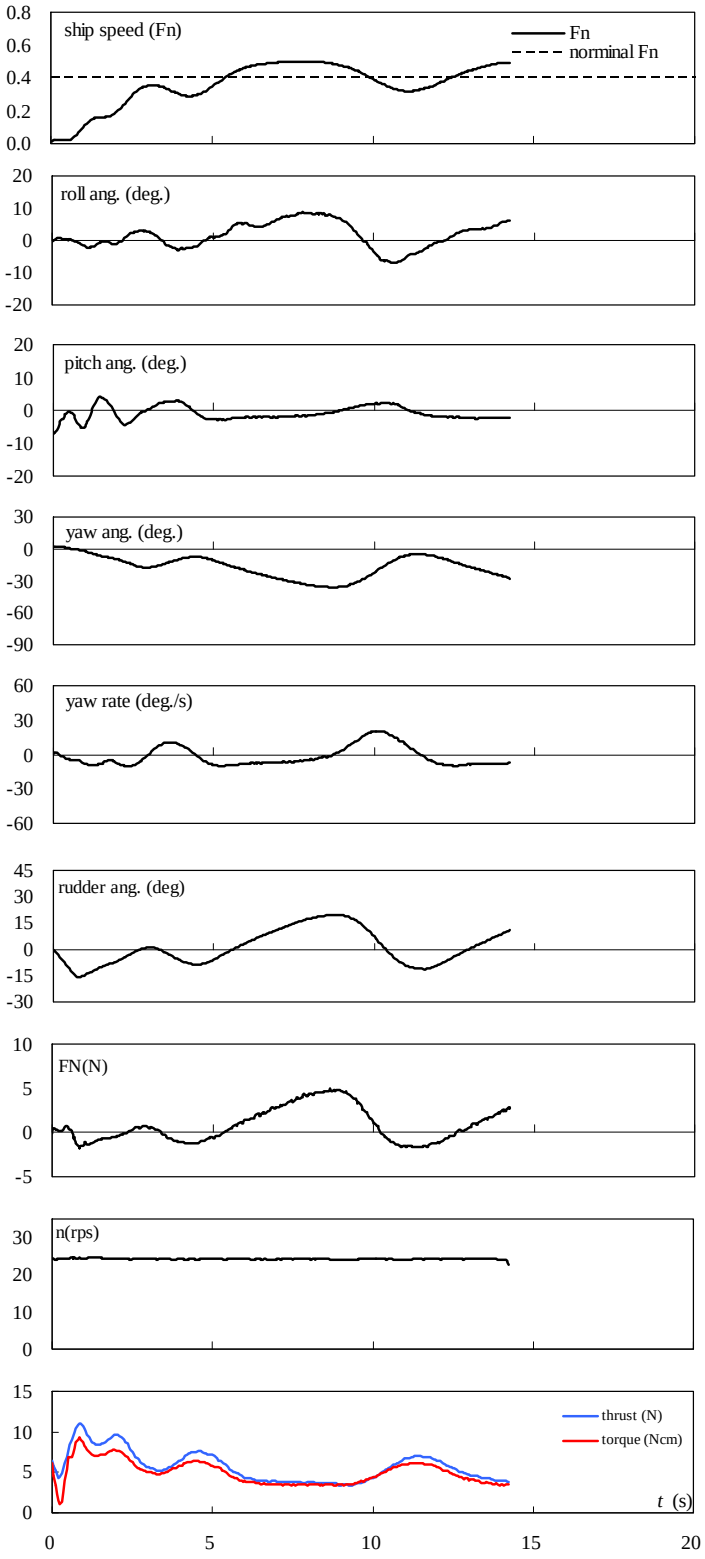


Fig.5.10 Time-series of ship motions, propeller thrust/tuque and rudder normal force of nearly broaching (result 3).

(λ/L_{pp}=1.36, H/λ=1/17.2, χ_c=-15, Fn=0.40)

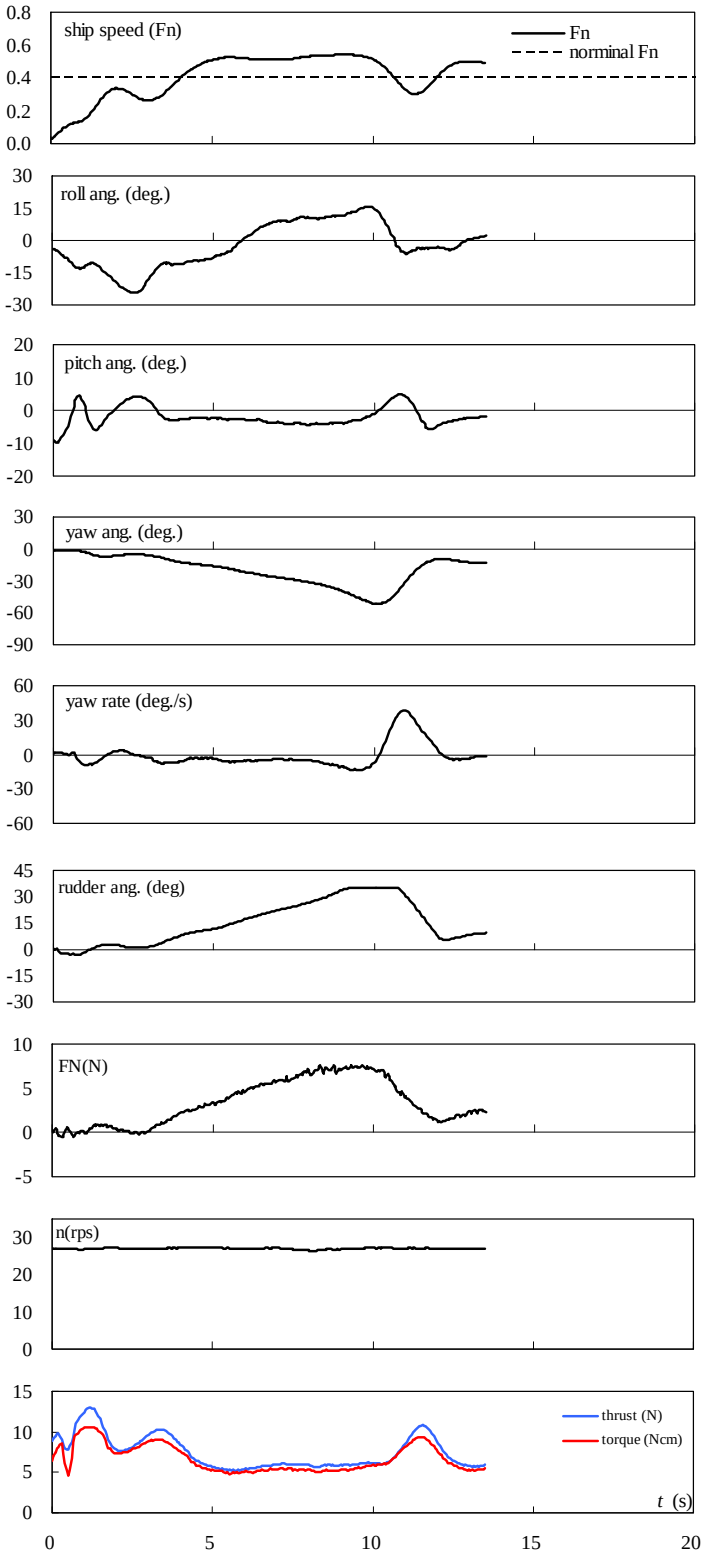


Fig.5.11 Time-series of ship motions, propeller thrust/tuque and rudder normal force of broaching (result 4).

(λ/L_{pp}=1.44, H/λ=1/14.1, χ_c=-5, Fn=0.43)

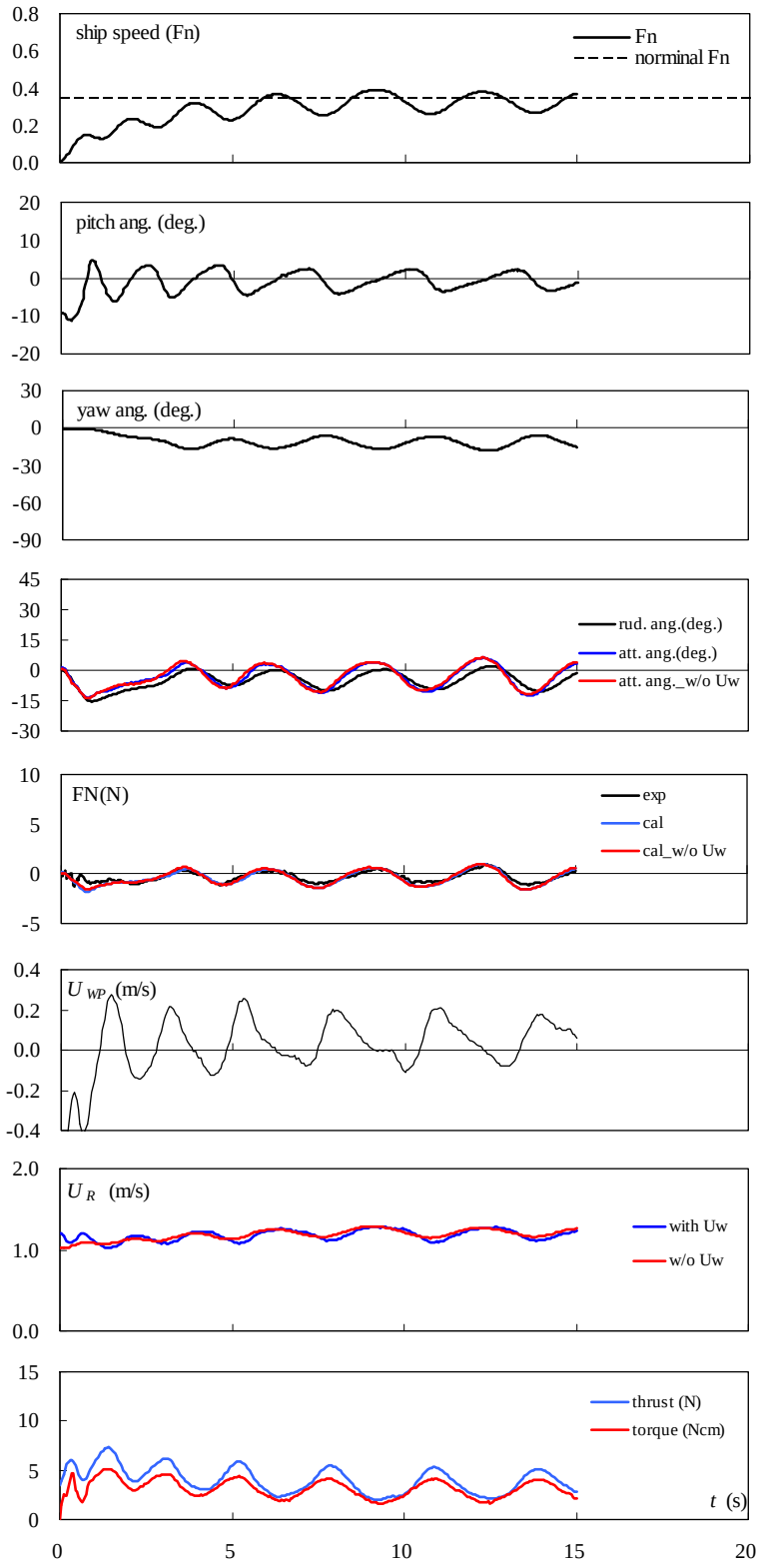


Fig.5.12 Comparison of rudder inflow angle, rudder inflow velocity, rudder normal force between experimental and calculation in case of overtaken (result 1).

(λ/L_{pp}=1.44, H/λ=1/14.1, χ_c=-15, Fn=0.35)

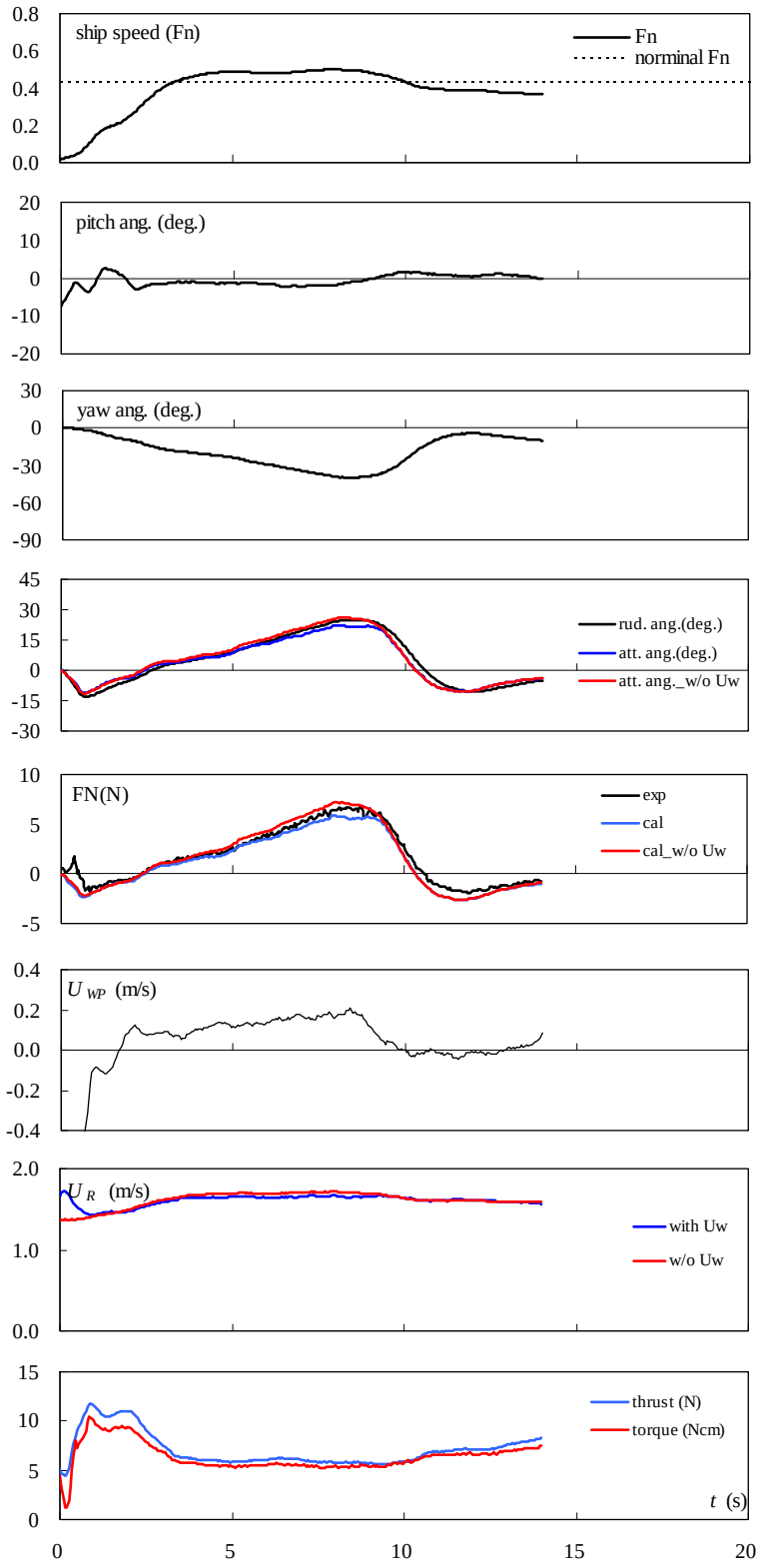


Fig.5.13 Comparison of rudder inflow angle, rudder inflow velocity, rudder normal force between experimental and calculation in case of surf-riding (result 2).

(λ/L_{pp}=1.18, H/λ=1/14.9, χ_c=-15, Fn=0.43)

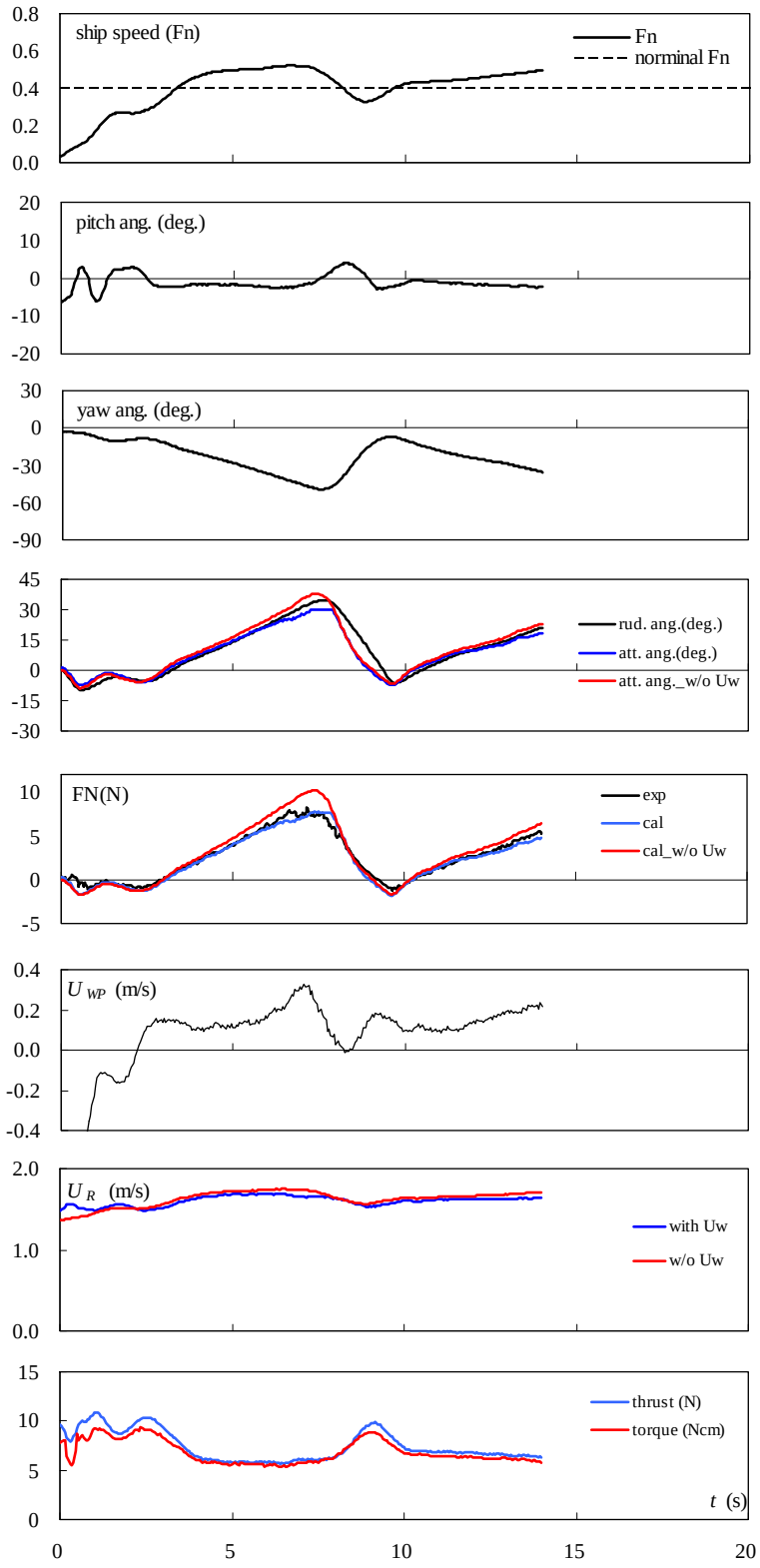


Fig.5.14 Comparison of rudder inflow angle, rudder inflow velocity, rudder normal force between experimental and calculation in case of nearly broaching (result 3.5).

(λ/L_{pp}=1.21, H/λ=1/13.8, χ_c=-15, Fn=0.43)

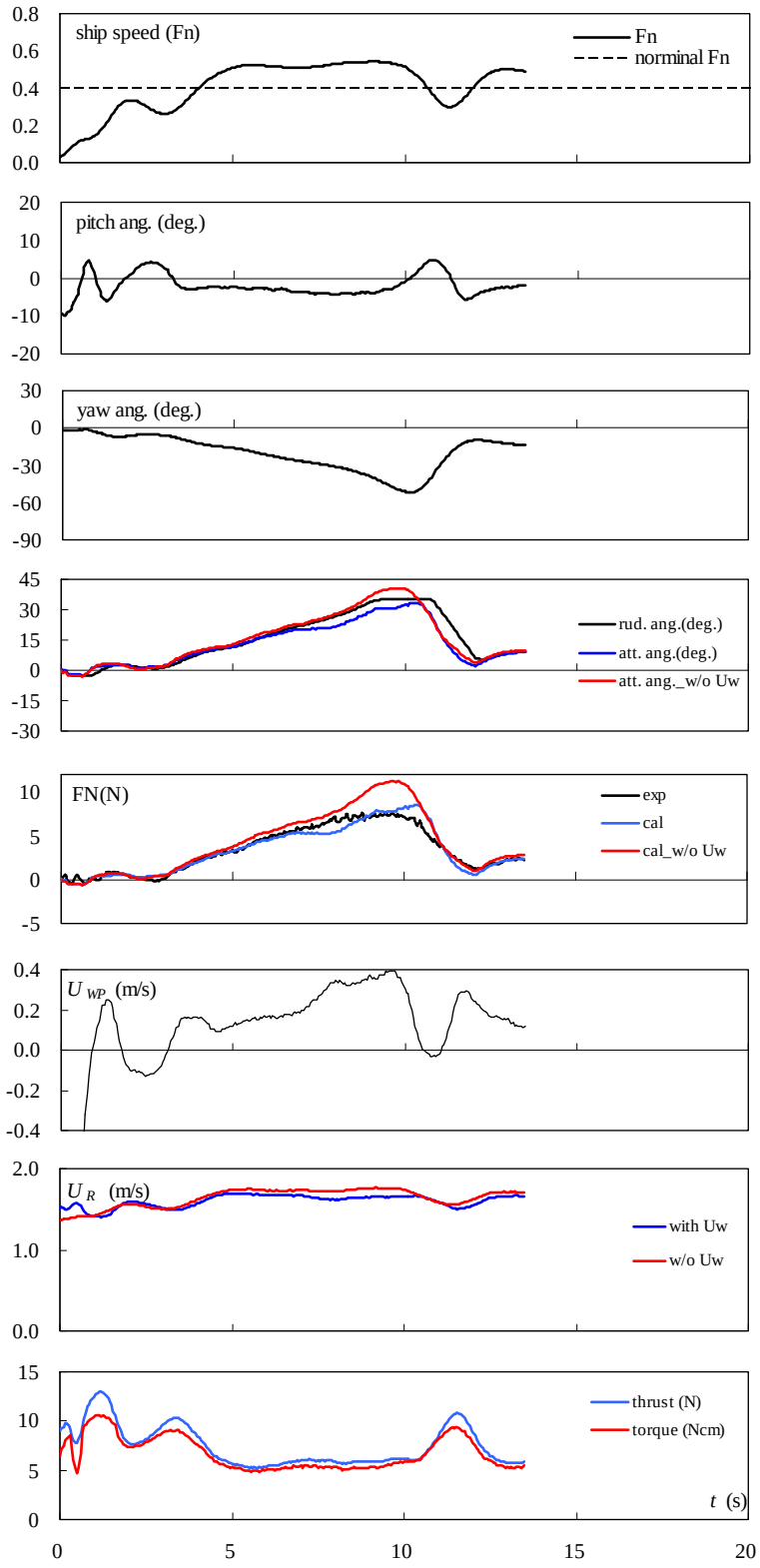


Fig.5.15 Comparison of rudder inflow angle, rudder inflow velocity, rudder normal force between experimental and calculation in case of broaching (result 4).

(λ/L_{pp}=1.44, H/λ=1/14.1, χ_c=-5, Fn=0.43)

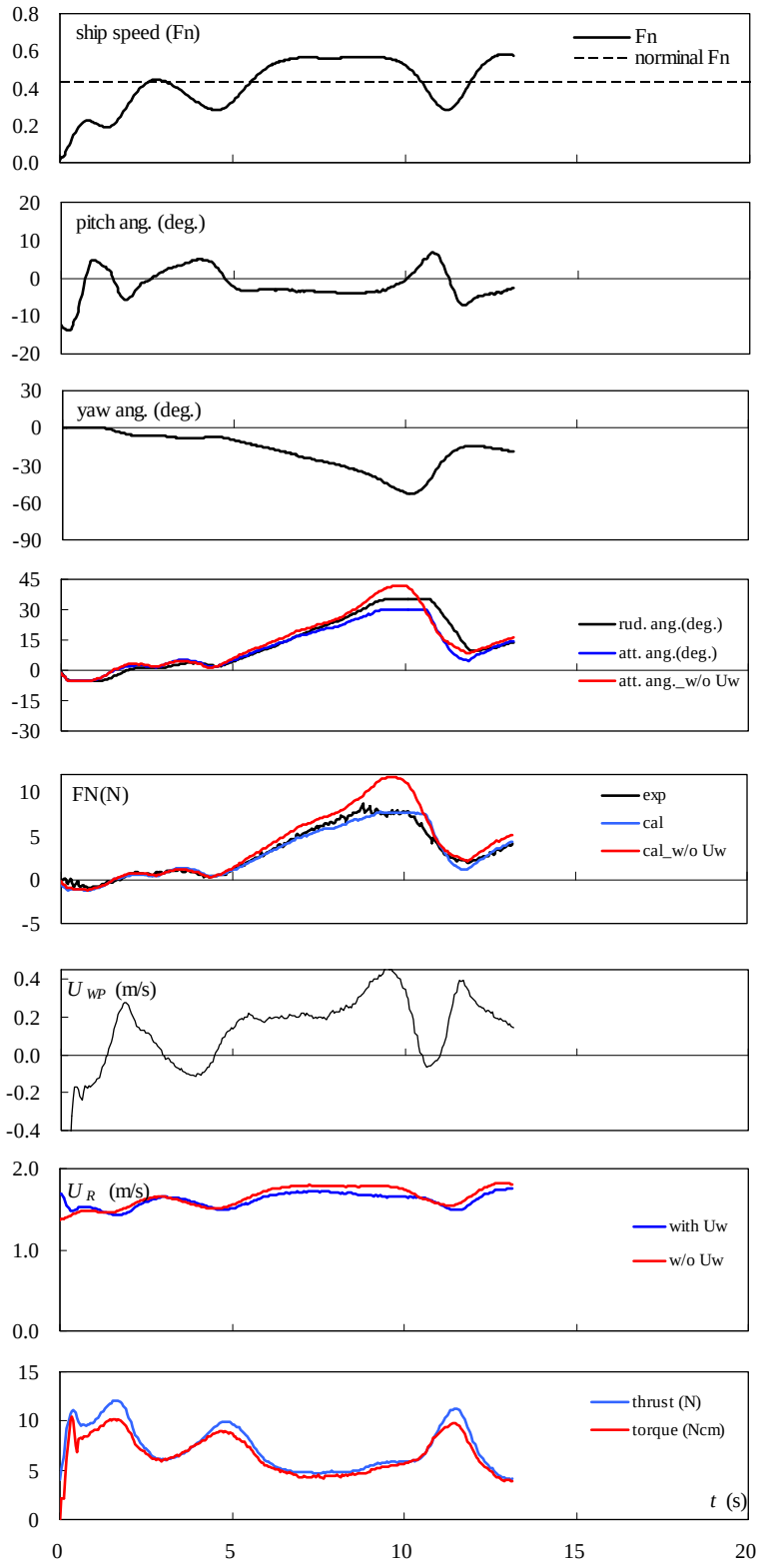


Fig.5.16 Comparison of rudder inflow angle, rudder inflow velocity, rudder normal force between experimental and calculation in case of broaching (result 4).

(λ/L_{pp}=1.66, H/λ=1/14.6, χ_c=-5, Fn=0.43)

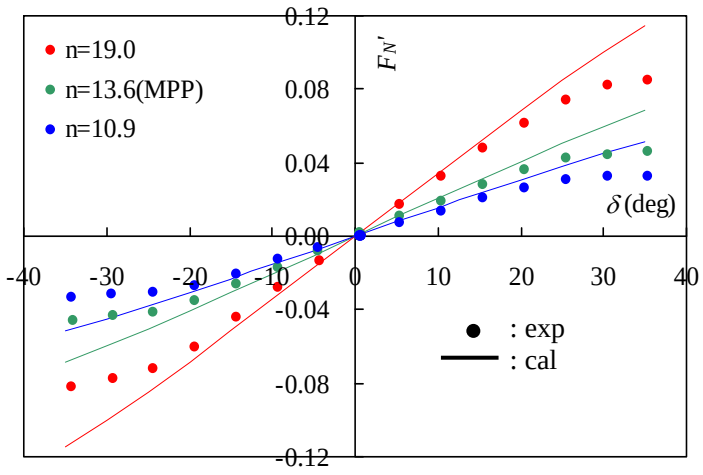
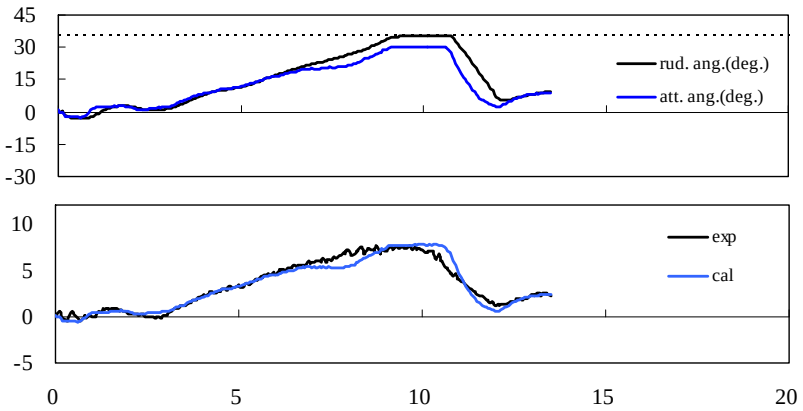
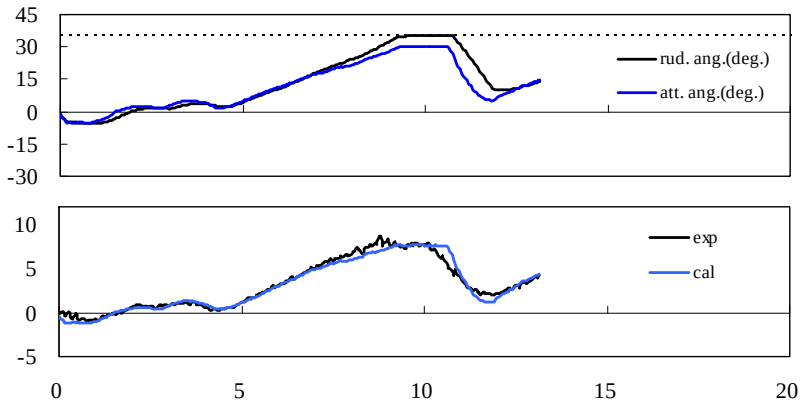


Fig.5.17 Comparison of non-dimensional rudder normal force on still water between experiment and calculation.



(a) λ/L_{pp}=1.44, H/λ=1/14.1, χ_c=-5, Fn=0.43



(b) λ/L_{pp}=1.66, H/λ=1/14.6, χ_c=-5, Fn=0.43

Fig.5.18 Comparison of rudder normal force between experiment and calculation. (maximum rudder inflow angle is limited to ±30°)

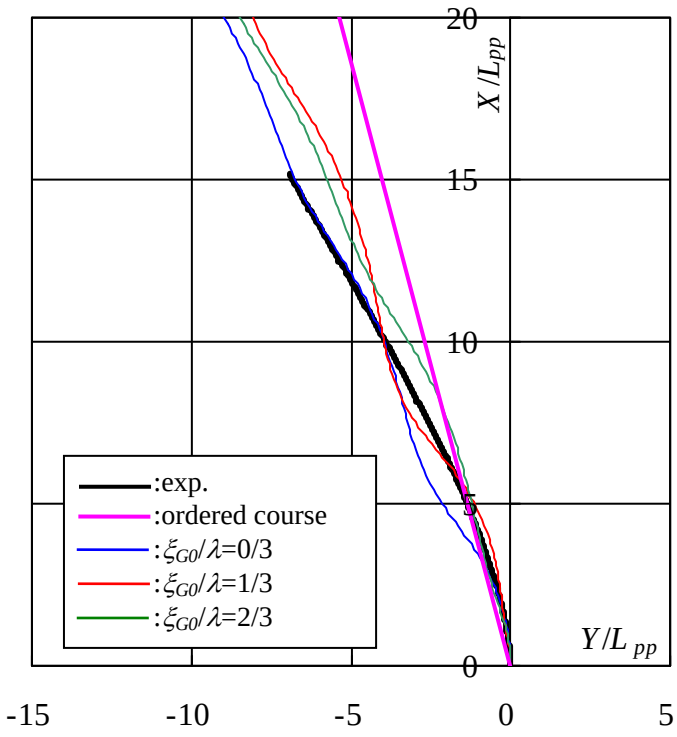


Fig.5.19 Comparison of trajectories between measured (result 2) and simulated (result 3).

(λ/L_{pp}=1.10, H/λ=1/20.7, χ_c=-15, Fn=0.43)

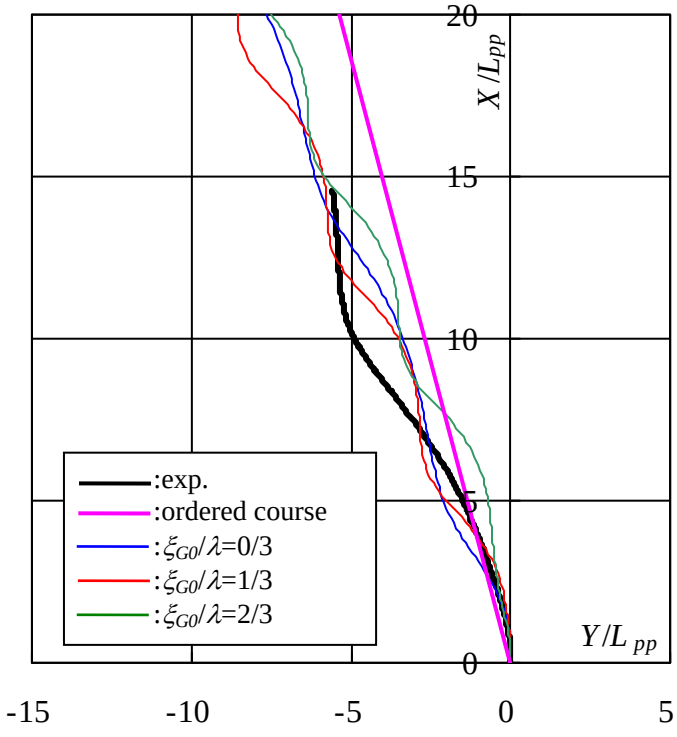


Fig.5.20 Comparison of trajectories between measured (result 3) and simulated (result 3).

(λ/L_{pp}=1.15, H/λ=1/16.7, χ_c=-15, Fn=0.43)

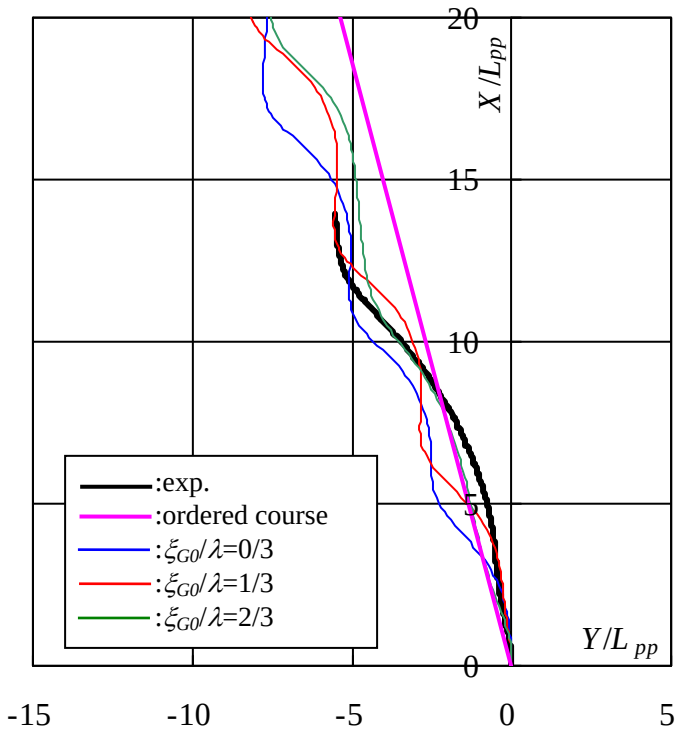


Fig.5.21 Comparison of trajectories between measured (result 3) and simulated (result 3.5).

(λ/L_{pp}=1.18, H/λ=1/14.9, χ_c=-15, Fn=0.43)

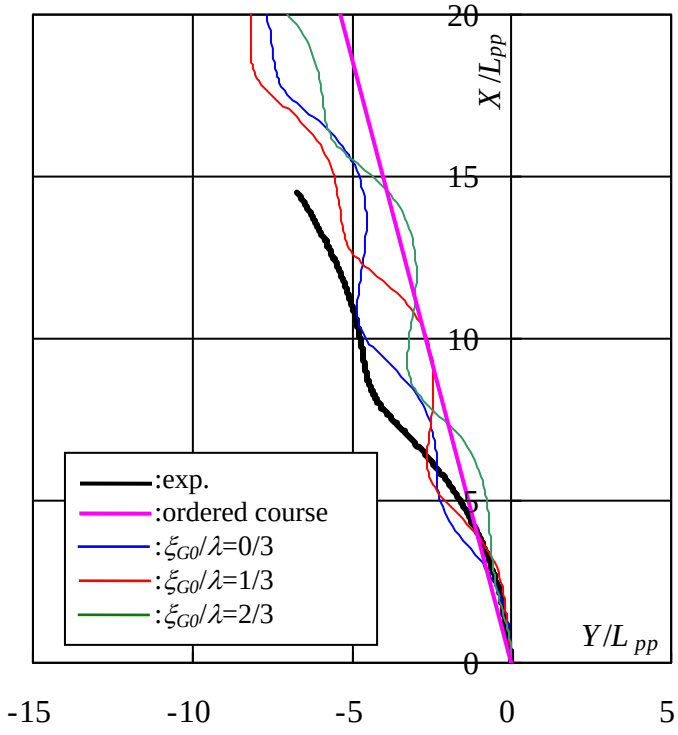


Fig.5.22 Comparison of trajectories between measured (result 3.5) and simulated (result 3.5).

(λ/L_{pp}=1.21, H/λ=1/13.8, χ_c=-15, Fn=0.43)

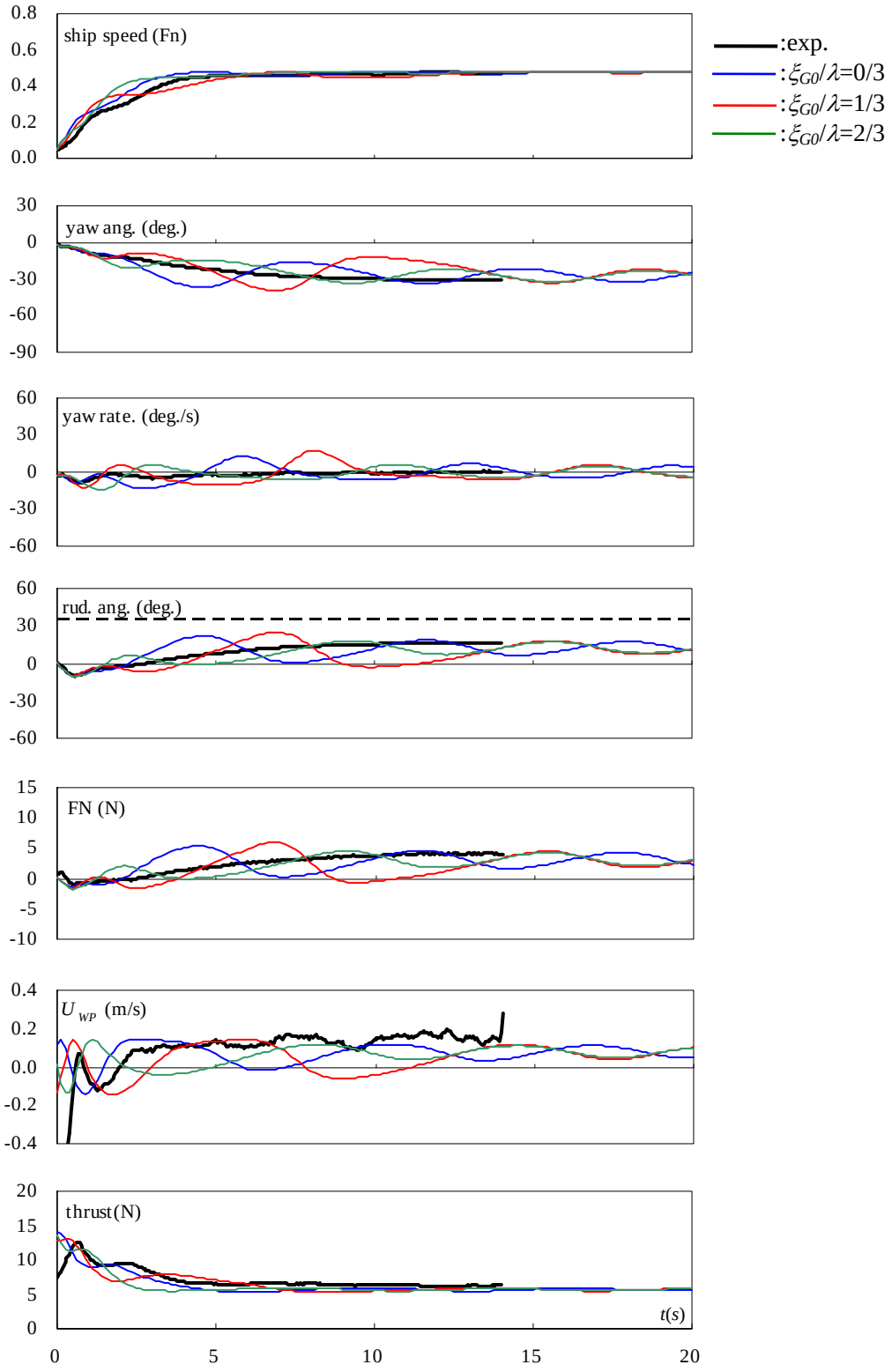


Fig.5.23 Time-series of measured (result 2) and simulated (result 3) ship motions, rudder normal force and propeller thrust/tuque.
(λ/L_{pp}=1.10, H/λ=1/20.7, χ_c=-15, Fn=0.43)

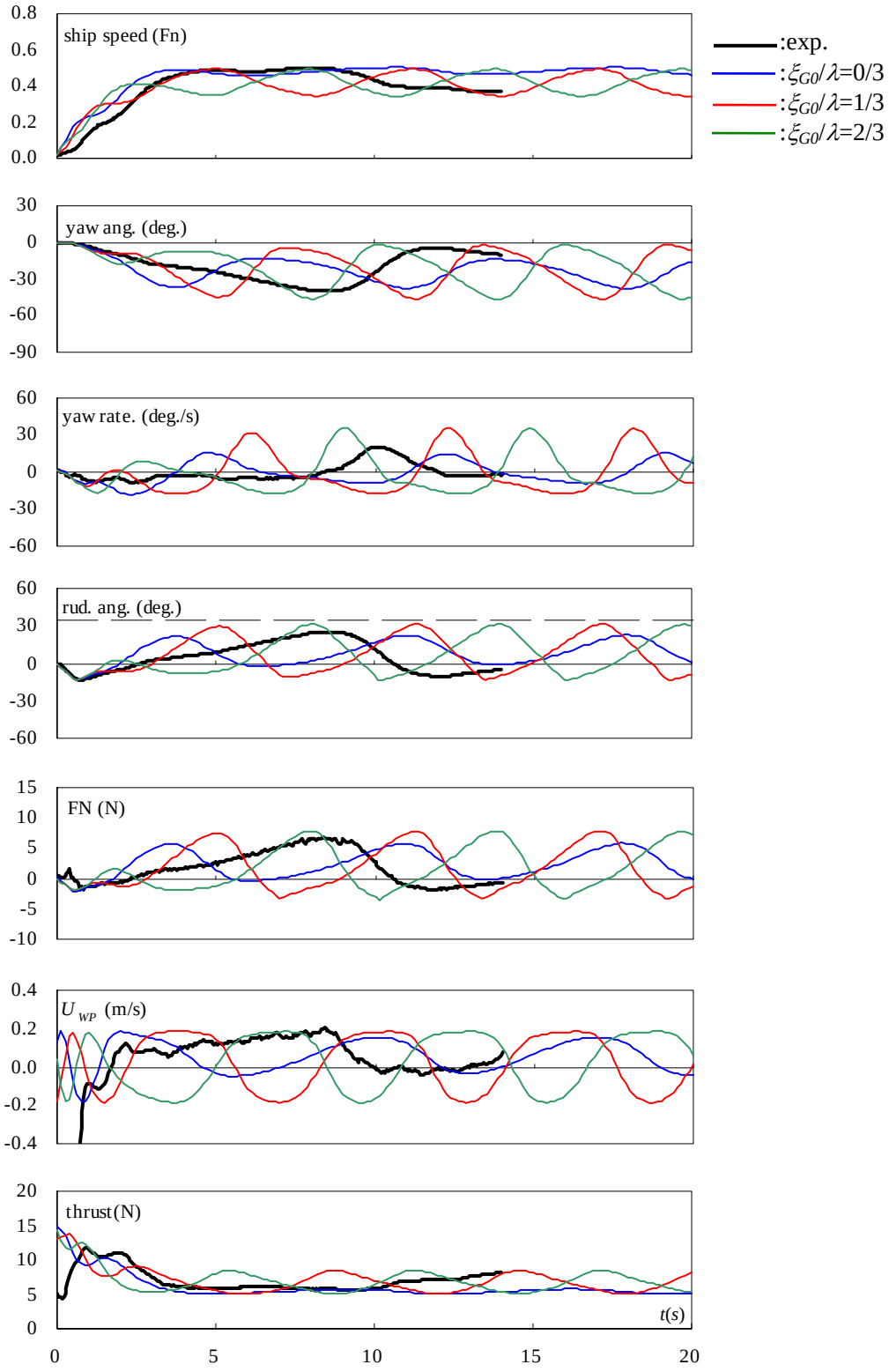


Fig.5.24 Time-series of measured (result 3) and simulated (result 3) ship motions, rudder normal force and propeller thrust/tuque.

(λ/L_{pp}=1.15, H/λ=1/16.7, χ_c=-15, Fn=0.43)

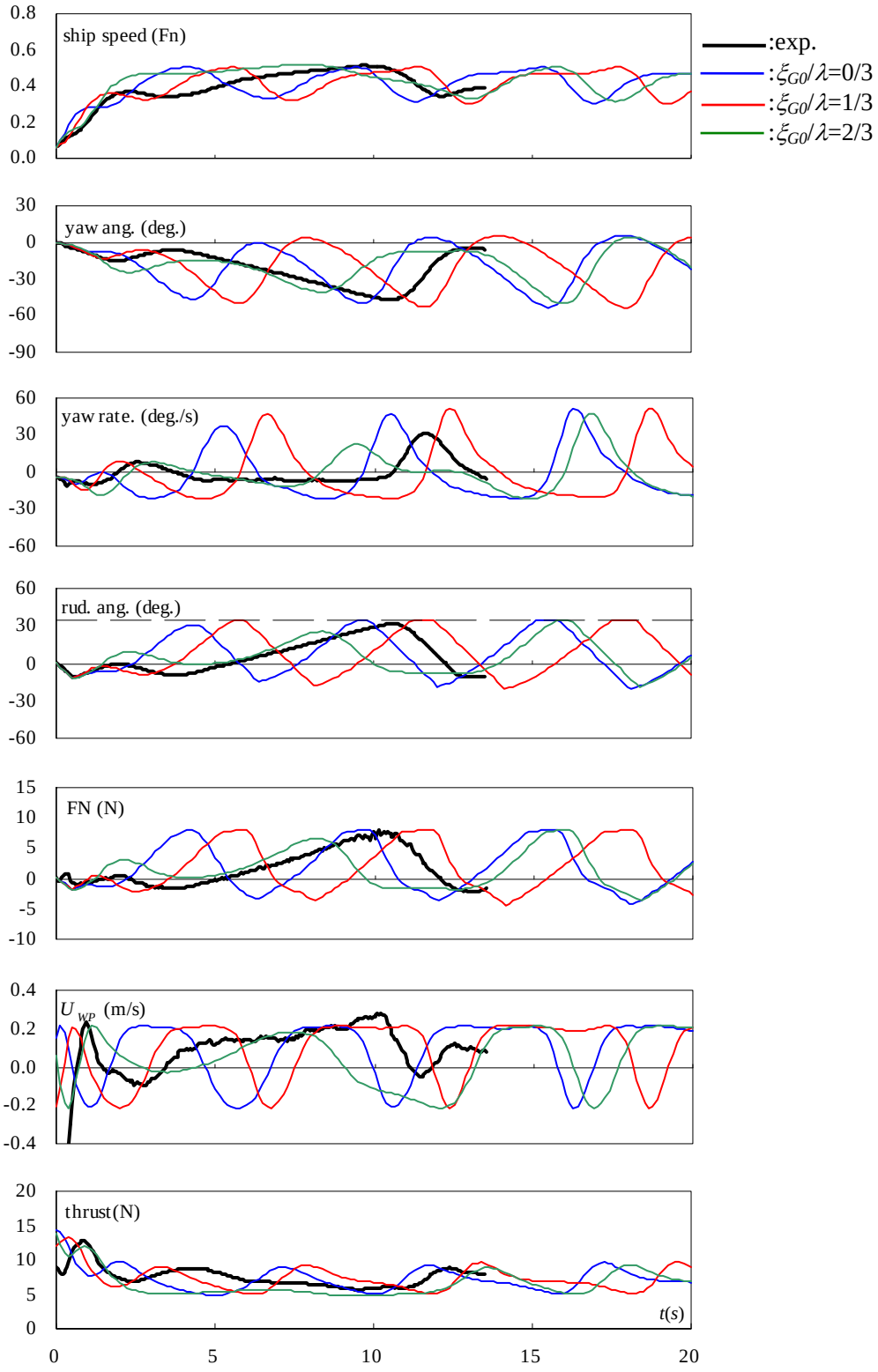


Fig.5.25 Time-series of measured (result 3) and simulated (result 3.5) ship motions, rudder normal force and propeller thrust/tuque.

(λ/L_{pp}=1.18, H/λ=1/14.9, χ_c=-15, Fn=0.43)

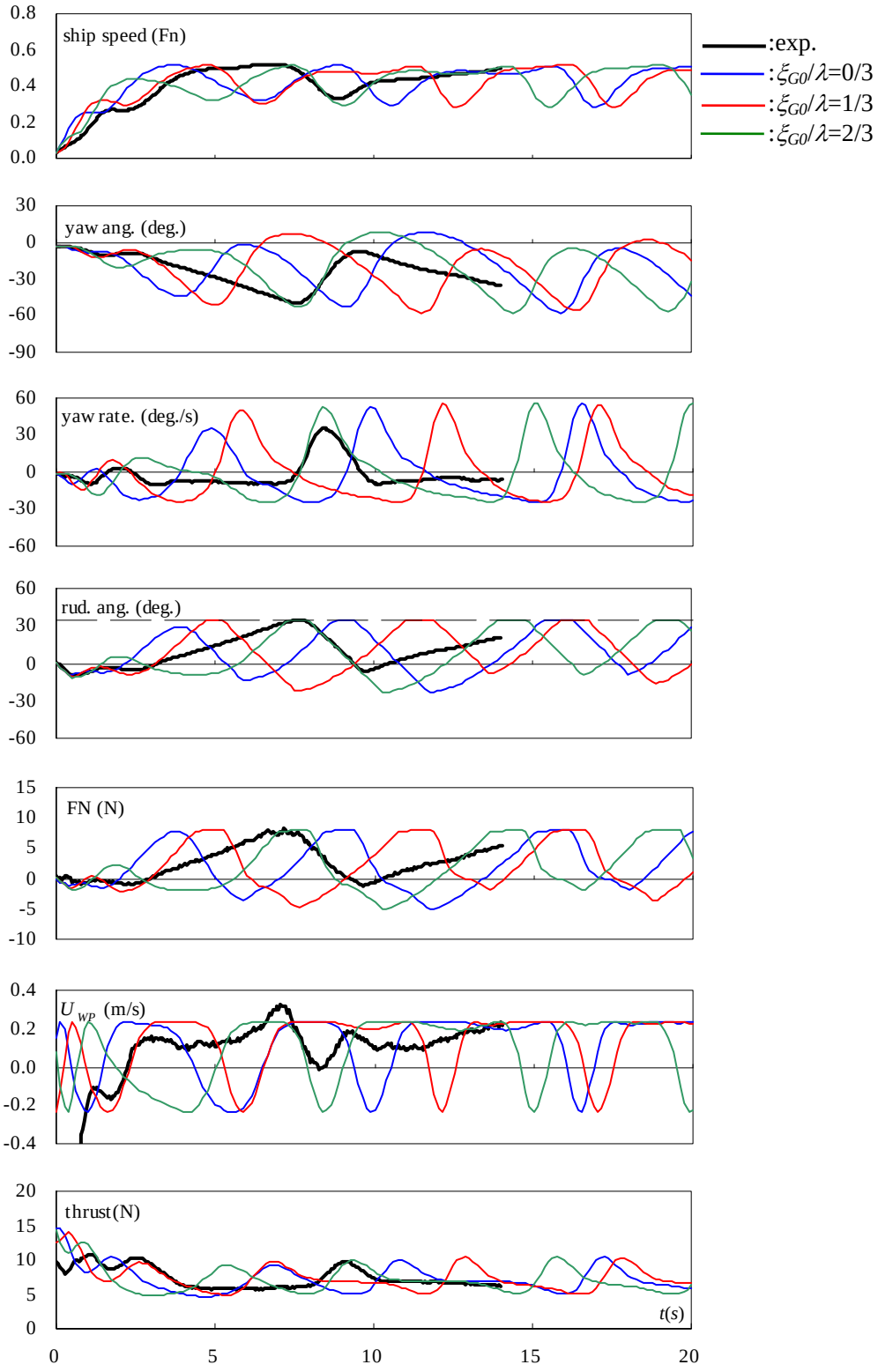


Fig.5.26 Time-series of measured (result 3.5) and simulated (result 3.5) ship motions, rudder normal force and propeller thrust/tuque.

(λ/L_{pp}=1.21, H/λ=1/13.8, χ_c=-15, Fn=0.43)

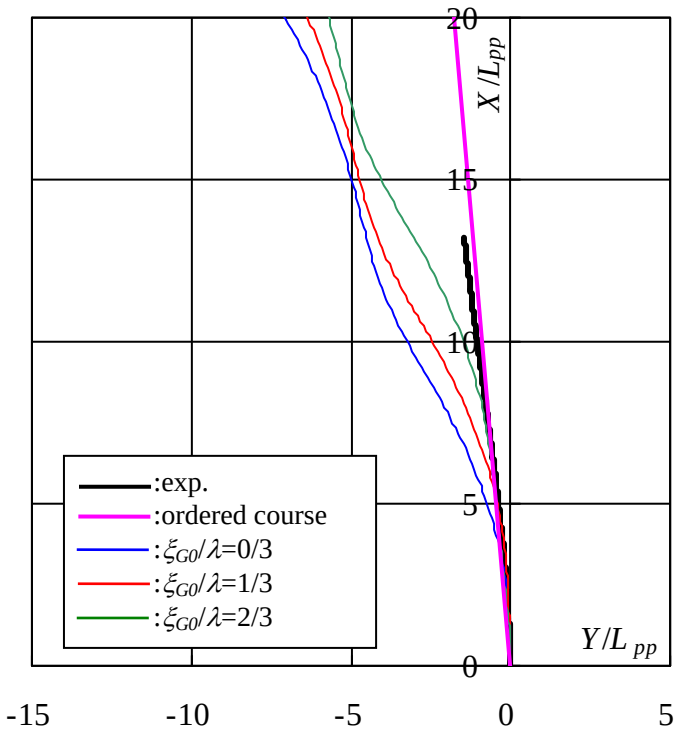


Fig.5.27 Comparison of trajectories between measured (result 2) and simulated (result 3).

(λ/L_{pp}=1.30, H/λ=1/21.3, χ_c=-5, Fn=0.43)

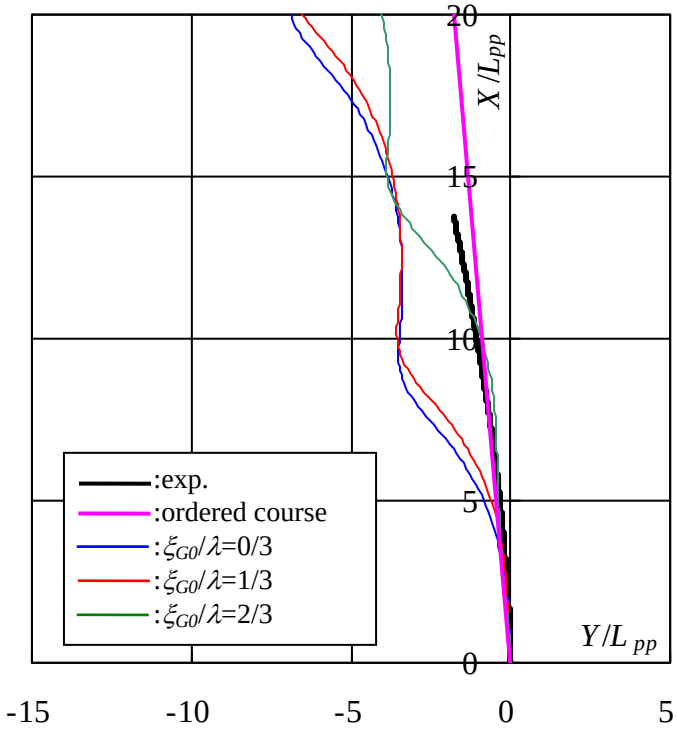


Fig.5.28 Comparison of trajectories between measured (result 3) and simulated (result 3.5).

(λ/L_{pp}=1.36, H/λ=1/17.2, χ_c=-5, Fn=0.43)

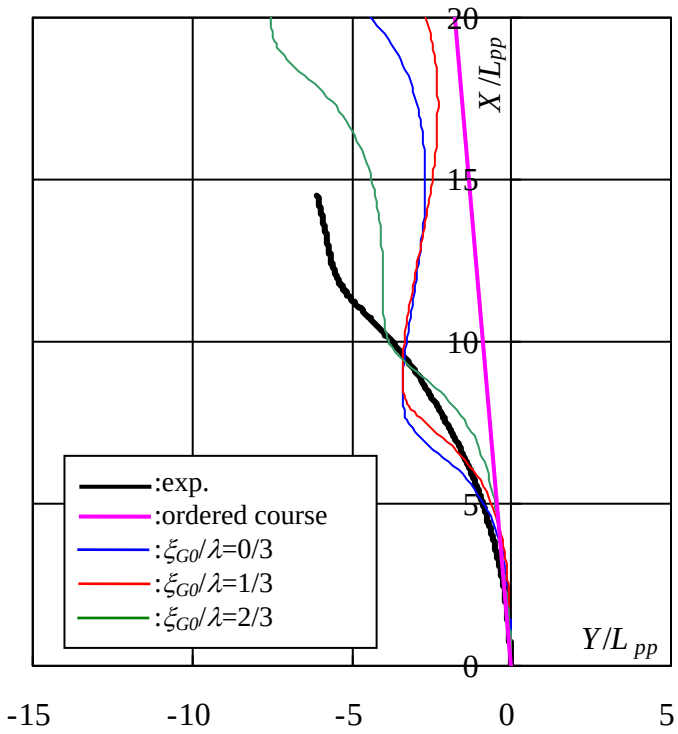


Fig.5.29 Comparison of trajectories between measured (result 4) and simulated (result 4).

(λ/L_{pp}=1.44, H/λ=1/14.1, χ_c=-5, Fn=0.43)

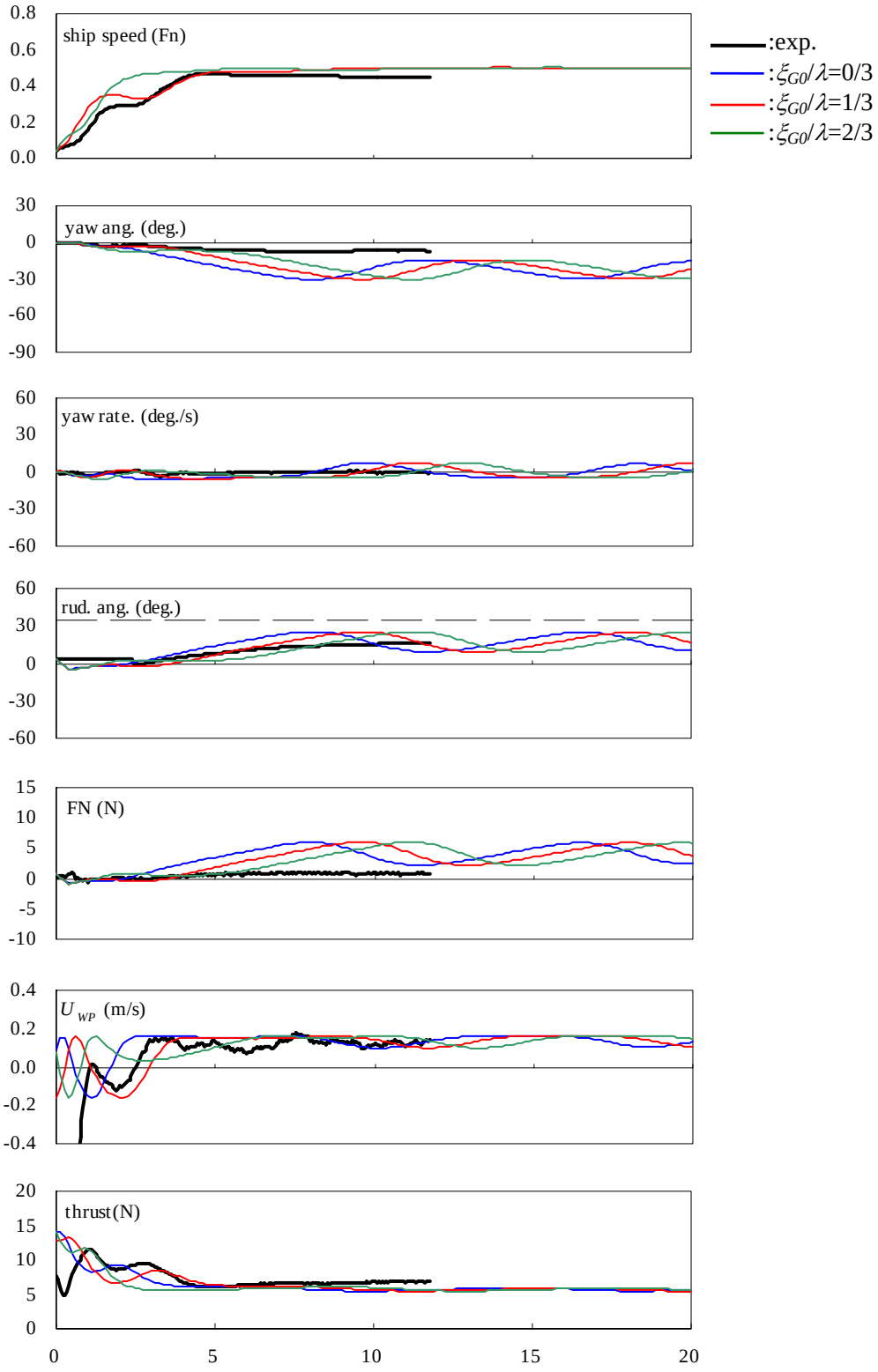


Fig.5.30 Time-series of measured (result 2) and simulated (result 3) ship motions, rudder normal force and propeller thrust/tuque.

(λ/L_{pp}=1.30, H/λ=1/21.3, χ_c=-15, Fn=0.43)

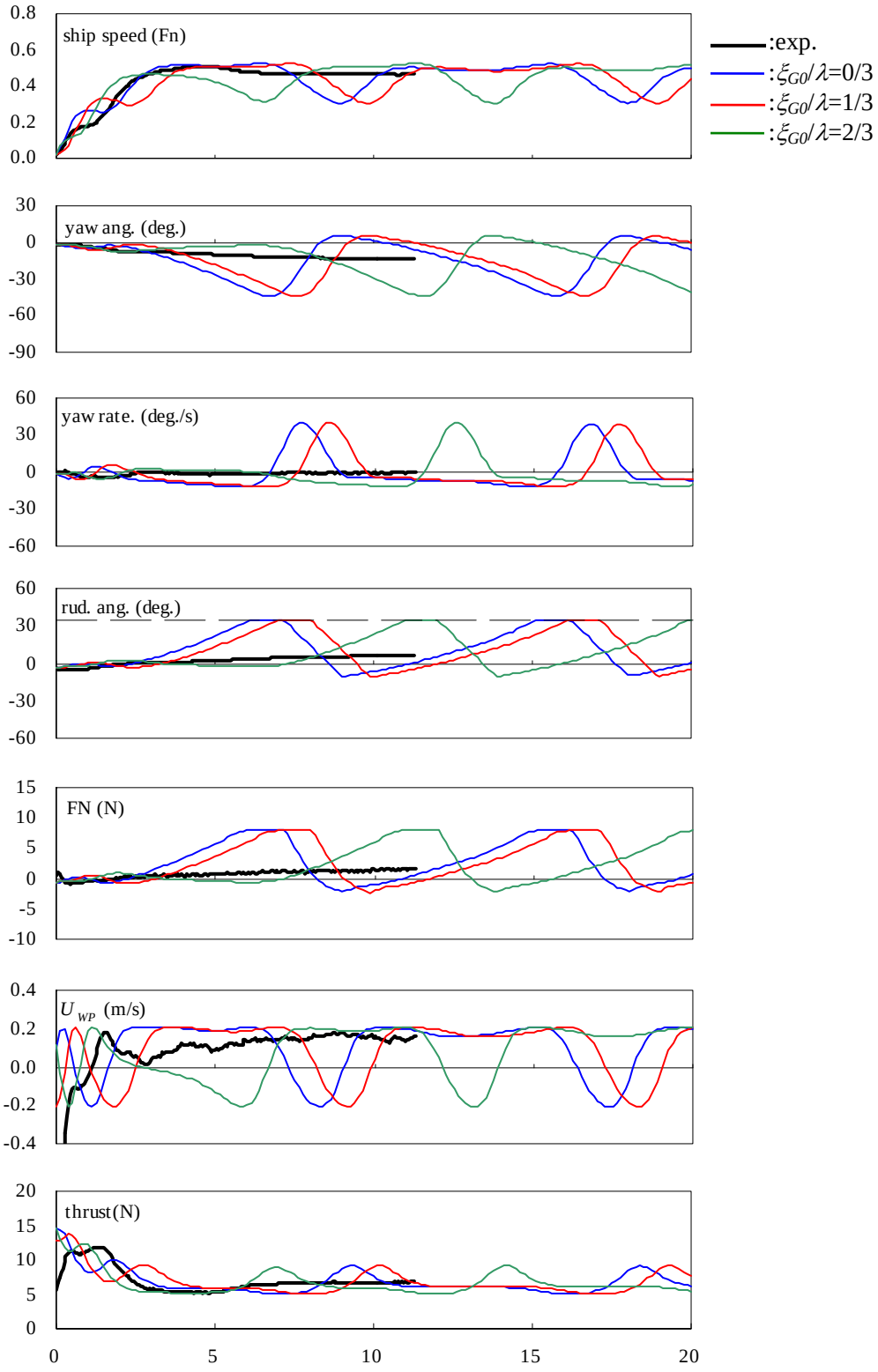


Fig.5.31 Time-series of measured (result 3) and simulated (result 3.5) ship motions, rudder normal force and propeller thrust/tuque.

(λ/L_{pp}=1.36, H/λ=1/17.2, χ_c=-5, Fn=0.43)

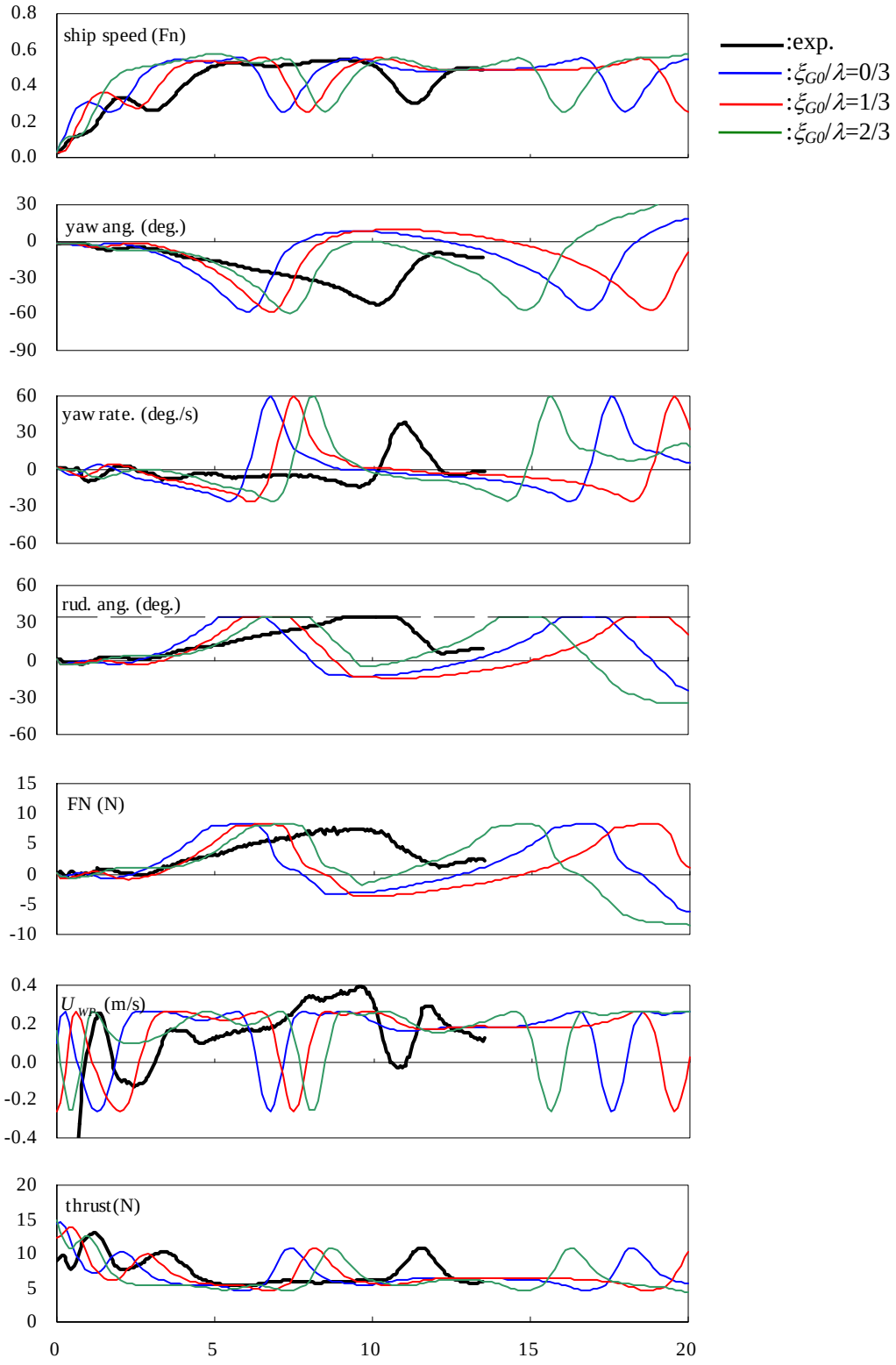


Fig.5.32 Time-series of measured (result 4) and simulated (result 4) ship motions, rudder normal force and propeller thrust/tuque.

(λ/L_{pp}=1.44, H/λ=1/14.1, χ_c=-5, Fn=0.43)

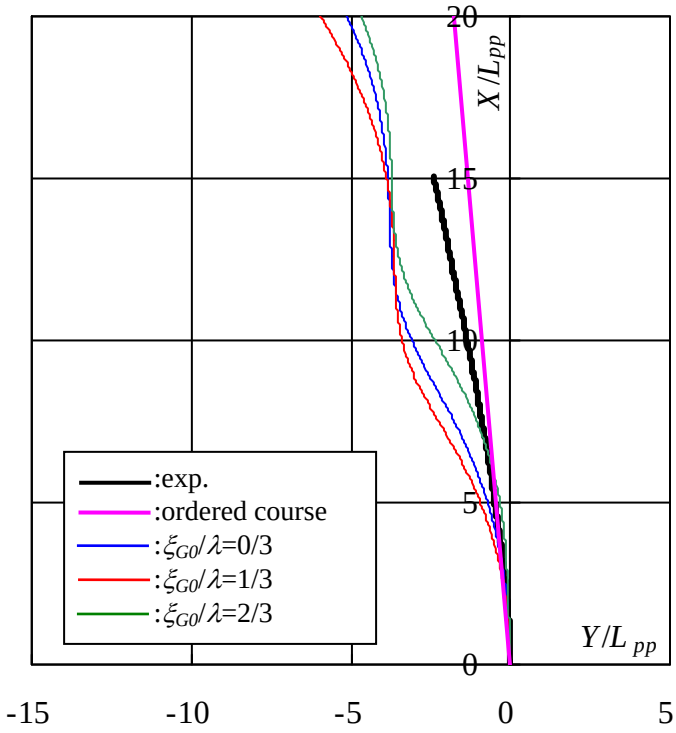


Fig.5.33 Comparison of trajectories between measured (result 2) and simulated (result 3).

(λ/L_{pp}=1.52, H/λ=1/22.1, χ_c=-5, Fn=0.43)

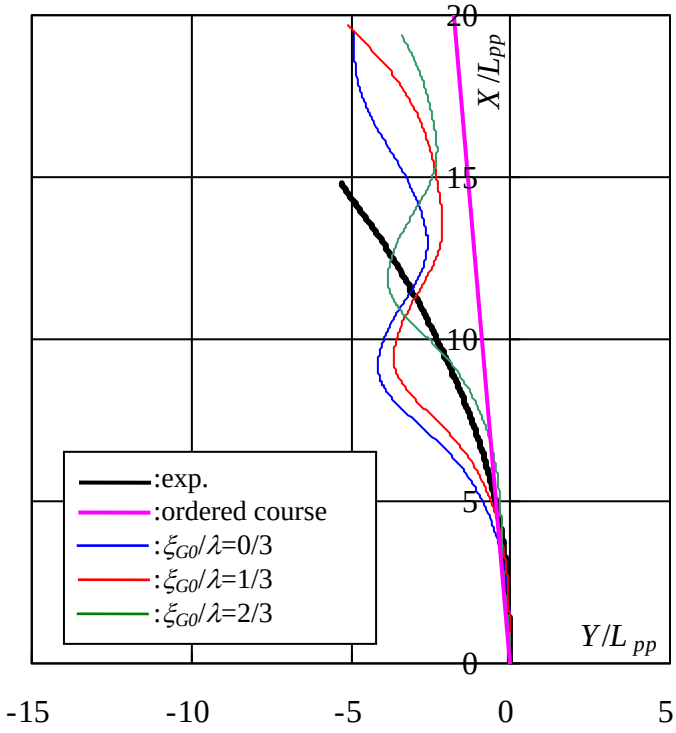


Fig.5.34 Comparison of trajectories between measured (result 3.5) and simulated (result 4).

(λ/L_{pp}=1.58, H/λ=1/16.9, χ_c=-5, Fn=0.43)

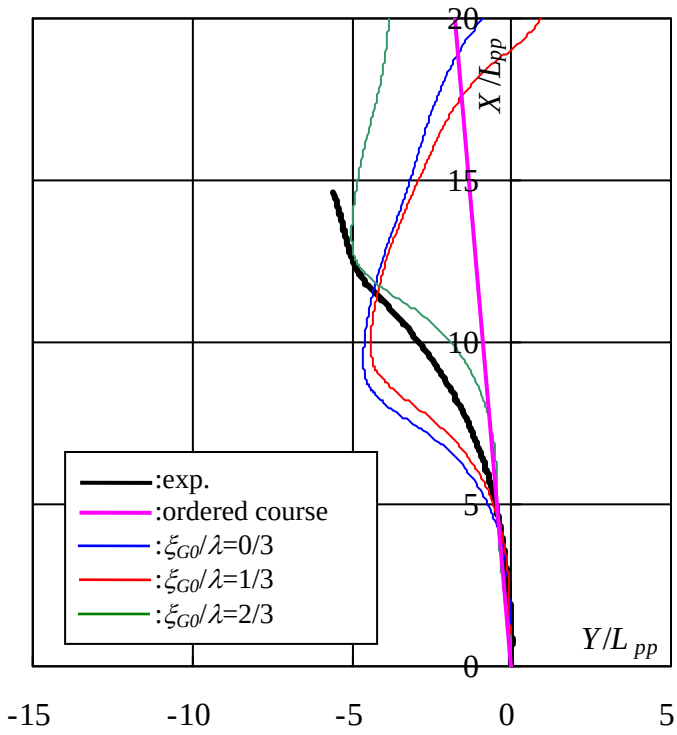


Fig.5.35 Comparison of trajectories between measured (result 4) and simulated (result 4).

(λ/L_{pp}=1.66, H/λ=1/14.6, χ_c=-5, Fn=0.43)

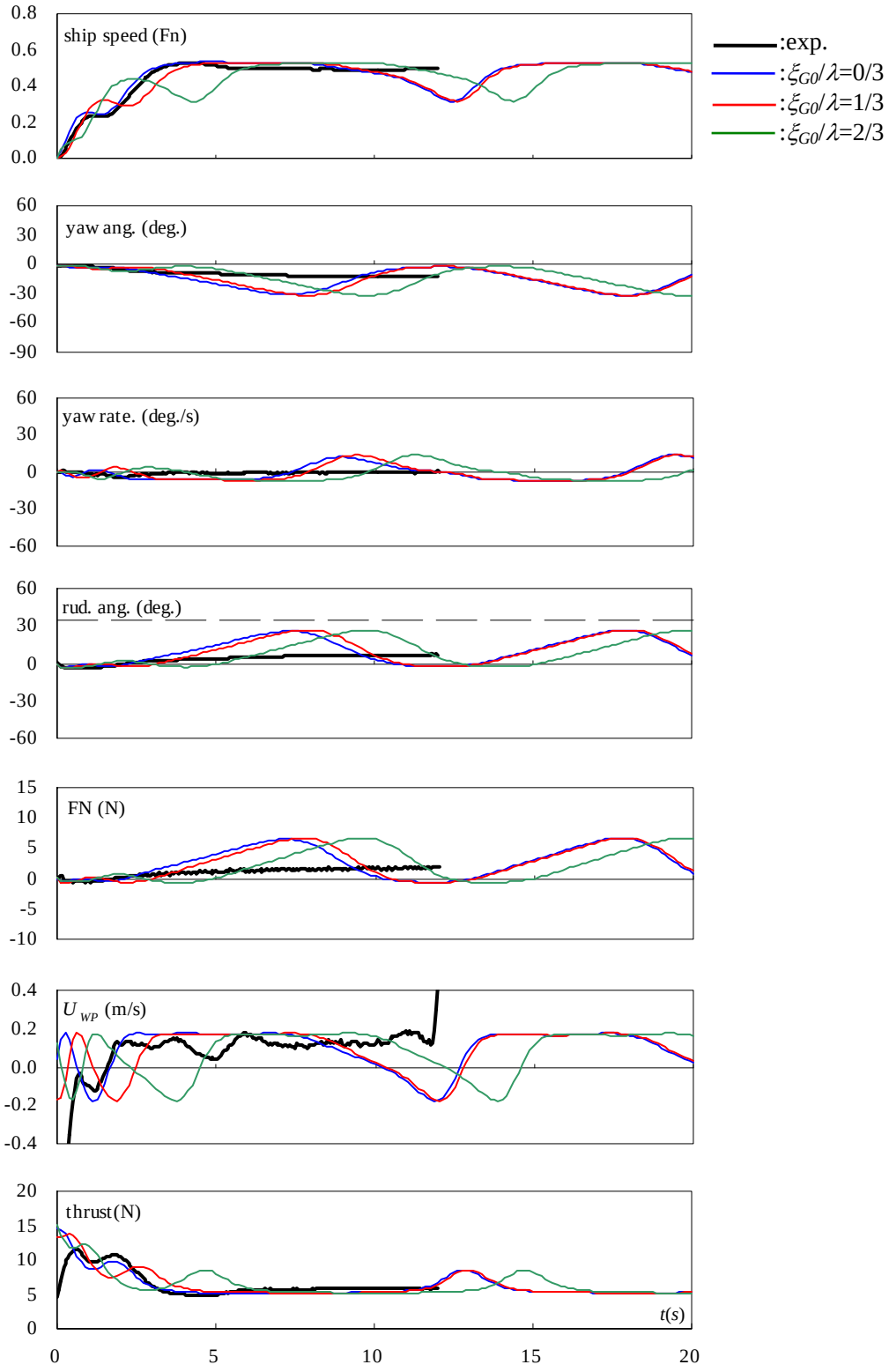


Fig.5.36 Time-series of measured (result 2) and simulated (result 3) ship motions, rudder normal force and propeller thrust/tuque.

(λ/L_{pp}=1.52, H/λ=1/22.1, χ_c=-5, Fn=0.43)

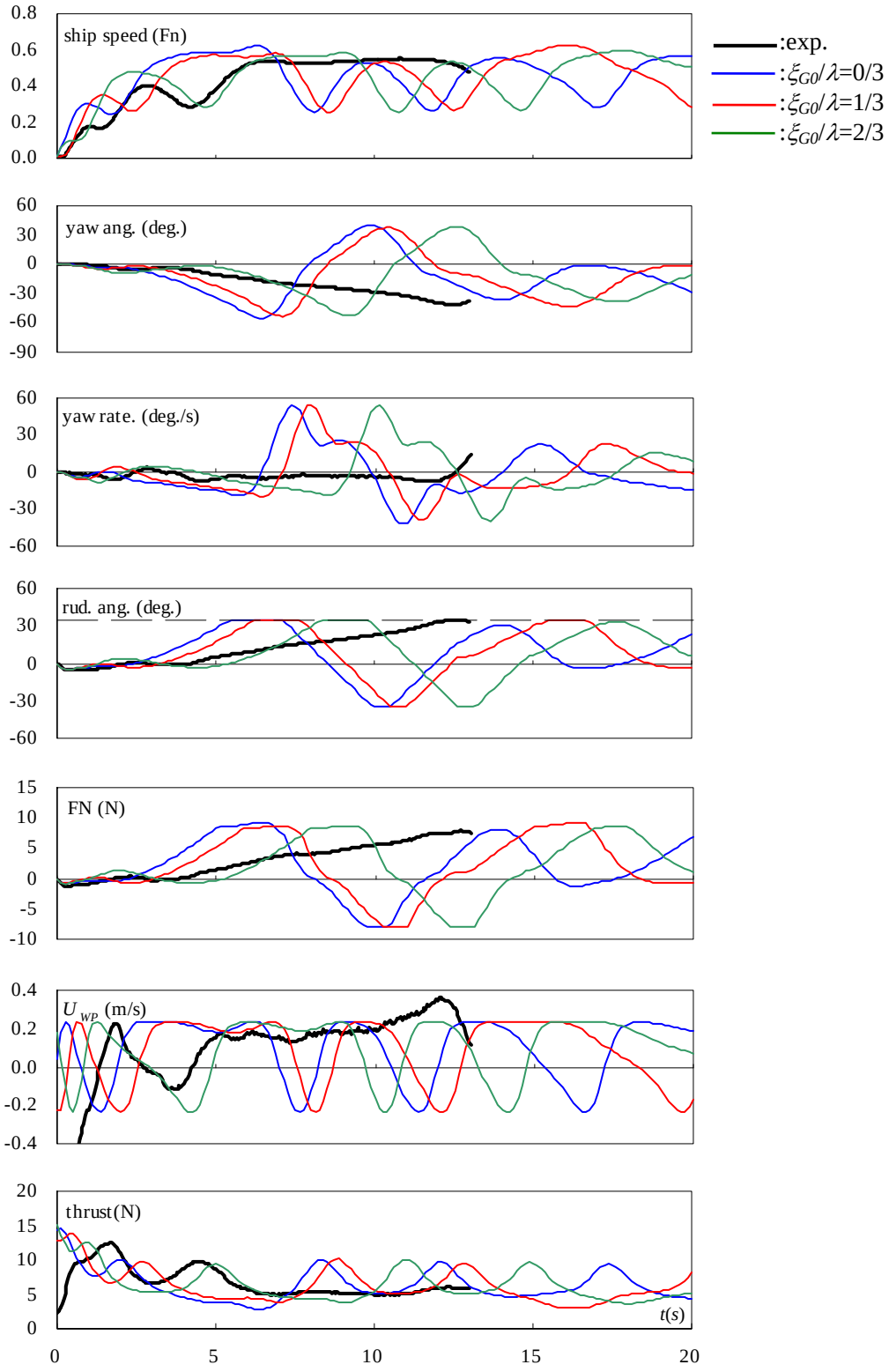


Fig.5.37 Time-series of measured (result 3.5) and simulated (result 4) ship motions, rudder normal force and propeller thrust/tuque.

(λ/L_{pp}=1.58, H/λ=1/16.9, χ_c=-5, Fn=0.43)

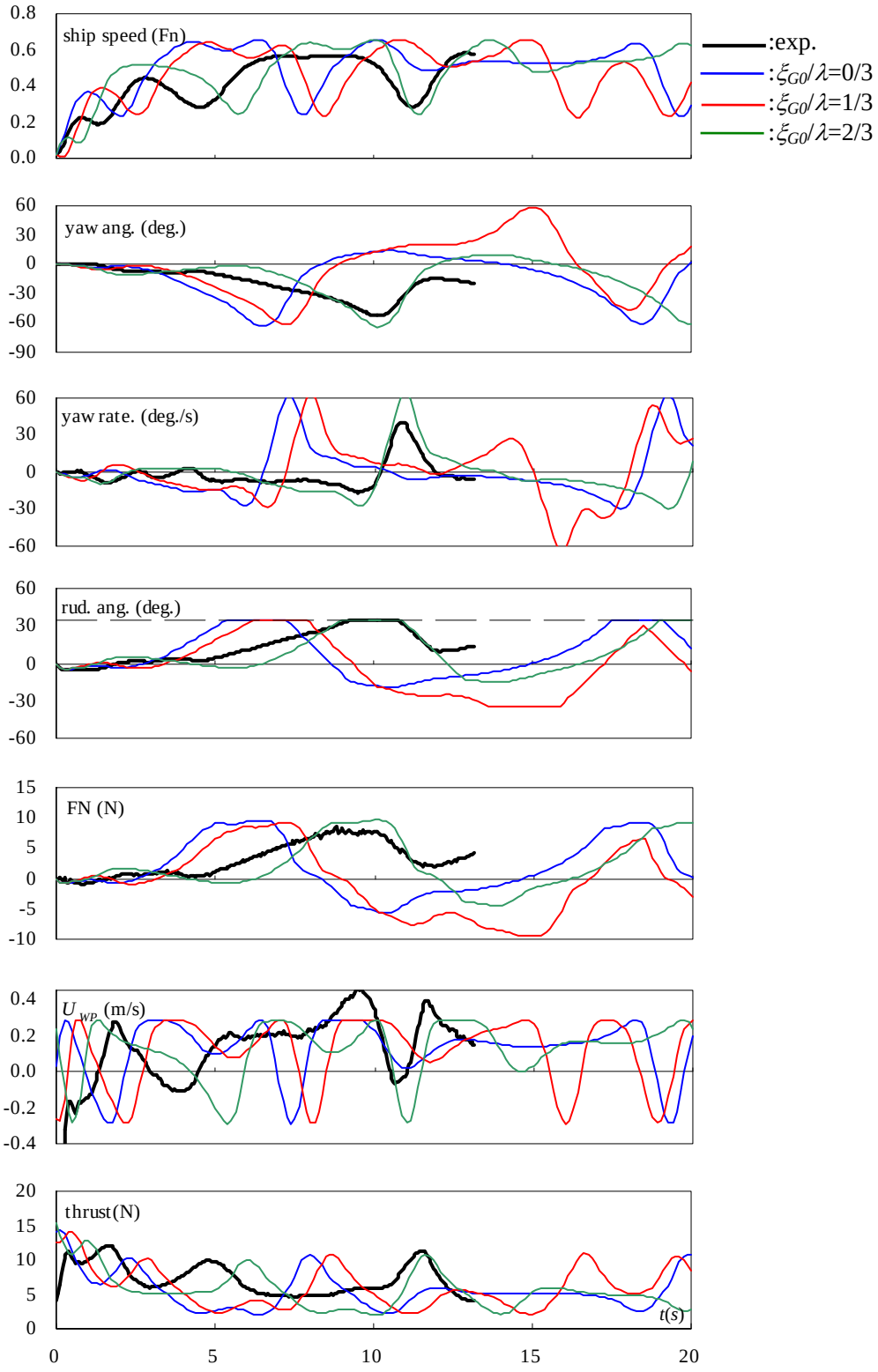
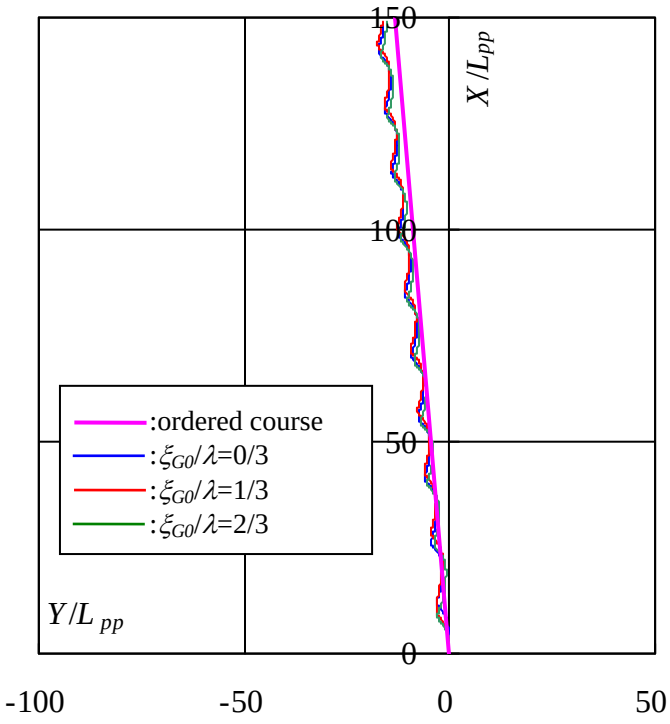
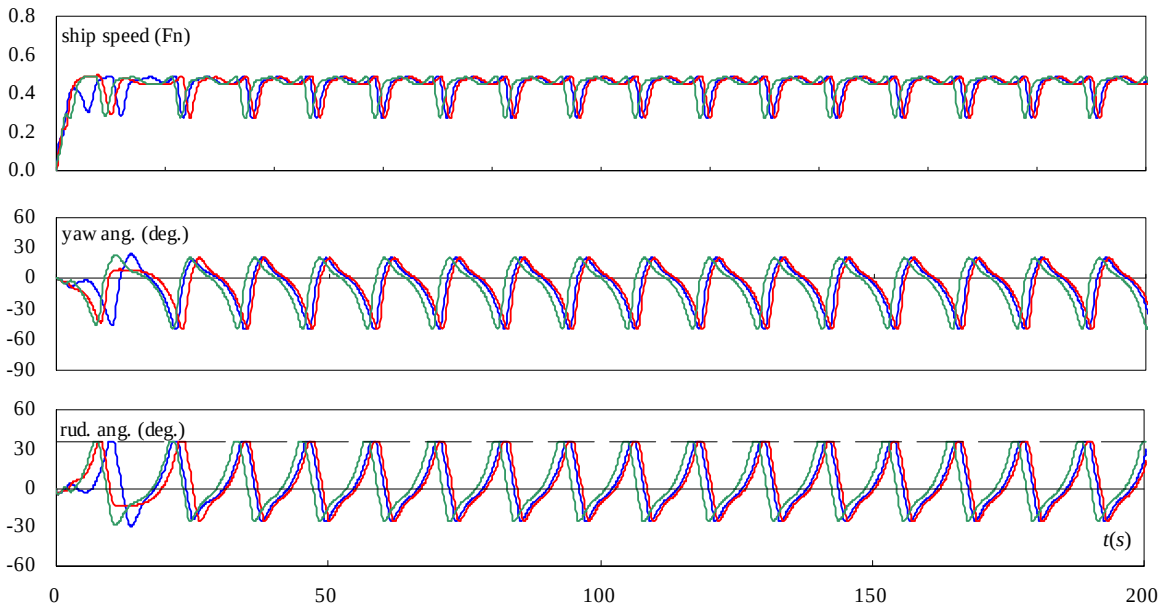


Fig.5.38 Time-series of measured (result 4) and simulated (result 4) ship motions, rudder normal force and propeller thrust/tuque.

(λ/L_{pp}=1.66, H/λ=1/14.6, χ_c=-5, Fn=0.43)



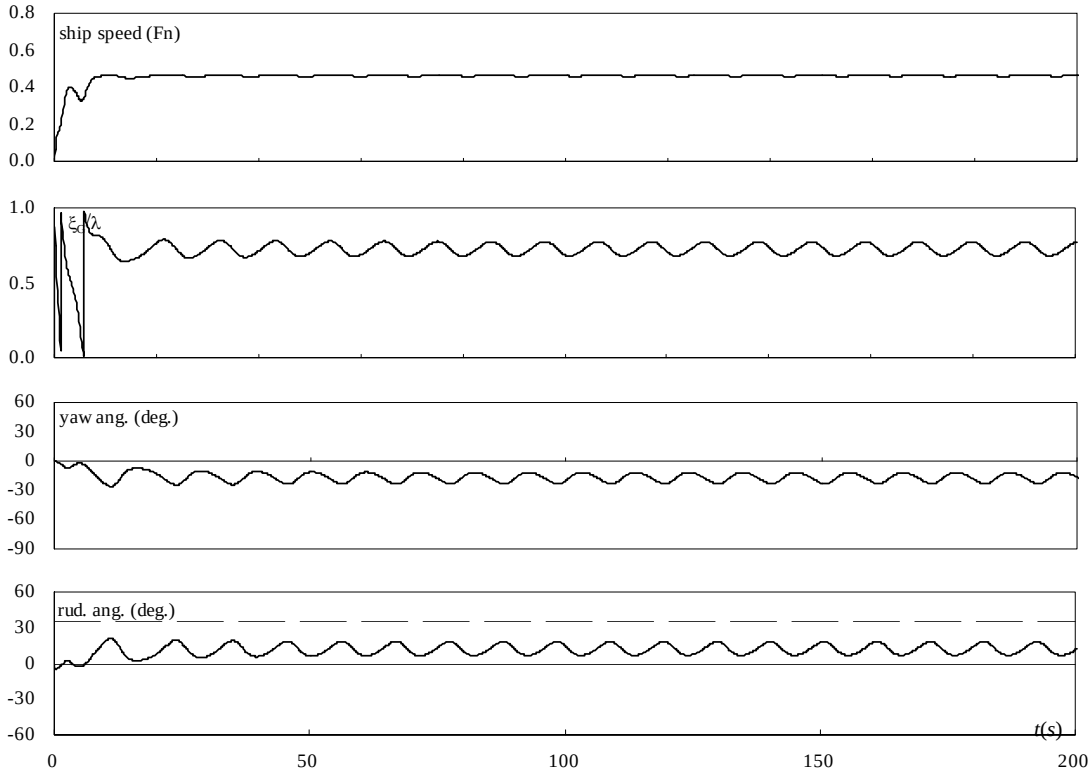
(a) Simulated trajectories.



(b) Time-series of simulated ship speed, yaw angle and rudder angle.

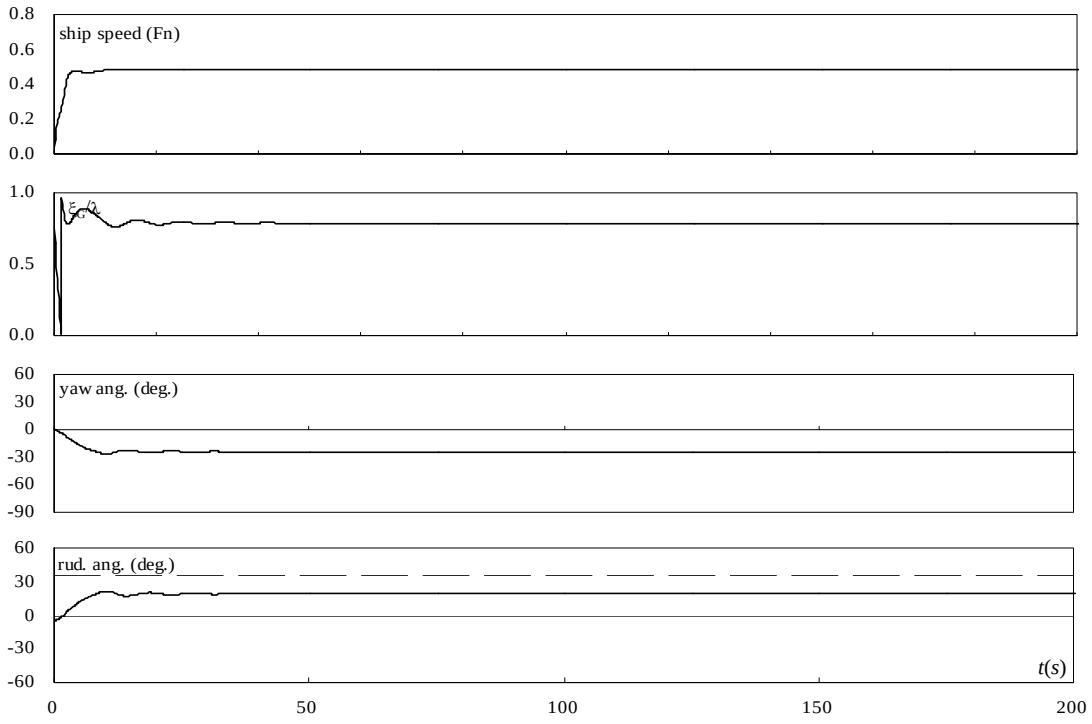
Fig.5.39 Effect of initial phase potion on trajectory and ship motion.

(λ/L_{pp}=1.20, H/λ=1/15.0, χ_c=-5, Fn=0.40)



(a) In case of continuing to oscillate.

(λ/L_{pp}=1.20, H/λ=1/22.0, χ_c=-5, Fn=0.40)



(b) In case of converging.

(λ/L_{pp}=1.20, H/λ=1/22.0, χ_c=-5, Fn=0.43)

Fig.5.40 Ship motion of surf-riding with oscillation.

第 6 章　漁船の転覆及び
ブローチング対策案の検討

本章では，漁船を対象とした転覆・ブローチング対策案を検討する。転覆防止には，上甲板上へ予備浮力となる空間を設置することが，効果的であるとされてきた。しかし,こうした甲板上の空間は,漁業者による船舶への改造によって，さらに重量物が甲板上へ搭載される懸念がある。その他，川島らによる膨張式浮体 [39]等の研究が行われている。本論では，第 2 章で指摘した縦波中の復原力減少と，第 3~5 章で扱ったブローチングに着目し，対策方法を検討する。

まず，一般的な面から安全対策を考える。危険因子の表面化を防ぐ安全バリアを設けることで，事故の発生を防ぐというのが，安全工学の基本概念 [43]である。安全バリアは，次のように大きく 4 つに分けることができる。

1) 物理バリア：危険因子の表面化を物理的に防ぐ（フェンス，防火壁など）
2) 機能バリア：機能的に危険因子の表面化を防ぐ（ブレーキ，安全保護装置など）
3) 記号的バリア：人に危険を認識・解釈させる（標識・警報など）
4) 概念的バリア：望ましくない行為の抑止と望ましい行為の誘導をする（規則など）

それぞれは，物理・機能バリアは，人を頼らないハードバリア，記号・概念的バリアは，人の判断を頼るソフトバリアと考えることができる。上記の膨張浮体・翼方付加物は，ハードバリアに該当し，Koyama らの転覆警報装置 [44]や，危険海象予報などは，ソフトバリアに含まれるであろう。転覆やブローチングという特殊な状況を考慮して，漁業者が正しい判断を下すことができる保証はないとして，人の判断を極力頼らない物理バリアが適当であると考えられる。本論では，転覆対策として，船尾船底への付加物の設置，ブローチング防止には，高揚力舵の適用を検討する。

6. 1　転覆防止付加物の検討

第 2 章に，先述したように，漁船の転覆原因として，小さな予備浮力・滞留水・復原力減少が挙げられる。そこで，予備浮力と復原力減少に着目し，漁船を対象とした転覆防止方法を検討[45),46)]する。

本節では，Fig.6.1 に示すように，船尾船底への付加物の設置し，転覆防止を試みる。この付加物は，具体的な駆動装置を必要とせず，構造も簡単である。また，密度を海水と同程度とすることで，喫水・トリムへの影響が少なく，既存の漁船にも設置が可能であるのが特徴である。転覆防止のメカニズムは，Fig.6.2 に示すように，縦波中で，船尾船底が露出する場合においても，水線面の幅を確保し，メタセンタの低下を防止するものである。また，Fig.6.3 に示すように，船体が傾斜し，付加物が海面から露出した場合に浮力が失われて重力が復原モーメント生み，ヤジロベエのよう働くため，転覆防止につながる。

以上のコンセプトのもと，船尾船底への付加物の効果を確認するために，波浪中の模型実験と復原力計算を行い，効果を確認する。また，水中への付加物設置は，第一に推進性能へ影響するため，自航・抵抗試験を行った。

6.1.1　波浪中の模型実験

船尾船底への付加物の転覆防止効果を確認するために，向波中で模型船を漂白状態とした模型実験を行った。実験は，北海道大学水産学部・大型水理実験水槽を用いた。模型船が陥った状況を目視にして確認し，第 2 章と同様の分類を行って，記録した。

（模型船と付加物模型）

供試模型船は，第 2 章で用いたものと同じ，縮率 1/35 の旋網漁船模型である。なお，航行中の海水逆流防止のために，溶接により放水口が閉鎖される場合や，上甲板のない小型漁船の場合は，実質的にブルワークを含め復原力を考えている場合が多いこと[47)]を考慮し，放水口は全閉として実験を行った。

使用した付加物模型は，その効果を確認する目的から，Fig.6.2 に示す単純な形状にした。ただし，操業時の浮遊物等の絡まりを考慮して，前方をテーパーさせている。発泡ウレタンで，寸法の異なる 4 種類の付加物を作成し，鉛を封入して密度を清水と同程度に調整した。Appendage(以後，APP.)A を基本とし，深さを大きくした APP. B，長さを大きくした APP. C，深さ・長さ共に大きくした APP.D である。それらの写真と寸法を Fig.6.3, Table 6.1 に示す。

（波浪条件）

漂泊中に向波を受けた状況を想定し，第 2 章と同様に規則波中で模型実験を行った。第 2 章の実験から，復原力減少による転覆は，λ/L_{PP}=1.2 付近に集中していたため，この波長で，波高を波岨度 H/λ=1/20~1/8 の範囲で，種々に変えて実験を行った。なお，波高は，実船にして，2.1~5.5m となる。

（実験結果と考察）

実験結果は，(1)動揺のみで打ち込み水の無い状態，(2)打ち込み水発生，(3)甲板滞留水発生，(4)大傾斜発生，(5)転覆の 5 つのランクに分類した。Fig.6.4 に示すように，横軸に，実船波高 H(m)，縦軸に結果のランクをとり，結果をプロットし，整理した。さらに，統計的な観点から，波高が十分低い場合は，ランク(1)であり，波高が高くなると，ランク(5)に近づくことは，明らかであるため，数種類の結果が確認された波高において，ランクの波高に対する推移傾向を最小二乗法により直線近似し，各結果を比較した。

付加物なしでは，転覆が 5 回確認されたが，App.D まで付加物を大きくすると，転覆が確認されなくなった。また，実船波高が 4.0m を超えると多く見られた大傾斜も，App.B, C,D では，数回に納まっている点も確認できる。また，近似直線に注目すると，大きな付加物を追加するにつれて，傾きが小さくなる傾向が見られ，統計的にも効果が確認された。これらの実験結果から，付加物を船尾に取り付ける方法は，漂泊中に発生する転覆の防止に有効であると言える。

6.1.2　平水・縦波中の復原力計算

次に，平水・縦波中の復原力計算を行い，付加物の転覆防止効果を定量的に評価する。具体的には，平水中の GZ 曲線と縦波中の GM の変化を計算し，形状による違いを比較する。供試船は，引き続き 135 トン旋網漁船を対象とし，模型実験で用いた付加物を実船スケールにして計算を行う。付加物の要目を Table6.2 に示す。

(平水中の転覆防止効果)

平水中の GZ 曲線は，傾斜角ごとの船体の復原モーメントに，付加物の水面から露出した部分の重心位置に働く重力から生まれる傾斜モーメントを加えることで計算した。

Fig.6.5 に，GZ 曲線の計算結果を示す。最大復原梃が 5~9%程度大きくなり，消失角も大きくなっていることがわかる。漁船は，船尾船底が水面と近く，少しの傾斜で付加物が水面から露出するため，特に効果的であると考えられる。大型の付加物ほど復原性向上に有利であるのは明らかであるが，同程度の重量の APP.B, APP.C の計算結果を比較すると，深さの小さな付加物ほど小さな傾斜角で全露出し，有利であることがわかる。

(縦波中の転覆防止効果)

次に，縦波中で船尾船底が露出する場合の GM を計算し，付加物の効果を検討する。模型実験を行った波長船長比λ/L_{PP}=1.2，波岨度 H/λ=1/18 の縦波(χ=0,±180°)で計算を行った。計算は，ピッチ角を零とし，排水量が平水中と同じとなる喫水と仮定し，船体の水線面の面積 2 次モーメントに，付加物の面積 2 次モーメントを加えて，BM を求めた。別途，重心の鉛直方向位置から KG，排水容積のモーメントから KB を求め，GM を計算した。

計算の結果を Fig.6.6 に示す。横軸は，波の山が位置する船体のスクエアステーションとし，縦軸が GM を表す。計算の結果から，波の山が船体中央付近にあるとき，船尾船底が露出し，水線面積が減少し，復原力減少が発生していることがわかる。付加物の大部分が露出をする場合を除いて，付加物によって復原力減少が幾分改善されている。平水中と同様に，縦波中でも大型の付加物ほど有利である。一方，形状による効果を比較すると，深

さの小さな APP.C は，水面から全露出する範囲が広く，APP.B と比べ，効果を発揮する範囲が狭い。したがって，復原力減少を考えると，深さの大きい形状が有利である。

6.1.3　抵抗・自航試験による推進性能への影響検討

付加物は，水面下に設置するため，船体抵抗の増加は避けることはできない。また，自航要素への影響も考えられる。そこで，北海道大学水産学部・大型水理実験水槽にて，抵抗・自航試験を行い，付加物の推進性能への影響を明らかにする。

（模型船と付加物模型）

模型船は，より精密な結果を得るために，縮率 1/20 の 135 トン旋網漁船模型を用いた。付加物は，水平方向の断面が流線型(NACA0018)の付加物模型を作製して試験に用いた。波浪中の模型実験で用いた APP.A,D に対応した APP.1,3 と，中間の大きさの APP.3 の 3 種類を用意した。これらの付加物模型は，幾何学的に相似となっている。それらの形状と写真を Fig.6.7, 6.8 寸法を Table 6.3 に示す。

（抵抗試験と結果）

付加物を設置しない場合と APP.1~3 を設置した場合の EHP を模型試験から求め，比較した。付加物を設置した場合の抵抗増加は，船体のレイノルズ数と，付加物のレイノルズ数を別に扱う必要があり，やや複雑となる。本節では，模型船と付加物の抵抗を分けて考え，それぞれに粘性抵抗に関する縮率影響を考慮することで，実船の船体抵抗を求めた。なお，各付加物の抵抗は，付加物を設置した場合の船体抵抗から，設置しない場合の船体抵抗を差し引き求めた。Fig.6.9 に有効馬力の計算結果，Fig.6.10 にその増加率を示す。

EHP の計算結果を見ると，さほど変化が無い様に見えるが，その増加率は，最も小さい App.1 でも 5~12%であり，大きいものとなった。そこで，付加物の抵抗を摩擦・剰余抵抗成分に分けて考えると，Fig.6.11 に示すように，どの付加物も摩擦抵抗よりも剰余抵抗が支配的となっている。なお，付加物の摩擦抵抗係数も船体と同様にシェーンヘル簡便式を用いて求めた。

付加物を流線型にして作製したが，船尾船底から突出する形で設置したことや，付加物自体が体積を持つため，長手方向の体積分布が変化し，形状抵抗や造波抵抗が増大したと考えられる。ただし，水面下への付加物として，宮田らによって研究された船尾端バルブ[48]や，鈴木らによって研究された off center line bow bulbs[49]が知られている。共に，水面下に設置した付加物を最適化することで，造波抵抗を小さくすることが目的で開発されている。そこで，付加物の最適化によって，摩擦抵抗のみが増加すると考えた場合の EHP とその増加率を Fig.6.12, 6.13 に示す。取り付け位置や形状の最適化によって，剰余抵抗の増加を限りなく小さくすることができれば，最も大きな App.3 でも 5%以下の抵抗増加に抑えることができると考えられる。

（自航試験と結果）

付加物の設置よる船速低下を明らかにするために，自航試験から自航要素を求め，BHP を計算する。まず，付加物の自航要素への影響を確認するために，付加物を設置しない場合と，自航要素への影響が最も大きいと考えられる APP.3 を設置して自航試験を行った。なお，実船に付加物を設置した場合を想定し，自航試験は，摩擦修正(SFC)を与えながら，実船の自航点(SPP)で行った。Fig.6.14 に自航要素の解析結果を示す。Fn=0.35 において，少し差がみられるが，付加物が自航要素へ大きな影響を与えることは無かった。そこで，模型船のみで行った試験から得られた自航要素を用いて，各付加物を設置した場合の BHP を計算する。付加物の最適化を行い，剰余抵抗の増加がない場合，Fig.6.17, 6.18 に示すように，BHP の増加を 5%以下にすることができ，船速低下の観点からは，無視できる程度となることがわかる。

船底に付加物を設置する方法は，推進性能以外にも，操縦性能へ影響する。したがって，実用化する場合は，復原・推進・操縦性能を考慮する必要があり，課題が残る。

6. 2　ブローチング対策の検討

転覆防止対策に続き，本節では，ブローチング対策について検討する。ブローチング対策として，Umeda らのアンチブローチングシステム [50]，橋本らの船首翼型付加物 [51]がある。本論では，なるべく簡単な対策方法として，舵力を大きくし，ブローチング回避を試みる。

舵力を大きくする方法として，舵面積を大きくするのが第一に考えられるが，漁船は元来，船体に対して大きな面積の舵を持つ場合がほとんどで，さらに舵面積を大きくするのは現実的でない。そこで，同じ舵面積でもより大きな舵力が得られる，高揚力舵を用いた対策案を検討し，効果を確認する。高揚力舵には，フラップを備えたフラップ舵，断面形状が魚型で上下端版を備えるフィッシュテール舵等がある。Fig.6.19 に示す，フィッシュテール舵を用いて行った，旋回試験の例のように， 通常舵（マリナー舵）よりも大きな旋回性能を得ることができる。さらに，フィッシュテール舵は，舵角δ=±70°まで大舵角をとることで，その場回頭に近い操船ができ，バウスラスターと組み合わせて用いることで，横移動も可能となるため，港内操船において有効とされている。

本章では，フィッシュテール舵を供試船に合わせて設計して通常舵と換装し，追波中の自由航走試験と運動シミュレーションを行った。使用した舵の図面を Fig.6.20 に示す。北海道大学水産学部大型水理実験水槽で行った舵の単独試験から得た，通常舵とフッシュテール舵の迎角に対する舵直圧力の関係を Fig.6.21 に示す。フッシュテール舵は，迎角に対する舵直圧力の上昇が大きく， 大きな舵力を得ることができる。

まず，プロペラ後流中の舵特性を把握するために，平水中の舵角試験を行った。実験は，第 5 章で行った通常舵の舵角試験と同様の実験条件で行い，プロペラ回転数は，自航点となる 13.7rps と荷重度の高い 19.18rps に設定した。Fig.6.22 に実験結果と数学モデルによる計算結果を示す。ここで，計算に用いた舵直圧力勾配は，舵流入速度，流入角を用いて，舵角δ=±20°の間で実験から得られた舵直圧力から逆算し，全ての解析値を平均することで

求めた。その結果，本論で用いるフィッシュテール舵の舵直圧力勾配は，f_α=3.374 と求めることができた。これは，供試船の通常舵に対して，約 1.22 倍である。

第 5 章 Fig.5.17 に示す通常舵の実験結果と比較すると，舵角に対して，大きな舵直圧力が発生していることがわかる。また，実験と計算結果と比較すると，舵角δ=±25°程度の間では，よく一致するが，それを超えると，フィッシュテール舵と言え，舵力が上昇しなくなることがわかった。

6.1.1 追波・斜追波中の自由航走試験

フィッシュテール舵の効果を確認するために，第 5 章で行った追波・斜追波中の自由航走試験で broaching/nearly broaching が確認された実験条件の範囲で，フィシュテール舵を用いて，同様の自由航走試験を行った。なお，フィッシュテール舵は，外洋航行中に，大舵角で用いられることは少ない。また，最大舵角の定義を通常舵と一致させるためにも，最大舵角δ_{max}=±35°とし，操舵機・オートパイロットの設定も同じである。したがって，大舵角時の性能ではなく，舵直圧力勾配の大きさをブローチング防止に活用することになる。

波長船長比λ/L_{PP}=1.0,1.2,1.4 ごとの分類結果を Table 6.3~6.5 に示す。フィッシュテール舵を用いると，どのパラメーターでもブローチングは発生しなかった。

次に，通常舵とフィッシュテール舵を用いた場合の航跡と船体運動の時系列を比較する。波長船長比λ/L_{PP}=1.0,1.2,1.4 の船体運動の例を Fig.6.23~6.25 に示す。通常舵からフィッシュテール舵に換装することで，操舵反対の回頭運動が発生したとしても，その回頭角速度は小さく，穏やかな運動となる。

以上より，追波・斜追波中における，フィッシュテール舵の有効性を実験より確認することができた。

6.1.2　追波・斜追波中の運動シミュレーション

追波・斜追波中の波乗り・ブローチングの発生を精度良く行うことができた，運動シミュレーションモデルを用いて，フィッシュテール舵の有効性を確認する。なお，大舵角時の舵力の低下は，通常舵と同様に，最大舵流入角α_{max}=±30°と制限した。運動シミュレーションは，通常舵と同じ条件で行い，結果を分類して比較する。波浪条件は，波長船長比λ/L_{PP}=1.10, 1.30, 1.50, 1.70，波岨度 H/λ=1/20~1/12 とし，プロペラ回転数は，Fn=0.35, 0.40, 0.43 である。オートパイロットの設定は， C_1=1,C_2=0 と設定した。

Fig.6.26~6.29 に 通常舵とフィッシュテール舵の船体運動の時系列を比較する。なお，全て，初期の波の位相位置ξ_{G0}/λ=0 である。自走試験結果と同様に，操舵とは反対の回頭角速度の発達が小さくなり，運動が穏やかになっていることがわかる。それぞれの波長船長比における分類結果を Table 6.5~6.8 に示す。どの波長船長比においても，第 5 章 Table 5.4~5.10 に示す通常舵の分類結果と比べて，broaching/nearly broaching の領域が小さくなっている。また，ブローチングが発生する波岨度が，上がる傾向にあり，ブローチングが抑制されていると言える。

追波・斜追波中の自由航走試験・運動シミュレーションを行い，ブローチング対策として，フィッシュテール舵が有効性であることを確認した。高揚力舵は，その旋回性能の高さから，大型の漁船を中心に採用されているが，小型漁船に注目すると，板舵を装備した小型漁船も多く，普及が望まれる。一方，既存漁船が，高揚力舵への換装する場合は，操舵機の能力向上・交換を検討しなければいけない場合もある。しかし，高揚力舵への換装は，港内操船など有用な機会が多いため，ブローチング対策として波及性の高い方法と考えられる。

6.3 まとめ

本章では，転覆対策として，船尾船底に付加物を設置する方法と，ブローチング対策として，高揚力舵を適用し，その効果を確認した。本章を以下にまとめる。

1) 日本漁船の転覆原因である，小さな予備浮力と，縦波中における復原力減少に焦点を当て，船尾船底への付加物設置を検討した。向波中の模型実験の結果，転覆防止効果を確認することができた。平水中の復原力曲線を計算すると，最大復原梃，消失角ともに，付加物によって大きくなる。また，縦波中の GM を計算すると，付加物によって，復原力減少が抑制されることを確認した。したがって，船尾船底への付加物設置は，2 つの効果を持つことがわかった。
2) 付加物によるデメリットとして，水中へ設置するため，抵抗増加があるが，場合によっては，抵抗を減らすこともできる研究結果もある。したがって，形状・取り付け位置の最適化によって，船速低下を無視できる程度に抑えることができる。
3) ブローチング対策として，本論では，フィッシュテール舵の利用を検討した。追波・斜追波中の自由航走試験・運動シミュレーションを行い，その効果を確認した。通常舵でブローチングが発生した条件で，フィッシュテール舵に換装した自由航走試験を行い，ブローチングが発生しないことを確認した。また，運動シミュレーションから得られる broaching/nearly broaching の発生領域を通常舵と比較すると，その範囲を小さくすることができたため，フィッシュテール舵は，ブローチング対策として一手段となりうると言える。

Table 6.1 Dimension of appendage models(1/35)
for model experiment in head seass.

	Length L_A(m)	Breadth B_A(m)	Depth D_A(m)	Weight W_A(g)
App.A	0.12	0.02	0.03	50.3
App.B	0.12	0.02	0.05	82.6
App.C	0.18	0.02	0.03	79.9
App.D	0.18	0.02	0.05	141.0

Table 6.2 Dimension of appendage models(1/20)
for Resistance and Self-propulsion test.

	Upside Length L_A(m)	Upside Breadth B_A(m)	Underside Length L'_A(m)	Underside Breadth B'_A(m)	Depth D_A(m)	Weight W_A(kg)
App.1	0.210	0.038	0.140	0.025	0.058	0.158
App.2	0.263	0.047	0.175	0.032	0.074	0.316
App.3	0.315	0.057	0.210	0.038	0.088	0.524

Table 6.3 Dimension of appendage (full scale)
for stability calculation.

	Length L_A(m)	Breadth B_A(m)	Depth D_A(m)	Weight W_A(t)
App.A	4.20	0.70	1.05	2.21
App.B	4.20	0.70	1.75	3.63
App.C	6.30	0.70	1.05	3.51
App.D	6.30	0.70	1.75	6.20

Table 6.3 Classified results of experiments.
(equipped fish-tail rudder, λ/L_{PP}=1.21)

H/λ	Fn (prop.rev.)	χ_c(auto pilot course)		
		-30°	-15°	-5°
1/13.8	0.43	-	3	-
	0.40	-	3	-
	0.35	-	-	-

Table 6.3 Classified results of experiments.
(equipped fish-tail rudder, λ/L_{PP}=1.44)

H/λ	Fn (prop.rev.)	χ_c(auto pilot course)		
		-30°	-15°	-5°
1/14.1	0.43	-	-	3
	0.40	-	-	2
	0.35	-	-	-

Table 6.4 Classified results of experiments.
(equipped fish-tail rudder, λ/L_{PP}=1.66)

H/λ	Fn (prop.rev.)	χ_c(auto pilot course)		
		-30°	-15°	-5°
1/14.6	0.43	-	3	2
	0.40	-	3	3.5
	0.35	-	-	-

Table 6.5 Classified results of simulation.
(λ/L_{PP}=1.10, equipped fish-tail rudder)

H/λ	Fn	auto pilot course						
	(prop.rev.)	-30°	-25°	-20°	-15°	-10°	-5°	0°
1/20	0.450	1	2	2	2	2	2	2
	0.430	1	1	2	2	2	2	2
	0.400	1	1	1	1	2	2	2
	0.375	1	1	1	1	1	2	2
	0.350	1	1	1	1	1	1	1
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1
1/15	0.450	1	1	3	3	3	2	2
	0.430	1	1	1	3	3	3	2
	0.400	1	1	1	1	1	3	2
	0.375	1	1	1	1	1	3	2
	0.350	1	1	1	1	1	1	1
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1
1/12	0.450	1	3.5	3.5	3.5	3.5	3.5	2
	0.430	1	1	3.5	3.5	3.5	4	2
	0.400	1	1	1	1	3.5	4	2
	0.375	1	1	1	1	3	3	2
	0.350	1	1	1	1	1	1	1
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1

Table 6.6 Classified results of simulation.
(λ/L_{PP}=1.30, equipped fish-tail rudder)

H/λ	Fn	auto pilot course						
	(prop.rev.)	-30°	-25°	-20°	-15°	-10°	-5°	0°
1/20	0.450	1	1	1	2	2	2	2
	0.430	1	1	1	1	2	2	2
	0.400	1	1	1	1	1	3	2
	0.375	1	1	1	1	1	1	2
	0.350	1	1	1	1	1	1	1
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1
1/15	0.450	1	1	1	3	3	3	2
	0.430	1	1	1	3	3	3.5	2
	0.400	1	1	1	1	1	3.5	2
	0.375	1	1	1	1	1	3	2
	0.350	1	1	1	1	1	1	1
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1
1/12	0.450	1	3.5	3.5	4	4	4	2
	0.430	1	3	3.5	4	4	4	2
	0.400	1	1	3.5	3.5	4	4	2
	0.375	1	1	1	1	3	4	2
	0.350	1	1	1	1	1	4	2
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1

Table 6.7 Classified results of simulation.
(λ/L_{PP}=1.50, equipped fish-tail rudder)

H/λ	Fn	auto pilot course						
	(prop.rev.)	-30°	-25°	-20°	-15°	-10°	-5°	0°
1/20	0.450	1	1	1	3	3	2	2
	0.430	1	1	1	1	3	3	2
	0.400	1	1	1	1	1	3	2
	0.375	1	1	1	1	1	1	1
	0.350	1	1	1	1	1	1	1
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1
1/15	0.450	1	1	1	3.5	3.5	3.5	2
	0.430	1	1	1	1	4	4	2
	0.400	1	1	1	1	1	4	2
	0.375	1	1	1	1	1	4	2
	0.350	1	1	1	1	1	1	1
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1
1/12	0.450	3	3.5	3.5	4	4	4	2
	0.430	3	3.5	4	4	4	4	2
	0.400	1	3	4	4	4	4	2
	0.375	1	1	1	1	3	4	2
	0.350	1	1	1	1	1	4	2
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1

Table 6.8 Classified results of simulation.
(λ/L_{PP}=1.70, equipped fish-tail rudder)

H/λ	Fn	auto pilot course						
	(prop.rev.)	-30°	-25°	-20°	-15°	-10°	-5°	0°
1/20	0.450	1	1	1	2	2	2	2
	0.430	1	1	1	1	3	3	2
	0.400	1	1	1	1	1	3	2
	0.375	1	1	1	1	1	1	1
	0.350	1	1	1	1	1	1	1
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1
1/15	0.450	1	3.5	1	3.5	4	4	2
	0.430	1	3.5	3	4	4	4	2
	0.400	1	1	1	1	4	4	2
	0.375	1	1	1	1	1	4	2
	0.350	1	1	1	1	1	1	1
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1
1/12	0.450	3	4	4	4	4	4	2
	0.430	3	3.5	4	4	4	4	2
	0.400	3	3.5	3.5	4	4	4	2
	0.375	1	1	3.5	4	4	4	2
	0.350	1	1	1	1	3	4	2
	0.325	1	1	1	1	1	1	1
	0.300	1	1	1	1	1	1	1

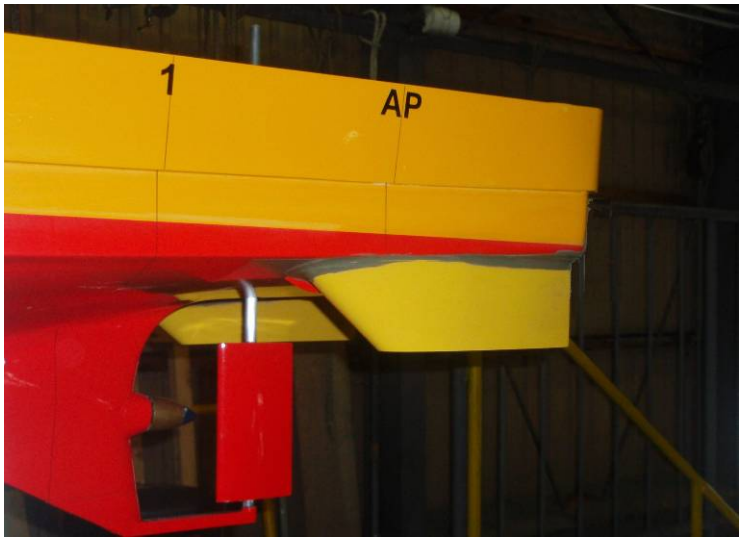


Fig.6.1 Equipped appendage model.

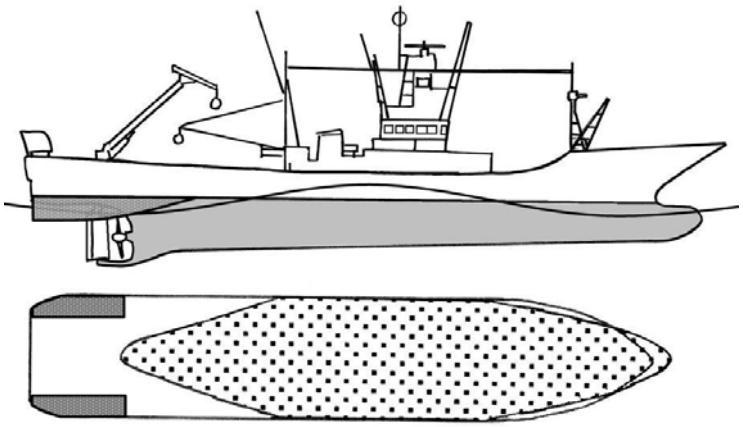


Fig.6.2 Water plane of ship and appendage in longitudinal waves.

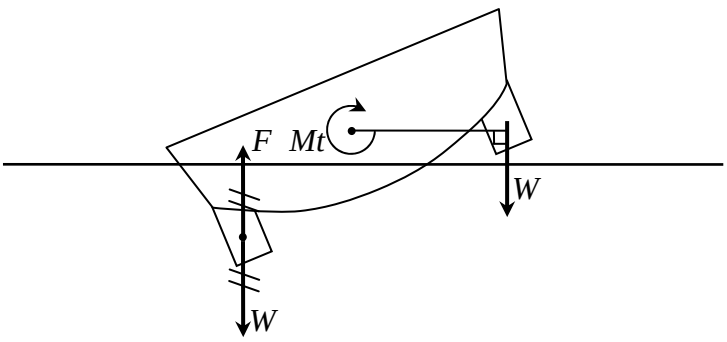


Fig.6.3 Restoring force induced by appendage.

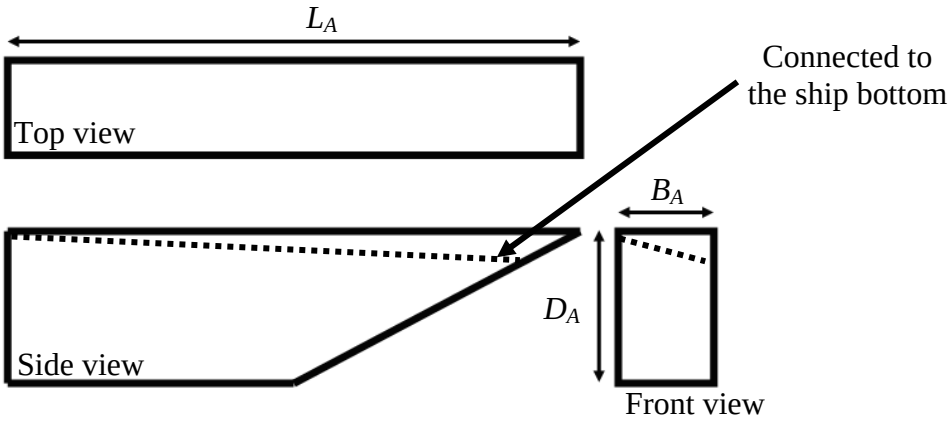


Fig.6.2 Shape of appendage model.

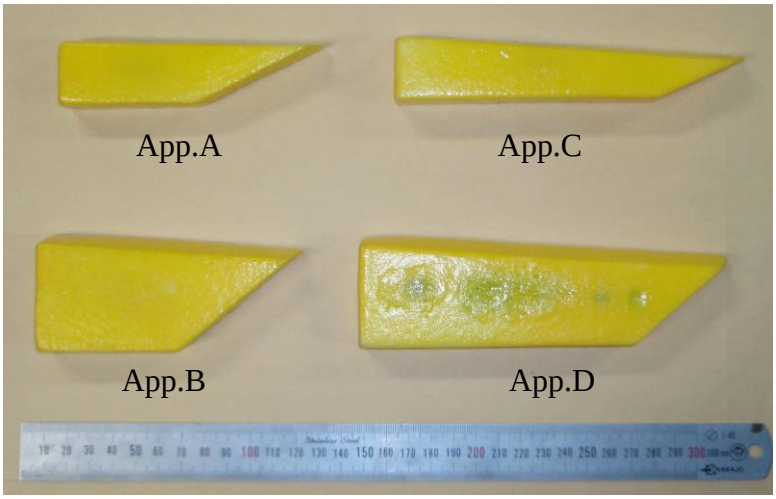
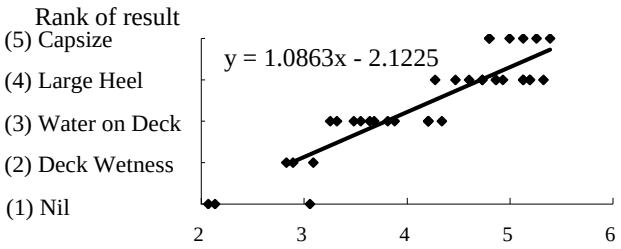
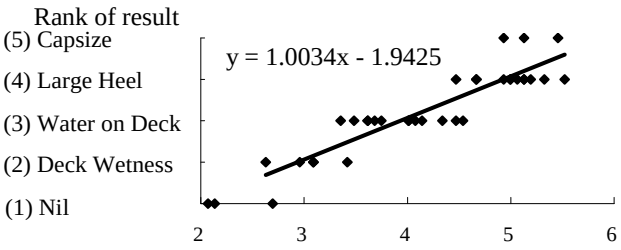


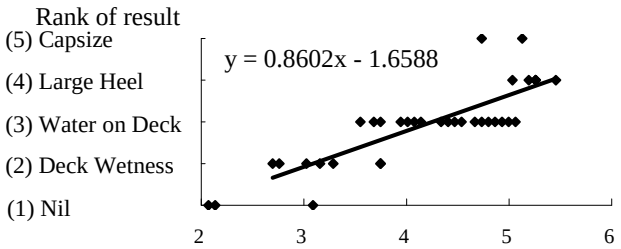
Fig.6.3 Appendage models(1/35) for experiment in heading seas.



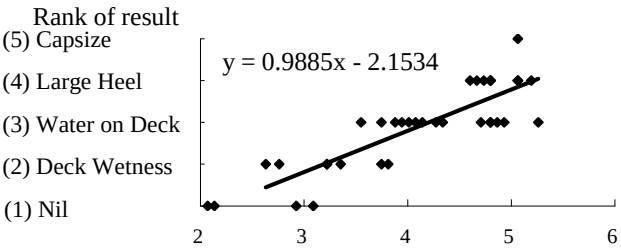
(a) without Appendage.



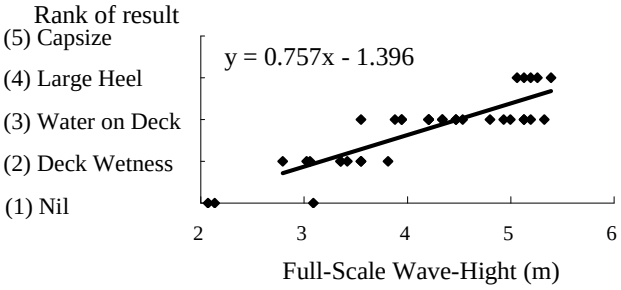
(b) equipped App.A



(c) equipped App.B



(d) equipped App.C



(e) equipped App.D

Fig.6.4 Results of model experiments in heading seas.

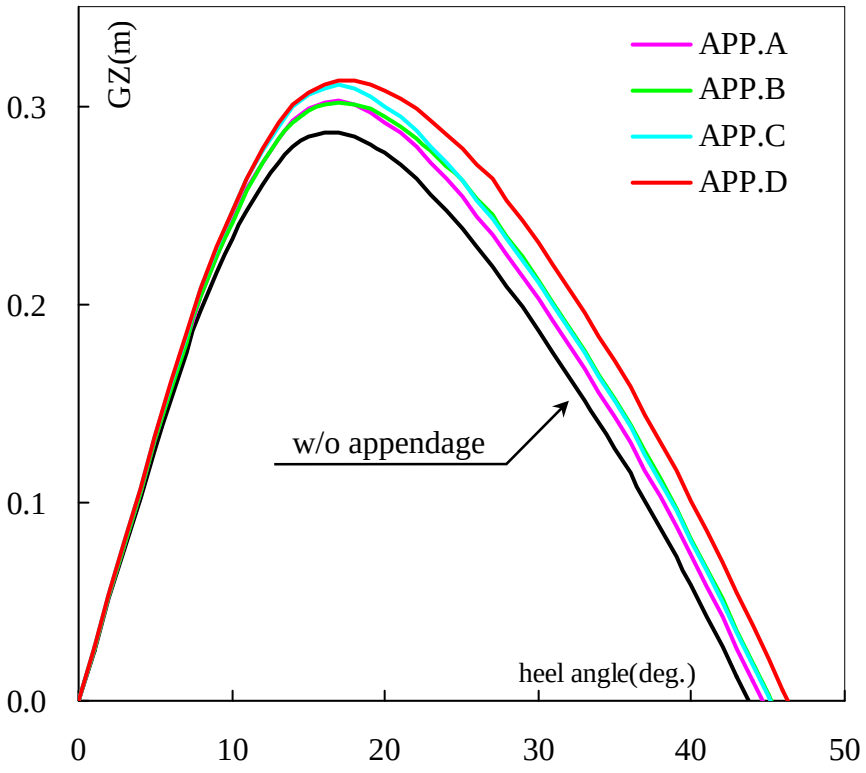


Fig.6.5 Comparison of GZ curve between with and without appendages in still water.

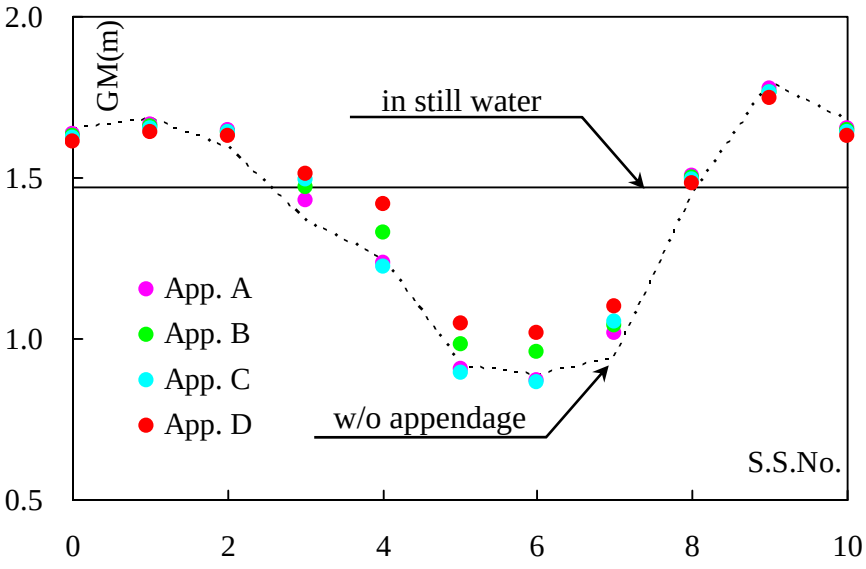


Fig.6.6 Comparison of GM between without appendage and equipped appendage in longitudinal wave.

(λ/L_{pp}=1.2, H/λ=1/18)

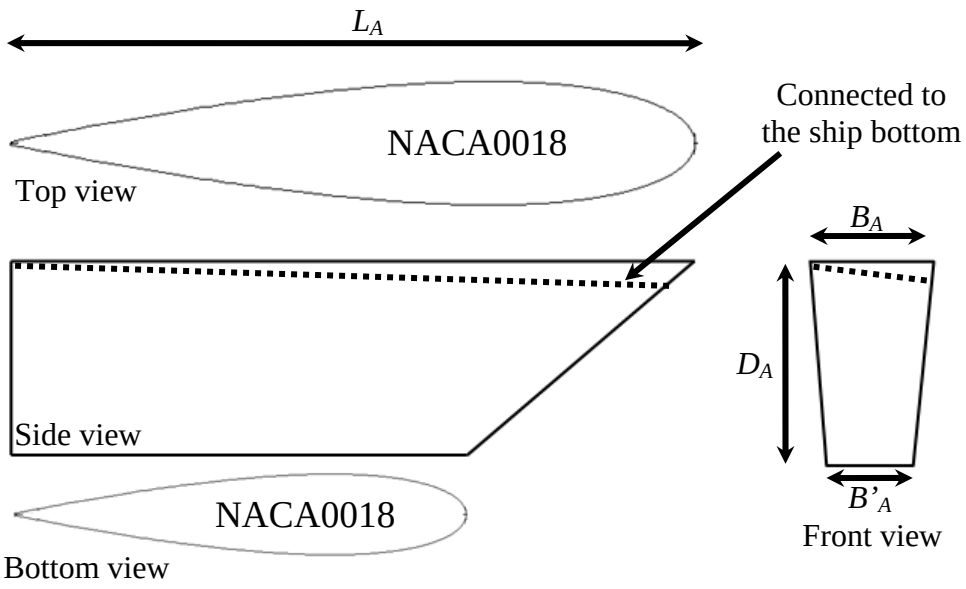


Fig.6.7 Shape of appendage model.

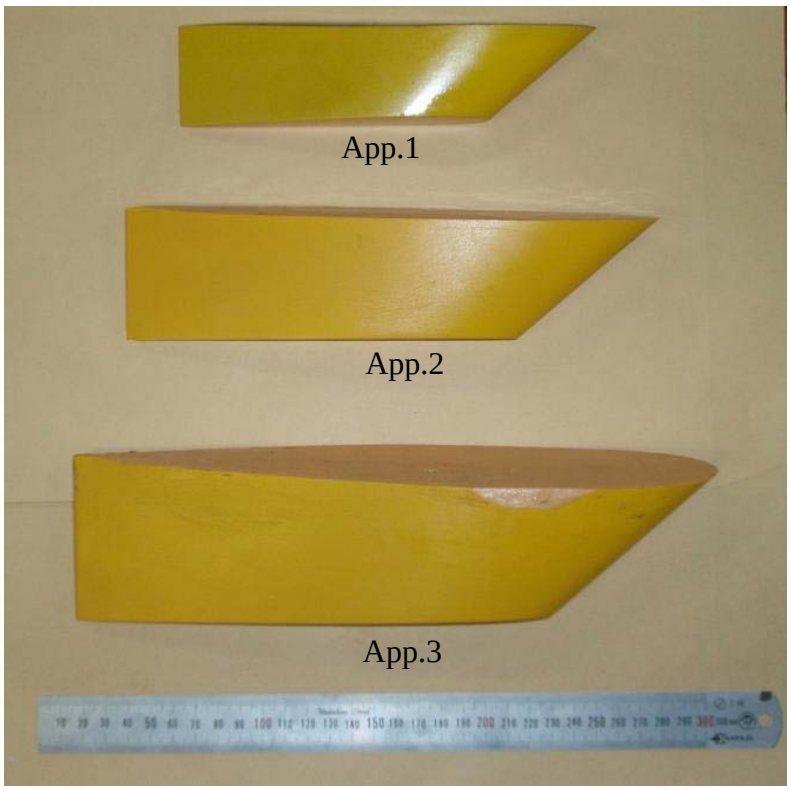


Fig.6.8 Appendage models(1/20) for Resistance and Self-propulsion test.

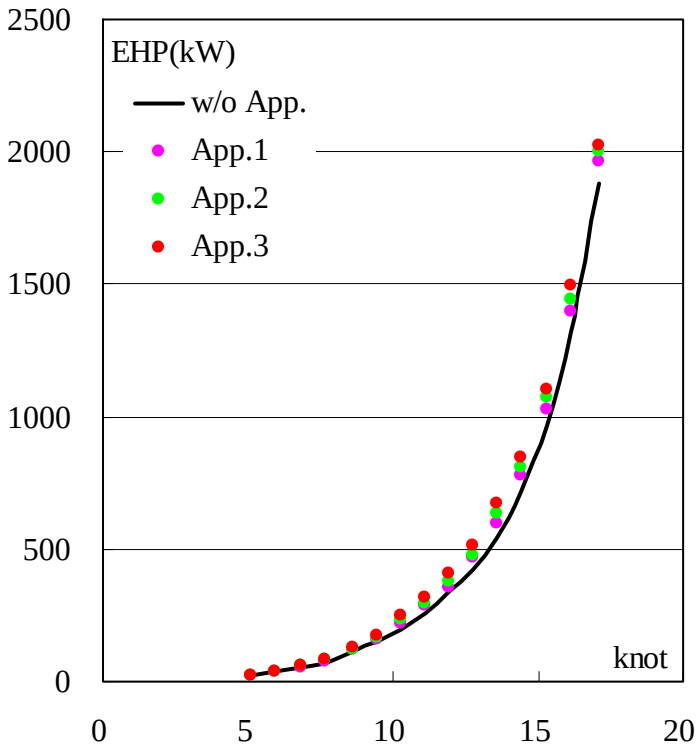


Fig.6.9 The comparison of EHP between without appendage and equipped appendage.

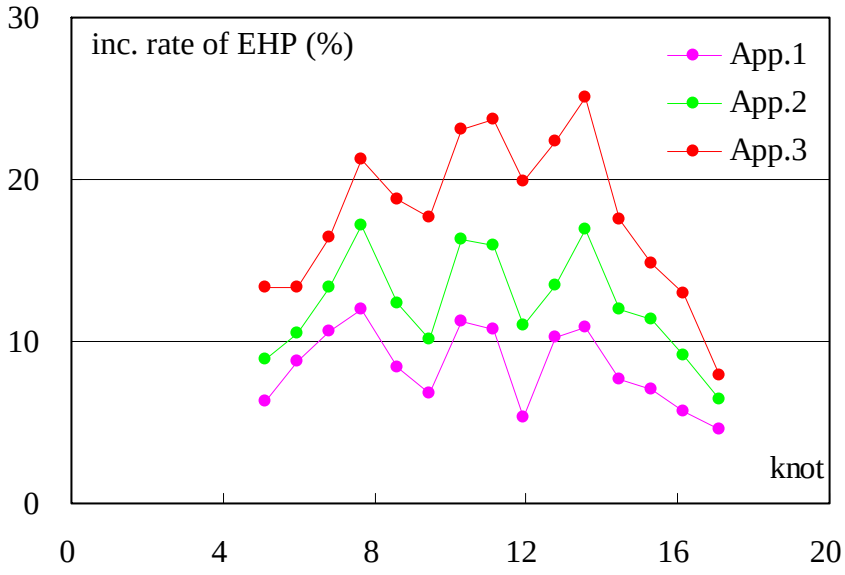
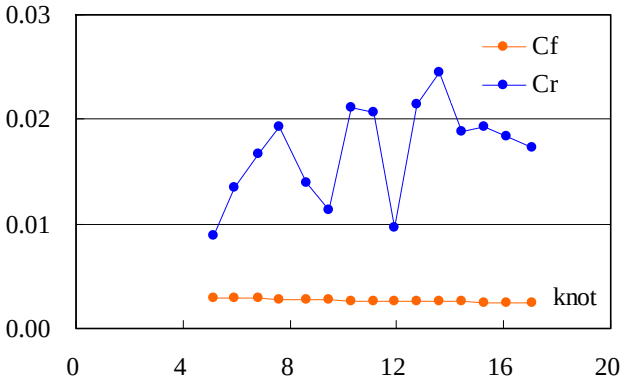
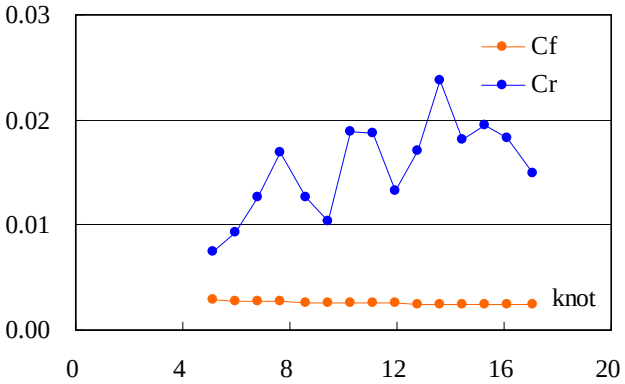


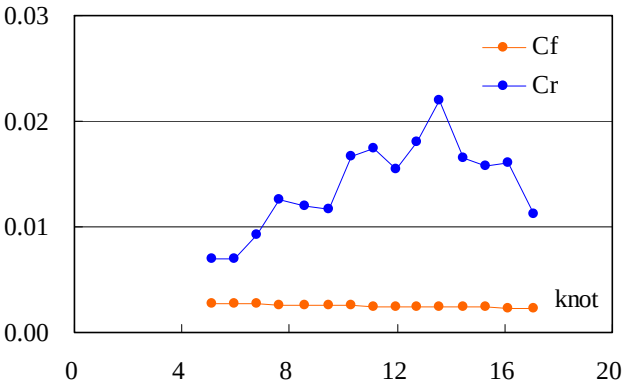
Fig.6.10 Comparisons of increasing rate of EHP between equipped App.1, App.2 and App.3.



(a) App.1



(b) App.2



(c) App.3

Fig.6.11 Comparisons between frictional and residual resistance coefficient of appendages.

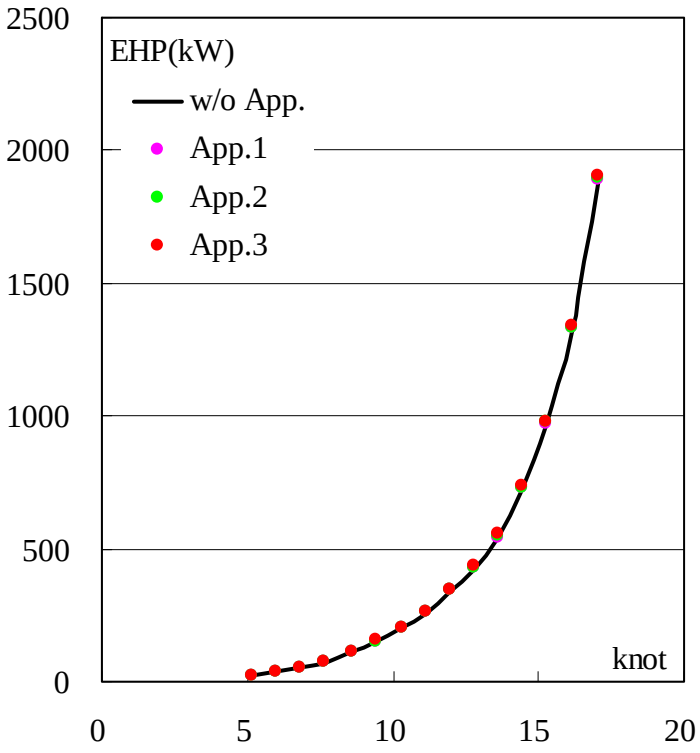


Fig.6.12 The comparison of EHP between without appendage and equipped appendage.
(ignoring residual resistance)

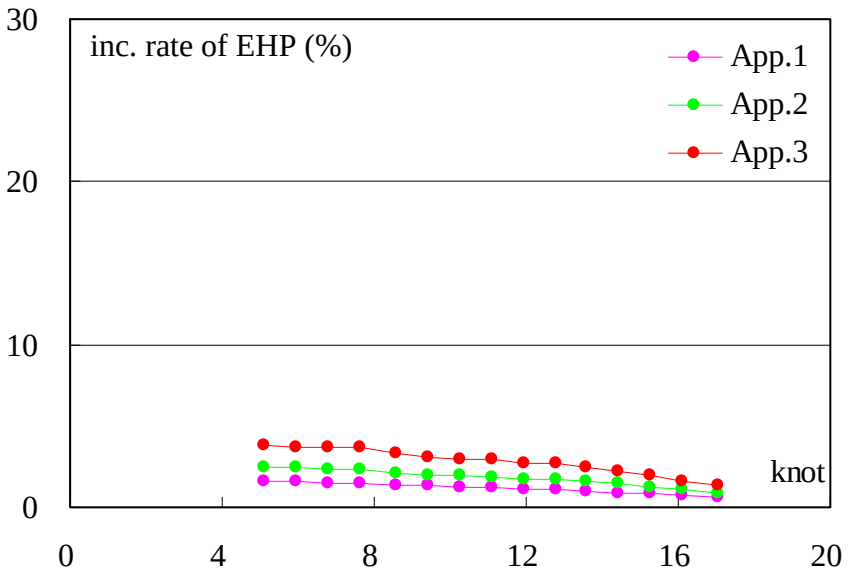
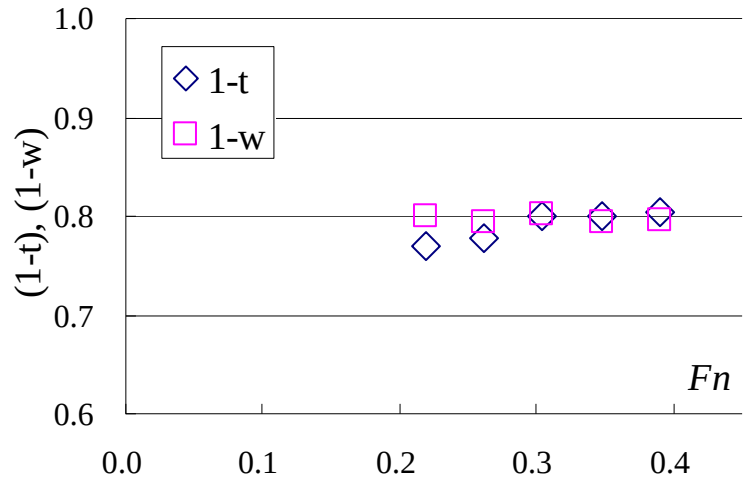
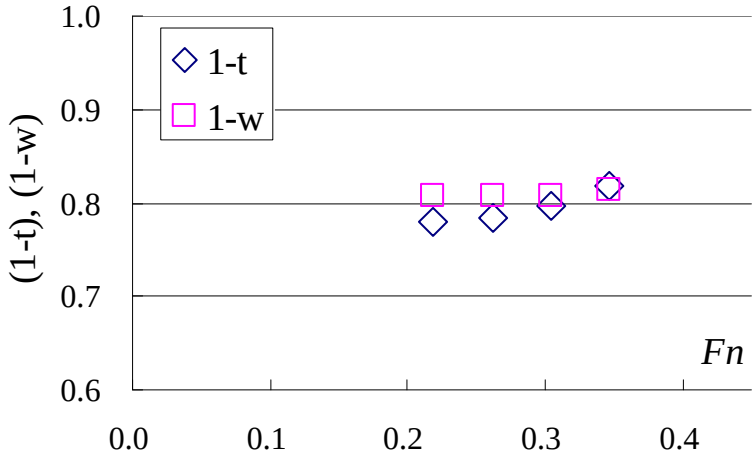


Fig.6.13 Comparisons of increasing rate of EHP between equipped App.1, App.2 and App.3.
(ignoring residual resistance)



(a) without Appendage



(b) equipped App.3

Fig.6.14 Self propulsion factor of model ship.

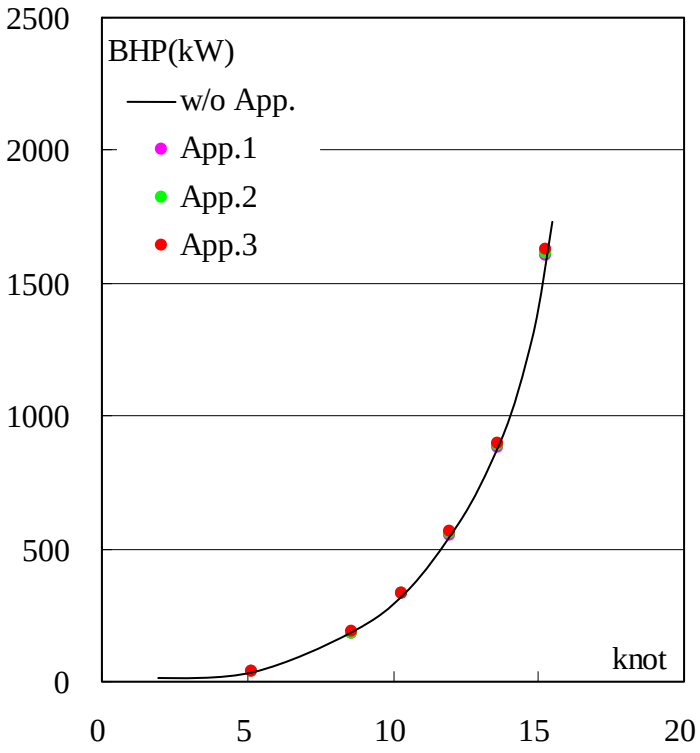


Fig.6.15 The comparison of EHP between without appendage and equipped appendage.
(ignoring residual resistance)

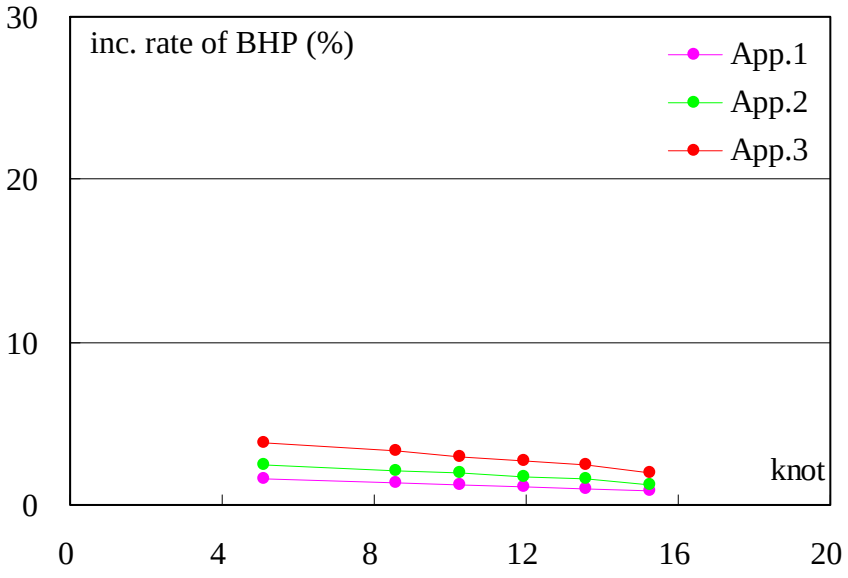


Fig.6.16 Comparisons of increasing rate of BHP between equipped App.1, App.2 and App.3.
(ignoring residual resistance)

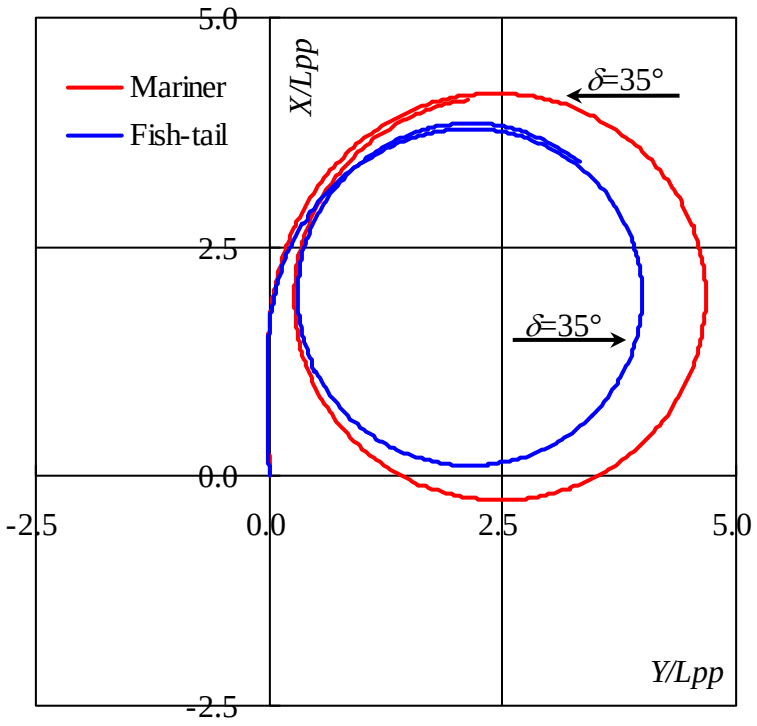


Fig. 6.17 Comparison of trajectories between mariner and fish-tail rudder.

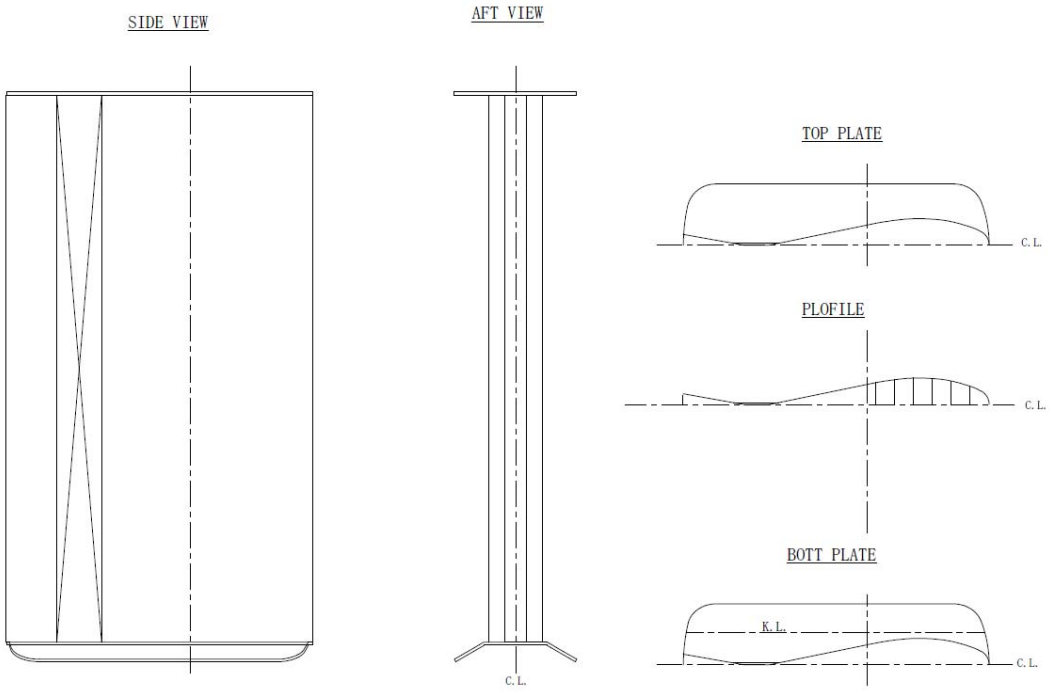


Fig. 6.18 Shape of fish-tail rudder for experiments.

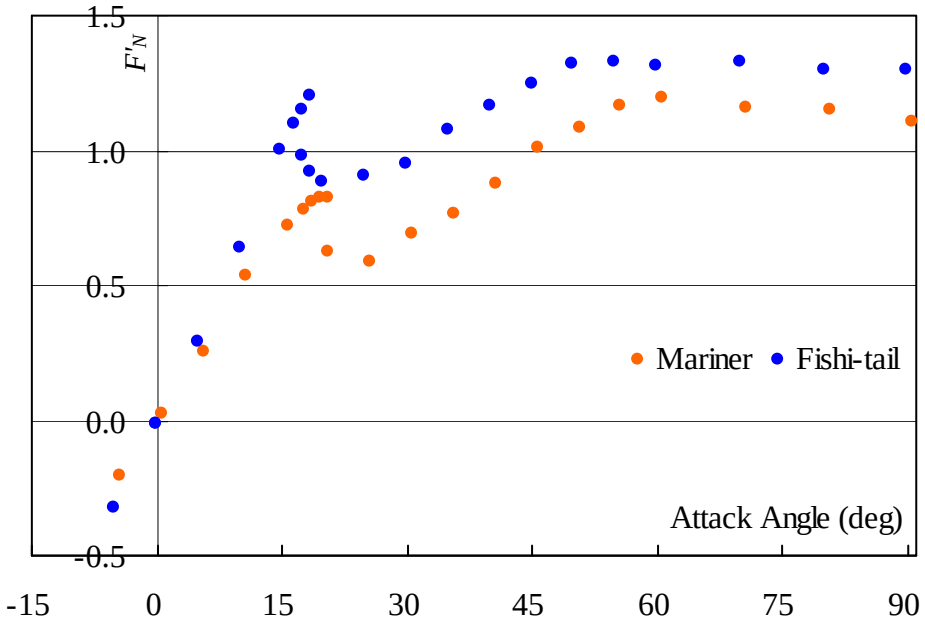


Fig. 6.19 Comparison of non-dimensional normal rudder force between mariner and fish-tail rudder.

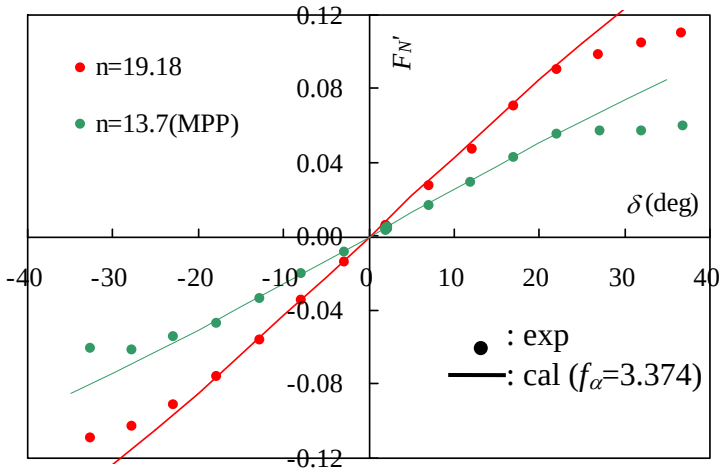


Fig.6.20 Comparison of non-dimensional rudder normal force of fish-tail rudder in still water between experiment and calculation.

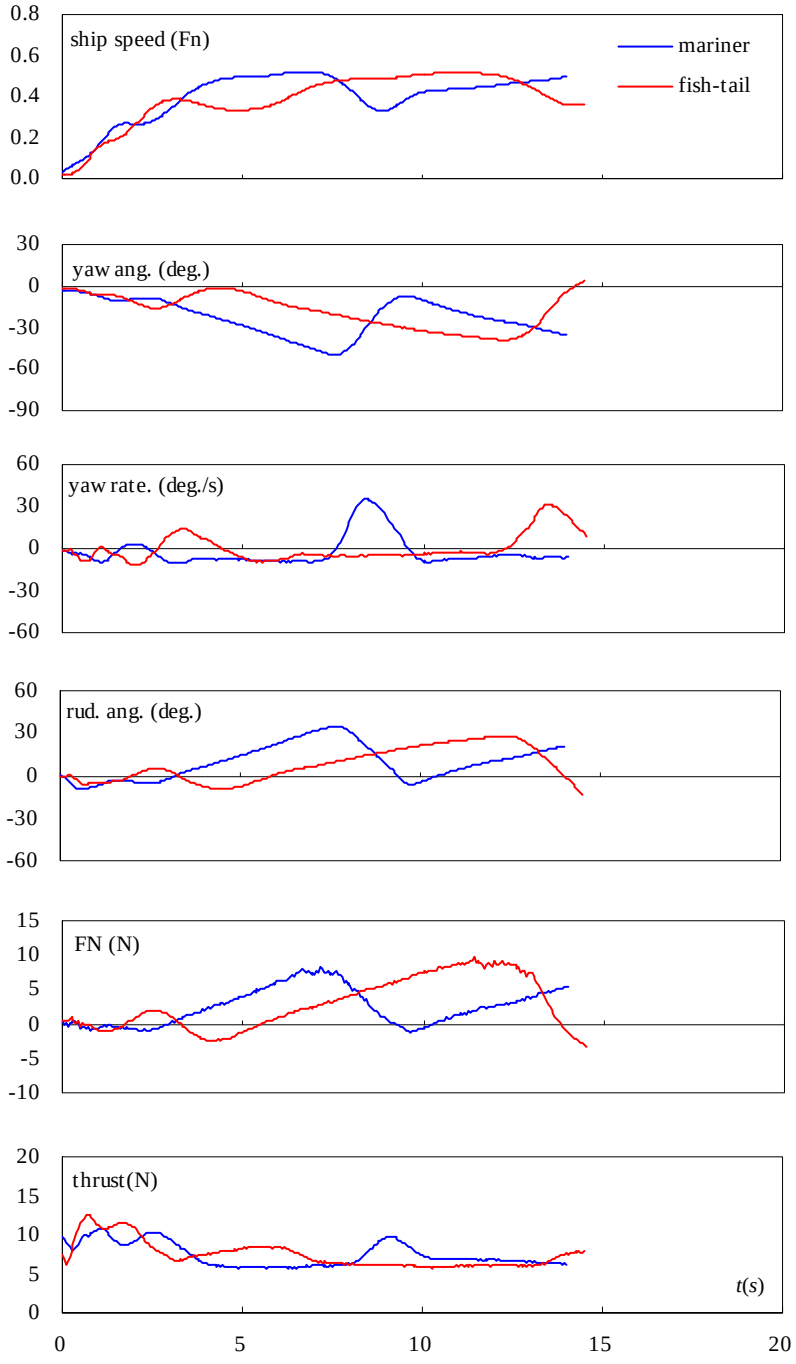


Fig.6.21 Comparison of measured ship motion in following and quartering seas between mariner and fish-tail rudder.

(λ/L_{pp}=1.21, H/λ=1/13.8, χ_c=-15, Fn=0.43)

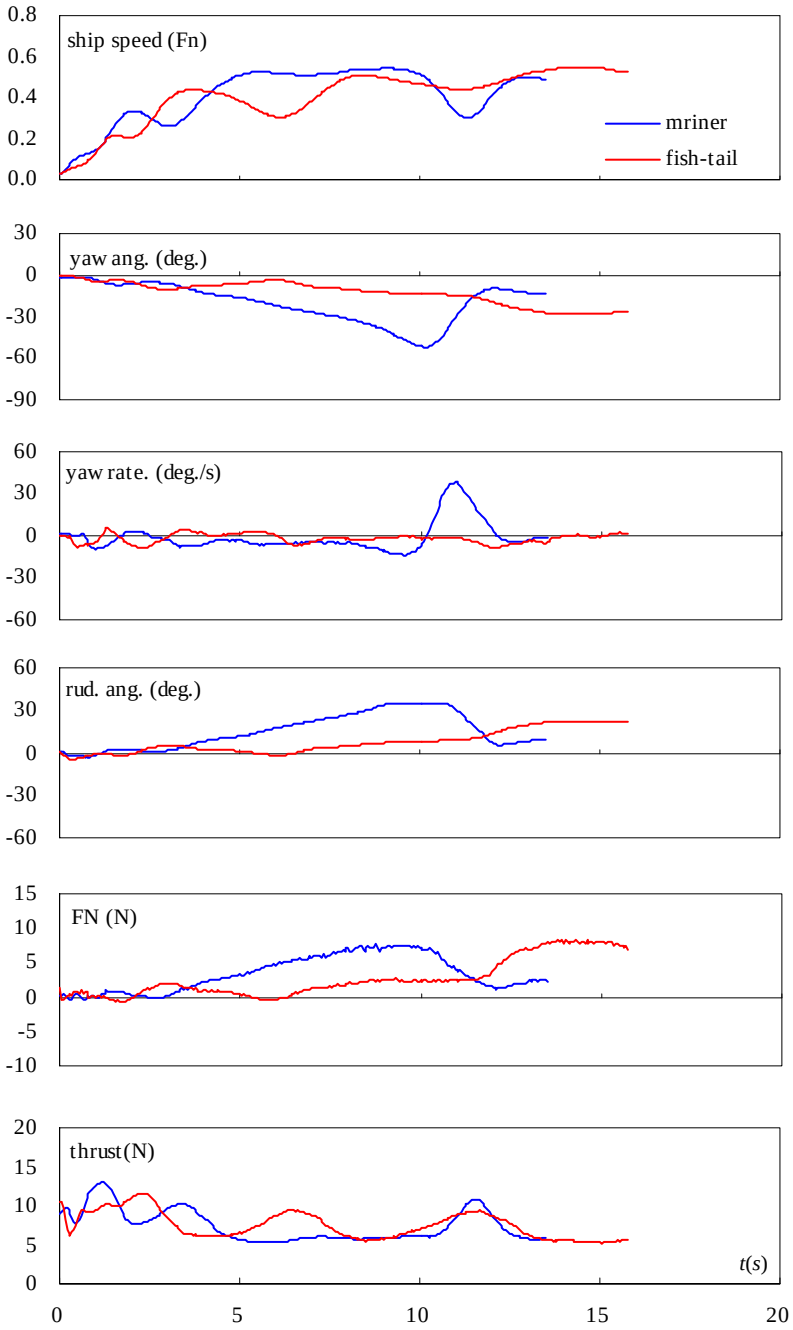


Fig.6.22 Comparison of measured ship motion in following and quartering seas between mariner and fish-tail rudder.

(λ/L_{pp}=1.44, H/λ=1/14.1, χ_c=-5, Fn=0.43)

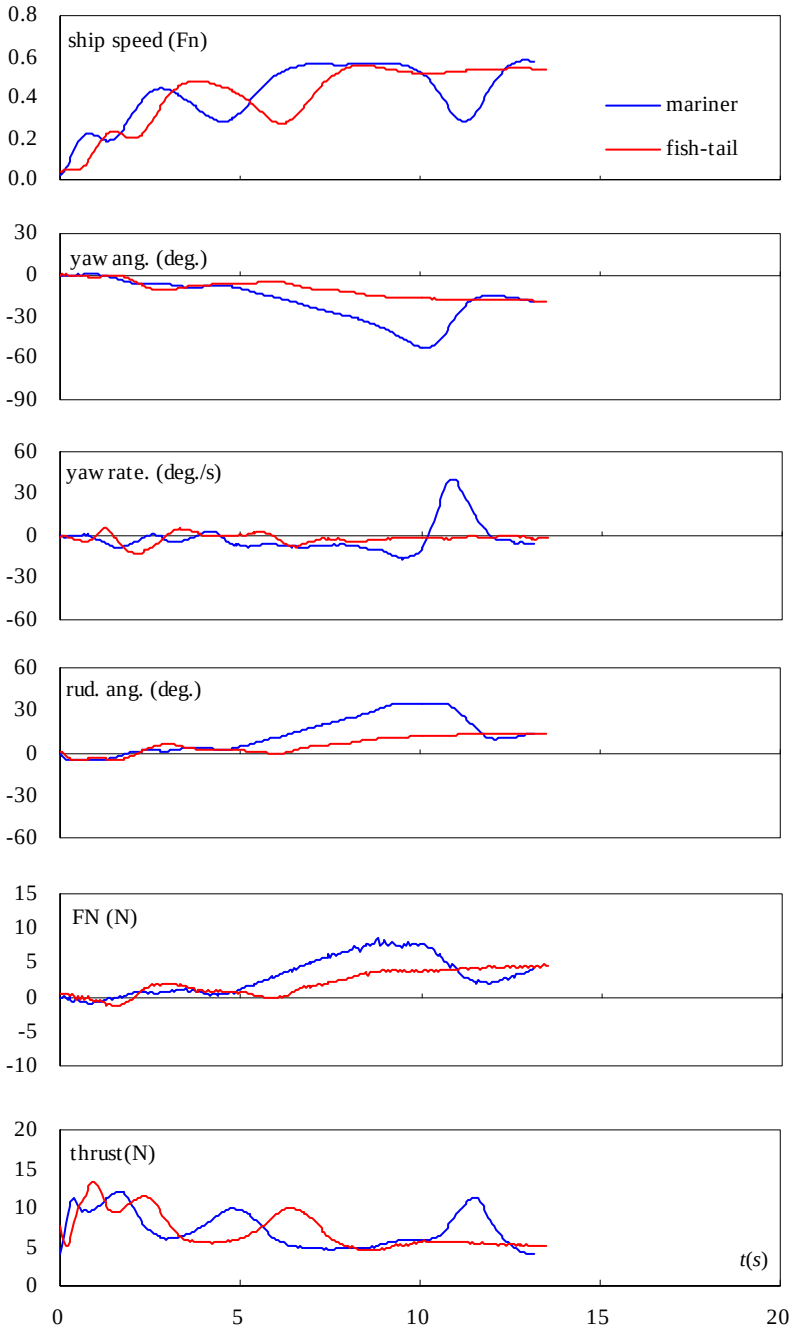


Fig.6.23 Comparison of measured ship motion in following and quartering seas between mariner and fish-tail rudder.

(λ/L_{pp}=1.66, H/λ=1/14.6, χ_c=-5, Fn=0.43)

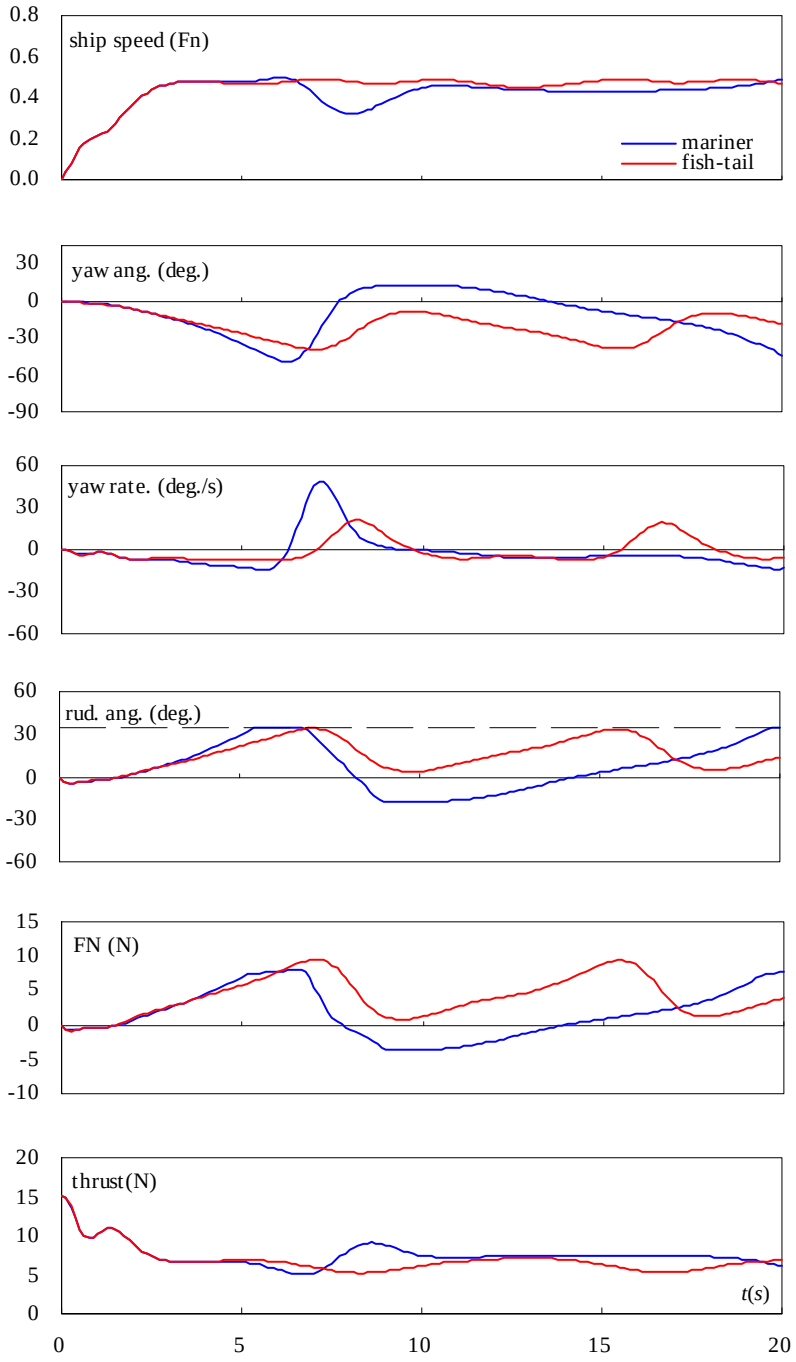


Fig.6.24 Comparison of simulated ship motion in following and quartering seas between mariner and fish-tail rudder.
(λ/L_{pp}=1.10, H/λ=1/14, χ_c=-5, Fn=0.43)

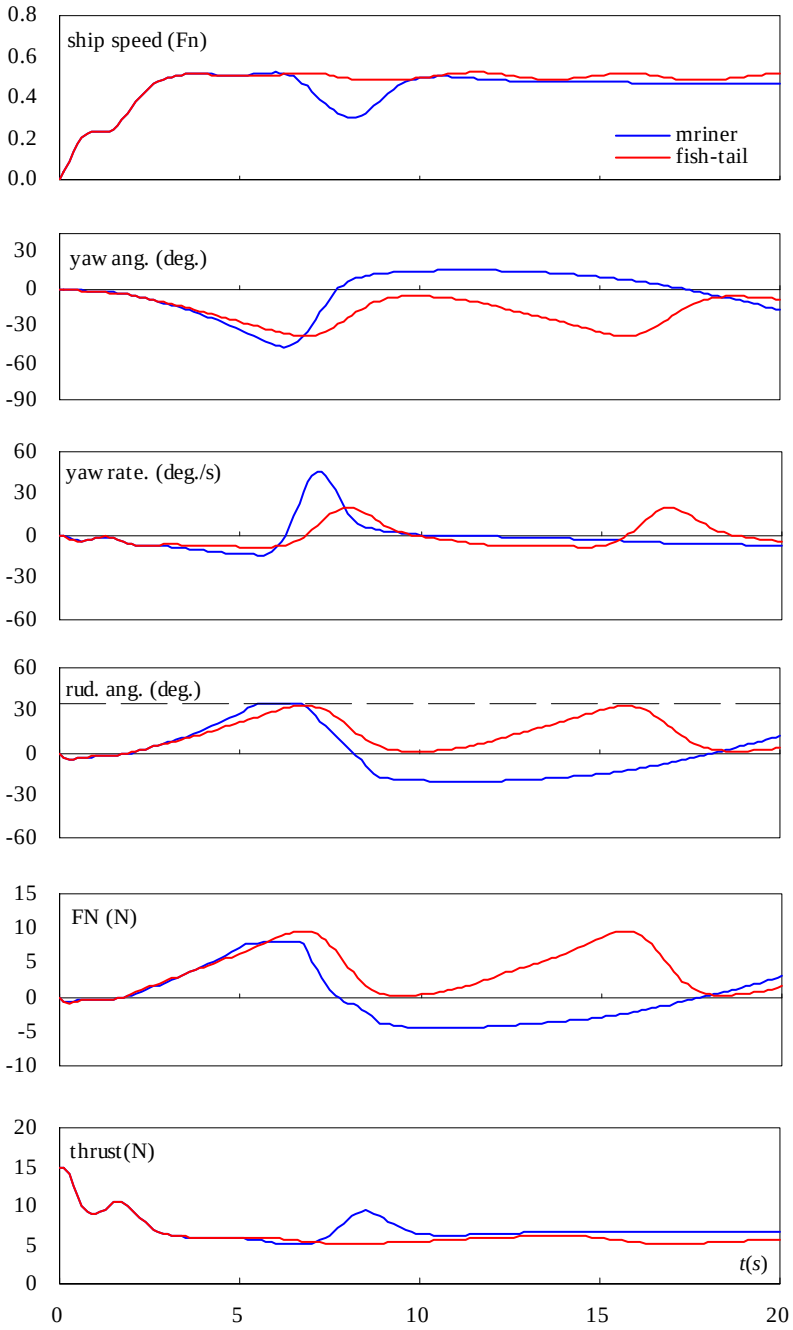


Fig.6.25 Comparison of simulated ship motion in following and quartering seas between mariner and fish-tail rudder.
(λ/L_{pp}=1.30, H/λ=1/16, χ_c=-5, Fn=0.43)

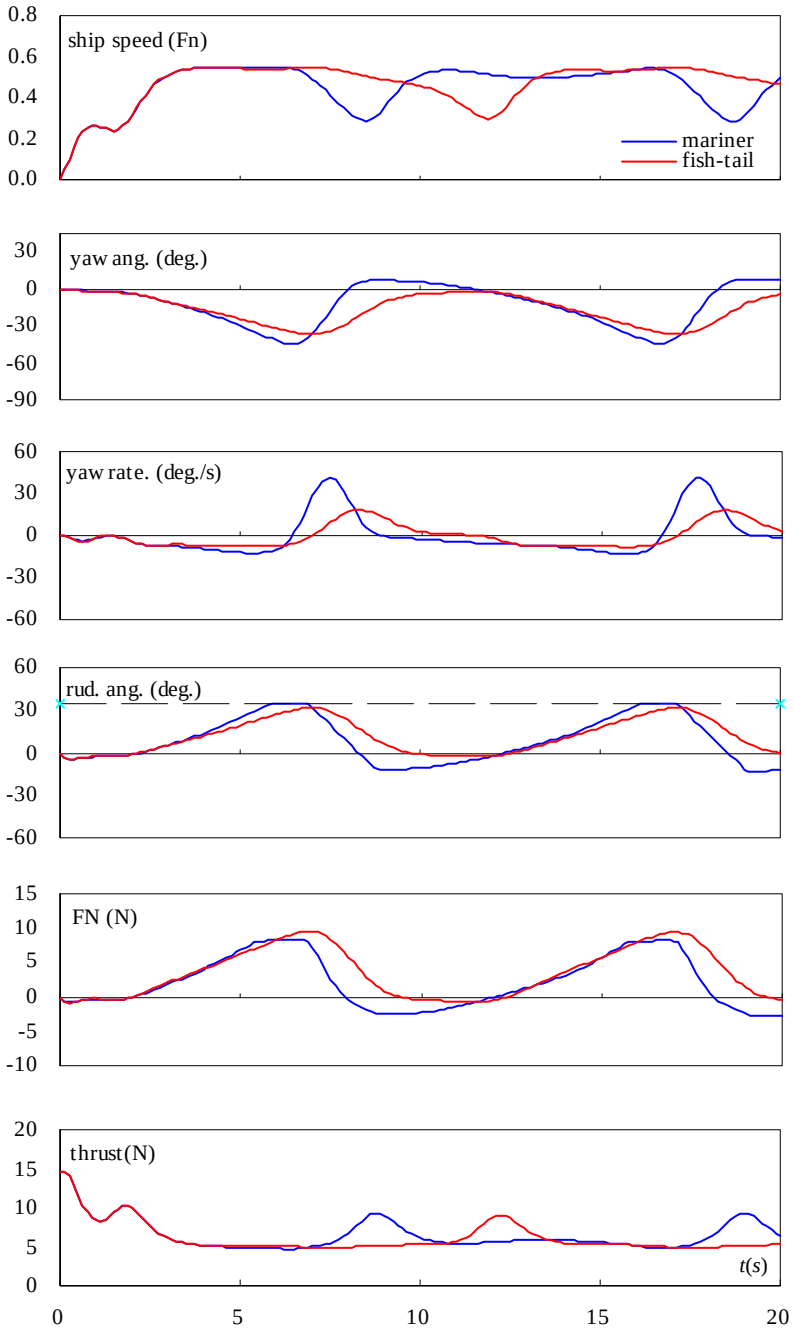


Fig.6.26 Comparison of simulated ship motion in following and quartering seas between mariner and fish-tail rudder.
(λ/L_{pp}=1.50, H/λ=1/18, χ_c=-5, Fn=0.43)

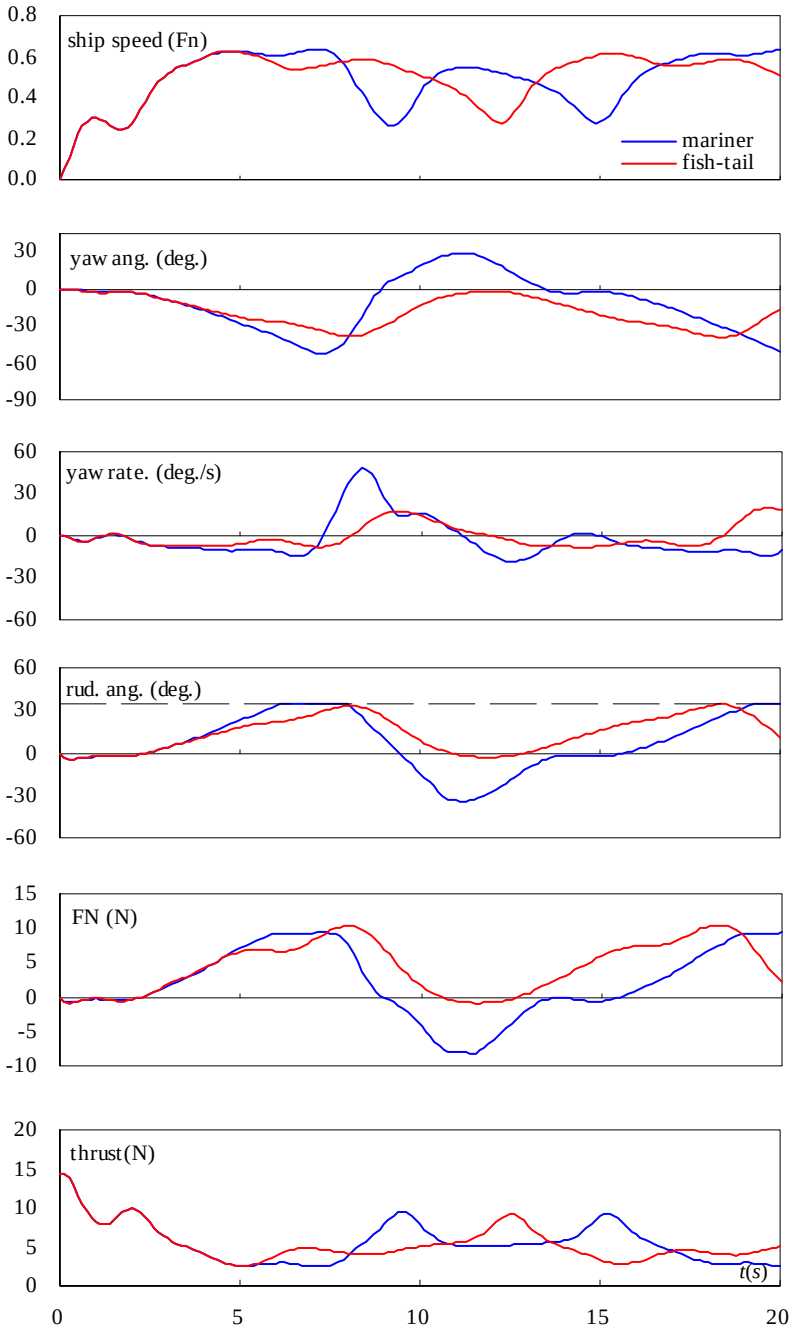


Fig.6.27 Comparison of simulated ship motion in following and quartering seas between mariner and fish-tail rudder.

(λ/L_{pp}=1.7, H/λ=1/19, χ_c=-5, Fn=0.43)

第 7 章　結言

昨今，わが国の漁業は，漁獲量の減少に加えて燃料の高騰など厳しい環境におかれ，また，経営状況の悪化などから，後継者不足に陥っている。そこで，新たな漁業者の確保が試みられているが，漁業は事故の多い産業であり，危険を伴う。したがって，漁業者を確保し続けるには，操業の安全確保が最も重要となる。しかし，漁業に欠かせない漁船は転覆事故が絶えず，毎年多くの犠牲者を伴っている。

こうした現状を踏まえて本研究では，漁船の安全性のうち，転覆問題に焦点を当て，安全性を向上することを目的とした。本論では，とりわけ漁船の船型に着目して，転覆要因と対策案を検討した。まず，第五十八寿和丸転覆事故を踏まえ，日本漁船の転覆要因を明らかにした。その検討結果から，船尾船底への付加物設置による転覆防止方法を提案した。次に，高速で航行することの多い漁船にとって，重要な問題となる波乗り・ブローチング現象について発生メカニズムを明らかにし，その対策を検討した。

以下に，本研究から得られた主要な結論と課題をまとめる。

7.1　漁船の転覆事故

漂泊中に発生した，第五十八寿和丸転覆事故に焦点を当て，向波中の模型実験を行い，漁船の転覆原因を改めて指摘した。以下に，漁船の転覆原因をまとめる。

1）小さな予備浮力

日本の漁船は，漁獲制限を目的として，総トン数が制限されている。その中で，作業甲板を確保が行われ，船長と船幅が比較的大きな船型となっている。しかし，総トン数は，船長×船幅×深さに比例するため，深さの縮小を招き，これによって乾舷が低い船型となっている。乾舷は，傾斜したときの予備浮力となり，最大復原梃や消失角を決定付ける大切な要素である。船幅が大きな漁船はメタセンターを高くすることができるの

で，一般商船よりも大きな GM となることが多いが，復原力曲線全体を見ると，消失角の小さな船型となる場合が多い。一方，現実の運用状況に目を向けると，漁獲効率を上げるために，多くの漁具や漁労機器・重機を甲板上に搭載して操業が行われる。その結果，喫水が増加し，さらに乾舷が失われるだけでなく，重心が上昇するため，計画状態よりも GM が小さい状態で運用されているのが現状である。

2）滞留水の発生

乾舷の低い漁船は，高いブルワークを設けることになるが，それを超えるような波を受けた場合は，打ち込み水を排出する放水口をブルワーク下部の上甲板上に設けている。しかし，航行中は，放水口から海水が逆流する場合もあるため，極端な場合は，溶接により封鎖される場合もある。また，高いブルワークでは，操業ができないため，サシ板と呼ばれる仮甲板を上甲板上部に設けられ，この仮甲板には放水口がない。さらに，この仮甲板と上甲板の空間は，漁具等の倉庫として使用され排水の障害となり，本来の放水口の機能を果たしていない。また，小型漁船に至っては，ブルワークを含め復原力を考える場合が多い [48]ようである。したがって，日本の一層甲板の漁船は，滞留水が発生しやすい構造・運用状況にある。

3）復原力減少

わが国の漁業は，操業者の努力を反映すべくオリンピック方式と呼ばれる漁業形態を古くから採用してきたため，より速力の大きな漁船が求められる。漁船が船体の割に大きなプロペラを有しているのは，このためである。高いフルード数で航行する漁船において，造波抵抗は大きな問題である。造波抵抗の低減には船長の拡張が有効である他，作業甲板を広くすることができるため，船尾端を延長したオーバーハング船型となっている場合が多い。このような船型は，大きな水線面を確保することができるため，静水中では，復原力を大きくすることができるが，波浪中においては，船尾船底が容易に露出するため，水線面が減少し，復原力が著しく低下する。

7.2　転覆防止方法の検討

7.1 節で指摘した転覆原因は，日本漁船に共通した船型が原因であり，対策が必要である。そこで，小さな予備浮力・復原力減少に着目し，船尾船底への付加物設置を検討した。船尾船底の両舷に付加物を設置することで，船尾船底が水面から露出した場合も水線面の幅を確保し，復原力減少を抑制するのが，付加物のコンセプトである。また，既存の漁船に設置することを想定し，付加物の密度を流体と同程度にすることで，喫水・トリムへの影響を小さくした。一方，船体が傾斜し，付加物が水面から露出すると，その部分で浮力が失われ，ヤジロベエのように復原モーメントを生む効果もある。

まず，付加物の効果を確認するために，向波中の模型実験を行った。付加物を設置することで，大傾斜や転覆が減少し，転覆防止効果を確認することができた。次に，平水・縦波中の復原力計算を行ったところ，最大復原梃・消失角が大きくなり，復原力減少も抑制されることを確認した。

水中に付加物を設置することは，抵抗増加につながるが，その形状・取り付け位置の最適化によって，無視できる程度に船速低下を抑えることができる。ただし，操縦性能にも少なからず影響すると考えられるため，復原・推進・操縦性能の面から総合的に，付加物の形状・取り付け位置の最適化を行う必要があり，実用化を目指す上で，課題となる。

7.3　ブローチングの発生機構の検討と対策の提案

漁業形態が，オリンピック方式であるため，漁船は，比較的高速で航行することが多い。したがって，追波・斜追波中に，ブローチングに陥る可能性が高い。ブローチングに陥ると，急激な回頭運動が発達するため，遠心力によって横傾斜が発生する。復原性の面で厳しい運用状態になりがちな漁船にとって，無視できない現象である。そこで，ブローチングの発生機構の検討と対策の提案を試みた。

7.3.1 自由度運動シミュレーションモデル

1) 3 自由度運動シミュレーションモデルの概要

ブローチングの発生機構・推定を目的として，船の前後・左右・回頭方向の運動方程式からなる，3 自由度運動シミュレーションモデルで検討した。平水中の運動推定で実績のある MMG モデルに，追波・斜追波中に船体が受ける波浪強制力を考慮したモデルとなっている。本モデルの特徴は，舵流入速度・舵流入角に波粒子速度の影響を考慮し，舵直圧力を直接的に評価するモデルを構築した。また，舵による抵抗成分や舵によるフラップ効果なども細かく考慮し，波浪強制力については，実験結果を精度良くモデル化することができた。

2) 波浪強制力・モーメントのモデル化

追波・斜追波中に船体が受ける波浪強制力をモデル化するために，波向角・曳航速度を変え，種々の波長船長比で，波浪強制力の計測を行った。計測された波浪強制力は，波の谷から谷を基本周期とするフーリエ級数展開し，平均値・振幅・位相を表す係数を用いて，波の位相位置を変数とする sin 関数で扱った。それらの係数は，波向角を変数とする多項式で表現することができ，波の位相位置・波向角を変数に，波浪強制力・モーメントをモデル化した。ただし，左右方向の波浪強制力の振幅には，前進速度影響が現れたため，無次元前進速度を変数に加えることで，モデルを構築した。

3) 追波・斜追波中のプロペラ推力・トルク，舵直圧力

運動シミュレーションモデルに含まれる，プロペラ推力・トルク，舵直圧力に関する数学モデルの精度を検証するために，追波・斜追波中の拘束模型試験を行った。実験と数学モデルによる計算結果は，波の位相位置に対して，定量的にも同様の傾向を示しており，推定精度の高さを確認した。だだし，波向角が正の場合は，やや精度が低下する傾向にあった。

4) プロペラ・舵に流入する波粒子速度

その原因を考えるために，推力一致法を用いて，プロペラ流入速度を求め，プロペラに流入する波粒子速度を実験的に求めて計算値と比較した。その結果，波向角が負の場合は，計算と近い値となるが，波向角が正の場合は，波粒子速度が崩されることがわかった。特に，船首方向から流入する場合に，計算との差が大きくなった。

この原因は，プロペラ回転流や伴流の左右差が原因と考えられるため，プロペラ荷重度を下げて計測を行い，再度，波粒子速度を求めた。その結果，プロペラ荷重度が下がると，波向角が正の場合も，計算値に近い値となった。したがって，数学モデルの精度低下は，プロペラに起因するものと推測される。

7.3.2 自由航走試験と運動シミュレーション

小型模型船を用いた自走試験法を新たに確立し，追波・斜追波中の自由航走試験を行い，船体運動及び，プロペラ推力・トルク，舵直圧力を計測した。小型模型の特長を活かして多くの条件で計測を行い，それに対する船体運動の傾向を明らかにした。また，運動シミュレーションモデルを用いて，計算条件に対する船体運動を求め，実験結果と比較した。

1) 舵直圧力の計測と推定

ブローチング発生に大きくかかわる舵直圧力を計測し，ブローチング中の舵直圧力を明らかにした。計測結果の時系列の解析から，ブローチング発生時に，大きく舵力が低下するようなことはなく，実験を行った条件下では，舵の露出等は認められなかった。

次に，自由航走試験から得られた船体運動を舵直圧力モデルに代入して計算値を求め，実験値と比較した。実験と計算値は，程度良く一致しており，妥当性を確認することができた。一方，波粒子速度を考慮せずに計算を行うと，実験に比べて，舵直圧力が大きく推定された。特に，波向角が-20°を超えると，波粒子速度の考慮の有無で，舵流入角

に大きな違いが現れており，ブローチング発生時には，波粒子速度によって，舵流入角が大きく低下することが，要因であることを明らかにした。

2) 航跡・船体運動の推定

運動シミュレーションでは，操舵とは反対の回頭角速度が，実験よりもやや大きく計算され，航跡・船体運動を全ての条件下で推定できるとは言えない。波浪中に限らず平水中においても，航跡や船体運動は，様々な要因が重なった上で決定されるため，厳密な予測は依然難しい。この点については，改良の余地が残るが，ブローチング発生条件における航跡・船体運動は，程度良く推定できた。したがって，ブローチングの発生機構は，本論で検討した運動シミュレーションモデルで概ね説明できる。

3) 波乗り・ブローチングの発生条件の推定

自由航走試験と運動シミュレーションの結果を分類し，波乗り・ブローチングの発生条件を分類した。シミュレーション結果の分類は，波岨度・プロペラ回転数・保針方向に対して，実験とよく一致し，定量的にも十分な予測が可能になった。

7.3.3 ブローチング対策の検討

本論では，ブローチング対策方法として，高揚力舵の適用を検討した。通常舵からフィッシュテール舵に換装して，自由航走試験と運動シミュレーションを行い，その効果を確認した。以下に，得られた結論をまとめる。

1) 自由航走試験

通常舵でブローチングもしくは，ブローチングに近い運動が確認された条件で，フィッシュテール舵を用いて自由航走試験を行ったところ，ブローチングは発生しなかった。操舵とは反対の回頭運動も通常舵よりも小さくなり，ブローチング回避が可能なことを確認した。

2) 運動シミュレーション

自走試験では行わなかった幅広い条件についても，本舵を用いて運動シミュレーションを行った。ブローチングが発生する波岨度が大きくなり，発生領域も小さくなった。船体運動を通常舵と比較すると，自由航走試験と同様に，回頭運動が穏やかになっており，この舵の効果が確認された。

以上より，高揚力舵を用いると，ブローチングの発生が抑制される。高揚力舵は，港内操船などでも有用な舵であり，現実性の高い対策方法の一つとして推奨できる。

7.4 今後の展望

本論では，わが国の漁船の転覆問題について，船型に焦点を当て，原因と対策を検討した。しかし，田口が指摘するよう[52]に，第五龍寶丸転覆事故に代表される，操船・運用が直接的な転覆原因となる場合も多い。また，漁船の海難事例に着目すると，転覆だけでなく，清徳丸衝突事故や第三新生丸転覆事故など，他船との衝突事故も多い。したがって，気象・海象予報の活用や AIS による航路の管理などで，環境・人為的要因についても対策を広げる必要があろう。

本論では触れていないが，総トン数が規制された漁船は，乗組員の居住スペースが第一に削られ，負担の大きい労働環境になりがちである。このような環境下では，疲労の蓄積により，判断力の低下や居眠りを招き，事故を招く。

今後，漁業を魅力ある産業に発展させ，継続的に後継者を獲得し続けるには，安全面に加え，労働環境の改善も必要であろう。そのためには，はやり漁業の構造改革が不可欠である。漁船漁業構造改革総合対策事業によって，旋網漁船を中心に改革型漁船などの新しい操業体制の実証が行われている。このような改革が，漁業全体に波及していくことが望まれる。

謝辞

本論文を完成させるにあたり，多くの方々からご指導を賜りました。ここに謝意を表します。

北海道大学水産科学研究院・芳村康男特任教授には，学士から博士後期過程まで，公私の境なく，実験装置の開発・実験施設の手配を含め，ご指導・サポートいただきました。本論で扱った研究内容以外でも，多くの実験を経験する機会を頂き，自身の研究に活かすことができました。本論では，実験に基づき構成されています。芳村特任教授のご指導なくては，完結していません。改めて，感謝の意を表する次第です。

本論文の審査過程において主査を引き受けてくださいました，北海道大学水産科学研究院・木村暢夫教授，副査を引き受けてくださいました，北海道大学水産科学研究院・高木力教授，大阪大学工学研究科・梅田直哉准教授，神戸大学海事科学研究科・橋本博公准教授に対し，心から感謝申し上げます。梅田准教授，橋本准教授には，先行研究者ならではの，波乗り・ブローチングに関する数多くの助言をいただきました。ここに感謝申し上げます。

本論の主要な実験は，学外施設で行われたものです。ジャパンマリンユナイデッド株式会社・運動性能水槽をご都合して頂いた大森拓也氏，スケジュール調整を担当してくださった福井洋氏には，深く感謝申し上げます。また，水産総合研究センター水産工学研究所・海洋工学総合実験棟をご都合して頂いただけでなく，深夜まで実験にお付き合いいただいた松田秋彦氏，寺田大介氏にも深く感謝申し上げます。

また，波浪中の自由航走試験をはじめ，本論で行った実験は，北海道大学水産科学院 水産工学分野 水産海洋工学領域に在籍する，全ての学生のサポートがなければ，行うことができませんでした。河野景氏(現：サノヤス造船)，横田大武氏(現：三菱重工業)，四間大作氏(現：JFE 商事)，前原信之介氏(現：住友重機械)，矢野大行氏(現：ジャパンマリンユナイテッド)，近藤匡寿氏，川田悟史氏，齋藤史明氏，中野智文氏，五味伸太郎氏には，実験補助だけでなく，私の見えないところでも，多くのサポートをしていただきました。先輩・後輩の枠を越えて，研究に関する議論・指摘をいただき，精神面でも大きな頼りとなっていました。感謝申し上げます。

最後に，長きに渡る学生・研究生活を経済面でサポートいただいた，両親に深く感謝いたします。

参考文献

第 1 章

1) 浅川典敬・桂川亮・富田宏・佐々木亨：漁村の限界集落の現状，漁港漁場漁村総合研究所・調査研究論文集，**20**，pp.1-6，2008.
2) 農林水産省：「攻めの農林水産業」の実現に向けた新たな政策の概要［第 2 版］，pp.3-5，2014.8.
3) 海上保安庁：海難の現状と対策について（平成 26 年版）資料編，2014.3.
4) 海上保安庁：海上保安統計年報（自 平成 25 年 1 月 1 日　至 平成 25 年 12 月 31 日），第 64 巻，pp.36.
5) 運輸安全委員会：船舶事故調査報告書 M2011-4，2011.3.
6) 運輸安全委員会：船舶事故調査報告書 M2010-5，2010.5.
7) 運輸安全委員会：船舶事故調査報告書 M2011-11，2011.11.
8) 天下井清：漁船と乗組員の安全確保，日本海難防止協会情報誌・海と安全，**541**，pp.6-9，2009.
9) 社団法人日本造船研究協会：漁船の安全に関する調査研究，2004.3.
10) 慎燦益：まき網漁船の復原性と転覆について，西部造船会会報，**99**，pp.91-101，2000.3.
11) 運輸安全委員会：船舶事故調査報告書 M2009-6，2011.11.
12) 芳村康男：わが国漁船の海難事故の現状とその要因，本海難防止協会情報誌・海と安全，**561**，pp.2-7，2014.
13) 水産庁：平成 25 年度の漁船界の動向，海洋水産エンジニアリング，**117**，pp.87-104，2014.9.
14) 水産庁長官通知：漁船の復原性向上のための漁船の大型化に関する取扱方針，2012.

第 2 章

15) 中村充博・芳村康男：大中型旋網漁船の漂泊中の波浪転覆に関する実験的研究，日本航海学会論文集，**125**，pp.183-190，2011.9.
16) 農林水産省：大中型旋網漁業の許可等に関する取扱方針，2007.
17) 井上喜洋：まき網漁業の技術課題と改革に向けて-網規模に係わる課題-，海洋水産エンジニアリング，**83**，pp.37-42，2009.1.
18) 松田秋彦・鈴木四郎：第 31 回漁船研究発表討論会研究発表(その 2)-まき網漁船(網船)の復原性能-，漁船，**349**，pp.38-48，2000.10.
19) 慎燦益：まき網漁船の復原性と転覆について，西部造船会会報，**99**，pp.91-101，2000.3.

第 3 章

20) SNAME : STABILITY AND SAFETY OF SHIPS –Risk of Capsizing- Second Edition, pp.195-244, 2007.
21) Umeda, N., Hashimoto, H., Maki, A., Hori, M., Matsuda, A., Momoki T. : PREDICTION METHODS FOR BROACHING AND THEIR VALIDATION – FINAL REPORT OF SCAPE COMMITTEE (PART 6) -，Proceedings of the 6th Osaka Colloquium on Seakeeping and Stability of Ships，pp 307-313，2008.3.

22) Du can, P. : Model Evaluation of Four High Speed Hull Forms in Following and Head Sea Conditions", Proceedings of the Symposium on the Behaviour of Ships in a Seaway, NSMB, Wageningen, pp.737-755, 1957.
23) Nicholson, K.: Some Parametric Model Experiments to Investigate Broaching-To, in Bishop RED, Price WG (eds) The dynamics of Marine Vehicles and Structure in Waves. Mech anical Engineering Publ, London, pp. 160-166, 1974.
24) 不破健・吉野泰平・山本徳太郎・菅井和夫：小型船のブローチングに関する実験的研究，日本造船学会論文集，**150**，pp.223-231，1981.12.
25) 管信・猿田俊彦・田口晴邦・安野三樹雄：斜め追波中の船の転覆について（第 1 報 転覆機構に関する模型実験），日本造船学会論文集，**167**，pp.81-90，1990.6.
26) Umeda, N., Matsuda, A., Hamamoto, M. and Suzuki, S. : Stability Assessment for Intact Ships in the Light of Model Experiment, Journal of Marine Science of Technology, Vol.4, pp.45-57. 1999.6.
27) Davidson, K.S.M. : A Note on the Steering of Ships in Following Seas, Proceedings of International Congress of Applied Mechanics, London, pp.554-556. 1948.
28) 元良誠三・藤野正隆・小柳雅志郎・石田茂資・島田和彦・牧岳彦：ブローチング現象発生機構に関する考察，日本造船学会論文集，**150**，pp.211-222，1981.12.
29) Renilson, M.R. : An Investigation into the Factors Affecting the Likelihood of Broaching-to in Following Seas, Proceedings of the 2nd International Conference on Stability and Ocean Vehicles, Journal of the Society of Naval Architects of Japan, Tokyo, pp.551-564, 1982.
30) Umeda, N., Hashimoto, H., : Qualitative aspects of nonlinear ship motions in following and quartering seas with high forward velocity, Journal of Marine Science of Technology, Vol.6, pp.111-121, 2002.
31) 橋本博公・梅田直哉：ブローチング現象の定量的推定に関する研究，関西造船協会講演概要集，**24**，pp.5-8，2005.5.
32) Umeda, N., Furukawa, T., Matsuda, A., Usada, S. : Rudder Normal Force during Broaching of a ship in Stern Quartering Waves, Proceedings of the 30th Symposium on Naval Hydrodynamics, 2014.
33) 中村充博・芳村康男・齋藤史明・橋本博公・福井洋：追波・斜追波中のプロペラ推力・トルク，舵直圧力の数学モデル，日本船舶海洋工学会講演会論文集，**21**，pp.519-524，2015.11.
34) 小瀬邦治・湯室彰規・芳村康男：操縦運動の数学モデルの具体化，日本造船学会第 3 回操縦性シンポジウム，pp.27-80，1981.

第 4 章

35) Umeda, N., Yamakoshi, Y., Suzuki, S. : Experimental Study for Wave Forces on a ship model Running in Quartering Seas with Very Low Encounter Frequency, The Sevastianov Symposium International Symposium Ship Safety in a Seaway Kaliningrad, Russia, 1995.
36) Ito, Y., Umeda, N., Kubo, H. : Hydrodynamic Aspects on Vulnerability Criteria for Surf-Riding of ship, Jurnal Teknologi, **66**, No.2, 2014.
37) 中村充博・芳村康男・橋本博公・齋藤史明・福井洋：追波・斜追波中に船体が受ける波浪強制力，船舶海洋工学会講演会論文集，**20**，pp.125-128，2015.5.
38) 齋藤史明・芳村康男・中村充博・橋本博公・松田秋彦・寺田大介：追波・斜追波中に船体が受ける波浪強制力（波浪外力）その 2，船舶海洋工学会講演会論文集，**21**，pp.525-528，2015.11.

第 5 章

39) 川島利兵衛・高石敬史・守村慎次・吉野泰平・佐々木寛：小型漁船の波浪中転覆とその防止に関する実験的研究，日本造船学会論文集，**143**，pp.153-169，1978.6.

40) 中村充博・芳村康男・四間大作・齋藤史明：小型模型船による自走試験方法の開発，日本航海学会論文集，**133**，pp.88-94，2015.12.

41))四間大作･芳村康男・中村充博：小型自走模型船による漁船のブローチング発生条件の検討，日本航海学会講演予稿集，**1(1)**，pp.66-69，2013.5.

42) 梅田直哉･神山保：規則波中の船の波乗り現象，関西造船協会誌，**213**，pp63-74，1990.3.

第 6 章

43) 古田一雄・長崎晋也：安全学入門，日科技連，2007.3.

44) Koyama, T., Hirokawa, S., Okumoto, K., Enomoto, M. : On a Micro-Computer based Capsize Alarm System, Proceedings of 2nd STAB, pp.329-339, 1982.

45) 中村充博・芳村康男：漁船の波浪中転覆防止用付加物の検討，平成 24 年度日本水産学会学術講演論文集，2012.5.

46) 中村充博・芳村康男：漁船の転覆防止付加物の検討（その 2），平成 26 年度日本水産学会学術講演論文集，2014.5.

47) 木村暢夫：漁船の更新と総トン数規制，水産工学，**48(2)**，pp.161-166，2011.

48) Miyata, H., Tsuchiya, Y., Inui, T., Adachi, H. : Resistance Reduction by Stern-End-Bulb (First Report), Journal of the Society of Naval Architects of Japan, **148**, 1980.12.

49) Suzuki, K., Yoshida, T., Kimoto, R. : Suggestion of Off Center Line Bow Bulbs and Fundamental Studies on their Wave Making Characteristics, Proceedings of the 5th International Conference on Fast Sea Transportation, pp.937-945, 1999.7.

50) Umdea, N., Matsuda, A., Takagi, M. : Model Experiment on Anti-Broaching steering system, Journal of the Society of Naval Architects of Japan, **185**, pp.41-48, 1998.5.

51) 橋本博公・山谷悠・松田秋彦：翼型付加物による船舶の転覆防止に関する研究（第 2 報），日本船舶海洋工学会論文集，**8**，pp.139-146，2008.12.

第 7 章

52) 田口晴邦：操業中の漁船の転覆事故に対する安全性に関する研究，学位論文，2007.1.

付録

A1. 小型模型を用いた自走試験法

自由航走試験は，操縦・耐航性能の分野で不可欠である。自由航走試験を行うためには，無線受信機・操舵機・ジャイロなど，様々な計器を模型船に搭載する必要がある。このため，自由航走模型試験には大型の模型船や水槽設備が必要となり，多額の費用がかかることになる。さらに，波浪中の試験を行う場合には，滞留水や転覆に備えて，模型船を防水する必要があるが，模型船が大型になるほど，こうした防水に対する装備も大掛かりになる。そこで，本論では，小型模型を用いた自走試験法を新たに確立し，追波・斜追波中の自由航走試験を実施し，波乗り・ブローチング現象の観測を試みた。

小型の模型船に合わせて，装置を小型化するとともに，小型の舵検力計・自航動力計の開発も行い，波乗り・ブローチング中の船体運動のみならず，船速，プロペラ推力・トルク，舵直圧力を計測することができた。

1. 模型船

模型船は，排水量が 14.3kg，垂線間長 1.16m の 135 トン旋網漁船模型を用いる。搭載機器類の重量・バラストウェイトを考慮すると，模型船を軽量にする必要がある。したがって，船体は，一層の FRP で製作し，4.7kg と軽量な模型船とした。また，甲板上にアクリル板(2mm)を張りシリコンシーラントで防水加工している。実験中に頻繁に操作する記録機器は市販の食品タッパーに入れ，甲板上に配置した。

2. 搭載機器

2.1 バッテリー

これまで自由航走試験には，鉛蓄電池が広く用いられてきたが，電気容量に対する重量が重く，小型模型船には向かない。しかし昨今は，小型のリチウムバッテリーが実用化され，これを活用することができる。このバッテリーは，大きさが 150mm×50mm×50mm，

重量約 800g とコンパクトでありながら，22.2V，5,800mAh と大きな容量を持つ。ただし，このバッテリーは電圧管理が重要であり，充電には，専用の充電ユニットを用いる必要がある。また，バッテリーが過放電によって損傷しやすいため，試験中は，常に電圧を確認するなど注意が必要である。

2.2 自航モータ・小型自航動力計

漁船は，高フルード数で航行することが多く，模型実験においてもこの範囲で実験することになる。したがって，大きなパワーを持つ自航モータが必要になる。昨今は小型の交流モータが主流であるが，駆動用のインバータからは電気ノイズが発生しやすいので，小型直流モータを用いる。このモータは，重量 0.7kg に対して 60W と小型高出力で，小型である供試模型船に用いた場合は，フルード数 0.45 付近の航行を可能にしている。

プロペラの推力とトルクを計測する自航動力計は，通常 3m 以上の模型船を対象として開発されたもので，小型模型船には搭載できない。そこで，Fig.A1 に示す小型自航動力計を開発した。この自航動力計は，検力計がモータを抱える形となっており，モータ軸にかかる長手方向の力（プロペラ推力）を計測することができる。同時に，モータ電流からトルクを計測する。重量は，モータを含め，1.3kg と軽量である。また，直流電源で作動する小型のストレインアンプについても開発を行った。

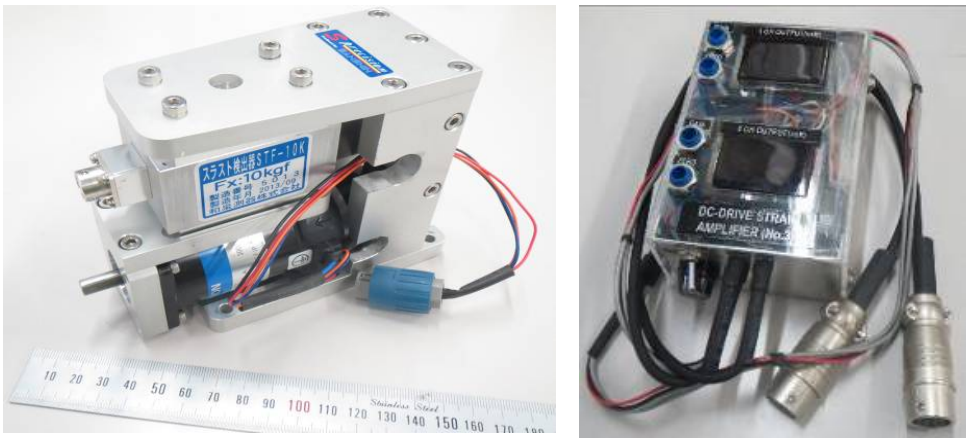


Fig.A1 Self-propulsion dynamometer and Strain amplifier.

2.3 操舵機・舵検力計・操舵アンプ

自動操舵による保針を行うには，サーボ制御の操舵機が必要になる。そこで，Fig.A2 に示す，小型の操舵機と操舵アンプを開発した。また，この操舵機には検力計を取り付けることができ，舵力の計測も可能である。操舵機は，検力計込みで，約 0.7kg，操舵アンプは，約 0.25kg である。なお，検力計は，誤差が 0.04N 以内のものを使用した。指令舵角に対する操舵機の角度誤差は，0.1°以内，操舵速度誤差は，0.1°/s 以内である。



Fig.A2 Steering gear and Steering gear control box.

2.4 運動計測

これまで，磁気方位をフィードバックして回頭角を計測する慣性ジャイロを運動計測に用いてきた。しかし，実験室内で用いた場合は，鉄骨等による，地磁気の歪みを大きく受けるため，これで保針操舵を行うと誤差の大きいことが判明した。そこで，回頭角の計測は，磁気の影響を受けない光ファイバージャイロを用いることとした。横揺れ・縦揺れ角の計測には，小型の精密型レートセンサ（振動式）2 基を搭載し，角速度を計測し，これを積分することとした。しかし，横揺れと縦揺れが大きく連成する場合，うまく計測できない場合もあり，このため，横揺れ・縦揺れ角の計測に限って冒頭の 6 軸慣性ジャイロ(角度の計測精度±0.5°)を併用することとした。

2.4 コントロールボックス

自航モータの制御装置，無線受信機，オートパイロット装置を，Fig.A3 に示す一つのコントロールボックスに収めている。重量は約 1kg で，手動操船の他，PD 制御による保針や指令舵角を一定とする旋回試験などを容易に行うことができる。また，自航モータの制御部では，直流モータの電機子電流を正確にピックアップする回路を設け，プロペラトルクの計測を可能にした。

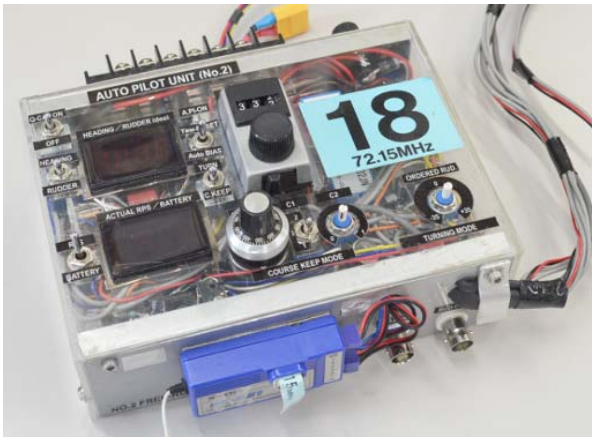


Fig.A3 Control box.

3. 位置・船速計測

位置計測は，これまで，超音波による測距・曳航電車による追跡などによって行われてきたが，大がかりな設備が必要であった。そこで，Fig.A4 に示す土木用のトータルステーションを活用する。これは，模型船に設置した反射プリズムを測距装置で自走追尾し，その距離と角度から 3 次元の位置計測を 20Hz で精度良く行うことができる。計測精度は，プリズムを使用したモードの場合，測定距離 D(m)に対して，1.5mm+2ppm×D であり，計測距離が 25m の時，1.55mm となる。このように，模型船にはプリズム(約 0.3kg)を搭載するだけで計測が行えるため，小型模型船では有効な計測方法になる。しかし，模型船内で計測される運動等と計測系が別となるため，データの同期が必要になる。本研究では，計測開始直後に，船体を自由横揺れさせ，この時の船体の横揺れ時期と，プリズムの左右方向の移動時期から同期を取った。

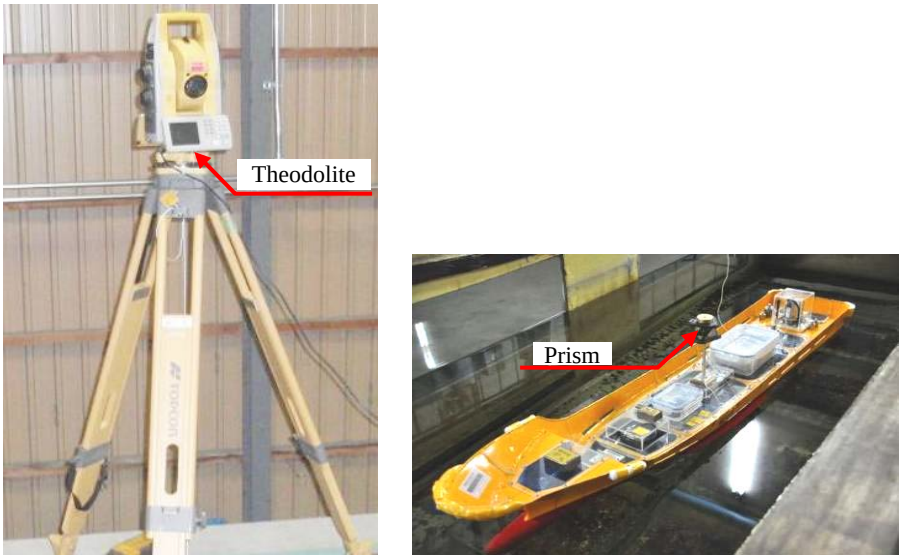


Fig.A4 Total station system.

3.1 プリズム位置の船体重心への座標変換

トータルステーションで計測されるのは，静止座標(O_0-X_0,Y_0,Z_0)におけるプリズム中心の座標位置(X_{0P},Y_{0P},Z_{0P})であるため，これを船体重心の座標位置(X_{0G},Y_{0G},Z_{0G})へ座標変換する必要がある。まず，船体重心とプリズム中心の座標を船体固定座標(G-x_B,y_B,z_B)で定義すると，Fig.A5 のような関係となる。なお，座標系や船体姿勢は，本文 Fig.3.1 に従うことする。

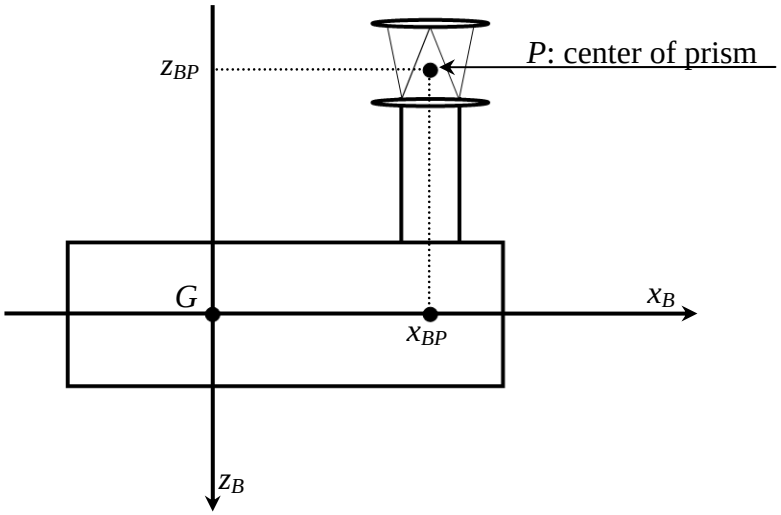


Fig.A5 Relationship of G(center of gravity of ship) and P(center of prism).

Fig.A-5 に示すプリズムと船体重心の関係と，船体の Roll/Pitch/Yaw angle を用いて，(a1)式のように座標変換する。ただし，この式に含まれる角度は，Yaw-Pitch-Roll の順で定義されたオイラー角(ϕ', θ', ψ')であるため，注意が必要である。Fig.3.1 に示す，船体固定座標と水平船体座標で定義された角度(ϕ, θ, ψ)とオイラー角の関係は，(a2)式となる。なお，運動計測に用いた 6 軸慣性ジャイロから出力される角度は，Yaw-Pitch-Roll の順で定義されたオイラー角であるため，本論では，(a2)式を用いて全て変換している。

$$\begin{pmatrix} X_{0G} \\ Y_{0G} \\ Z_{0G} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} X_{0P} \\ Y_{0P} \\ Z_{0P} \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} \cos\theta'\cos\psi' & \sin\phi'\sin\theta'\cos\psi' - \cos\phi'\sin\psi' & \cos\phi'\sin\theta'\cos\psi' + \sin\phi'\sin\psi' \\ \cos\theta'\sin\psi' & \sin\phi'\sin\theta'\sin\psi' + \cos\phi'\cos\psi' & \cos\phi'\sin\theta'\sin\psi' - \sin\phi'\cos\psi' \\ -\sin\theta' & \sin\phi'\cos\theta' & \cos\phi'\cos\theta' \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_{BP} \\ y_{BP} \\ z_{BP} \end{pmatrix} \tag{a1}$$

$$\left.\begin{aligned} \phi &= \tan^{-1}\left(\tan\phi'\cos\theta'\right) \\ \theta &= \theta' \\ \psi &= \psi' \end{aligned}\right\} \tag{a2}$$

3.2 船速を求める際のフィルタリング処理

船速は，計測した時々刻々の模型船位置を時間微分して得られるが，単純に差分するだけでは速度変動が大きくなる。このため，微分低域フィルター(1Hz)を用いて，ノイズを除去した。このフィルターのアルゴリズムを(a3)式に示す。

$$\left.\begin{aligned} \dot{X}\left(k\Delta t\right) &= \Delta t \sum_{i=-N}^{N} X\left(\left(k-i\right)\Delta t\right) W\left(i\Delta t\right) \\ \dot{Y}\left(k\Delta t\right) &= \Delta t \sum_{i=-N}^{N} Y\left(\left(k-i\right)\Delta t\right) W\left(i\Delta t\right) \\ U\left(k\Delta t\right) &= \sqrt{\dot{X}^{2}\left(k\Delta t\right) + \dot{Y}^{2}\left(k\Delta t\right)} \end{aligned}\right\} \tag{a3}$$

ただし，$X(t)$, $Y(t)$: 計測された位置データ，$\dot{X}(t), \dot{Y}(t)$: フィルター出力による速度成分

$U(t)$: 合速度，$W(t)$: フィルターのインパルス応答関数，Δt: サンプリング間隔

4. ブローチング現象の計測例

小型模型を用いて行った自由航走試験結果の連続写真を Fig.A6 に示す。実験条件は，λ/L_{pp}=1.44, H/λ=1/14.1, χ_c=-5, Fn=0.43 であり，航跡・船体運動は，本論の Fig.5.7, 5.11 が対応し，ブローチングが発生した場合の写真となる。4s から，船体が波に補足され，波乗りが発生している。6~10s にかけて船体が大きく回頭しブローチングに陥っている。11s では，一度波に追い抜かれ，保針方向に船体が回頭するが，12s から再度，波乗りに陥っている。

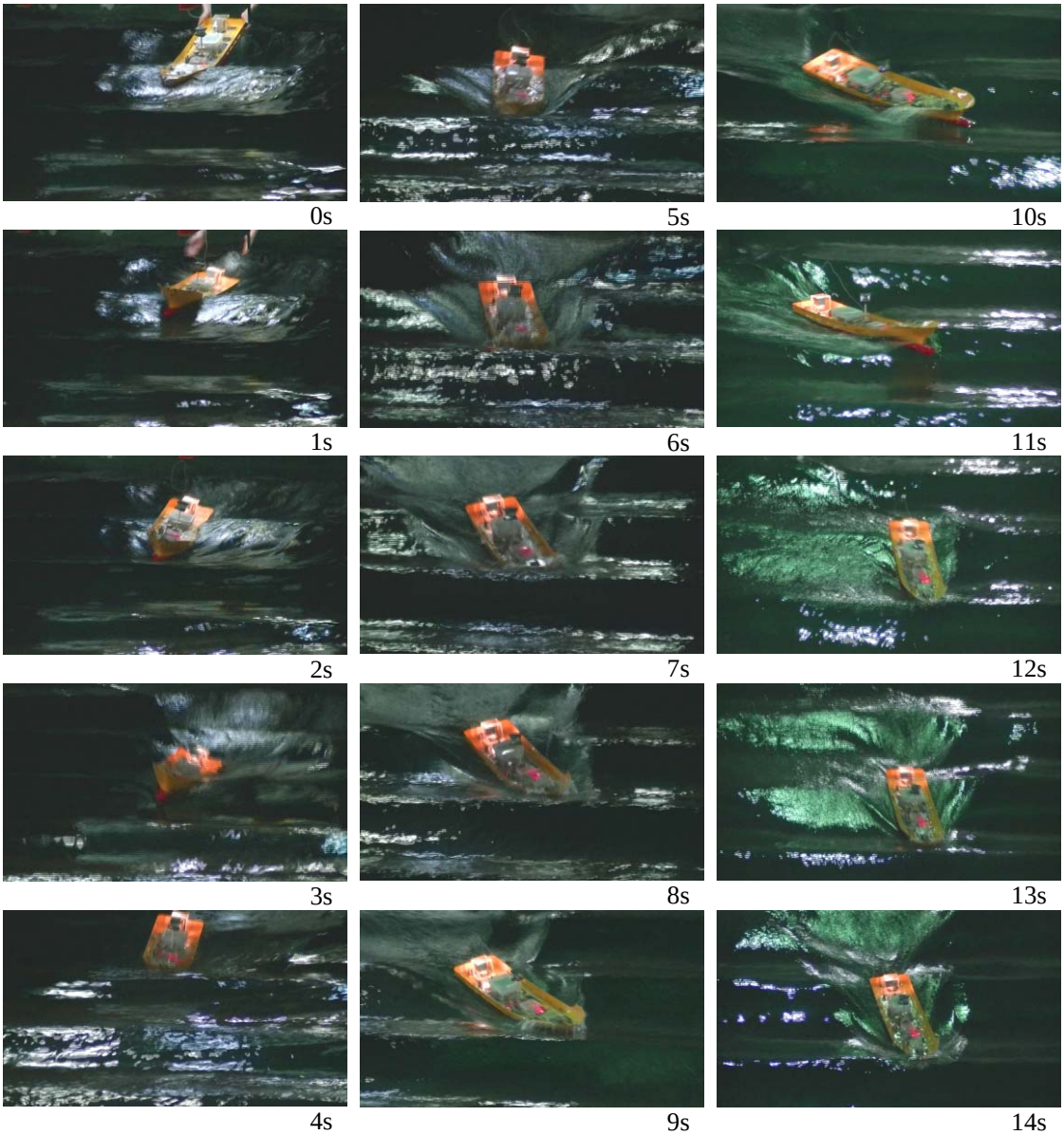


Fig.A6 Photographs of broaching.

(λ/L_{pp}=1.44, H/λ=1/14.1, χ_c=-5, Fn=0.43)

5. 自航動力計の精度について

模型船のプロペラ推力・トルクを計測するには，高精度の自航動力が必要になる。しかし，市販の自航動力計は，本論の供試船には大きすぎて使用できない。そこで，新しい方式の自航動力計を独自に試作開発することとした。開発の基本コンセプトは以下のとおりとした。

1) モータと自航動力計を合わせて，重量 1.5kg，全長 0.15m に小型化する。

2) 推力，トルク，回転数の計測精度は従来の高精度自航動力計の精度(T:0.02N, Q:0.05N-cm, 0.01rps)を確保する。

自航動力計の構造は，市販の小型精密一軸検力計にモータを抱き合わせる形とし，この検力計で軸推力を計測する。軸トルクの計測は，自航モータを直流型として，モータの電機子電流からトルクを計測する方式を採用した。開発した 60W 型自航動力計の要目を Table A1 に示す。形状は既に Fig.A1 に示したとおりである。

Table A1 Specific of Compact size propulsion dynamometer.

Propulsion motor	W	60
Thrust (maximum)	N	100
Torque (maximum)	N-cm	50
revolution	rps	50
Length	mm	154
Width	mm	55
Height	mm	107
Total weight	kg	1.297

5.1 推力の計測精度

推力の計測は使用する検力計の精度に依存するが，自航動力計として組み上げた状態で，静荷重の較正をおこなったところ，0.02N の精度を十分確保していることを確認した。また実験中は模型船がトリム（ピッチ角）し，モータを含む軸系の重力成分が計測推力に混入することになるが，この力は同時にジャイロなどで計測するトリム角から実験の解析段階修正することが可能である。

5.2 トルクの計測精度

軸トルクには前述の船体運動の影響は混入しないものの，モータの電機子電流をピックアップしているため，モータ特性のバラツキや磁力の経年変化，モータ軸やブラシの摩擦などに大きく依存する。そこで，この自航動力計のトルク計測精度を検定する装置が必要になる。本研究では，以下のトルク較正装置を試作開発し，実験開始時に較正を行った。

較正装置の原理は，自航モータの出力軸にトルクを電気制御できるスリッピング・クラッチ（パウダークラッチ）を接続し，モータを回転しながら任意の負荷トルクを与えると同時に，この負荷トルクを較正装置に搭載した精密検力計で正確に計測する方式とした。この検力計の精度は前述の推力計測用検力計と同精度である。この装置に 60W 型自航動力計を取り付けて較正中の写真を Fig.A7 に示す。

市販の自航動力計の較正では回転軸を回さず，軸を固定して計測する静的較正が主流になっているが，この装置では模型実験と同じ状態でモータを回転しながらトルク負荷を与えて検定できるので，較正精度が高くなる。この装置による 60W 型自航動力計のトルク較正結果を Fig.A8 に示すが，トルク計測精度は 0.03～0.05N-cm(標準偏差)が得られている。

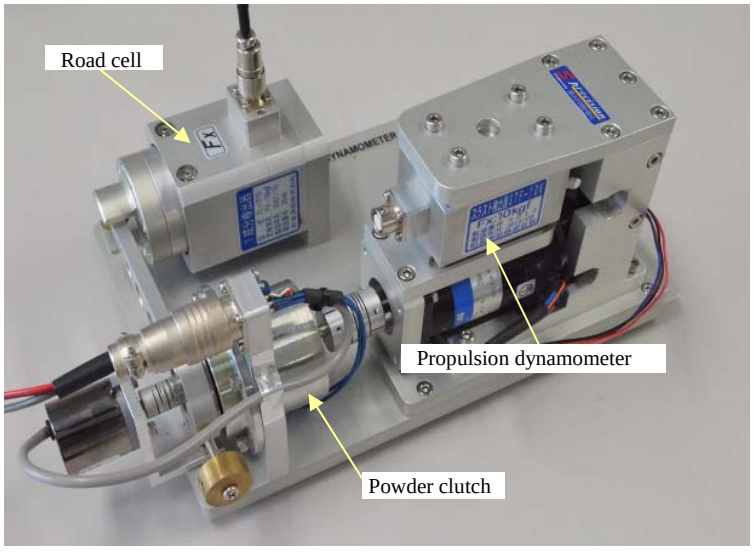


Fig.A7 Torque calibration system for Compact size propulsion dynamometer.

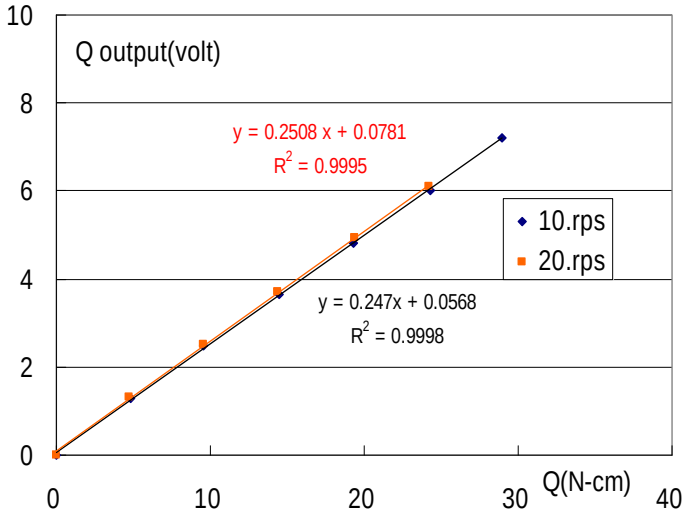


Fig.A8 Torque calibration results of Compact size propulsion dynamometer.