OUKA
Osaka University Knowledge Archive

Title	増減速を伴う操縦運動の数学モデルとその応用
Author(s)	芳村, 康男
Citation	大阪大学, 1980, 博士論文
Version Type	VoR
URL	https://hdl.handle.net/11094/1770
rights	
Note	

Osaka University Knowledge Archive : OUKA

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

Osaka University

増減速を伴う操縦運動の数学モデルとその応用

昭和55年8月

芳村康男

増減速を伴う操縦運動の数学モデルとその応用

目　　次　　頁

緒　　論 — 4

1章　増減速時、船に働く流体力

——拘束模型実験結果 — 8

1.1　船体前後方向に働く流体力 — 9

1.2　船体横方向に働く流体力 — 10

1.2.1　舵角に依存する流体力 — 12

1.2.2　斜航角に依存する流体力 — 13

1.2.3　プロペラ逆転による流体力 — 19

2章　舵の力に与えるプロペラ・スリップの効果

——舵有効流入速度の推定 — 21

2.1　舵有効流入速度の計測 — 21

2.2　舵有効流入速度の推定モデル — 23

2.3　舵有効流入速度推定と実験結果との比較 — 26

3章　増減速時の運動方程式

——操船応答数学モデルの誘導 — 29

3.1　プロペラ順転時の操船応答 — 29

3.1.1　速力変動の応答モデル — 29

3.1.2　回頭運動の応答モデル — 33

3.2 プロペラ逆転時の操船応答 — 38
3.2.1 プロペラ逆転時の速力変動の応答モデル — 38
3.2.2 プロペラ逆転時の回頭運動の応答モデル — 40
3.3 機関操作を伴う一般操船応答モデルの要約 — 42

4章 自由航走模型実験による本操船応答モデルの検証 — 45
4.1 プロペラ順転の場合 — 45
4.1.1 主機出力一定の場合／旋回試験，Z試験 — 45
4.1.2 主機出力を変える場合 — 46
4.2 プロペラ逆転の場合 — 48

5章 実船の運動推定における操船応答モデルの応用 — 52
5.1 操船応答モデルの諸係数の推定 — 53
5.1.1 速力変動応答モデルの係数推定 — 53
5.1.2 回頭運動応答モデルの係数推定 — 56
5.2 ULCC 実船試験 — 58
5.2.1 実船試験概要 — 58
5.2.2 実船試験結果 — 59
5.3 応答モデルによる推定運動と実船試験結果との比較 — 61
5.3.1 プロペラ順転の場合 — 63
5.3.2 プロペラ逆転の場合 — 63
5.4 軽荷状態の逆転停止距離，時間の推定 — 64

6章　操船シミュレータにおける本操船応答モデルの応用 — 66

6.1　操船シミュレータの概要 — 66

6.2　操船シミュレータに組み込む操船応答モデルとその特性 — 68

6.2.1　操船応答モデル — 68

6.2.2　供試船の想定 — 69

6.2.3　応答モデルの特性値の設定 — 70

6.2.4　外乱の設定 — 73

6.3　操船シミュレータによる操舵員の保針制御特性の調査 — 74

6.3.1　保針操船実験 — 74

6.3.2　操舵員の保針特性の評価 — 75

6.3.3　保針操船に及ぼす操舵機特性の影響 — 79

6.3.4　減速時の保針特性の検討 — 80

6.4　操船シミュレータによる航海士の制御特性の調査例 — 82

6.4.1　定点停止操船 — 82

6.4.2　追従操船 — 86

7章　結論 — 90

謝辞 — 94

参考文献 — 96

記号表 — 100

図表目録 — 104

図表 — 109

緒　　論

船はある指定された針路にできるだけ早く旋回でき、かつ容易に保針できる性能、すなわち、良好な旋回性と針路安定性を持つことが望ましい。　この意味から船を設計する際、船の寸法や形状、あるいは舵面積をいかに見積るかは重要な問題であり、船舶操縦性の研究は、まず速力一定下の操船の取扱いから始まつた。

1936年のWeinblum[1]、1946年のDavidsonとSchiff[2]ならびに元良[3]あるいは1950年初頭の井上[4]の旋回操縦性の論文に代表される数々の研究は船舶操縦性解析の力学的基礎を築いた。

また、制御工学的観点から船の操縦を捉えた1959年の野本の研究[5]は速力一定下の回頭運動を操舵に対する周波数応答という形で表現することに成功し、外洋航行中の自動操舵システムへの応用等[6]、数多くの成果を挙げてきた。　更に、操縦性を旋回性能Kと追従性能（針路安定性）Tなる2つのパラメータで端的に表現したK・Tモデルは、その簡潔さの故に広範に使用されてきた。

ところが、船舶の運航状況は以上のような速力一定で航海するばかりでなく、狭水道の航行や出入港などでは、船の速力を頻繁に加減することが多い。

言う迄もなく、このような水域は船舶が最も輻そうする所であり、通常の速力増減の他、突発した危険を避けるため非常制動をかける場合がある。

しかし、このような機関操作は単に速力を変えるのみならず、船の操舵特性に大きな影響をも与えることが知られている。

船が減速するために機関の減速ないしは停止を発令すると、多くの場合プロペラは遊転し、プロペラ・スリップは零近くなる。　舵効きは一般に悪い。この状態を　"プロペラ遊転（　propeller idling　）"と呼ぶことにする。

狭水道や港内等ではまた、短時間主機を強く駆動し、その強いプロペラ後

流を利用して、一時的に舵を効かすこともよくある。　この状態を"プロペラ増速（　propeller　boosting　）"と呼ぶことにする。

泊地に接近する時、あるいは衝突を回避するためには制動の必要があり、主機を後進に発動して、　プロペラの逆推力で制動することになる。　船は目立つて減速するが、同時に　著しい回頭運動を起こすことが多い。　この時舵効きは皆無に等しく、この回頭運動を抑止することも、また何らかの針路制御を行うことも困難である。　この状態を"プロペラ逆転（propeller reversing　）"と呼ぶことにする。

こういつた機関操作を含む操船運動の的確な把握は、海上交通量が増大し、海難事故やそれに伴う海上汚染の防止が叫ばれる今日、益々重要な課題と考えられており、例えば、IMCO　の安全航行に関する１９７１年勧告[7]もその一つの現れであろう。

一方、従来の船舶操縦運動の力学的解析は、冒頭に述べた如く、プロペラ一定回転，一定速力で航走する状態を基本にしているので、本研究で取扱おうとする idling, boosting, および reversing 状態の操船運動を正しく把握しているとは言い難い。

１９７０年始めのHooft[8]や Wagner Smitt　等[9]の主機停止，逆転時の流体力計測は、この意味で草分け的実験であつた。

また最近は、藤野 外[10]のプロペラ逆転中の流体力の詳しい調査、あるいは、仲渡，小瀬[11]のプロペラ・スリップを変更した実験があり、この分野の研究もようやく多くの関心を惹くに至つている。

船の回頭運動を考えないプロペラ逆転による制動力や停止距離，停止時間などについては古くから論じられてきた。　１９１６年のRobinson　や、１９３６年の渡辺の緊急停止の研究等この分野では多くの研究がある。[12),13)]特に最近、　仲渡外[14]の模型船による詳細な実験によつて、プロペラ逆転によ

る減速運動の大筋は明らかになつたと言つてよい。

しかし、これらの研究にも拘らず、主機操作と操舵双方を行う一般操船運動を総合的に取扱うには至つていない。

本研究は、以上のような背景のもとに、主機操作と操舵両者を入力とする船の一般操縦運動の力学的メカニズムを解明し、その上でこのような idling, boosting, reversing に適用できる操船応答の数学モデルを作り上げることを試みる。 応答モデルはなるべく簡単な形を保ちながら、しかも運動の基本的性質は十分表わすことができるよう配慮する。 また、この応答モデルを用いた応用例をいくつか紹介する。 その中には、操船問題を操船者を含めた1つの人間・機械系という観点から検討した研究も含んでいる。

まず1章では、 idling, boosting および reversing 時、船に働く流体力を調べるため、プロペラ逆転、あるいはプロペラ・スリップを大幅に変えた斜航試験，舵角試験の結果を紹介し、船体と舵やプロペラとの相互影響について実験的に調査する。 プロペラ順転中は操縦運動の1つの柱になる舵力の取扱いが特に重要である。 プロペラ・スリップが大幅に変る場合の舵力を舵有効流入速度という形で表現し、この問題を詳しく2章に論ずる。 ここではまた、従来の推定式とは違い広範なプロペラ・スリップに対し精度よく舵有効流入速度を推定できる新しいモデルを提案する。

3章は本研究の中心になる箇所で、1章，2章の流体力計測結果とその解析により、機関操作と操舵双方を入力とする実用的操船応答モデルを、プロペラ順転時と逆転時に分けて誘導する。 更に、4章では、自由航走模型試験によつて、上記の操船応答モデルの有効性を確認する。

5章と6章は、この操船応答モデルの応用である。 まず5章では、この応答モデルを実船に適用することを試み、機関操作と操舵双方を行う場合の実船操縦運動の推定法を、実船試験結果と比較し論ずる。

6章は操船応答モデルを組み込んだ実時間操船シミュレータへの応用例である。　シミュレータを用いた模擬操船実験をいくつか紹介し、人間と機械が混成して一つの系となつた操船システムの問題をいくつか検討する。

最後に本研究の総括を7章に論ずる。

1 章　増減速時、船に働く流体力

――――― 拘束模型実験結果

増減速する船に働く流体力計測においては、準定常的取扱いが可能であると仮定する。　すなわち、増減速中のある瞬間の運動状態を想定し、その状態が定常に持続する場合の流体力が増減速中にも作用すると仮定する。　これに加えて、所謂見掛質量の力を考えれば、増減速操縦運動の力学的取扱いができると考えるわけである。

このような取扱いをすれば、流体力を計測する拘束試験は、ある定常船速に対し、増減速中起こり得るプロペラ回転数を幾通りか変えて実施することになる。　通常の船速一定の拘束試験が、その船速に対応するプロペラ回転数だけについて実施するのに対し、プロペラ・スリップを零から100%まで変える必要があり、この点が従来の拘束試験と異なつている。

船体に働く流体力は、通常の操縦運動の取扱いと同様 Fig. 1.1 に示すように、船体前後方向成分をX，横方向成分をYそして船を回頭させようとするモーメントNに分ける。　同図にはまた、各モードの運動の記号とその正方向を定義する。

なお、本実験の供試船の選定に際しては、プロペラと船体との相互干渉が問題になるので、船の大きさの割にプロペラ直径が相対的に小さい ULCC 2隻と、逆に相対的に大きなプロペラを持つ高速コンテナ船を選んだ。　いずれも1軸1舵である。　これら供試船の主要目を Table 1.1 に、またフレームラインと船首尾のプロファイルを Figs. 1.2 ～ 1.4 に示す。

1.1 船体前後方向に働く流体力

船体前後方向に働く流体力Xは大きく分けると船体抵抗とプロペラ推力である。主機出力一定で直進航走するときの抵抗と推力の関係は古来、造船設計の最も重要な要素の1つであり、Froude 以来多くの研究がある。ところが、増減速をする場合、プロペラ・スリップは大幅に変化し、またプロペラ逆転もある。このような状況における抵抗と推力の関係を論じた研究は数少ない。

主機出力を変えたり、あるいは出力が一定でも船が旋回することにより速力が低下したとき、プロペラ・スリップは定常直進中と大幅に異なるが、この場合の船体前後方向に働く流体力の計測は通常の自航試験に類似する。ただし、プロペラ・スリップを大幅に変えるから本来の意味で自航とは言えない。

実際には、一定の速力Vで模型船を曳航しながら、プロペラ回転数を対応する自航回転数よりはるかに高いところ（大スリップ）から、ずつと低いところ（スリップが零ないしは負：プロペラ遊転状態）まで変え、曳航力 Fx を計測する。（Fig. 1.5参照）同一船速におけるプロペラ無しの通常の船体抵抗 R_t を別に測り、上記曳航力をこれから差し引いたものを有効推力と定義する。すなわち、

$$T(1-t) = F_x - R_t \qquad -(1.1)$$

ただし、t は推力減少率で、上記実験中にプロペラ推力Tを同時に測つておけば求めることができる。

プロペラ逆転中の有効推力（負）も同様に、同じ速力で前進しながらプロペラを逆転させて求めることができる。Fig. 1.6はこのようにして得られた各模型船の有効推力を $\rho D^4 n^2$ で無次元化し、見掛け前進常数 J_s（$= V/nD$）に対し表示した図である。Vは船速である。1象限から

4象限にかけての特性がプロペラ順転かつ船が前進する時の無次元有効推力であり、3象限がプロペラ逆転かつ前進の場合である。 プロペラ回転数は同図に示すように大幅に変え実験しているが、無次元有効推力はJ_Sで決まり、J_S さえ同じならば回転数や船速の違いによる影響はほとんど無いと言つてよい。

この点に関し、Harvald[13]や仲渡，小瀬[11]の研究では、同時に計測されるプロペラ推力 Tで有効推力を除し、

$$(1 - t) = \frac{Rt - Fx}{T} \qquad -(1.2)$$

この（1 − t）が、Jないしは J_S で整理できることを示している。ただ、この（1 − t）の J_S に対する変化はかなり複雑である。 本研究では流体力を表現するのに、種々のプロペラ回転数と船速に対し、F_X がわかればよいわけで、あえて有効推力をプロペラ軸推力と推力減少率に分離することを避けている。

Fig. 1.6を見る限り、この有効推力はプロペラ順転，逆転いずれの場合も J_S に対し直線で近似できそうである。

1.2 船体横方向に働く流体力

増減速中、船体横方向に働く流体力計測も、前節の流体力 Xの計測と同様自航回転数に限らず、増減速中起こり得る船速とプロペラ回転数を組合せて実験を行う。 その際、通常の速力一定の実験同様、一定の sway 速度と回頭角速度を模型船に与える必要がある。 ところが、プロペラ・スリップの変化が船体に与える影響は主に船尾付近に現れるので、船尾付近の水流の流入角に注目すれば、流体力としては、回頭運動する場合も斜航する場合と類

似の傾向を持つことが想像される。

そこで、プロペラ・スリップが変化し、かつ sway 運動する場合を重点的に計測すれば、増減速中の船体横方向に働く流体力の大筋は把握できるものと期待できる。 この考え方は、文献(10)で藤野，切田がプロペラ逆転中の流体力を整理する際、 yaw , sway それぞれの運動をまとめて $v_S = v - r'/2$ なる所謂 " v_S モデル " で整理できるという考え方に共通する。

(i) 斜 航 試 験

模型船を進行方向からある角度 β をつけたまま一定速力で曳航し、船の横方向に働く流体力を計測する。 このとき β が斜航角で、$-V\cdot\sin\beta\,(\fallingdotseq -V\beta)$ が sway 速度に相当する。 この実験をスリップを大幅に変えて実施した。

計測された流体力は、横押し力 Y と船の重心回りのモーメントに分け、通常の斜航試験と同様 V^2 で無次元化し、その例を Figs.1.7 ～ 1.9 に示す。

(ii) 舵 角 試 験

模型船を直進に拘束し、ある舵角 δ を保持したまま、一定速力 V で曳航し、各種のプロペラ・スリップに対する模型船の横方向に働く流体力を計測する。計測された流体力は上記斜航試験同様 Y , N に分け、V^2 で無次元化し、その1例を各模型船について Figs.1.10 ～ 1.12 に示す。

以上述べた斜航試験や舵角試験では、プロペラ・スリップが変る場合のみならず、プロペラ逆転状態についても計測を行つている。 また、プロペラが主船体に及ぼす影響を調べるために、プロペラを取りはずした状態（主船体と舵だけの状態）における流体力も計測している。

これらの実験結果でまず注目すべきことは、プロペラ順転時、スリップが増加すると舵角 δ に依存する力は大幅に増加するのに対し、斜航角 β に依存する力はスリップが多少変化してもそれほど変化しないことである。

一方、プロペラが逆転する場合、舵の力はほとんど消失する。　ところが、この舵の力に代り、プロペラ逆転流により船尾付近にかなり強い横押し力が発生する。　この力はプロペラ逆転流の強さに左右され、またβに対しても幾分依存しているようである。　しかし、マクロ的には順転時と同様、この力のβに対する依存度は小さいようである。

プロペラ・スリップが大幅に変化する時や、逆転する時に働く流体力の概要は以上の如くであるが、ここで節を改め、計測された流体力を詳しく分析することにする。

1.2.1　舵角に依存する流体力

プロペラ逆転中の舵の力は既に述べたように、舵が乱れたプロペラ逆転流に覆われるため、舵として作動せず、その力はほとんどない。　これに対し、プロペラ順転中はスリップ変化に対応し、流体力が大幅に増減する。　この力の変化は、舵がプロペラ後流中にあり、スリップが変化すると舵流入速度が大幅に変り、その結果直圧力が変化することに起因する。　舵角に依存する力は基本的にこの舵直圧力によるものであり、ここでは計測された流体力Y，N及び同時に模型船上で計測された舵直圧力F_Nとの関係を調べる。

鳥野[15]はこの点に関し、船体と舵との間に干渉係数を用いて、船全体に働く流体力Y，Nを表現している。　本論文でもこの手法を踏襲し、舵直圧力F_NとY，Nとの関係を次式の形で表現する。

$$\left.\begin{aligned} Y &= -(1+a_H)\,F_N\cos\delta \\ N &= l_\delta(1+a_H)\,F_N\cos\delta \end{aligned}\right\} \qquad -(1.3)$$

ただし、$(1+a_H)$：船体と舵との干渉係数

l_δ：船体に働く流体力の着力点（船体重心からの距離）

各模型船で計測された流体力Y，N およびF$_N$ に（1.3）式を適用すると、干渉係数（1＋ a_H ）は Fig. 1.13 に、また 1_δ は Fig. 1.14 のように得られる。 この結果から明らかなように、模型船の曳航速力（船速）やプロペラ回転数が各々違つていても、有効推力の場合と同様、見掛け前進常数 J_S （＝V／nD ）で（1＋ a_H ）や $1'_\delta$ を表現することができ、また舵角の大きさは余り関係ないと言つてよい。

（1＋ a_H ）は ULCC 船型で J_S の増加（プロペラ・スリップの減少）と共に大きくなる傾向にあり、模型船の自航点付近からほぼ一定の値になる。

コンテナ船（模型船C）では J_S が変つてもこの係数はほぼ一定である。

他方 $1'_\delta$ はいずれの模型船でもプロペラ・スリップの如何に拘らず、ほぼ0.48～0.50の範囲にあり船のlcbを考慮すると、これは舵軸のやや前方に相当する。 このことから、操舵によつて生ずる舵の力が船体に及ぼす影響は、プロペラ・スリップの如何に拘らず舵近傍に集中していると言えよう。

1.2.2 斜航角に依存する流体力

前述の斜航実験結果によれば、斜航角βに依存する力はプロペラ順転，逆転いずれの場合もプロペラ回転数の変化に対し、影響を受けにくい。

しかし、斜航角βや回頭角速度rに依存する流体力は船の針路安定性を支配し、その変化がわずかでも斜路安定性に与える影響は少くない。

もつとも、増減速中の針路安定性を準定常的に考え、通常の速力一定の場合と同じように取扱つてよいか、という指摘[16]もあるが、いずれにせよβに依存する力の変化を調べておく必要がある。

問題になるのは、βやr の変化に対する流体力の傾斜、すなわち、Y'_β ，N'_β ，Y'_r ，N'_r と呼ばれる流体力微係数のスリップに対する変化である。

本章の実験からは rに関する微係数は得られないが、既に述べたように、

そのスリップに対する変化はβに関する微係数の変化と概ね類似すると考えてよい。　本節では先の斜航試験結果を更に詳しく分析してみよう。

あるプロペラ・スリップで計測された流体力 Y，Nはプロペラと船体，舵とが互いに干渉して、プロペラを取りはずした時の力に何がしかの力が追加すると考え、この力を Yp ，Np と定義する。　すなわち、

$$\left.\begin{aligned} Yp &= Y - Y_{HR} \\ Np &= N - N_{HR} \end{aligned}\right\} \qquad -(\ 1.4\ )$$

Y_{HR} ，N_{HR} は Y，N を計測したのと同じ実験状態で、プロペラだけを取りはずした時の力とモーメントである。　因みに、この（1.4）式は前節の船体前後方向の力において、$X \equiv -F_x$ ，$X_{HR} \equiv -R_t$，　$Xp \equiv T(1-t)$ とおくと、（1.1）式と同じ取扱いをY とN に対して行つていることになる。

ただ、T（1 − t）はプロペラの発生する推力が主成分であるのに対し、Yp ，Np はプロペラが船尾流場を変えることによつて間接的に誘起される力である点が異なる。

さて、プロペラ・スリップが変化するとき、流体力微係数 Y'_β ，N'_β がどのような影響を受けるかはこの Yp ，Npの変化による。　この変化は（1.4）式の両辺をβで偏微分することにより求められるが、近似的に次式で表現することができる。

$$\left.\begin{aligned} Y'_\beta &\cong Y'_{HR\beta} + \{\, Y_P - Y_P\big|_{\beta=0} \,\} \Big/ \frac{\rho}{2} L\, d\, V^2\, \beta \\ &\equiv Y'_{HR\beta} + \Delta Y'_\beta \\ N'_\beta &\cong N'_{HR\beta} + \{\, N_P - N_P\big|_{\beta=0} \,\} \Big/ \frac{\rho}{2} L^2 d\, V^2\, \beta \\ &\equiv N'_{HR\beta} + \Delta N'_\beta \end{aligned}\right\} \qquad -(\ 1.5\ )$$

ただし、

$$Y'_\beta = \frac{\partial Y'}{\partial \beta}$$

$$N'_\beta = \frac{\partial N'}{\partial \beta}$$

$$Y'_{HR\beta} = \frac{\partial Y'_{HR}}{\partial \beta}$$

$$N'_{HR\beta} = \frac{\partial N'_{HR}}{\partial \beta}$$

また、

$$\left.\begin{aligned} \Delta Y'_{\beta} &= \{ Y_P - Y_P\big|_{\beta=0} \} \Big/ \frac{\rho}{2} L\, d\, V^2 \beta \\ \Delta N'_{\beta} &= \{ N_P - N_P\big|_{\beta=0} \} \Big/ \frac{\rho}{2} L^2 d\, V^2 \beta \end{aligned}\right\} \quad -(1.6)$$

$Y'_{HR\beta}$, $N'_{HR\beta}$ は Y'_{HR} , N'_{HR} のβに対する流体力傾斜で、船速の如何に拘らずほぼ一定であり、スリップ変化に対する微係数の変化はもつぱら右辺第2項で表わされる。 この変化をそれぞれ$\Delta Y'_{\beta}$, $\Delta N'_{\beta}$ とし、$Y'_{HR\beta}$, $N'_{HR\beta}$ に対する割合で示したのが Figs. 1.15 ～ 1.19 である。

$\Delta Y'_{\beta}$, $\Delta N'_{\beta}$ のプロペラ・スリップに対する変化は、スリップが増大し100%（$J_S = 0$）近くなると、$\Delta Y'_{\beta}$ は急激に増加し、$\Delta N'_{\beta}$ は負の方向に増加する。 逆にスリップが小さくなるにつれ、（J_S が増加すると）$\Delta Y'_{\beta}$, $\Delta N'_{\beta}$ いずれも零に収束するが、タンカー船型と、コンテナ船型ではその収束の仕方が幾分異なる。

コンテナ船型では$\Delta Y'_{\beta}$, $\Delta N'_{\beta}$ の絶対値がスリップの減少に伴い単調に減少するのに対し、タンカー船型の$\Delta Y'_{\beta}$ は基本的にコンテナ船と同様の傾向は持つものの、模型船の自航点付近のスリップで負の極値を持つ。
$\Delta N'_{\beta}$ は$\Delta Y'_{\beta}$ と極性が逆であるが同様のことが言える。

次に、この$\Delta Y'_{\beta}$, $\Delta N'_{\beta}$ を発生させる原因を以下に検討しよう。

プロペラ・スリップの変化は斜航中に生じる舵直圧力を相当に変えることが舵角試験の結果から予想される。 この観点から、斜航中の船全体に働く力 Y , N を（1.3）式の舵直圧力と主船体に働く力との関係式を用いて表わすと、

$$
\left.
\begin{aligned}
Y &= Y_H - (1+a_H)\cdot F_N \\
&= \{Y_{HR} + (1+a_H)_{s=0}\, F_{N\,HR}\} - (1+a_H)\cdot F_N \\
N &= N_H + (1+a_H)\cdot l_\delta \cdot F_N \\
&= \{N_{HR} - (1+a_H)_{s=0}\, l_\delta \cdot F_{N\,HR}\} + (1+a_H)\cdot l_\delta \cdot F_N
\end{aligned}
\right\} -(1.7)
$$

$F_{N\,HR}$ は Y_{HR} 等と同様、プロペラが無い時の舵直圧力で、Y_{HR} , N_{HR} には既にこの $F_{N\,HR}$ が入つていることを考えると上のようになる。

このように、プロペラ・スリップが変化する時の流体力変化が舵の直圧力変化に起因すると仮定すると、Yp , Np が次式で表わせる。

$$
\left.
\begin{aligned}
Y_P &= -\{(1+a_H)\cdot F_N - (1+a_H)_{s=0}\cdot F_{N\cdot HR}\} \\
N_P &= L\{(1+a_H)\cdot l_\delta' \cdot F_N - (1+a_H) l_\delta'_{\ s=0} F_{N\cdot HR}\}
\end{aligned}
\right\} -(1.8)
$$

この Yp , Np を（1.6）式に代入すると舵直圧力変化による $\triangle Y'_\beta$, $\triangle N'_\beta$ が計算することができ、これを先の斜航試験で計測された F_N より求めるとFigs. 1.18～1.19になる。

図中には、既に示した Figs. 1.15～1.17 の実際の $\triangle Y'_\beta$, $\triangle N'_\beta$ のそれぞれの平均特性を示している。この比較より、コンテナ船では舵直圧力変化から推定される $\triangle Y'_\beta$, $\triangle N'_\beta$ の大きさはやや小さいという傾向はあるものの、実際の Y'_β , N'_β の変化にほぼ一致していると思われる。タンカー船型ではこれに対し、舵直圧力から推定される $\triangle Y'_\beta$, $\triangle N'_\beta$ は実際よりかなり小さいと言える。この差はプロペラ・スリップの変化が船体に働く流体力を直接変えるからであろうと推測され、この傾向はタンカー船型等の肥大船で顕著に現れるのかも知れない。この点に関し、Glansdorp 等が1速力について計測した例があり、また最近、仲渡，小瀬等の Series 60 （$C_b = 0.7$） 模型実験結果も、このスリップ変化が直接船体に引き起こす流体力変化の無視できないことを指摘している。[10)]

最後に、プロペラ・スリップの変化に対し、針路安定性がどのように変化

するかについて、1つの推論を試みる。　この推論は未だ推論の域は出ないが、プロペラ・スリップと針路安定性の関係について一石を投ずる意味でここに述べる。

既に述べた仲渡，小瀬の　Series 60（C_b ＝ 0.7 ）の実験では、スリップの減少に伴い針路安定性が劣化することを示している。　これに対し、文献（8）の Wagner Smitt と Chislett の20万 DWT VLCC 模型実験では、自航点とプロペラ停止（スリップ負）で針路安定性がほとんど変化しないと言う。　これらの点を明確にするためにも、以下にある仮定を設けて話を進める。

まず始めに、前節の斜航試験で計測された流体力を更に次のように整理する。　斜航角 βに依存する力の着力点（船体重心からの距離） l'_β は N'_β / Y'_β で与えられるが、これを各模型船について Fig. 1.21 に示す。

コンテナ船（模型船 C）ではスリップの減少とともに着力点は徐々に船体重心より遠ざかる。　これに対し、タンカー船（模型船 A，B ）では模型船の自航点付近が最も重心より遠ざかつており、自航点を過ぎスリップが減少するに従い着力点は重心に近づく傾向にある。　このようにβ に依存する力の着力点のスリップに対する変化は船型により、その傾向がかなり異るようである。

一方、回頭角速度 r に依存する力の計測は行つていないが、1.2 冒頭で述べたように、スリップに対する流体力変化はβ に関するものと r'/2に関するものとはほぼ等価と考えることができる。　言い換えれば、r' に依存する力のスリップに対する変化は、β の場合のおよそ½と見積ることができる。

従つて、

$$\left.\begin{aligned} Y' &= \left(Y'_{HR\beta} + \Delta Y'_\beta \right) \cdot \beta + \left(Y'_{HR\,r} + \frac{1}{2} \Delta Y'_\beta \right) \cdot r' \\ N' &= \left(N'_{HR\beta} + \Delta N'_\beta \right) \cdot \beta - \left(N'_{HR\,r} - \frac{1}{2} \Delta N'_\beta \right) \cdot r' \end{aligned}\right\} \qquad -(1.9)$$

これより、

$$\left.\begin{aligned} \Delta\,(m'+m'_x-Y'_r) &\cong -\frac{1}{2}Y'_\beta \\ \Delta\,N'_r &\cong -\frac{1}{2}N'_\beta \end{aligned}\right\} \qquad -(1.10)$$

と推定できる。 また通常の船舶では（$m'+m'_x-Y'_r$）や N'_r の大きさは、Y'_β , N'_β のおよそ½程度であることを考えると、r' に依存する力のスリップに対する変化はβの場合とほぼ絶対値が同じで、極性が逆ということになる。 このことは r' に依存する力の着力点 l'_r のスリップに対する変化が l'_β の変化とは逆方向にほぼ同量変化するであろうと推測される。

さて、通常の船舶において、プロペラを取りはずした状態では多かれ少なかれ針路不安定の傾向がある。 今この状態で、わずかに $l'_\beta > l'_r$ という事を想定しよう。 この場合、プロペラ・スリップ変化に対する stability lever（ $l'_r - l'_\beta$ ）の変化モデルとして Fig. 1.22 のように3つのタイプを考えることができる。

- タイプーI は、コンテナ船のように自航点で針路安定な船で起こると考えられる場合で、スリップの減少に伴つて徐々に針路安定性が劣化する。
- タイプーIII は、タンカー船型のように、もともと自航点で針路不安定な船で起ると推測される場合で、スリップが大きい時の変化はタイプーIと基本的に同じであるが、自航点付近のスリップより小さくなると、わずかながら針路不安定が軽減される。
- タイプーII は タイプーIとタイプーIIIの中間で、やはり自航点で針路不安定な船で起こり得ると推測される。 この場合、スリップが自航点より小さくなつても針路安定の度合に変化はない。

以上のように、プロペラ・スリップ変化に対する船の針路安定性の変化をモデル化すると、前述の仲渡，小瀬の Series 60 の実験結果は"タイプーI"に属すると考えられる。 これに対し、Wagner Smitt と Chislett が

行つたVLCC 模型実験結果は"タイプーⅡ"に属するようであり、また本研究の供試船の場合、A ,B 船(ULCC 模型船)は、"タイプーⅢ"に、またC船(コンテナ模型船)は"タイプーⅠ"に属するものと考えられる。

このようなスリップ変化に対する針路安定性モデルを考えると、これらの実験結果が無理なく説明でき、通常の船舶は主にその船型によつて以上述べた3つのタイプのいずれかに属すると考えられる。 1つの目安として、自航点で針路安定な船は"タイプーⅠ"に属し、針路不安定な船では"タイプーⅡ"あるいは"タイプーⅢ"に属するということであろう。 ただ、以上のモデルの流体力学的背景について、"タイプーⅠ"の場合は旋回,斜航中の舵直圧力変化ということで説明できるが、"タイプーⅡ,およびⅢ"に対してはなお不明な点が多く、この点は今後更に検討すべき問題であろう。

1.2.3 プロペラ逆転による流体力

プロペラを逆転すると、舵に働く力はほとんど失なわれるが、一方船体には横押し力が働く。 プロペラを逆転する斜航試験で計測された流体力Y, N を(1.4)式の定義に従い、逆転プロペラにより船体に追加されたと考える流体力 Yp , Np を求めるとFigs. 1.23～1.25のようになる。 ただし、図の流体力は V＝0でも存在するので、V^2 の代りに(nD)^2 で無次元化し、Y_p^* , N_p^* として示している。 プロペラを逆転する場合もこの図で明らかなように、やはり見掛け前進常数 J_S で表現することができる。

この逆転プロペラにより発生する横押し力は、直進中(β＝0)でも相当大きな力となり、この力が主機を後進に発動した際、船を回頭させる力となる。

Fig. 1.26は直進前進中プロペラ逆転が誘起する流体力の着力点を示す。後進回転数が前進に比べてはるかに大きい(J_S の絶対値が小さい)場合、

流体力の着力点は船尾付近にあり、それより後進回転数が前進船速に対し相対的に減少すると、着力点の位置は幾分船体中央へ向かう傾向にある。しかし、J_S の大きい所はプロペラ回転数が小さい場合がほとんどのため、プロペラ逆転により生ずる流体力そのものが小さく、かなりばらついている。

逆転中のYp ,Np は順転中と同様、β に依存する傾向のあることもまた指摘できる。この場合、舵直圧力はほとんどないことから、Yp ,Np のβによる変化は専らプロペラ逆転流により船体に直接誘起したものと考えられる。

プロペラ逆転による流体力変化のメカニズムとして、まずプロペラ自身が横方向に発生する力はほとんど無視できるほど小さいことが、藤野，切田[10]により明らかにされている。従つて、プロペラ逆転により発生する横押し力は、主としてプロペラ逆転流が船尾流場を著しく変えることにより誘起されると考えてよい。この点に関する流場観測や、圧力測定の結果は山崎[17]，や木村[18]の実験報告に詳しい。

これらの結果によれば、船に沿つて流れる一般流とプロペラ逆転流が激しくぶつかり合い、一種の淀み点が船尾付近で右左非対称に発生する。

この淀み点は前進船速と逆転プロペラ速度の割合，すなわち、J_S の大きさに従つて船の前後方向にそれぞれ移動し、その結果船体に誘起される力が J_S に対し複雑に変化することになる。

この流場はプロペラ順転時に比べはるかに複雑で、そのモデル化と流体力の関係について今後更に詳しい検討が望まれるところである。

2 章　舵の力に与えるプロペラ・スリップの効果
―――――― 舵有効流入速度の推定法

既に述べたように、idling やboosting を含むプロペラ・スリップの大幅な変化が操縦性に与える最も基本的な影響は、舵に働く力に現われる。　従来、この力の推定式の多くは定常航走状態を基本にしているので、本研究のようにプロペラ・スリップ零から１００％まで変化すると、そのままでは適切でない。　本章ではまず、１章の模型船舵直圧力の計測結果から求めた舵有効流入速度を解析し、次にプロペラ・スリップが大幅に変る場合にも十分適応できる舵有効流入速度の新しい推定法を検討する。

2.1　舵有効流入速度の計測

舵単独の直圧力は　$F_{N0} = \rho/2 \cdot f_\alpha(\Lambda)\, A_R\, V^2 \sin\alpha_R$　　の形に書くことができる。　Vは曳航速度、　$f_\alpha(\Lambda)$は舵アスペクト比の関数で、所謂"揚力傾斜"に略等しい。　またα_Rは舵有効流入角（迎角）で、この場合舵角に等しい。　一方、舵を模型船に取付け、直進状態で舵を取ると、その舵角に対する舵直圧力は F_N は同一速力、同一舵角でも F_{N0}とは異なる。　これは舵への流入速度が船体やプロペラの影響で、舵単独曳航時とは異なるからであると考え、この舵への有効流入速度を U_{Re}と書く。　すなわち

$$U_{Re} = \sqrt{\frac{F_N}{\frac{\rho}{2} f_\alpha(\Lambda)\, A_R \sin\alpha_R}} \qquad -\ (2.1)$$

１章でプロペラ・スリップを幅広く変え計測した舵直圧力を、この形で表現し直し、そして得られる舵有効流入速度をその時の船速V、あるいはプロペラ速度 nP でそれぞれ除し無次元化した値をFig.2.2 , Fig. 2.3 に示す。

横軸はプロペラ実スリップである。 n は毎秒回転数、Pはプロペラ幾何学的ピッチである。 ただし、いずれも舵単独性能試験は実施していないので、(2.1)式中の $f_\alpha(\Lambda)$ は藤井の式[21] $f_\alpha(\Lambda) = 6.13\Lambda/(2.25+\Lambda)$ で算定している。 またプロペラ実スリップ比を決めるに際しては、別に通常の自航試験より、スラスト一致法で求めた(1－w)を用い、 $s = 1-(1-w)V/nP$ としている。

実験より得られた舵有効流入速度で注目すべきことは、プロペラ・スリップ零付近で必ずしもこの時のプロペラ速度nP にならないと言うことである。この現象は特に肥大船で著しく nP の1.5倍にも達する。 この場合スリップは零であり、nPはプロペラへの流入速度、すなわち、プロペラからの流出速度にもなつているはずで、舵への流入速度がそれより著しく大きいと言うことは、従来のプロペラ背後の舵性能の推定式では表現できない。 推察される理由としては、舵尾付近の流場分布の結果、舵位置の流速がプロペラ位置の流速より著しく大きいと言うことであろう。 参考のため、これら模型船でプロペラを取りはずし、この場合の舵有効流入速度 U_{RHR} を求めてみると、Fig. 2.4 の如くなり、プロペラ位置の流速 U_P のやはり1.5倍程度になつている。

ところが、やせた船ではこのような現象は目立たず、プロペラ・スリップ零付近の舵有効流入速度はむしろ nP より少し小さくなる傾向にある。 文献(11)の Series 60 ($C_b = 0.7$)の実験結果を再解析すると15%程小さくなつている。 (Fig. 2.5 参照)この原因として、一軸一舵の場合、船体中心線上にある舵面で計測される伴流は、プロペラ面内の平均値よりも大きくなる傾向にある。 しかし、肥大船では、プロペラ面の伴流が極度に大きいので、わずかながらも後方に位置する舵位置では相当程度の流速の回復があり、上記の舵とプロペラという検査面の差を打ち消して、なお余りが

あるということであろう。　この点は今後更に詳しい流速測定が望まれる。

2.2　舵有効流入速度のモデル

前節の舵有効流速度測定結果は広範なプロペラ・スリップ変化に対して舵の力が従来の推定式で説明困難であることを示した。　本節では、この計測結果を参考に、あらゆるプロペラ・スリップに対して適用できる新しい推定式を検討する。

まず、プロペラの有効流入速度を Up とし、プロペラを無限翼数のプロペラで簡単化し、軸方向の流速変化を考えると、プロペラ後流は無限後方で nP になる。　その速度増加は $\triangle u \equiv nP - Up$ であるが、舵はプロペラ面から有限の距離にあり、この位置での速度増加を $k \triangle u$ と見積る。　ここまでの考え方は、神中[23]などと基本的に同じであるが、ここで舵位置とプロペラ面の伴流の差異を考慮し、舵位置におけるプロペラ後流 U_R を次式で表現する。(Fig.2.1 参照)

$$U_R = U_{R0} + k \triangle u \qquad -(2.2)$$

ここに、U_{R0} はプロペラ・スリップが零における舵位置での流速である。このの U_{R0} はプロペラが作動しない時の流速であるが、前述のプロペラを取りはずした状態における舵有効流入速度 $U_{R\text{-}HR}$ とも略等しいと考えてよい。このの U_{R0} あるいは、$U_{R\cdot HR}$ を舵位置での有効伴流係数 $(1 - w_R)$ という形で表わすと、

$$U_{R0} = (1 - w_R)\, V = \varepsilon\, Up \qquad -(2.3)$$

$$\text{ただし、} \quad \varepsilon = \frac{1 - w_R}{1 - w}$$

従つて、

$$U_R = \varepsilon U_P + k\,(nP - U_P) \qquad -(\ 2.4\ )$$

このように、プロペラ後流にも舵位置とプロペラ位置との伴流の差異を考慮する。（2.4）式は $nP = U_P / (1 - s)$ の関係より、次式に書き改めることもできる。

$$\frac{U_R}{U_P} = \frac{\varepsilon - (\varepsilon - k)\,s}{1 - s} \qquad -(\ 2.5\ )$$

上式で、$\varepsilon = k = 1$ とおくと、単純運動量理論における理想のプロペラ後流であり、（2.5）式はこの変形と考えることができる。

ところで、船尾に付いた舵はこのプロペラ後流をすべて受ける訳でなく、実際は後流を受ける部分と、受けない部分が存在する。そこで、舵直圧力を単純に流速の異なる2つの部分に分けて考え、次式で表わす。

$$\begin{aligned} F_N &= \frac{\rho}{2} f_\alpha(\Lambda)\ A_R\left(\frac{D}{H}\right)\ U_R^2 \sin\alpha_R + \frac{\rho}{2} f_\alpha(\Lambda)\ A_R\left(1 - \frac{D}{H}\right)\ U_{R0}^2 \sin\alpha_R \\ &= \frac{\rho}{2} f_\alpha(\Lambda)\ A_R\{\ \eta U_R^2 + (1 - \eta)\ U_{R0}^2\ \}\ \sin\alpha_R \qquad -(\ 2.6\ ) \end{aligned}$$

ただし、$\eta = \frac{D}{H}$,（ $H < D$ の場合は $\eta = 1$ ）

H ： 舵高さ

D ： プロペラ直径

従つて、

$$U_{Re}^2 = \eta U_R^2 + (1 - \eta)\ U_{R0}^2 \qquad -(\ 2.7\ )$$

つまり、舵有効流入速度としては、上記の考え方にもとづくプロペラ後流を受ける部分と受けない部分それぞれの流速の加重自乗平均値を採用することになる。上式に（2.3）式、（2.5）式を代入すると以下の流入速度式が得られる。

$$\frac{U_{Re}}{U_P} = \sqrt{1 - 2(1-\eta\kappa)s + \{1-\eta\kappa(2-\kappa)\}s^2} \qquad (2.8)$$

ここに、 $\kappa = \frac{k}{\varepsilon}$

$$\varepsilon = \frac{1-w_R}{1-w}$$

$$\eta = \frac{D}{H}$$

この有効流入速度を V あるいは、nP で無次元化すると、それぞれ、

$$\frac{U_{Re}}{V} = \frac{1-w_R}{1-s}\sqrt{1 - 2(1-\eta\kappa)s + \{1-\eta\kappa(2-\kappa)\}s^2} \qquad (2.9)$$

$$\frac{U_{Re}}{nP} = \varepsilon\sqrt{1 - 2(1-\eta\kappa)s + \{1-\eta\kappa(2-\kappa)\}s^2} \qquad (2.10)$$

となり (2.10) 式では、$s = 0$, 1 の特別の場合それぞれ以下のようになる。

$$\left.\frac{U_{Re}}{nP}\right|_{s=0} = \varepsilon$$

$$\left.\frac{U_{Re}}{nP}\right|_{s=1} = k\sqrt{\eta} \qquad (2.11)$$

ここで、100% スリップの実験結果に (2.11) 第2式を適用すると、k を簡単に求めることができる。 この例を Table 2.1 に示す。 k の値は本来プロペラ面から舵までの距離で決まるはずだが、通常の1軸1舵ではほとんど一定で、船体の有無にかかわらずほぼ $k = 0.6$ と考えてさしつかえない。このことは、岡田の計測結果[19]ともよく一致している。

2.3 舵有効流入速度推定と実験結果との比較

前述の舵有効流入速度の数学モデル（2.9）式あるいは、（2.10）式で各模型船の流入速度を推定した結果をFig.3 1の破線で示す。（$1-w_R$）の取り方としては、$s=0$における舵有効流入速度U_{R0}より決める方がよく、この場合の推定特性を点線で示す。また参考にプロペラを取りはずした状態での舵有効流入速度$U_{R\cdot HR}$より推定される（$1-w_R$）を用いた場合の特性を長破線で示す。両者はいずれも実際の現象をよく表わしているが、特に前者の（$1-w_R$）を用いた場合の特性は、広範なプロペラ・スリップに対し実測値とよく一致している。

なお、また各図中の各線は、従来から提案されてきた代表的な数学モデルの推定特性である。それらを参考のため次に列挙する。

i) 岡田[20]，藤井[21]の式

$$\frac{U_{Re}}{Up} = \sqrt{1 + k\, s^{1.5}}$$

ただし、 $k = \begin{cases} 5.8 \sim 6.7\cdot(0.6 + E.A.R.) & \text{，岡田の式} \\ 3.4 & \text{，藤井の式} \end{cases}$

ii) 森の式[24]

$$\frac{U_{Re}}{Up} = \sqrt{\varepsilon^2 + \left(\frac{1+ka}{\varepsilon} + 1\right)\eta\,\varepsilon^2 + c\,(1+ka)\,(1+ka-\varepsilon)}$$

ただし、 $\varepsilon = \dfrac{1 - w_R}{1 - w}$

$$k = 1 + \frac{2\,(x/D)}{\sqrt{1 + (2x/D)^2}} \fallingdotseq 1.2$$

$$\eta = 1 - \frac{2}{\pi}\cos^{-1}\left(\frac{D}{H}\right) + \frac{2}{\pi}\left(\frac{D}{H}\right)\sqrt{1 - \left(\frac{D}{H}\right)^2}$$

$$c = \left(\frac{D}{H}\right) - \frac{\Lambda + 2.25}{\Lambda + 2.25/(D/H)}$$

$$a = \frac{1}{2}\left(\sqrt{1 + \frac{8K_T}{\pi J^2}} - 1\right)$$

x : プロペラと舵との間隔

iii) M.M.G. の推奨式[26]，松本の式[26]

$$\frac{U_{Re}}{U_P} = \sqrt{1 + k\frac{8K_T}{\pi J^2}}$$

ただし、 $k \cong 0.2 \sim 0.5$

また松本の式では、

$$\frac{8K_T}{\pi J^2} = \frac{s(2-s)}{(1-s)^2}$$

$$k = h_0(\delta) + h_1(\delta)\cdot\delta$$

iv) 神中の式[23]

$$\frac{U_{Re}}{U_P} = 0.4 + 0.6\sqrt{1 + \frac{8K_T}{\pi J^2}}$$

これらの推定式と今回提案したモデルを比較検討すると、従来の推定式はいずれも肥大船ではスリップ零付近のみならず、プロペラ・スリップ全般にわたり近似がよくないようである。 やはり、上述のとおり、もともと伴流の著しい肥大船では舵位置での流速回復の影響を無視することができないといえよう。

最後に、参考資料として、プロペラ後試験結果[25]に対して本論文の推定式を適用した例を示す。 この実験はプロペラ後試験であるが、プロペラ駆動用の没水体があり、プロペラ面と舵面での Nominal wake に 10 % 程度の差がある。 各推定式と実験値の比較を Fig. 2.5 右側に示すが、この場合にも今

回提案したモデルが最もよく計測値に合致している。

3 章　増減速時の運動方程式 — 応答数学モデルの誘導

操縦運動の基礎方程式は、船体重心固定の物体座標系（Fig. 1.1）をとれば、周知の如く次式で表わされる。

$$\left.\begin{aligned}(m+m_x)\dot{u} - (m+m_y)vr &= X(u,v,r,n,\delta)\\ (m+m_y)\dot{v} + (m+m_x)ur &= Y(u,v,r,n,\delta)\\ (I_{zz}+J_{zz})\dot{r} &= N(u,v,r,n,\delta)\end{aligned}\right\} \quad —(3.1)$$

主機操作を伴う場合、流体力 X，Y，N に及ぼすプロペラ回転数の影響は 1 章で示したように少なくない。　また前進船速 V も広範囲に変化するので、通常の船速一定の操縦運動に比べて、力学的メカニズムは一段と複雑である。

本章では、この基礎運動方程式から出発して、操舵と主機操作を併用する場合の簡潔でかつ実用的な操縦応答の数学的表現を試みる。

3.1　プロペラ順転時の操船応答

緒論の分類に従えば、プロペラ遊転とプロペラ増速の 2 状態は、いずれもプロペラが前進方向に回転している。　定常航走に比べて、前者はプロペラ・スリップが小さく、後者では大きい。　これに応じて、舵流入速度は前者が小さく、後者が大きくなり、従つて舵効きは前者が悪く、後者はすぐれている。　また、後述するプロペラ逆転時とは違つて、プロペラ回転が直接誘起する回頭力は考えなくてよい程度である。

3.1.1　速力変動の応答モデル

（3.1）第 1 式において、船体前後方向に働く流体力 X は一般に次式で表わされる。

$$X(u, v, r, n, \delta) = T(1-t) - R_t - R_\delta - X_{vr}\cdot v\cdot r \qquad -(3.2)$$

ここに、T（1－t）：有効推力

R_t　　：船体全抵抗

R_δ　　：舵抵抗

上式中、$X_{vr}\,v\cdot r$ の項は船が旋回，斜航することにより船体自身の抵抗が変化することを示す。この項は（3.1）第1式左辺の $m_y\cdot v\cdot r$ と同類項で流体力としては両者を区別して直接計測することができない。しかし、完全流体を前提とする横方向付加質量 m_y と $v\cdot r$ に比例する流体力（船体抵抗変化）とは物理的起源が異なるという意味で別に取り扱う。

この点は（3.1）第2式において、左辺の$m_x\,u\cdot r$ と右辺流体力中の1成分 Y_{ur}（通常の速力一定の取扱いでは Y_r）を区別する従来の考え方と類似である。最近のPMM試験の結果によると、やせた船ほどこのX_{vr} が大きいという傾向にあり、Wagner Smitt[27]等の実験では、（$m_y - X_{vr}$）の値にしてタンカー船型では、0.72～0.78 m_y，コンテナ船型では0.41 m_y という結果がある。そこで、この $X_{vr}\,v\cdot r$ を左辺に移項し、基礎方程式（3.1）第1式の左辺 m_y に0.4～0.75程度の修正係数 c_m を乗ずるという形でこれを表現する。すなわち、

$$\text{旋回遠心力抵抗成分} = (m + c_m m_y)\,v\cdot r \qquad -(3.3)$$

ここに、$c_m \cong C_b$ は当面よい近似式として使えるようである。

ところで、横流れ速度vは船体停止の直前の特別な場合を除けば、回頭角速度rとほとんど同じ割合で増減することが知られている。定常旋回中、pivoting point（転心）が船上の一定点に近いという従来の知見はこのことと同義である。すなわち、船の重心から転心までの距離を用いると、

$$v = -r\cdot l_p \qquad -(3.4)$$

となる。l_p は0.45～0.5 Lで特殊な船型を除けば、船による差異は少

ない。

厳密にいえば、過渡状態のvはrから少しばかり遅れるので、l_p は一定ではない。しかし、旋回遠心力抵抗成分 $(m + c_m m_y) v \cdot r$ を考えるについては、l_p を一定としても十分であろう。

一方、舵抵抗 R_δ は舵直圧力 F_N の船体前後方向の成分と考えてよい。

$$\begin{aligned} R_\delta &= F_N \sin\delta \\ &= \frac{\rho}{2} f_\alpha(\Lambda) A_R U_{Re}^2 \cdot \sin\alpha_R \cdot \sin\delta \\ &\cong \frac{\rho}{2} f_\alpha(\Lambda) A_R \cdot U_{Re}^2 \cdot \alpha_R \cdot \delta \end{aligned} \qquad -(3.5)$$

ここに、 $f_{\alpha(\Lambda)}$: 舵単独の直圧力傾斜 $= \dfrac{6.13\ \Lambda}{2.25 + \Lambda}$

A_R : 舵　面　積

U_{Re} : 舵有効流入速度

α_R : 舵有効流入角

α_R の検討は次節 *3.2* に後述するが、ここでは簡単に $\alpha_R \cong \delta$ と考える。また U_{Re} の詳細は既に *2* 章に述べたが、その結果 U_{Re} は船速vに比例すると考えてよく、ここでは定常直進中の比例常数を使うことにする。従つて、操舵による抵抗増加成分は次のように簡略化できる。

$$R_\delta = X_{\delta\delta} \cdot V^2 \cdot \delta^2 \qquad -(3.6)$$

ここに、 $X_{\delta\delta} = \dfrac{\rho}{2} f_{\alpha(\Lambda)} A_R \left(\dfrac{U_{Reo}}{V}\right)^2$

$$= \frac{\rho}{2}\left(\frac{6.13\ \Lambda}{2.25+\Lambda}\right) \cdot A_R \cdot \left\{\frac{1 - 2(1-\eta\kappa)s_o + \{1-\eta\kappa(2-\kappa)\} s_o^2}{(1-s_o)^2}\right\} (1-w_R)^2$$

ただし、 $s_o = 1 - \dfrac{V_o(1-w)}{n_o P}$

次に、プロペラによる有効推力は、*1* 章のプロペラ・スリップを変えた自航模型試験結果 Fig. *1.6* に見られた如く、見掛けの前進常数 J_S ($= V/nD$)

に対し、ほぼ直線で近似することができる。　そこで、Fig. 3.1 に示すように C_1 , C_2 なる定数を定義し、

$$(1-t)T/\rho D^4 n^2 = C_1 - C_2 J_S \qquad -(3.7)$$

とおくことにする。

他方、船体の抵抗は、現在考えている様な局面においては、単に船速の2乗に比例すると考えて十分であるから、

$$R_t = X_{VV} V^2$$
$$= \frac{\rho}{2} X'_{VV} \, Ld \, V^2 \qquad -(3.8)$$

以上、(3.3) , (3.4) , (3.6) , (3.7) , および (3.8) をまとめると (3.1) 第1式は、

$$(m+m_x)\dot{V} + X_{VV}V^2 + (m+c_m m_y) l_p \dot{\psi}^2 + X_{\delta\delta} V^2 \delta^2$$
$$= \rho D^4 n^2 (C_1 - C_2 V/nD) \qquad -(3.9)$$

ここで、$V \cong u$ とみなしているが、これは船体停止直前などの特別な場合以外は、横流れ角 β が小さいので問題にならない。　両辺を ($m + m_x$) で除して、次の応答モデルを得る。

$$\dot{V} + a_{VV}V^2 + a_{rr}\dot{\psi}^2 + a_{\delta\delta}V^2\delta^2 = a_{nn}n^2 + a_{nv}nV \qquad -(3.10)$$

ここに、
$$a'_{VV} = \frac{1}{L}\cdot\frac{C_t}{(m'+m'_x)}\left(\frac{S}{Ld}\right) \equiv \frac{1}{L}\cdot a'_{VV}$$
$$a'_{rr} = L\cdot\frac{(m'+c_m m'_y)}{(m'+m'_x)} l'_p \equiv L\cdot a'_{rr}$$
$$a'_{\delta\delta} = \frac{1}{L}\cdot\frac{X'_{\delta\delta}}{(m'+m'_x)}\left(\frac{A_R}{Ld}\right) \equiv \frac{1}{L}\cdot a'_{\delta\delta}$$
$$a'_{nn} = L\cdot\frac{2C_1}{(m'+m'_x)}\left(\frac{D}{L}\right)^3\left(\frac{D}{d}\right) \equiv L\cdot a'_{nn}$$
$$a'_{nv} = -\frac{2C_2}{(m'+m'_x)}\left(\frac{D}{L}\right)^2\left(\frac{D}{d}\right) \equiv a'_{nv}$$

ただし、 L：船長（ Lpp ）， A_R：舵面積

d：吃水

D：プロペラ直径

$m' = m / \frac{\rho}{2} L^2 d$ ， $m'_x, m'_y = m_x, m_y / \frac{\rho}{2} L^2 d$

$1'_p = 1_p / L$

$$X'_{\delta\delta} = \left(\frac{6.13\ \Lambda}{2.25 + \Lambda}\right) \cdot \left\{\frac{1 - 2(1-\eta\kappa)\, s_0 + \{1 - \eta\kappa(2-\kappa)\} s_0^2}{(1 - s_0)^2}\right\} (1 - w_R)^2$$

3.1.2 回頭運動の応答モデル

基礎運動方程式（ *3.1* ）の第*2*式が sway 第*3*式が yaw の方程式で、実際の船の回頭運動は、この yaw と sway の連成運動である。 主機操作を伴う場合には、既に述べたようにプロペラ・スリップが大幅に変化する。 プロペラ後流の強さも大幅に変化し、その結果舵に働く力が特に大きい影響を受ける。 もつとも*2*軸*1*舵の場合は、必ずしもそう言えないかもしれないし、またスリップ変化が船体に働く流体力に直接影響を与える量も少なくはない。

これらについては今後の詳しい研究に待つ。 いずれにしても、ここに述べるところは通常の*1*軸*1*舵については大過ないものと思われる。 *2*軸*2*舵も基本的には同じである。 このようにプロペラ・スリップの変化が舵の力に与える影響を考慮に入れなければならない点が、通常の主機回転一定の操縦運動の取扱いと異なつている。

もう一つのポイントは、主機操作を伴う場合、当然船の速力が大幅に変化する。 その模様は（ *3.1* ）第*1*式，すなわち、それから誘導した速力変動の方程式（ *3.10* ）で表わされる。 この船速 V の変化は、（ *3.1* ）第*2*，*3*式の右辺の流体力を V^2 に応じて変化させることになるが、左辺の加速度

$\dot{v}$, $\dot{r}$ には V^2 の他に $\dot{V}$の影響が少なからず入ることになる。 しかし、船速の変動は極めてゆるやかであると考えるなら、$\dot{V}$の影響を省略し、準定常的な取り扱いが可能である。 すなわち、(3.1)第2 , 3式をそれぞれ $\frac{\rho}{2} LdV^2$, $\frac{\rho}{2} L^2dV^2$で無次元化し、通常の操縦運動を取り扱う手順に従い、これから無次元の舵角対、回頭の応答方程式(3.19)を作る。 これを有次元の方程式に変換すると、船速 Vの変化は(V /L)なる因子に集約されて現れることになる。

まず、プロペラ・スリップが舵の力に及ぼす影響を取扱う。 プロペラ・スリップが変化すると、プロペラ後流の強さが変わるから、プロペラ後流中に置かれた舵の直圧力は大きく変化することになる。 そして、その直圧力のうち、舵角δに依存する部分だけでなく、r やβに依存する部分もまたこのプロペラ・スリップの変化の影響を受けるはずである。

ここで、βは横流れ角で、横流れ速度との関係は v＝ $-\beta V$ と考えてよい。 本節では、 このプロペラ・スリップの変化に対する流体力変化をモデル化し、続いて回頭運動の応答モデルを誘導する。

基礎方程式(3.1)第2 , 3式右辺の流体力 Y , Nは、船体に働く力 Y_H , N_H および、舵の直圧力 F_N で基本的に構成されている。
Y_H と N_H は一般に運動の大きくない範囲で、 β , r に比例し、その力の比例定数をそれぞれ、$Y_{H\beta}$, $N_{H\beta}$, および、Y_{Hr} , N_{Hr} とおく。

また舵直圧力による流体力は、1章で述べた如く、($1+a_H$)なる修正を施すと、 Y , N はそれぞれ次のように表わされる。

$$\left.\begin{aligned} Y' &= Y/\frac{\rho}{2}LdV^2 \\ &= Y'_{H\beta}\cdot\beta + Y'_{Hr}\cdot r' - (1+a_H)\cdot\cos\delta\cdot F_N/\frac{\rho}{2}LdV^2 \\ N' &= N/\frac{\rho}{2}L^2dV^2 \\ &= N'_{H\beta}\cdot\beta - N'_{Hr}\cdot r' + (1+a_H)\cdot l'_\delta\cdot\cos\delta\cdot F_N/\frac{\rho}{2}L^2dV^2 \end{aligned}\right\} \quad -(3.11)$$

ただし、 l'_δ ＝ (船の重心から (1 ＋ a_H) $\cdot F_N \cdot \cos\delta$ の着力点までの距離) ／L

旋回，斜航中の船尾付近の流速に着目すると、Fig. 3.2 に示す如く、船体前後方向の速度は舵有効流入速度 U_{Re} であり、横方向は ($r \cdot l_R - \beta$) である。このように舵有効流入角 α_R を幾何学的に表現すると次式となる。

$$\begin{aligned}\alpha_R &= \delta - \tan^{-1}\left(\frac{-v + r \cdot l_R}{U_{Re}}\right) \\ &= \delta - \tan^{-1}\left\{\left(\frac{V}{U_{Re}}\right)(\beta + r' \cdot l'_R)\right\} \\ &= \delta - \left(\frac{V}{U_{Re}}\right)(\beta + r'\, l'_R) \end{aligned} \qquad -(3.1.2)$$

ただし、 $l'_R = l_R / L$

l_R ：船体重心から舵軸までの距離 ($\cong \frac{L}{2}$)

上式において、(V／ U_{Re}) がいわゆるプロペラの整流係数 γ と言うことになる。 実際には、船体自身にも整流効果があり、全体としての整流係数はより小さくなる傾向にある。 旋回，斜航するときの舵直圧力は、

$$\begin{aligned} F_N / \frac{\rho}{2} L d V^2 &= f_{\alpha(\Lambda)} \left(\frac{A_R}{Ld}\right)\left(\frac{U_{Re}}{V}\right)^2 \sin\left\{\delta - \left(\frac{V}{U_{Re}}\right)(\beta + r' \cdot l'_R)\right\} \\ &\cong f_{\alpha(\Lambda)} \left(\frac{A_R}{Ld}\right)\left\{\left(\frac{U_{Re}}{V}\right)^2 \delta - \left(\frac{V}{U_{Re}}\right)(\beta + r' l'_R)\right\} \end{aligned} \qquad -(3.1.3)$$

となり、ここで仮に $f_{\alpha(\Lambda)}\left(A_R / Ld\right) \cdot (1 + a_H) \equiv c$, $\cos\delta = 1$ とおくと、(3.1.1) 式は次のように書き直される。

$$\left.\begin{aligned} Y' &= Y'_\beta \cdot \beta + Y'_r \cdot r' - Y'_\delta \cdot \delta \\ N' &= N'_\beta \cdot \beta - N'_r \cdot r' + N'_\delta \cdot \delta \end{aligned}\right\} \qquad -(3.1.4)$$

ただし、

$$\left.\begin{aligned} Y'_\beta &= Y'_{H\beta} + c \cdot \left(\frac{U_{Re}}{V}\right) \\ Y'_r &= Y'_{Hr} + c \cdot l'_R \left(\frac{U_{Re}}{V}\right) \\ Y'_\delta &= c \cdot \left(\frac{U_{Re}}{V}\right)^2 \end{aligned}\right\} \qquad -(3.1.5)$$

$$\left.\begin{aligned} N'_{\beta} &= N'_{H\beta} - c\cdot l'_{\delta}\cdot\left(\frac{U_{Re}}{V}\right) \\ N'_{r} &= N'_{Hr} + c\cdot l'_{R}\cdot l'_{\delta}\cdot\left(\frac{U_{Re}}{V}\right) \\ N'_{\delta} &= c\cdot l'_{\delta}\cdot\left(\frac{U_{Re}}{V}\right)^{2} \end{aligned}\right\}$$

つまり、船体に働く流体力のうち、δ に依存する力は全面的に舵有効流入速度の2乗に比例し、β や r に依存する力は一部分が流入速度の1乗に比例するという形になる。

この結果は、既に1章で示した流体力の計測結果から推定したプロペラ・スリップ変化に対する Y'_{β} , N'_{β} の変化と定性的に一致している。

(3.1 5) 式中、(U_{Re} ／V) の具体的推定は既に述べた (2.9) 式であり、これを (3.1 5) 式に代入することにより、プロペラ・スリップの変化に対する Y'_{β} , N'_{β} の変化を計算することができる。 これを Fig. 3.3 の破線で示す。 この図によれば (3.1 5) 式による Y'_{β} , N'_{β} の変化特性は、1章で実際に計測した Y'_{β} , N'_{β} の変化よりかなり大きい。 この差は既に述べた船体自身の整流効果によるものと考えられる。

参考のため、模型船 Cで船体の整流係数を調べると、β = ＋9°, +20° で 0.4 ～ 0.5 ということであつた。 この結果を考慮すると、Y'_{β} , N'_{β} のスリップに対する変化は約半分になり、実測した変化量によく合う。 これに対し、模型船 A , B では既に Figs. 1.1 8 , 1.1 9 に示したように斜航試験中の実際の舵直圧力を用いても、Y'_{β} , N'_{β} の変化を十分表わせないということであり、この点は 1.2.2 で述べたようにスリップ変化が直接船体に影響を与えることによるのかも知れない。 しかし、いずれにしても実測例を見る限り、Y'_{β} , N'_{β} のスリップに対する変化は (3.1 5) 式で推定されるほど大きくないことは確かなようである。

そこで、プロペラ・スリップの変化が舵に与える影響は、δ に依存する力に限られ、船の運動すなわち、β や r に依存する力はスリップの影響を受け

ないと言う近似を行う。　その結果

$$\left.\begin{aligned} Y' &= Y'_{\beta}\cdot\beta + Y'_{r}\cdot r' - Y'_{\delta o}\cdot\left(\frac{U_{Re}}{U_{Reo}}\right)^2\delta \\ N' &= N'_{\beta}\cdot\beta - N'_{r}\cdot r' + N'_{\delta o}\cdot\left(\frac{U_{Re}}{U_{Reo}}\right)^2\delta \end{aligned}\right\} \qquad -(\ 3.1\ 6\ )$$

ここに、$$\left(\frac{U_{Re}}{U_{Reo}}\right)^2 = \left(\frac{1-s_o}{1-s}\right)^2\left\{\frac{1-2(1-\eta\kappa)s+\{1-\eta\kappa(2-\kappa)\}s^2}{1-2(1-\eta\kappa)s_o+\{1-\eta\kappa(2-\kappa)\}s_o^2}\right\} \qquad -(\ 3.1\ 7\ )$$

ただし、$s = 1-V(1-w)/nP$　：プロペラ実スリップ比

$s_o = 1-V_o(1-w)/nP$　：定常航走時の実スリップ比

V_o：回転数 n に対応する定常船速

(3.1 6) 式の $Y'_{\delta o}$　，$N'_{\delta o}$　は、それぞれ船速 V_o で定常航走時，舵角を与えた時に発生する流体力 Y，N の δ に対する比例定数である。

こうして、プロペラ・スリップの変化が舵効きに与える影響を $(U_{Re}/U_{Reo})^2$ の形で表わすことができる。

さて、このように流体力を表現すると、既に述べたとおり基礎運動方程式 (3.1)，第 2 ，第 3 の旋回，横流れの運動方程式から通常の操舵に対するのと同じ手順で、舵角対回頭の応答モデルを作ることができる。　すなわち

$$\left.\begin{aligned} (m'+m'_y)\cdot\dot{\beta} + Y'_{\beta}\cdot\beta - (m'+m'_x-Y_r)\cdot r' &= Y'_{\delta o}\cdot\left(\frac{U_{Re}}{U_{Reo}}\right)^2\delta \\ (I'_{zz}+J'_{zz})\cdot\dot{r}' - N'_{\beta}\cdot\beta + N'_{r}\cdot r' &= N'_{\delta o}\cdot\left(\frac{U_{Re}}{U_{Reo}}\right)^2\delta \end{aligned}\right\}$$

$$-(\ 3.1\ 8\ )$$

これより β を消去して、以下の応答モデルを得る。

$$T'_1T'_2\,\ddot{r}' + (T'_1+T'_2)\,\dot{r}' + r' = K'_o\left(\frac{U_{Re}}{U_{Reo}}\right)^2(\delta + T'_3\,\dot{\delta}') \qquad -(\ 3.1\ 9\ )$$

上式の K_o' は船速一定時の K' である。　また上式左辺は船速一定時の応答モ

デルと等しく、プロペラ・スリップの影響はもつぱら右辺の $(U_{Re}/U_{Reo})^2$ に集約された形となる。この式を有次元化すると、速力の影響を表現することができる。

$$T_1'T_2'(\frac{L}{V})^2\dddot{\psi} + (T_1'+T_2')(\frac{L}{V})\ddot{\psi} + \dot{\psi} = K_o'(\frac{V}{L})(\frac{U_{Re}}{U_{Reo}})^2\{\delta + T_3'(\frac{L}{V})\dot{\delta}\} \qquad -(3.20)$$

更に、旋回における非線形影響を3乗非線形[25]の形で考慮すると、最終的に次の回頭運動の応答モデルを導くことができる。

$$T_1'T_2'(\frac{L}{V})^2\dddot{\psi} + (T_1'+T_2')(\frac{L}{V})\ddot{\psi} + \dot{\psi} + \alpha'(\frac{L}{V})^2\dot{\psi}^3 = K_o'(\frac{V}{L})(\frac{U_{Re}}{U_{Reo}})^2\{\delta + T_3'(\frac{L}{V})\dot{\delta}\} \qquad -(3.21)$$

ただし、

$$(\frac{U_{Re}}{U_{Reo}})^2 = (\frac{1-s_o}{1-s})^2\left\{\frac{1-2(1-\eta\kappa)s+\{1-\eta\kappa(2-\kappa)\}s^2}{1-2(1-\eta\kappa)s_o+\{1-\eta\kappa(2-\kappa)\}s_o^2}\right\}$$

このように、船速変化の影響は（V／L）で、プロペラ・スリップの舵効きに与える影響は $(U_{Re}/U_{Reo})^2$ の項で表現されている。

任意の機関操作と操舵に対する応答は、船速の応答モデル（3.10）と本式との連立を以つて計算することができる。

3.2 プロペラ逆転時の操船応答

3.2.1 プロペラ逆転時の速力変動の応答モデル

プロペラ逆転時の船体前後方向の力については、緒言に述べたとおり、既に十分の資料があり、また1章にも計測結果を示した。

旋回中の遠心力抵抗成分については、前節 3.1.1 の考え方がそのまま適用できる。 一方、プロペラ逆転が誘起する横押し力と回頭モーメントについては、1 章の模型試験例や緒言にも述べた若干の資料を参考にできる。 またプロペラ逆転中の舵効きは皆無と言つてよい程度である。 すなわち、逆転中は舵をどう操作しても効果なく、逆転プロペラによつて生じる回頭を打ち消すことは不可能である。 本節においては 1 章の実験結果や現存の資料を加えながら、プロペラ逆転時の一般操船運動の応答モデルを作つてみよう。

現実の運動では、プロペラ逆転に伴う旋回は無視できないことが多い。その速力変化に与える影響は、要するに運動方程式の両辺に含まれる $v \cdot r$ の項にある。 旋回遠心力の抵抗成分と言つてもよいもので、$(m + c_m m_y)$ $v \cdot r$ なる慣性抵抗を加えればよい。 プロペラ逆転に伴う旋回を考えると、逆転が誘起する横押し力は、船尾付近に作用するので、船の回頭運動は通常の操舵によつて起こる運動と類似のモードを持つている。 言い換えれば、v と r の相互関係は通常の回頭運動と大差ないと考えてよい。 従つて、この場合も 3.1.1 のプロペラ正転の場合と同様、$v \cdot r$ は船の重心から転心までの距離 l_p を用い、$-l_p r^2$ で置き換えることができる。

他方、プロペラ逆転中、舵は一面に渦巻く死水域に覆われるので、舵に力がほとんど働かないことが 1 章の模型実験で確認されている。 従つて、舵の抵抗成分は省略してよい。

また、プロペラ逆転により発生する有効推力は、既に 3.1.1 に述べたのと同様の考え方で、見掛けの前進常数 J_s (J_s は負) に対して折線でその特性を近似することができる。 すなわち、Fig. 3.1 に定義する定数 C_3 , C_4 , C_5 を使つて、

$$(1-t)T/\rho D^4 n^2 = \begin{cases} C_3 & , (J_{st} < J_s < 0) \\ C_5 + C_4 J_s & , (J_s < J_{st}) \end{cases} \quad -(3.2.2)$$

以上に従つて、逆転時の速力変動の応答モデルを書くと、

$$\dot{V} + a_{vv}V^2 + a_{rr}\dot{\psi}^2 = a_{nn}n^2 + a_{nv}nV \qquad -(3.23)$$

となり、式の形はプロペラ順転中のモデル（3.10）式から $a_{\delta\delta}V^2\delta^2$ の項を削除した形となる。ただし、a_{nn} , a_{nv} は逆転時（$J_s < 0$）であるから、順転時とは値を異にする。すなわち、

$$a_{nn} = L\cdot a'_{nn} = \begin{cases} L\cdot\dfrac{2C_3}{(m'+m'_x)}\left(\dfrac{D}{L}\right)^3\left(\dfrac{D}{d}\right), & (J_{st} < J_s < 0) \\ L\cdot\dfrac{2C_5}{(m'+m'_x)}\left(\dfrac{D}{L}\right)^3\left(\dfrac{D}{d}\right), & (J_s < J_{st}) \end{cases}$$

$$a_{nv} = a'_{nv} = \begin{cases} 0, & (J_{st} < J_s < 0) \\ \dfrac{2C_4}{(m'+m'_x)}\left(\dfrac{D}{L}\right)^2\left(\dfrac{D}{d}\right), & (J_s < J_{st}) \end{cases}$$

$$-(3.24)$$

J_{st} についても、Fig. 3.1 に定義されている。

3.2.2 プロペラ逆転時の回頭運動の応答モデル

プロペラを逆転する場合、既に述べたように舵付近の流場は激しく乱れ、舵に働く力はほとんどない。ところが、模型船を拘束して計測した流体力の結果は、既に Figs. 1.23 ～ 1.26 に示したように、直進状態でもプロペラ逆転により、かなり大きい横押し力が誘起される。この横押し力の着力点は船尾に近いので、船の運動は通常の操舵によつて起こる運動と類似のｖとｒの関係を保ちつつ運動が推移すると考えられる。

このプロペラ逆転により誘起される流体力は Figs. 3.4 ～ 3.6 のように J_s の関数の形で表わすことができる。この力を基礎運動方程式（3.1）の第2，第3式に代入し、プロペラ正転中の場合と同じ手順に従つて、応答モデルを導くことができる。

まず、逆転中の流体 Y , N を次式で表わす。

$$\left.\begin{aligned} Y' = Y/\frac{\rho}{2}LdV^2 &= Y'_\beta\cdot\beta + Y'_r\cdot r' + Y^*_o(J_S)/Js^2 \\ N' = N/\frac{\rho}{2}L^2dV^2 &= N'_\beta\cdot\beta - N'_r\cdot r' + N^*_o(J_S)/Js^2 \end{aligned}\right\} \quad -(3.25)$$

ただし、

$$Y^*_o(J_S) = Y_o(J_S)/\frac{\rho}{2}L\,d\,(nD)^2$$

$$N^*_o(J_S) = N_o(J_S)/\frac{\rho}{2}L^2d\,(nD)^2$$

$Y_o(J_S)$, $N_o(J_S)$ は前述のプロペラ逆転により誘起される横押し力とモーメントであり、J_S の関数で表わされる。 1つの問題は、βやr に従つて船体が受ける流体力がプロペラ逆転時も順転時と変らないかと言うことである。 具体的には、(3.25)式の Y'_β , Y_r' , N'_β , N_r' に定常前進時の値をそのまま使つてよいかという問題である。 このことは、プロペラ順転前進時にもスリップが大幅に変化すれば同様に問題になる点であり、既に 3.1.2 冒頭に引用しながら当面見送つたところの意見もこれに関係している。 一方、Wagner Smitt 等[9]によれば、プロペラ逆転中も船全体の針路安定性は余り変らないという結果があり、また 1 章に示したプロペラ逆転中の斜航試験結果からすると、今取り上げている問題は当面見送つても余り大きな誤りにはならないものと考えられる。 ここでは一応この立場を取つて進むことにするが、この点は今後十分な検討を行うべきであろう。

ともあれ、こうしてプロペラ逆転時の回頭は、その誘起する横押し力で一般操縦運動の操舵が与える横押し力と置き換えることで表現することができる。

$$\left.\begin{aligned} (m'+m'_y)\cdot\dot{\beta} + Y'_\beta\cdot\beta - (m'+m'_x-Y'_r)\cdot r' &= -Y'_o/J_s^2 \\ (I'_{zz}+J'_{zz})\cdot\dot{r}' - N'_\beta\cdot\beta + N'_r\cdot r' &= N'_o/J_s^2 \end{aligned}\right\} \quad -(3.26)$$

上式より、プロペラ順転の場合と同じ手順で、

$$T_1'T_2'\left(\frac{L}{V}\right)^2 \dddot{\psi} + (T_1' + T_2')\left(\frac{L}{V}\right)\ddot{\psi} + \dot{\psi} + \alpha' \dot{\psi}^3 = \left(\frac{V}{L}\right) a_R'(J_S) / J_s^2 \qquad -(3.27)$$

ただし、 $$a_R'(J_S) = \frac{Y_\beta' N_o^*(J_s) - N_\beta' Y_o^*(J_s)}{Y_\beta' N_r' - (m' + m_x' - Y_r') N_\beta'}$$

T_1' , T_2' , T_3' , α' は定常前進時の値をそのまま使うことになる。

ところで、逆転による回頭運動は極めてゆるやかなので、次の1次系近似式でも実用上十分であろう。

$$T'\left(\frac{L}{V}\right)\ddot{\psi} + \dot{\psi} + \alpha'\left(\frac{L}{V}\right)^2 \dot{\psi}^3 = \left(\frac{V}{L}\right) a_R'(J_S) / J_s^2 \qquad -(3.28)$$

T' , α' についても定常前進時の値を使うことになる。

3.3 機関操作を伴う一般操船応答モデルの要約

本章で誘導した主機操作と操舵双方を入力とする一般操縦運動の応答モデルを以下にまとめる。

(i) 速力変動の応答モデル（3.10），（3.23）式をまとめて

$$\dot{V} + a_{vv} V^2 + a_{rr} \dot{\psi}^2 + a_{\delta\delta} V^2 \delta^2 = a_{nn} n^2 + a_{nv} nV \qquad -(3.29)$$

ここに、

$$a_{vv} = \frac{1}{L} \cdot a_{vv}' = \frac{1}{L} \cdot \frac{C_t}{(m' + m_x')} \cdot \left(\frac{S}{Ld}\right)$$

$$a_{rr} = L \cdot a_{rr}' = L \cdot \frac{(m' + c_m m_y')}{(m' + m_x')} l_p'$$

$$a_{\delta\delta} = \frac{1}{L} a_{\delta\delta}' = \begin{cases} \frac{1}{L} \cdot \frac{X_{\delta\delta}'}{(m' + m_x')} \cdot \left(\frac{A_R}{Ld}\right) , & (0 < J_s) \\ 0 , & (J_s \leq 0) \end{cases}$$

$$a_{nn} = L\,a'_{nn} = \begin{cases} L\,\dfrac{2C_1}{(m'+m'_x)}\left(\dfrac{D}{L}\right)^3\left(\dfrac{D}{d}\right), & (0 < J_s) \\ L\,\dfrac{2C_3}{(m'+m'_x)}\left(\dfrac{D}{L}\right)^3\left(\dfrac{D}{d}\right), & (J_{st} < J_s < 0) \\ L\,\dfrac{2C_5}{(m'+m'_x)}\left(\dfrac{D}{L}\right)^3\left(\dfrac{D}{d}\right), & (J_s < J_{st}) \end{cases}$$

$$a_{nv} = a'_{nv} = \begin{cases} \dfrac{2C_2}{(m'+m'_x)}\left(\dfrac{D}{L}\right)^2\left(\dfrac{D}{d}\right), & (0 < J_s) \\ 0, & (J_{st} < J_s < 0) \\ \dfrac{2C_4}{(m'+m'_x)}\left(\dfrac{D}{L}\right)^2\left(\dfrac{D}{d}\right), & (J_s < J_{st}) \end{cases}$$

ただし、L：船長（Lpp）

d：吃水

D：プロペラ直径

A_R：舵面積

S：船体浸水表面積

$$m' = m/\frac{\rho}{2}L^2 d \quad , \quad m'_x,\ m'_y = m_x,\ m_y/\frac{\rho}{2}L^2 d$$

$$l'_p = l_p / L$$

$$X'_{\delta\delta} = \left(\frac{6.13\ \Lambda}{2.25 + \Lambda}\right)\frac{1 - 2(1-\eta\kappa)\,s_o + \{1 - \eta\kappa(2-\kappa)\}s_o^2}{(1 - s_o)^2}(1 - w_R)^2$$

(ii) 回頭運動の応答モデル，（3.2 1），（3.2 7）式をまとめて、

$$T'_1T'_2\left(\frac{L}{V}\right)^2\dddot{\psi} + (T'_1 + T'_2)\left(\frac{L}{V}\right)\ddot{\psi} + \dot{\psi} + \alpha'\left(\frac{L}{V}\right)^2\dot{\psi}^3 = \begin{cases} K'_o\left(\dfrac{V}{L}\right)\left(\dfrac{U_{Re}}{U_{Re0}}\right)^2\left\{\delta + T'_3\left(\dfrac{L}{V}\right)\dot{\delta}\right\}, & (0 < J_s) \\ \left(\dfrac{V}{L}\right)a'_R(J_s)/J_s^2, & (J_s < 0) \end{cases} \quad -(3.30)$$

ただし、

$$\left(\frac{U_{Re}}{U_{Reo}}\right) = \left(\frac{1-s_o}{1-s}\right)^2 \left\{ \frac{1-2(1-\eta\kappa)s + \{1-\eta\kappa(2-\kappa)\}s^2}{1-2(1-\eta\kappa)s_o + \{1-\eta\kappa(2-\kappa)\}s_o^2} \right\}$$

$$a'_R(J_s) = \frac{Y'_\beta N^*_o(J_s) - N'_\beta Y^*_o(J_s)}{Y'_\beta N'_r - (m'+m'_x-Y'_r)N'_\beta} = \frac{Y'_\beta N^*_o(J_s) - N'_\beta Y^*_o(J_s)}{N'_\delta Y'_\beta + Y'_\delta N'_\beta} \cdot K'_o$$

また、プロペラ逆転時（ $J_s < 0$ ）は以下の一次系近似式で十分である。

$$T'\left(\frac{L}{V}\right)\ddot{\psi} + \dot{\psi} + \alpha'\left(\frac{L}{V}\right)^2\dot{\psi}^3 = \left(\frac{V}{L}\right) a'_R(J_s)/J_s^2 \quad -(3.28)$$

4 章　自由航走模型実験による操船応答モデルの検証

3章に誘導した速力変動、回頭運動の各応答モデルがどの程度正確に実際の運動を表現できるかを確認するため、計算による推定運動と、自由航走模型実験の結果とを比較する。　自由航定模型試験は大阪大学実験池で、特に無風状態の夜間を選んで以下に述べる各種の操縦性試験を実施した。　模型船の運動計測に際しては、従来の方位計測、舵角計測に加え、水中超音波を用いた船位計測を行い、時々刻々の船位の他、船速、横流れ速度も計測している。　供試模型船は1章で用いた　ULCC　2隻とコンテナ船である。

4.1　プロペラ順転の場合

4.1.1　主機出力一定の場合／旋回試験，Z試験

プロペラ順転で、プロペラ・スリップが大幅に変る現象は、主機出力一定の通常の旋回や大舵角Z試験においても顕著である。　応答　モデル(3.29)，(3.30)式はこの場合にもよく適応するはずである。

Fig. 4.1は各模型船を　　実験池で定常旋回させて得たr'－δ特性と、船速低下の特性を示す。　模型船の船速は超音波位置計測装置より解析している。　また、V'　は定常旋回中の船速を直進中の船速で除し無次元化したものである。　図中の破線が(3.29)，(3.30)式で$\dot{v}=0$　$\delta=\dddot{\psi}=\ddot{\psi}=0$として船速低下に伴うプロペラ・スリップの増加を考慮に入れた特性を示す。速力変動の方程式の係数はFig.1.2の結果や抵抗試験の結果から求め、また定常旋回運動の計算に必要なK_0'，α'は計測されたr'－δ特性の速力低下の小さい範囲で最小自乗法により求めている。　これらの係数をTable 4.1に掲

げる。

従来の3乗非線型モデル[28]は旋回性能を速力低下の少ない常用舵角の範囲でしか表現できなかつたが、本論文の応答モデルでは、速力低下によるプロペラ・スリップの増加のための大舵角でr'が大きくなる傾向をもよく表わしている。 ただ、タンカー船型の舵角30°以上の旋回では、なお旋回角速度は過小の傾向があり、また、推定船速も過大で更に検討が必要であろう。

Fig.4.2, Fig.4.3は舵角が15°、あるいは20°といつた比較的舵角の大きいZ試験中の記録である。 実線が計測した回頭運動と速力低下である。 これに対し、各図の破線が(3.10),(3.21)式で同様のZ試験の運動を推定した結果である。 この推定計算で使用するK_0', α'は前述のとおりであるが、その他計算に必要なT_1'～T_3'の時定数は従来の平均船速で解析するZ試験解析(例えば、文献25,26)を船速低下の小さい別の試験(10°Z試験)に適用し求めている。 ただし、この場合でもK'/T_1'は船速低下に従うスリップ増加で、平均的に$(U_{Re}/U_{Reo})^2$分増加していることが考えられるので、この分だけT_1を減少させている。 これは、Z試験の解析において、T_2, T_3およびK'/T_1'は比較的容易に得られるが、K'あるいはT_1'単独の値を決めにくい[26]という実状を逆に利用している。

これら得られた係数を用いて推定した結果と実測した運動を比較すると、20°Z試験のように速力低下が著しい場合でも、推定計算による船速低下と回頭運動は共に実際の運動をよく表現していると言えよう。

4.1.2 主機出力を変える場合

次にプロペラ回転数を変える場合の推定運動と実際の運動を比較検討する。まず始めに回頭運動を考えない場合を取扱つてみよう。 回頭運動は考えないので、(3.10)式の速力変動の応答モデルは、

$$\dot{V} + a_{VV}V^2 = a_{nn}n^2 + a_{nV}nV \qquad -(4.1)$$

である。 定常航走する模型船のプロペラ回転数 n を増減し、船が加速，減速する様子を、その時の模型船の加速度 $\dot{V}$ と船速 V を直交座標にとり位相面軌跡の形で示したのが Fig.4.5 の実線である。 この実験は、曳航水槽で模型船の横運動を拘束し、前後方向のみを自由にして航走させている。 模型船の速度は既に述べた水中超音波による測距出力を数値微分して正確に求めており、加速度は更にこの速度を数値微分したものである。

図中の破線が（ 4.1 ）式で推定する増減速運動を示す。 コンテナ船でプロペラをlockした時（ n = 0 ）、推定される減速運動はやや実際と合わないという傾向があるが、全体として推定運動と実際の運動はよく一致していると言える。

次は回頭を伴う場合である。 主機操作（ idling, boosting ）をし、かつ操舵することになるが、その極端な場合は、船が前進全速航走から急に主機停止を発令し、プロペラを遊転させた状態で舵を 35° 一杯に操舵し旋回する場合と、もう1つは船が微速前進している状態から主機を＂全速前進＂に発令し、かつ舵角 35° 操舵し旋回する場合であろう。 前者は coasting turn，後者は accelerating turn とも呼ばれている。[41]

Figs. 4.5 , 4.6 は模型船 A と C について、上記2つの極端な操船について、実際の運動と推定計算の結果を比較した図である。 実験は障害のない広い実験池で行い、また模型船の idling はプロペラ･シャフトに設けた電磁クラッチを電気信号で切ることにより行なつている。 このため、プロペラ･シャフトに制動がほとんどかからず、 プロペラは遊転することができる。従つて、推定計算では、時々刻々の船速に対しプロペラ･スリップが零となるプロペラ回転数を与えた。

推定計算の結果は idling turn, boosting turn いずれの場合もタンカー

船型（模型船A）の旋回半径が大きくなつており、前述の通常旋回でみられた差異がそのままここでも現われていると思われる。　しかし、全体としてidling, boosting時の操縦運動をよく表現していると言えよう。

4.2　プロペラ逆転の場合

船の回頭を考えずにプロペラ逆転を発令した後の減速運動については多くの研究があることは既に述べた。　本節もまず初めにこの問題を検証しておく。　この場合の応答モデルはやはり回頭を考えないので（4.1）式が使える。（ただし、この場合 a_{nn}, a_{nv} の係数の値は、プロペラ順転中とは異なる。）この応答モデルによる逆転停止距離 S_s や停止時間 t_s の推定値は、（4.1）式を変数分離し直接求めることができる。

i)　$J_{st} < J_{sRo} < 0$ の場合

$$\left.\begin{aligned} t_s' &= t_s/\left(\frac{L}{V_o}\right) = -J_{sRo}\,\frac{k_1}{a'_{vv}}\tan^{-1}\left(-k_1 J_{sRo}\right) \\ S_s' &= S_s/L = \frac{1}{2a'_{vv}}\ln\left(1+k_1^2 J_{sRo}^2\right) \end{aligned}\right\} \quad -(4.2)$$

ただし、

$$k_1 = \left(\frac{D}{L}\right)\Big/\sqrt{\frac{(-a'_{nn})}{a'_{vv}}}$$

$$J_{sRo} = V_o / n_a D$$

V_o ：　初期船速

n_a ：　プロペラ回転数　（$n_a < 0$）

D ：　プロペラ直径

ii) $J_{sRo} < J_{st}$ の場合

$$t'_s = -J_{sRo}\cdot\frac{k_2}{2a'_{vv}}\ln\left\{\frac{(k_2J_{st}-k_3+1)(k_2J_{sRo}-k_3-1)}{(k_2J_{st}-k_3-1)(k_2J_{sRo}-k_3+1)}\right\} - J_{sRo}\cdot\frac{k_1}{a'_{vv}}\tan^{-1}(k_1J_{st})$$

$$S'_s = \frac{k_3}{2a'_{vv}}\ln\left\{\frac{(k_2J_{st}-k_3+1)(k_2J_{sRo}-k_3-1)}{(k_2J_{st}-k_3-1)(k_2J_{sRO}-k_3+1)}\right\} + \frac{1}{2a'_{vv}}\ln\left\{\frac{(k_2J_{sRo}-k_3)^2+1}{(k_2J_{sRo}-k_3)^2-1}\right\} + \frac{1}{2a'_{vv}}\ln(1+k_1^2J_{st}^2)$$

—(4. 3)

ただし、

$$k_2 = \left(\frac{D}{L}\right)\Big/\sqrt{\frac{(-a'_{nn})}{a'_{vv}}+\left(\frac{a'_{nv}}{2a'_{vv}}\right)^2}$$

$$k_3 = \left(\frac{a'_{nv}}{2a'_{vv}}\right)\Big/\sqrt{\frac{(-a'_{nn})}{a'_{vv}}+\left(\frac{a'_{nv}}{2a'_{vv}}\right)^2}$$

以上のように回頭運動を考えない場合の停止距離、停止時間は(4.1)式の係数と、逆転発令直後の見掛け前進常数 J_{sRo} で決まる。 ただし、その際機関の遅れ等は考慮していない。 Fig. 4.7 の破線は(4.2), (4.3)式による無次元停止距離、停止時間であり、実測値と比較している。 実測された停止距離、時間も V_o, n_a の違いにかかわらず、J_{sRo} により決まる。計算による推定結果は実際の特性をよく表わしている。

プロペラ逆転を発令した後、船が旋回しながら停止するまでの船の運動は(3.30)式, (3.29)式を連立させることによつて求めることができる。本節ではプロペラ逆転時の回頭運動の応答方程式は、より簡単な一次系の応答モデル(3.28)式を用いる。 この場合、回頭運動の計算に必要なT'はZ試験の KT 解析結果の K'/T' に前述の K_o' を代入し、T'を得ている。 Z試験のKT解析結果のK'やT'は運動の大きさにより大幅に変わるが、K'/T' は余り変らない。 この点は前述のK'とT_1'の関係と類似である。

他方、逆転プロペラの誘起する旋回力の項 $a_R'(J_s)$ もT'で除した形にしておくとr に関する微係数が不要である。

$$\frac{a_R'(J_s)}{T'} = \frac{N_o^*(J_s)Y_\beta' - Y_o^*(J_s)N_\beta'}{N_\delta' Y_\beta' + Y_\delta' N_\beta'}\left(\frac{K_o'}{T'}\right) \qquad -(4.4)$$

各模型船の a_R'/T' は既に示した Figs.3.4～3.6 の各図の右端に示されている。 なおまた、プロペラ逆転時の回頭運動の応答モデルとして2次系の(3.30)式を使う場合はT'の代りに T_1' T_2' で除し、

$$\frac{a_R'(J_s)}{T_1'T_2'} = \frac{N_o^*(J_s)Y_\beta' - Y_o^*(J_s)N_\beta'}{N_\delta' Y_\beta' + Y_\delta' N_\beta'}\left(\frac{K_o'}{T_1'T_2'}\right) \qquad -(4.5)$$

の形にしておく。 この場合、T_1',T_2' は前節4.1のものを使うことになる。

簡単な一次系応答モデルを用いた場合、各模型船の逆転停止運動の推定例を Figs.4.11～4.13 に示す。 図中の破線が推定計算による停止するまでの速力低下と模型船の航跡である。 一方、模型船を実験池で自由航走させ逆転停止試験を行つた結果を実線で示す。 推定計算結果は逆転停止に至るまでに起こる模型船の旋回運動の特徴をかなりよく表現している。

更に、初期速力 V_o と後進回転数 n_a を種々に変え、回頭運動を考慮に入れた逆転停止距離 S_s や船体停止時の進路偏差 Y_s を計算してみると Fig.4.14 のようになる。 推定計算による S_s, Y_s は逆転発令直後の見掛け前進常数 J_{sRo} に対し破線で示している。

自由航走模型実験による模型船の実際の航跡はFigs.4.8～4.9 に示しているが、実験の V_o , n_a がそれぞれ違つていても、逆転発令直後の見掛け前進常数 J_{sRo} が同じであれば、その後の回頭運動や航跡が同一になることを示している。 つまり、初期速力がある逆転停止試験の2倍の場合、後進回転数も2倍あれば船の回頭運動や航跡は両者同じ動きをすると言うことである。

Figs.4.8～4.10 の各試験の航跡から停止距離 と進路偏差を読み取り、

J_{sRo} 毎に Fig. 4.14 にプロットし、前述の推定値と比較している。 この図から、計算による推定値が実際の模型船の逆転停止性能をよく表現していると言えよう。

5 章　実船の運動推定における本操船応答モデルの応用

船舶の海難事故防止，また海難事故に伴う海洋汚染防止の見地から船舶の海上交通の安全に関する規制は最近特に厳しくなりつつある。IMCO が主機停止，逆転を含む各種の主機出力で旋回試験や逆転停止試験を多数実施することを勧告したことは既に緒論に述べたところである。この勧告にもとづき U.S. Coast Guard の規定する操船に関する法規はその1つの具体例であるが、この法規では、いくつかの速力レベルにおける旋回の advance や transfer あるいは逆転停止距離や操縦性能を manoeuvring information という形で操船者に提供することを義務付けている。先の IMCO の勧告はこれより更に詳細な試験を実施することになつているが、この種の試験、言わば実際の操船で起こり得る操船運動のほとんどを、しかも載荷状態をいくつか変えて実船試験を実施することは、試運転経費やその膨大な手間を考えると容易なことではない。また実際、この勧告に沿つて実船試験が完全に実施されたという例はほとんどない。

従つて、出来ることなら、いくつか代表的な実船試験を実施することにより、増減速を含む操船応答全般が把握できることが望ましい。

本章では、3 章に述べた応答モデルの応用例の一つとして、このモデルを実船に適用し、いくつか代表的な操縦性試験を解析することにより、機関操作や、操舵を行う場合の実船操縦運動全般を推定する方法を検討する。また推定結果を実船試験結果と比較することにより、その有効性を確かめる。

本章で取扱う供試船は、模型船 B の実船であるところの、360,000 DWT ULCC であり、その主要寸法を Table 5.1 に掲げる。

5.1 操船応答モデルの諸係数の推定

実船の運動推定に際し、速力変動及び回頭運動の応答モデルの各係数を推定する必要がある。 まず速力変動の応答モデルの係数推定に際しては、powering の手法を生かし、また模型実験で見られた推力特性を参考にする。

他方、回頭運動応答モデルの係数推定に際しては、実船の標準操縦性試験としてよく実施されるZ試験，スパイラル，逆スパイラル試験結果があるという前提のもとに、それらの解析結果を利用して推定を行う。

5.1.1 速力変動応答モデルの係数推定

i) 船体抵抗係数 C_t は powering の段階で容易に推定できる。

厳密には、周知の如く C_t は船速により変化し、限ずしも一定にならないが、この推定で考える速力範囲における平均的 C_t を採用してよい。

ii) 旋回による抵抗増加係数は船の主寸法で決まり、付加質量は元良の図表[27]で略推定可能である。 また $1_p'$ は、やせた船で0.45，肥大船で0.5と見積つてさしつかえない。 c_m は、略 C_b としてよい。

iii) プロペラ順転中の舵抵抗増加係数 $X_{\delta\delta}$ は舵とプロペラの主要目がわかれば（3.6）式から求めることができる。 ただし、実船の（$1-w_R$）の推定は困難であり、実船の（$1-w$）が模型船で計測されるように極端に小さくならないことを考えると、実船の（$1-w_R$）は（$1-w$）と大差ないとも考えられる。 ここでは仮に $1-w_R = 1-w$ （$\varepsilon = 1$）と見積ることにする。

iv) 実船の有効推力を表わす係数 C_1 ，C_2 …… C_5 ，J_{st} は Fig. 1.6 に示した模型実験結果から、略次のように推定できる。 すなわち、C_1 は船が停止した状態（$J_s = 0$）の推力係数になるが、この場合 略（$1-t$）$=1$ と考えてよいので、 C_1 の値はプロペラ・オープン特性の $J = 0$ におけ

る K_T に略等しいと考えられる。

プロペラ・スリップが減少し推力が零になるのは、スリップが零になる付近であるから、この時の J_s は（P／D）・（1－w）である。

推力モデルは J_s に対し直線で近似しているので C_2 は C_1 をこの値で除したものになる。

$$C_2 \cong \left\{ C_1 / (P/D) \right\} (1-w) \qquad -(5.1)$$

ただし、定常直進中は

$$R_t = \frac{\rho}{2} C_t S V^2 = \rho D^4 n^2 (C_1 - C_2 J_s) \qquad -(5.2)$$

なる関係を満足する必要があり、従つて、（5.1）式と（5.2）式より C_1，C_2 の値を推定することになる。

逆転時の有効推力を表わす係数 C_3，C_4，C_5 および J_{st} は1章の模型実験の結果から略次のように推定することができる。

C_3 はプロペラ順転時の C_1 に相当するもので、C_1 と強い関係がある。ただ、プロペラ逆転流は船尾に激しくつき当るため、船尾から見たプロペラ面積（$\cong \pi D^2/4$）が船の投影面積（$= C_{\blacksquare} Bd$）に占める割合が問題になると考えられる。 Fig. 5.1 は Fig.1.6 の有効推力計測結果から求めた C_1 と C_3 の比を D^2/Bd に対してプロットした図である。この図で $B \to 0$、すなわち、$D^2/Bd \to \infty$ が、プロペラ単独試験状態に相当し、この時 $-C_3/C_1 = 0.6 \sim 0.65$ 程度となる。データの数は少ないが、この図から C_1 と C_3 との関係は略次式で近似できそうである。

$$-\frac{C_3}{C_1} = 0.91 - 1.1 \left(\frac{D^2}{Bd}\right) \qquad -(5.3)$$

次に C_4 の値であるが、C_2 がいわばプロペラ・ブレードの揚力係数に相当するのに対し、C_4 はブレードが失速した状態における係数とも言えるので、

C_4 は C_2 とかなり密接な関係があるだろう。 模型船の実験結果では C_4 は C_2 のおよそ 1.5 倍程度となつている。

プロペラ逆転による有効推力は既に Fig. 1.6 に示した如く、J_{st} で推力係数の絶対量が急激に小さくなる。 この減少は C_3 のおよそ半分となつている。 また逆転によりプロペラ・ブレードが失速を起こすが、J_{st} はブレードが翼として作動するかしないかの言わば境界に当たるので、この点はプロペラ・ブレードの迎角、すなわちプロペラのピツチに関係することになる。

J_{st} を同様に模型実験結果から推定すると近似的に

$$J_{st} \cong = 0.4 \left(\frac{P}{D}\right) / (1 - w) \qquad -(5.4)$$

と推定することができる。

最後に、プロペラ没水深度の影響について簡単に述べよう。 プロペラの没水深度が浅くなると、プロペラ荷重度が高い場合は激しい空気吹込みが起こり、推力が著しく低下する。 船が前進しプロペラを逆転する場合、プロペラ荷重度は更に大きくなる。

Fig. 5.2 は模型船 B（本章で取り扱う実船の 1／80.7 模型船）のバラスト状態（ I／D ＝ 0.58 , I：プロペラ・シヤフトの没水深度 , D：プロペラ直径）で計測したプロペラ逆転時の有効推力である。

Fig. 1.6 に示した同模型船の満載状態（ I／D ＝ 1.62 ）と比較し示す。バラスト状態の有効推力は満載状態と比べて、J_S （ $J_S < 0$ ） 全域で約⅔になつている。 この実験結果と、プロペラ没水深度が推力係数に及ぼす影響は通常 I／D が 1.0 を越えれば荷重度が大きくなつても変化しないという従来の知見、および没水深度が零でもプロペラ面の半分は水中にあり、逆推力はその面積相当分発生すると考えると、逆転時の逆推力にプロペラ没水深度の及ぼす影響は I／D が 1.0 を十分越える満載時の推力係数に（ $1 + I/D$ ）/2

を乗ずるという形で、近似的に表現することができよう。

以上の点に関しては、なお詳しい実験と検討が必要であるが、プロペラ逆転を含めた推力パラメータ C_1 , C_2 ～ C_5 , J_{st} の推定式をまとめると次式となる。

$$
\left.
\begin{aligned}
C_1 &\cong \frac{C_t}{2s_o}\left(\frac{S}{Ld}\right)\left(\frac{L}{D}\right)\left(\frac{d}{D}\right) J_{so}^2 \\
C_2 &\cong C_1\left(1-w\right) / \left(\frac{P}{D}\right) \\
C_3 &\cong -\left\{0.91 - 1.1\left(\frac{D^2}{Bd}\right)\right\} C_1 \left(1+\frac{I}{D}\right) / 2 \\
C_4 &\cong 1.5\, C_2 \left(1+\frac{I}{D}\right) / 2 \\
C_5 &\cong \left\{\frac{C_3}{2} - C_4 J_{st}\right\} \left(1+\frac{I}{D}\right) / 2 \\
J_{st} &\cong -0.4 \left(\frac{P}{D}\right) / \left(1-w\right)
\end{aligned}
\right\} \qquad (5.5)
$$

ただし、J_{so} ：定常直進時の見掛け前進常数 $\left(=\frac{V_o}{n_o D}\right)$

5.1.2 回頭運動応答モデルの係数推定

回頭運動の応答モデルの係数推定に際し、順転中はスリップ変化に伴う舵力変化の項の推定が重要になる。 その項は $\left(U_{Re} / U_{Reo}\right)^2$ であり、(3.17)式で与えられる。 この中のパラメータ推定については、前節の $X_{\delta\delta}$ の推定でも述べたところである。 ただそこで問題になつた $(1-w_R)$ はここでは直接表面に現れないので、結果的には $X_{\delta\delta}$ の推定同様 $(1-w_R) \cong (1-w)$ と取扱つて大過ないだろう。

操縦性指数 T_1' , T_2' , T_3' , K_o' , α' の推定は、4章の自由航走模型船の場合と同様、実船の $r'-\delta$ 特性より K_o' , α' を求め、T_1' 等の時定数は小舵角のZ試験の解析から求めることができる。

一方、プロペラ逆転により生ずる旋回力の項 a'_R の推定に際し、直接実船試験の結果から求めることは困難で、多少模型実験の結果が必要である。

実験は既に/章で述べた Y'^*_o , N'^*_o を得るための直進逆転試験の他、若干の斜航試験だけでよく、これらは通常の長水槽で容易に実施できる。 以下に模型船の流体力計測結果から実船の a'_R を推定する手順を述べる。

まず、 $a'_R(J_S)/T'$ を構成する微係数の/つ Y'_β , N'_β は模型実験で臨界 Reynolds 数を越えていれば、模型船の Y'_β , N'_β と大差ないと考えてよい。また Y'^*_o , N'^*_o は既に述べたように J_S の関数であり、同一前進常数 $(1-w)\cdot J_S$ では模型船のものと変らないと考える。 他方、Y'_δ , N'_δ は実船と模型船で定常直進中のプロペラ・スリップがかなり異なるので、修正する必要がある。 その際、Z 試験のK·T 解析結果の K'/T' が舵直圧力の大きさに比例することを利用し、実船の Y'_δ , N'_δ を次式で推定する。

$$\left.\begin{aligned} Y'_\delta &= [\,Y'_\delta\,]_{model}\ \frac{K'/T'}{[\,K'/T'\,]_{model}} \\ N'_\delta &= [\,N'_\delta\,]_{model}\ \frac{K'/T'}{[\,K'/T'\,]_{model}} \end{aligned}\right\} \qquad -(\,5.7\,)$$

これより、実船の a'_R/T' は、

$$\begin{aligned} \frac{a'_R(J_S)}{T'} &= \frac{N'^*_o(J_S)Y'_\beta - Y'^*_o(J_S)N'_\beta}{N'_\delta Y'_\beta + Y'_\delta N'_\beta}\left(\frac{K'}{T'}\right) \\ &= \frac{N'^*_o(J_S)Y'_\beta - Y'^*_o(J_S)N'_\beta}{[\,N'_\delta Y'_\beta + Y'_\delta N'_\beta\,]_{model}(K'/T')/[\,K'/T'\,]_{model}}\left(\frac{K'}{T'}\right) \\ &= \frac{N'^*_o(J_S)Y'_\beta - Y'^*_o(J_S)N'_\beta}{[\,N'_\delta Y'_\beta + Y'_\delta N'_\beta\,]_{model}}[\,K'/T'\,]_{model} \\ &= \left[\,a'_R\left\{\frac{[\,1-w\,]_{model}}{1-w}\cdot[\,J_S]_{model}\right\}/T'\,\right]_{model} \end{aligned}$$

$$-(\,5.8\,)$$

となり、結局実船の a'_R/T' の特性は模型船と実船の伴流の違いのみを考

慮すればよいことになる。　本船では前章の Fig. 3.4 の模型船 B の a'_R/T' を J_S 軸方向に（ 1 － w ）model ／（ 1 － w ）を乗じた特性を用いればよい。なおまた、プロペラ逆転時の回頭運動方程式として（ 3.27 ）式の2次系の式を用いる場合は、$a'_R/T_1'T_2'$ で推定することになるが、この場合も同様で、（ 5.8 ）式の T' の代りに $T_1' \cdot T_2'$ を用いることになる。

5.2　ULCC 実船試験

本船 360,000 DWT ULCC の実船試験並びにその結果は文献(31)に詳しく報告されているので、本節ではそれらの概要を若干述べるに止める。

5.2.1　実船試験概要

実船の回頭運動の計測は航海用コンパスを使つて正確かつ容易であるが、海上で船位，船速を精度よく計測することは困難な場合が多い。

従来は旋回試験でよく行われたように海面に投入したブイを基準にして船位を求めたり、船速を投板で求めて回頭角計測と併せて航跡を求めるなどの方法であつて、余り正確ではなかつた。

本節に取りあげる ULCC の実船試験においては、回頭角や角速度の計測に加え、電波式の位置計測装置（ TRIPOSIC ）を用いて、時々刻々の正確な対地運動が記録されている。　この位置計測装置とは、陸上にある2点から同期して発信される無線信号により、両地点から本船までの距離を毎秒算出するもので、その測定分解能力は 0.1 m となつている。　ただし、対地計測であるため、風，潮流等の海象の影響を受けることは避けられない。　旋回試験は定常旋回部分に着目して、漂流の修正が一応可能であるが、その他の試験では修正は困難である。

本装置で計測した結果として、旋回試験や逆転停止試験の航跡と船速低下を以下に示しているが、模型船同様、克明に運動の模様が記録できている。

実施された操縦性試験はZ試験，逆スパイラル試験，および旋回試験といつた通常の操縦性試験の他、主機停止旋回試験（ idling turn ）あるいは初期速力と後進回転数をいくつか組合せた逆転停止試験が多数実施された。

5.2.2 実船試験結果

i） 旋回試験，逆スパイラル試験結果

本船の施回試験は舵角左右35°で主機出力全速，半速で実施された。逆スパイラル試験は全速で実施され、その結果を Fig. 5.3 に示している。このr'－δ特性に示すように、本船は軽度の針路不安定船で、この点は、本船の1／80.7スケールの模型船Bともほぼ対応している。

旋回試験結果のr'もこのr'－δ特性上に示すが、主機出力が全速あるいは、半速いずれも旋回半径は 略同じで、この程度の船速の違いによる影響はほとんどないとみてよい。

上記の通常の旋回試験の他、前進全速航走から主機を停止させ、プロペラが遊転した状態で操舵し旋回する試験（ idling turn ）も実施された。この試験中の船の運動と航跡の記録を Fig. 5.4 に示す。 この場合、プロペラ・スリップは零ないしはわずかに負であり、舵の力はかなり小さくなつている。 同図には比較のため通常の舵角35°旋回試験の結果を示しているが、プロペラ遊転中の旋回半径や advance, transfer はかなり大きくなつていることがわかる。

ii） Z 試験結果

Z 試験は主機出力全速で、舵角5°と10°について実施された。

Z 試験中の運動記録の例は、 Fig. 5.5 に示す。

iii) 逆転停止試験

本船の逆転停止試験は初期速力 V_o と後進回転数 n_a をいくつか組合せ9例実施された。 その停止するまでの本船の航跡の全貌が Fig. 5.6 である。 同図には後進発令時の見掛前進常数 J_{sRo} と船体停止時の船の回頭状況を矢印で示している。 各航跡は模型船同様に、初期速力や後進回転数が違つていても、後進発令時の見掛前進常数 J_{sRo} が同一であれば、同じ航跡をたどることがわかる。

しかしながら、実海面では前章の模型実験とは異なり、風，波あるいは潮流の影響を受け、各試験毎に多少異る。 また、後進が発令された後のプロペラ回転数は直ちに後進回転数 n_a に整定する訳でなく、多かれ少なかれ遅れがある。 この遅れは停止距離や時間を増し、その結果同一の J_{sRo} でも航跡は多少異なることになる。 遅れの程度は主機が diesel か turbin かでかなり異なり、また主機操作員の判断に依存することも少なくない。 従つて、本節では一応この主機特性を平均化して考えることにする。 すなわち、実際の回転数を Fig. 5.7 に示すような等価的ステップに置き替え、それまでは依然 V_o のままで航走し続け、その時点でステップ的に後進回転数が整定するという取扱いをすることになる。 つまり実際の逆転停止距離や時間のうち、主機特性に依存する部分がそれぞれ $V_o \cdot T_{ns}$, T_{ns} （ T_{ns} ：等価ステップの遅れ時間）という取扱いである。 Fig. 5.8 はこのような考え方で主機特性を控除した停止距離 S_s と停止するまでの時間 t_s ，また進路偏差 Y_s を各試験の J_{sRo} に対し示している。 停止距離や時間は J_{sRo} の絶対値が大きくなる（前進速力に対し後進回転数が小さくなる）に従いそれぞれ増加するが、進路偏差は必ずしも増加するとは限らない。 J_{sRo} の値が -0.9 まで、（本船の場合、後進回転数が前進回転数の0.6倍以上）は確実に右旋回を誘起し、それより初

速が大きいか、あるいは後進回転数が小さくなるに従い左旋回に向う傾向がある。

いずれにせよ、逆転停止の基本は前述の如く、初期船速 V_o と後進回転数 n_a の比、すなわち J_{sRo} でその後の船の運動が支配されるということが明らかである。

5.3 応答モデルによる推定運動と実船試験との比較

前節5.1に示した方法で速力と回頭運動の各応答モデルの係数を決めると、既に示した（3.29），（3.30）式または（3.29），（3.28）式で実船の運動を計算し推定することができる。

ただし、実船試験は強風下でも実施される場合が多く、本船の試験も例外ではない。 そこで、運動推定に際し実船試験結果との対応を明確にさせるため、応答モデルに風圧力の影響を取入れる。 この風圧力による影響は、3章で舵の力やプロペラ逆転流による横押し力の取扱いで示したのと同じ手順で応答モデル（3.28）～（3.30）式に組み込むことができる。

$$\dot{V} + a_{vv}V^2 + a_{rr}\dot{\psi}^2 + a_{wv}V_a^2 = a_{nn}n^2 + a_{nv}nV \qquad -(5.9)$$

$$T_1'T_2'\left(\frac{L}{V}\right)^2\dddot{\psi} + \left(T_1'+T_2'\right)\left(\frac{L}{V}\right)\ddot{\psi} + \dot{\psi} + \alpha'\left(\frac{L}{V}\right)^2\dot{\psi}^3$$

$$= \begin{cases} \left(\frac{V}{L}\right)K_o'\left(\frac{U_{Re}}{U_{Reo}}\right)^2\left\{\delta + T_3'\left(\frac{L}{V}\right)\dot{\delta}\right\} - \left(\frac{V}{L}\right)a_{wr}'\left(\frac{V_a}{V}\right)^2 \\ \qquad\qquad , \quad (0 < J_s) \\ \left(\frac{V}{L}\right)a_R'/J_s^2 - \left(\frac{V}{L}\right)a_{wr}'\left(\frac{V_a}{V}\right)^2 \qquad , \quad (J_s < 0) \end{cases}$$

$$-(5.10)$$

あるいは（$J_s < 0$）のときに限つて

$$T'\left(\frac{L}{V}\right)\ddot{\psi} + \dot{\psi} + \alpha'\left(\frac{L}{V}\right)^2\dot{\psi}^3$$

$$= \left(\frac{V}{L}\right) a'_R / J_s^2 - \left(\frac{V}{L}\right) a'_{wr}\left(\frac{V_a}{V}\right)^2 \qquad -(5.1.1)$$

ただし、V_o は相対風速で、a_{wv} , a'_{wr} は相対風向の関数として次式で表わされる。

$$a_{wv} = \frac{1}{L} a'_{wv} = \frac{1}{L}\left(\frac{\rho_a}{\rho}\right)\left(\frac{A_x}{Ld}\right)\left(\frac{C_x}{m'+m'_x}\right) \qquad (5.1.2)$$

$$a'_{wr} = \left(\frac{\rho_a}{\rho}\right)\left(\frac{A_y}{Ld}\right)\left(\frac{C_M Y'_\beta - C_Y N'_\beta}{N'_\delta Y'_\beta + Y'_\delta N'_\beta}\right) K'_o \qquad -(5.1.3)$$

ただし、 ρ_a：空気密度

ρ ：水の密度

A_x：船体正面水面上投影面積

A_y：船体側面水面上投影面積

C_X, C_Y, C_M：風圧力による正面，側面の抵抗係数および抵抗モーメント係数

（ ψ_a の関数 ）

(5.1.3)式中の Y'_β , N'_β および Y'_δ , N'_δ は前節5.1.2の a'_R の推定で述べたと同じ取扱いができる。

本船の運動推定に用いた諸係数を Table 5.1 に掲げる。 なお風圧力抵抗係数等は、本船がタンカー船型であることを考え、辻 等[33]のM丸風洞模型実験結果を使用した。

5.3.1 プロペラ順転の場合

プロペラ順転時の運動推定は（ 5.9 ），（ 5.10 ）式で計算することができる。

まず、定常旋回特性の推定を既に示した Fig. 5.3 に実測値と比較し示す。推定の$r'-\delta$ 特性は模型船同様30°以上でr'が実際程大きくならないという難点はあるが、旋回に伴う速力低下の推定を含め、全体として実際の特性をよく表現していると言えよう。

Z 試験中の運動を推定した例は Fig. 5.5 の破線である。 この場合の推定も、回頭運動のみならず、蛇行による速力低下の状況をよく表現していると言える。

以上は主機出力一定で速力変動を起こす場合であるが、主機出力を変える1例として舵角35°の idling turn（ coasting turn ）の推定例を Fig. 5.4 の破線に示している。 この場合も通常の35°旋回同様 r' が小さく旋回半径が大きく推定されているが、idling 時の舵効き低下の様子をよく表現していると言えよう。

5.3.2 プロペラ逆転の場合

実船の逆転停止時の運動を推定するに際し、回頭運動の応答モデルは模型船で試みたと同様、簡単な一次系応答モデルを用いる。すなわち、推定運動は（ 5.9 ）式と（ 5.11 ）式を連立して解くことにより求められる。

この計算による逆転停止試験の運動推定例を Figs. 5.9 , 5.10 の破線で示している。 図中の実線は既に前節に述べた運動の記録である。 これらの比較から推定結果は実際の運動をかなり正確に表現していることがわかる。

この推定計算を種々の J_{sRo} について行うと、実線の逆転停止距離 S_s や進路偏差 Y_s あるいは停止時間等の諸性能の全貌を推定することができる。

これを既に示した Fig. 5.8 に破線で示し、実測値と比較している。いずれも推定特性は逆転停止の運動の特徴をよく捕えている。

以上の結果から、簡略化した応答モデルを用い、またその係数は近似的に決定するという本推定法は、主機を後進に発動した後の複雑な実船の運動を推定する手段としてかなり有効であると言えよう。

5.4 軽荷状態の逆転停止距離，時間の推定

本章冒頭に述べた U.S. Coast Guard の法規では満載状態のみならず軽荷状態双方における旋回の advance と transfer および逆転停止距離と時間の性能表を操舵室に掲示することとなつている。

ところで、舵角35°で旋回するときの advance や transfer は、船速の違いによる影響は少なく、また載荷状態が違つても極端に変るものでもない。

しかし、船の停止性能に関しては、既に述べたように初期速力や後進回転数によつて大幅に異なり、また載荷状態によつても大幅に変化する。満載状態の推定は前節に詳しく論じたが、本節では軽荷状態の逆転停止距離や停止時間を次に推定してみよう。

前節の供試船（360000 DWT ULCC）の実船試験では、トリムの異なる2種類の軽荷状態で初期速力と後進回転数をいくつか変え、逆転停止試験が実施された[32]。Fig. 5.11 はこの軽荷状態の逆転停止試験の模様を示す。軽荷状態では風圧側面積が満載状態に比べ大きく、風圧力の影響をより受けやすいことや、プロペラ没水深度が浅く逆転プロペラが激しく空気吹込みを起こすため、制動時の回頭運動は満載時に比べバラツキが多い。

しかし、軽荷時は船尾トリムのため、針路安定になり、また制動力も満載時に比べ相対的に大きく、逆転停止時の回頭や横偏差は全体的に小さい。

また停止距離と停止時間は Fig. 5.12 に示すように初期速力と後進回転数との比 J_{sRo} で比較的よくまとまつているようである。

これらの点に関しては本船の模型船，B 船でも同様の結果であつた。

以上のことから、軽荷状態ではプロペラ没水深度が浅く、逆転すると必ず空気吸込みが起こるため、横押し力がバラツキ、その力も満載状態に比べると小さい。 従つて軽荷状態の停止性態推定に際してはさし当り、船の回頭を考えないことにする。 このような取り扱いをすると、停止距離と時間は前章に示した（ 4.2 ）式、あるいは（ 4.3 ）式で与えられる。

本船の2種類の軽荷状態の停止距離と停止時間を推定した結果を Fig. 5.12 の破線で示す。 点線がトリムの大きい場合（ I ／ D ＝ 1.15 ）、また破線がトリムの小さい場合（ I ／ D ＝ 0.58 ）である。

推定結果は実船試験の結果によく合つており、プロペラ没水深度の影響を考慮した（ 5.5 ）式の係数推定がかなり有効であることがわかる。

なお、これらの軽荷状態の諸係数は Table 5.2 に掲げている。

軽荷状態の逆転時の回頭運動はプロペラの激しい空気吹込みなどがあつて現象は一層複雑であるが、その回頭運動が満載状態ほど大きくないことに着目し、上記のようにこれを省略した取り扱いをすると極めて簡単に停止距離と時間を推定することができる。

因みに、以上のような軽荷状態の他、満載状態でも比較的針路が安定でプロペラ逆転による回頭が大きくない場合（例えば、前章のコンテナ模型船）、あるいは設計者が停止距離や時間の大略をつかむ場合等は、このような取り扱いをしても大過ないと考えられる。 この推定は（ 5.5 ）式で係数を求めそれを（ 4.2 ）式あるいは（ 4.3 ）式に代入するだけでよい。 船舶の基本設計の段階ではすでにこの程度の係数は十分推定できることであり、本推定法は逆転停止距離と時間推定の有効な手段と言うことができよう。

6　章　　操船シミュレータにおける操船応答モデルの応用

船舶を計画，設計する段階でその船に必要な旋回性や針路安定性をいかに見積るかは重要な問題である。　例えば、他の多くの設計条件を犠牲にしてまで良好な針路安定性を保持することが必要か議論の余地がある。　本来、このような議論はその船固有の操縦性の他に、操船者（制御側）の特性を把握して始めて検討できることであり、従来どちらかと言えば、このような制御側の特性を積極的に取扱うことはなかつた。

一方、船舶の巨大化に伴い、特に狭水道の交通は益々混雑する傾向にあり、船舶の安全運航に関する規制も徐々に強化されつつある。　海上衝突防止の上から既に一部水域では航路分離帯の設置や、更に将来は本格的海上交通の管制を実施することも検討されている。　この場合も、船単独の操縦性のみならず、操船者の制御特性を含めた総合的な操縦特性を把握する必要に迫まられよう。

この操船者を含めた操船制御特性を解明する有効な手段として考えられるのが本章にこれから述べようとする実時間シミュレータである。　本研究で導入した応答モデルは操船シミュレータにも便利に使うことができる。

本章では操船応答モデルの応用例として、操船シミュレータへの適用について述べる。　その中で、まず従来から検討されてきた1つの大きな問題である一定速力下の操舵員の針路制御をまず取扱い、更に航海士を含めた出入港時の操船制御や、他船の状況に対する追従や避航の問題を順次検討する。

6.1　操船シミュレータの概要

船舶の操船は通常、航海士と操舵員が担当する。　これら操船者と船とで

構成される操船システムは主に2つのフィードバック・ループから成つている。 1つは与えられた針路にできる限り速く変針し、かつ保針するためのループで、この制御は操舵員が担当する。 もう1つは当時の交通状況や海象をもとに、自船のとるべき針路，速力を決定し、操舵員に針路あるいは舵角を指令し、必要に応じて主機操作を発令するループである。 この2つのループが Fig. 6.1 のように結合し、船の針路や速力を制御することになる。

本研究で使用したシミュレータは日本造船研究協会 SR －1 5 1 部会の研究で完成したもので、その一般配置を Fig. 6.2 に示す。 操船者が操作した舵輪の回転角や主機操作レバー（エンジン・テレグラフ）の位置は電気信号に変換され、アナログコンピュータに送られる。 アナログコンピュータには3章に示した操船応答モデルが既に組み込まれており、船の応答特性をあらかじめ自由に設定できるようになつている。 コンピュータは送られてきた舵角や主機出力の指令信号を入力として、自船の速力や回頭運動を応答モデルに従つて計算し、また目標物との距離や角度も連続的に計算することができる。 この時々刻々の計算結果は自船模擬操舵室内のリピータ・コンパスやレーダ等の航海計器を動かし、かつその操舵室をとり囲む半径4 m の円筒スクリーン上に遠方の島影の移動や相手船等の接近状況をカラーで映し出すことができる。 従つて、操舵室の操船者はあたかも実際の船を操縦しているが如き感覚で、スクリーン上の映像の動きや航海計器を見ながら次々船を操作して行くことになる。

本シミュレータの駆動概要図を Fig. 6.3 に示す。 また、Fig. 6.4 は模擬操舵室より海上（スクリーン）を見た写真である。

6.2 操船シミュレータに組み込む操船応答モデルとその特性

本操船シミュレータ演算部（アナログコンピュータ）に組み込む操船応答モデルは、既に本論文3章に示したものである。 その他、操舵機，あるいは主機の応答を表現する応答モデルもここに含まれる。

6.2.1 操船応答モデル

i) 操舵機の応答モデル

今日多くの操舵機は電動油圧型なので、本シミュレータでもこの操舵機を想定する。 その応答は次式でかなり正確に表現することができる。[28)]

$$\left.\begin{aligned} T_E\dot{\delta} + \delta &= \delta^* \quad , \left(|\delta^* - \delta| \leqq T_E|\dot{\delta}_{max}|\right) \\ \dot{\delta} &= \mathrm{sign}(\delta^* - \delta)|\dot{\delta}_{max}| \quad , \left(|\delta^* - \delta| > T_E|\dot{\delta}_{max}|\right) \end{aligned}\right\} \quad -(6.1)$$

ただし、 T_E ：操舵機の時定数

$|\dot{\delta}_{max}|$：操舵機の最大追従角速度

なお、 $T_E|\dot{\delta}_{max}| \equiv \delta_e$ を管制角または先進角と一般に呼ばれている。

ii) 主機回転数応答モデル

本シミュレータでは boosting , idling あるいは reversing といつた幅広い主機操作を行うので、主機回転数のモデルとしてはこれらすべての状況を考える必要がある。

本シミュレータでは主機回転数はエンジン・テレグラフの指令回転数に対し、基本は一次遅れとするが、実回転数がその時の船速に従う遊転回転数より低い場合は遊転すると考える。 ただし、主機を後進に発令した場合は直ちに一次遅れで後進回転数が整定する。 この後進回転数に対する取扱いは特に大型船において実際とかなり異るように見えるが、港内全速（½最大出力程度）以下で航走していれば、通常後進回転にすぐ入ることができ、ま

た実際の操船は最大出力からいきなり後進に発令することはほとんどなく、上記の考え方で大過ないと考えられる。　従つて、主機回転数の応答モデルは次式となる。

$$T_n \dot{n} + n = \begin{cases} n^* & , (n^* < 0,\ n_i < n^*) \\ n_i & , (0 \leqq n^* \leqq n_i) \end{cases}$$

$$-(6.2)$$

ただし、　n^* ：指令回転数

n_i ：遊転回転数　$(= 0.7 \frac{(1-w)}{P} V)$

0.7 は軸系・主機の摩擦トルク等を考慮して決めた経験的定数である。

iii) 船速の応答モデル

船速の応答モデルは本論文3章の（ 3.29 ）式であり、これを再び掲げる。

$$\dot{V} + a_{vv}V^2 + a_{rr}\dot{\psi}^2 + a_{\delta\delta}V^2\delta^2 = a_{nn}n^2 + a_{nv}nV \qquad -(6.3)$$

iv) 回頭運動の応答モデル

回頭運動の応答モデルは本論文3章の（ 3.30 ）式を用いる。

$$T_1'T_2'(\frac{L}{V})\dddot{\psi} + (T_1' + T_2')(\frac{L}{V})\ddot{\psi} + \dot{\psi} + \alpha'(\frac{L}{V})\dot{\psi}^3 = \begin{cases} (\frac{V}{L})K_o'(\frac{U_{Re}}{U_{Reo}})^2\{\delta + T_3'(\frac{L}{V})\dot{\delta}\} & , (0 < J_s) \\ (\frac{V}{L})a_R'/J_s^2 & , (J_s < 0) \end{cases}$$

$$-(6.4)$$

6.2.2　供試船の想定

操船シミュレーション実験を行うに際し、想定船の特性を設定するに当つて次のことを考慮する。

i) 狭水道および港湾への接近などを主体に考え、小型船は通常航海速力，大型船は港内全速を想定する。

ii) 操船上困難が予想される針路不安定船を幅広く考慮し、この針路不安定性を $r'-\delta$ 特性の不安定ループ幅で表わし、0°，5°，10°，25° および stable（針路安定船）の5種類を想定する。

iii) 針路不安定が同じ程度であつても、船の操縦応答の時間尺度 L/V の大小によつて操船の難易が変わることが予想される。この点を考慮して、小型船から VLCC まで広い範囲の L/V をとることにして L/V = 5秒，10秒，25秒，40秒，50秒の5種類を想定する。

以上のように想定された供試船は次のとおりである。

想定船種	船長 L(m)	港内速力 V(knot)	L/V (sec)	不安定ループ				
小型内航船（E 5）	25	9.7	5	S	0°	5°	10°	25°
一般内航船（E10）	50	9.7	10	S	0°	5°	10°	25°
外船貨物船（E25）	150	11.7	25	S	0°	5°	10°	25°
バルク船（E40）	240	11.7	40	S	0°	5°	10°	25°
VLCC（E50）	300	11.7	50	S	0°	5°	10°	25°

S：針路安定，0°：安定限界

これら想定船の呼称は便宜的に "E（L/V の値）−（ループ幅）" とする。想定船の主要目は Table 6.1 に示している。これらの要目は Fig. 6.5 ～ Fig. 6.7 に示すような過去5ケ年間の新造船の実績を参考にして決めた。

6.2.3 応答モデルの特性値の設定

i) 操舵機特性

一般の電動油圧型操舵機を考えているので、各想定船とも時定数 T_E =

2.5 sec. $|\dot{\delta}_{max}|$ = 3.0 deg/sec. 一定とする。

ii) 主機回転数特性

港内速力で主機操作をする時、大型船でもディーゼルエンジンの場合は E 5 0 , E 4 0 の大型船で 1 0 sec., E 2 5 以下の中小型船では 5 sec. とする。

iii) 船速の応答特性

船速の応答特性は、すでに 3 章で示したように、船の主要寸法とプロペラ要目で決まる。 この応答特性を推定する手順は、5.1.1 に述べたが、ここでは大まかな要目しか決まつていないので、その推定に必要な通常の推進性能を次の手順で求めている。

o 船体抵抗係数 (C_t) と浸水表面積の推定

$$C_t = \begin{cases} C_{fp}(1+K) + C_w & (6.5) \\ C_{fp} + C_r & (6.6) \end{cases}$$

とおき、C_{fp} には Schoenherr の式を用いる。 VLCC, バルクキヤリアでは C_t を (6.5) 式で計算し、K の値は笹島－田中の式を用いる。 また造波抵抗係数 C_w は港内全速を想定するから零とする。高速貨物船では (6.6) 式を用い、半速 (Half) を想定して C_r = 0.4 $\times 10^{-3}$ とする。 内航貨物船では港内速力がかなり高いフルード数になるので、C_r = 0.4 Cfp とする。

浸水表面積 S は Taylor の式で、C_S = 2.6 として略推定する。

$$S/Ld = 2.6\sqrt{C_b\left(\frac{B}{d}\right)} \qquad -(6.7)$$

o 伴流係数の推定

Harvald 等の種々の船型の模型船の実測から、C_b に対する w_m の実験結果をもとに、矢崎のチヤートなどを併用して実船の 1 － w を推定する。

○主機出力とプロペラ回転数

プロペラの直径とピッチ比は既に示した実績をもとに決めているので、それに対応する主機回転数を推定する。

主機回転数はDHP との関係より次式となる。 ただし、DHP は一律EHP ／ 0.6 とし、また次式の係数の中に含まれる K_Q は想定船のピッチ比の範囲で単独効率が最大になる付近の値（ $K_Q = 0.025$ ）を用いる。

$$n_o\ (rps) = 101.\{\frac{\rho}{2} C_t S V^3 / (0.6\times 75)\}^{\frac{1}{3}}/(60\cdot D^{\frac{5}{3}})$$

$$= 1.77\ (\frac{V}{D})\{C_t(\frac{S}{Ld})(\frac{L}{D})^2(\frac{d}{D})\}^{\frac{1}{3}} \qquad -(6.8)$$

その結果は、 Table 6.3 に示すように現実の実用主機の回転数の範囲に入つているから、これで現実的であろう。

以上の手順で想定した推進性能をもとに 5.1.1 節に従い、船速の応答モデルの係数を求めることができる。 この諸係数を各想定船についてTable 6.2 に掲げる。 また、回頭を考えない場合の逆転停止距離と時間は 5.4 節に従い計算し、その結果を Fig. 6.8 に示す。

iv) 回頭の応答特性

回頭の応答性の基礎としたのは 200,000 DWT. VLCC で、約 5° の不安定ループ幅を持つ。 この他、文献（ 28 ），（ 38 ）に挙げられた実船の成績を考慮し、操縦性指数 T_1', T_2', T_3', K_o', α' を以下のように想定する。

不安定ループ幅が変つても K_o' と T_1' の比率は一定に保たれるとし、また舵角 1 5° の無次元定常旋回角速度も 0.4 一定とする。 すなわち

$$K_o' / T_1' = 0.5 \qquad -(6.10)$$

$$0.4 + \alpha' (0.4)^3 = K_o' \frac{\pi}{12} \qquad -(6.11)$$

更に、不安定ループ幅 $2\delta_c$ と K_0' , α' との関係は

$$2\delta_c = -\frac{4}{3K_0'\sqrt{-3\alpha'}} \qquad -(6.12)$$

であるから、不安定ループ幅を与えたときの T_1', K_0' , α' は上記（6.10）～（6.12）式で求めることができる。

また、先の文献（38）によると、通常の船型の範囲では T_2', T_3' は余り変らず、実績の平均値 $T_2' = 0.35$, $T_3' = 0.60$ を一律に設定する。

以上の手順で想定した回頭運動の応答モデルの係数 Table 6.4 に示す。なお、プロペラ逆転に伴う旋回力 a_R' は既に示したように J_s の関数であるが、現在推定に使えるほど十分な資料はなく、ここでは一応、 $Y_0^* \cong -1.5 \times 10^{-3}$, $N_0^* \cong 0.5 \times 10^{-3}$ 一定とみなし、 $a_R'/(T_1' \cdot T_2') = 0.024$ と設定する。

6.2.4 外乱の設定

船の回頭運動に混入する外乱として、波や風による不規則外乱がある。この外乱はいくつかの実船観測例より、 Table 6.5 のようにモデル化し、操舵によつて引き起こされる回頭運動に加える。 ただし、 $\dot{\psi}_N$ の形で与える不規則変動パワースペクトラムは、

$$S_{\dot{\psi}_N}(\omega) = \sqrt{\dot{\psi}_N^2}\left(\frac{2T_H}{\pi}\right)\left(\frac{T_L + T_H}{T_L}\right)^2 \left\{\frac{T_L^2\omega^2}{(T_L^2\omega^2+1)(T_H^2\omega^2+1)}\right\}^2$$

$$-(6.13)$$

である。 この外乱スペクトラムの例を Fig.6.9 に示す。

6.3 操船シミュレータによる操舵員の保針制御特性の調査

まず操船者の最も基本的な制御である操舵員の保針操船について述べる。この点に関しては既にHooft[34]，小山[35),38)]，野本，小瀬[36]等の研究があるが、操舵機特性を含めた船の針路安定性と操舵員の針路制御能力との関連は必ずしも明確でない。本節ではまずこの問題を取扱う。

6.3.1 保針操船実験

本節の模擬操船実験に使用した想定船はE40を除くすべての針路不安定船である。操舵員は操船経験のない学生A，Bである。

ところで、人間は自動操舵装置のような単純な装置でなく、種々の制御要素を持つていると言われ、とりわけ過去の経験を生かして次の運動をある程度予測し、制御の仕方を次々に改善していく性質があることは日常経験している所である。この人間の習熟効果はシミュレーション実験で無視できない問題であり、まずこの点を明らかにしておかなければならない。

操船経験の全くないA，Bが保針操船でどのように習熟していくかをE50－10想定船を使つて調べた結果がFig. 6.10である。縦軸は保針操船の難易を評価する量として、操作量 δ^* および保針結果 ψ，$\dot{\psi}$ の各変動の実効値をとり、この量が試行を重ねるに従いどのように変化するかを調べている。習熟するに従い、舵角 yawing とも変動しながらも指数関数的に減少し、ある一定量に収束する傾向にある。

続いて想定船をE5－5に変えた結果では、Fig. 6.11に示すように、前の船で習得した保針能力は新しい船では必ずしも十分ではなく、また別の習熟過程が始まるようである。しかし、一度ある船の操船を習熟しておくと、船が変つてもそれほど習得に時間はかからないといえよう。

さて、上記の習熟過程を考慮し、各想定船毎に数回訓練した後、模擬操船

実験を実施した。　外乱は Table 6.5 に示したもので、その大きさが異なる外乱１，２の２種類をそれぞれの船について適用した。　操船時間は３０分である。

各操船実験結果を評価量として、操作量δと保針状態ψの各実効値（$\sqrt{\delta^2}$ $\sqrt{\psi^2}$ ）を考え、実験結果を船の操縦特性に対し、プロットした図が Fig. 6.12 および Fig. 6.13 である。　因みに、この実験の一部 E50－5（N50－1）で本職の操舵員Cの保針結果を比較し示しているが、学生操舵員A，Bと有意な差はない。

これらの結果から操舵員の保針特性について、次の３つの特徴を挙げることができる。

i）船の不安定ループ幅が増大し、針路不安定の度合いが強くなると保針は困難になる。

ii）この傾向はL/Vが小さくなり、船の応答のテンポが早くなればなるほど顕著である。　例えば、E5－25では全く保針が不可能であつた。

iii）外乱の大きさを多少変えても保針操船にさほど大きな影響を与えない。

6.3.2　操舵員の保針特性の評価

保針中の信号伝達経路は、既に Fig. 6.1 に示したように一つの閉じたループになつている。　このループ内で、操舵機の応答や操舵に対する船の回頭運動の応答はすでに分かつている。　保針操船を考える範囲では船速低下は少なく、V は一定と考えてよく、非線型応答の影響も少ない。　また使用舵角はほとんど操舵機の先進角内であり、操舵機特性も線型でよい。　従つつ伝達関数はそれぞれ次式となる。

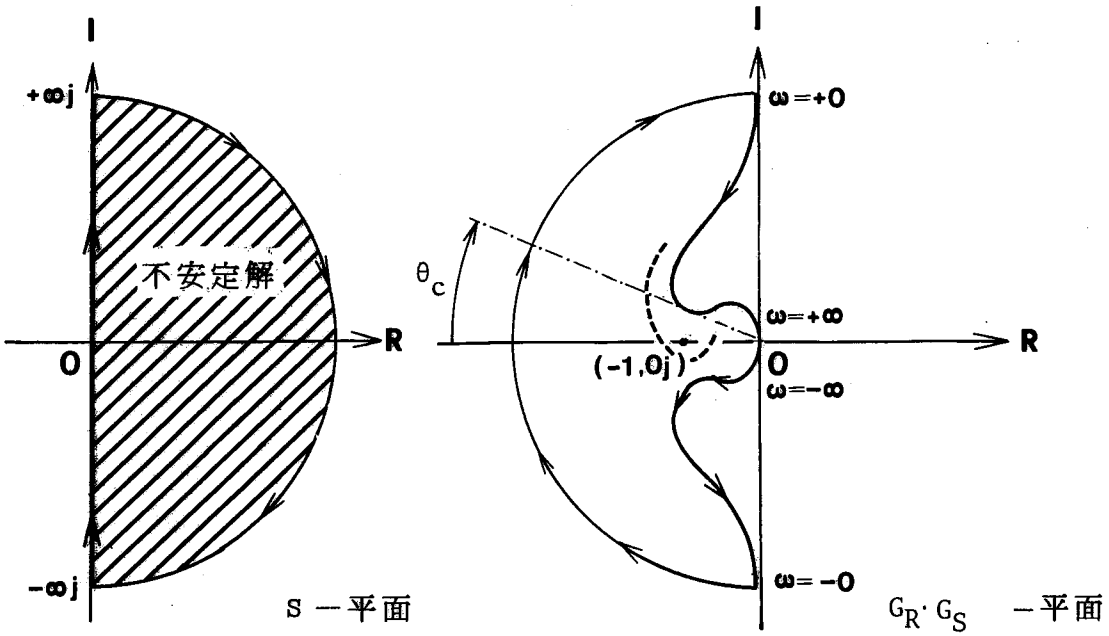
$$G_R(S) = \frac{1}{T_E S + 1} \qquad -(6.14)$$

$$G_S(S) = \frac{K(T_3S+1)}{S(T_1S+1)(T_2S+1)} \qquad -(6.15)$$

他方、操舵員の応答特性がこれから推定しようとするものであり、この特性は簡単に表現できないが、何らかの記述関数のようなものでその伝達特性を表わすことを考える。　今仮りにこれを $H(\psi,S)$ とする。

この閉ループで構成されるシステムが安定に作動するためには、周知の如く、このループの一巡伝達関数 $G_R(S)\cdot G_S(S)\cdot H(\psi,S) + 1 = 0$ の根が正の実数部を持たないことである。　すなわち、これは一巡伝達関数で $S = j\omega$ とおき、ω を $-\infty$ から $+\infty$ に変化させた時にできるベクトル軌跡の閉曲面内に $(-1, 0j)$ を含まなければ少なくとも安定であるという Nyquist 安定判別法と等価である。　なお、$j = \sqrt{-1}$ である。

ところで、今考えている船の応答特性は針路不安定船を対象に考えているので、$K, T_1 < 0$ である。　従つて一巡伝達関数の内、操舵機を含めた船の伝達関数のベクトル軌跡は、$\omega \to +0$ で $+\infty j$，$\omega \to +\infty$ で $+0j$ となり、位相はいずれも 270° 遅れている。　その間の軌跡は、$|T_1|, T_2, T_3, |K_0|, T_E$ の大きさで決まるが、多くの針路不安定船の場合、次図の実線のようにベクトル軌跡は $(-1, 0j)$ を含む場合が多い。　この時、位相おくれが最小になる値は $180° + \theta_c$ である。



上記 Nyquist の安定条件を満たすためには、操舵員の応答の記述関数 H の位相進み角が θ_c 以上なければならない。 なおこれは必要条件であつて、H の位相進みが現れる周波数 ω や、また H の絶対値のいかんによつては位相進みが θ_c 以上でも不安定になることもある。

しかし、H の位相進みが θ_c 以上でないと系が安定になることはない。言い換えれば、H の位相進み角が θ_c 以上ないことには少なくとも、$G_R\ G_S\ H$ が同図の破線（ （ -1, 0j ）を含まない安定なベクトル軌跡）のようにはならない。

安定のために、この必要条件に付加すべき条件としては同図からもわかるとおり、 $|H|$ が適当の大きさでなければならないが、人間の操作においてはフイードバツグ・レベル、すなわち $|H|$ はある程度自由に調整できる能力があると言われている。

従つて、保針を安定に行うためには、操舵員の導入する位相進みが θ_c 以上あればよいと考えてさしつかえない。 この θ_c をその船と操舵機の組合せに対する必要位相補償量と定義する。

このように、保針を安定に行う条件は専ら $G_R(S) \cdot G_S(S)$ の $(-1, 0j)$ 付近の周波数レンジの位相に焦点を合わせればよいことになり、保針可能限界を議論する際、操舵員がどれだけここで位相を進ませることができるかが重要なポイントになる。

さて、必要位相補償量 θ_c で先の保針実験結果を整理すると、それぞれ外乱 *1*, *2* について、Fig. *6.14*, *6.15* のように得られた。
この結果によれば、θ_c が大きくなると、明らかに保針が困難になり、この傾向は θ_c が *20°* ～ *30°* 以上で著しい。 従つて、この θ_c の値が保針操船において操舵員の進めることのできる位相の限界であろうと推定される。

次にこの事実から逆に、操舵員の保針操船可能な船の操縦性をさぐつてみよう。 本シミユレーションに使用した想定船の回頭運動の特性定数はすでに *6.2.3* で述べたが、 船の針路不安定度を表わすループ幅 $2\delta_c$ と運動のテンポを表わす L/Vが与えられると（ *6.10* ）～（ *6.12* ）式により算出される。 つまりE シリーズ想定船では $2\delta_c$ と L/V に対してその船の必要位相補償量 θ_c が一意的に決まるようになつている。 Fig. *6.16* は種々の $2\delta_c$ と L/V に対する θ_c の変化を示した図である。
不安定ループ幅 $2\delta_c$ が変化すると θ_c がほぼ直線的に増減するのに対し、

L/Vが θ_c に与える影響はL/Vが小さくなるほど大きい。 ここで、先の保針実験より θ_c が20°～30°を越すと保針困難であることを考え、

i) $\theta_c < 20°$ ：保針容易

ii) $20° < \theta_c < 30°$ ：保針困難

iii) $30° < \theta_c$ ：保針不能

と分類し、保針容易な船の操縦性を $2\delta_c$ とL/Vで表現したのが次のFig. 6.17である。 VLCC のように速力が遅く、巨大な船ではたとえループ幅が30°程度であつても保針はさほど困難でないが、逆に高速小型船でL/Vが小さい場合、わずかに針路不安定でも保針が困難になることが理解できる。

6.3.3 保針操船に及ぼす操舵機特性の影響

針路不安定でL/Vが小さくなると保針が困難になることを前節に述べたが、これは 一つには操舵機の時定数 T_E がL/Vにかかわらず一定であることに起因する。 すなわち、操舵機を含めた応答特性 $G_R(S) \cdot G_S(S)$ は、

$$G_R(S)\cdot G_S(S) \fallingdotseq \frac{K'_o(\frac{V}{L})\{T'_3(\frac{L}{V})S+1\}}{S\{T'_1(\frac{L}{V})S+1\}\{T'_2(\frac{L}{V})S+1\}(T_ES+1)} \quad -(6.16)$$

であり、S の代りに $S' = S(\frac{L}{V})$ と書き直すと

$$G_R(S)\cdot G_S(S) = \frac{K'_o(T'_3S'+1)}{S'(T'_1S'+1)(T'_2S'+1)\{T_E(\frac{V}{L})S'+1\}} \quad -(6.17)$$

となる。 ここで船の L/Vに関係なく T_E が一定である場合、 L/Vが小さくなると操舵機時定数が相対的に大きくなり、その結果、操船を困難にしていると言うことができる。

この見地から、高速小型船の操舵機の選定は重要であると指摘できる。特に、針路安定性に劣る場合は、操舵機の時定数 T_E を小さくすることによ

つて、保針を容易にすることができ、船全体の操縦性を向上させる簡単かつ有効な手段たり得るであろう。

6.3.4 減速時の保針特性の検討

主機出力を変え、船速が増減する場合の保針操船は、相当複雑である。しかし、ここで、その後の速力変化を考えず、単にプロペラ・スリップだけが変化したと考えると、ある程度この問題を検討することができる。

既に3章に示したとおり、保針中の回頭運動の応答モデルは非線型項を省いて示すと、

$$T_1'T_2'\dddot{\psi} + (T_1' + T_2')\ddot{\psi} + \dot{\psi} = (\frac{U_{Re}}{U_{Reo}})^2 K_o(\delta + T_3'\dot{\delta})$$

である。前節の必要位相補償という考え方をここに適用すれば、プロペラ・スリップが変化しても T_1 , T_2 , T_3 はいずれも不変としており、また K ($= K_o(\frac{U_{Re}}{U_{Reo}})$) が変化してもそれに応じて操舵員がフイードバツクレベルを最適に調整できるならば必要位相補償量 θ_c は基本的にスリップ変化の影響を受けることはない。

ところが、減速操作を行うとスリップの低下に従い、U_{Re}/U_{Reo} が小さくなり、舵効きが悪くなる。この場合、熟練した操舵員であるならば、安定して保針を続けていくために、舵効きの悪くなつた分だけ操舵量を増すものと考えられる。ただこの場合、操舵は頻繁に操舵機の先進角を越えることになるだろう。

ところで、操舵機の応答は(6.1)式に示したように、操舵が先進角の範囲ならば、線形でその時定数 T_E も一定であるが、先進角を越すと実際の操舵速度に限界があるため、操舵機の等価的遅れは T_E より大きくなる。この遅れを含んだ見掛けの操舵機時定数 T_{Ee} は保針中の頻繁な操舵であることを考え、操舵直後の舵角速度 $\dot{\delta}$ を一致するよう多少過大に見積ると、次式で表

わすことができる。

$$T_{Ee} \cong T_E \frac{|\delta|}{\delta_e} \qquad -(6.18)$$

ただし、$|\delta| > \delta_e = T_E \cdot |\delta_{max}|$

この操舵機時定数の増加のため、必要な位相補償量が増加し、定常航走中、比較的容易に保針できた船でも減速中場合によつては保針困難に陥ることが予想される。

プロペラ・スリップの減少に伴う舵効きの低下は、すでに示したように $(U_{Re} / U_{Reo})^2$ で表わせるが、その低下の度合が最も大きい時がidling時であり、本想定船では次のようになる。

想定船	E5	E10	E25	E40	E50
$(U_{Re}/U_{Reo})^2$ idling	1/2.11	1/1.71	1/1.76	1/2.11	1/2.28

これらの想定船の操舵機の先進角はいずれも7.5°としており、また、先の定常航走中の保針操船が困難になり始める時の操舵量もこの付近であることから、問題となる T_E の増加は(6.18)式に従いおよそ操舵の増加、すなわち、舵効き低下率の逆数と見積つてさしつかえないだろう。

以上の如く取り扱うと、推定される減速時(idling時)の保針可能範囲は Fig. 6.18 に示すように大幅に狭まることがわかる。この傾向は特に、比較的高スリップで定常航走する肥大船で大きくなる。

6.4 操船シミュレータによる航海士の制御特性の調査例

船舶の出入港を想定すると、多くはある定められた狭水道を通過し、あらかじめ予定する場所へ船を誘導することになる。 この時、航海士はその海域の交通等、周囲の状況に応じて自船のとるべき針路、並びに速力を決定する。 また、このような船の運動を実現するため、操舵員に針路指令ないしは舵角を直接発令するのみならず、機関の出力指令をも行う。 従つて、操船は機関操作の取扱いが重要になる。

本節では、出入港時の操船に関し、主に航海士の制御に 焦点を合わせて、その問題をいくつか取扱つてみよう。 なお、このシミュレーション実験は時間が相当かかり、また前節に示した操舵員の保針不能な船を除けば、多少は操舵員が苦労しながらも針路を保つことが出来、本実験では針路安定性の違いによる影響を調べることに主眼を置かず、従つて想定船には各々のL/Vで母型となるE50−5, E40−0, E25−Sを採用した。 Lが50m以下のE/0とE5は内航船で、操船パターンが大型船と多少異なる場合が多く、今回は割愛している。

航海士は、乗船経験が2年(実験当時)の 航海士が担当した。 また操舵員は前節の保針操船を担当しA, Bが適宜交代した。 操船者には、本実験に先立つて想定船に馴れるため、2日程度予備的な操船を繰り返している。

6.4.1 定点停止操船

i) シミュレーション実験

船が港湾に接近して港内のある予定地点に停泊する際、操船者がどのような操作で船を減速し、停止させるかを調べるため、以下に示す簡単なシミュレーション実験を実施した。

シミュレーションはFig. 6.19のような航路上に定めたある地点に停止す

る操船を行う。 初速 V_0 で航走中から操船者の判断に従い、ある地点から減速を始め、航跡の横偏差もできるだけ少なくなるよう舵及び機関を操作しながら減速停止する。 航路上には3個のブイを図のように配置し、また停止点がわかりやすいように、その点の真横に小島を配置した。 これらはいずれもレーダ画面上に表示し、また島は投影スクリーンにも表示した。従つて、操船者はレーダやコンパスを見、自船の位置を刻々確認しながら減速していくことになる。 なお、このシミュレーションの初速は港内を想定して、どの船も 11.7 knot に設定したが、初速の違いによる影響を調べるために、各想定船で一部初速を変えた実験も行つている。

ii) 実験の結果と検討

Fig. 6.20 は、この定点停止シミュレーションの船速，主機回転数，舵角,回頭角を1例として示したものである。 減速するために 主機停止，更には逆転させているが、その際発生する右旋回を止めるため、左舵を大きくとり、かつ Half Ahead を発令し boosting しながら針路を戻そうとしている様子がわかる。

停止予定点に近づくにつれ、船の速力 V は次第に小さくなるが、その減速状態を停止点までの残航程 S_r に対して示したのが、 Fig. 6.21 である。時々刻々の V と S_r はそれぞれ港内速力 V_{HF} と L で無次元化している。初速を変えた例は少ないが、この場合も前者の減速曲線に従う傾向にある。

減速運動の時間記録を見ると、これら一連の減速の模様はいずれも減速開始後ほぼ一定の加速度で減速しているようである。 そこで、減速開始時の残航程 S_{ro} および減速を開始して停止するまでの時間を t_r とし、操船者が一定の加速度で船を減速していくものと仮定すると、減速曲線は次の形で表わされる。

$$S_r = S_{ro} \cdot \left(\frac{V}{V_o}\right)^2 \qquad -(6.19)$$

ただし、

$$S_{ro} = V_o \cdot t_r / 2$$

$$V = V_o \{1 - (\frac{t}{t_r})\}$$

V_o：初速

すなわち、

$$\frac{V}{V_o} = \sqrt{\frac{S_r}{S_{ro}}} \qquad -(6.20)$$

という極めて簡単な曲線になる。 前述の各船の減速曲線においてVと S_r をそれぞれ V_o と S_{ro} で無次元化すると Fig. 6.22 となり、船の特性の違いや初速に関係なくほぼよく似た曲線になる。 同図には（6.20）式の減速曲線をも示すが、この曲線はこれら実験結果の特性に全体としてよく合つているといえる。 すなわち、操船者は基本的に加速度一定で減速していることがうかがわれる。

更に、この仮定によれば減速開始時の残航程 S_{ro} と停止するまでの時間との関係は（6.19）式より、次式となる。

$$2 S_{ro} / L = t_r(\frac{Vo}{L}) \equiv t_r' \qquad -(6.21)$$

Fig. 6.23 はシミュレーション実験の S_{ro} と t_r' の関係を表示した図である。 シミュレーションの結果は多少のバラツキがあるが、ほぼ（6.21）式に近い関係が得られている。 より厳密に比較すれば、同図に示すように $t_r' = 1.5\, S_{ro} / L$ に近いものがいくつか存在し、一定加速度で減速すると言うよりむしろ停止点に近づくまでは、いくらか速力を上目に保持し、停止点にかなり近づいてから制動を強めるという場合のあることも指摘できる。この傾向は概してE50－5，E40－0の初期速力が小さい時に見られ、針路安定性が良くないためか、舵効きを失わないよう減速操作を遅らせたり

あるいは一時的な舵効き増大のため boosting を比較的多く行つたことによるものと考えられる。

いずれにせよ、減速パターンとしては大体一定の加速度で減速し、減速開始距離と停止時間との関係は

$$t_r' = 1.5 \sim 2.0 \ S_{ro}/L \qquad -(6.22)$$

になると言えよう。

ところで、この t_r' あるいは S_{ro} が船の特性とどういう関り合いになつているかが重要な問題である。 Fig. 6.24 はシミュレーション実験で得られた減速開始距離 S_{ro} をその初速における最短停止距離、すなわち Full astern を発令して停止するまでの航走距離 S_s(full astern)で除した値を図示している。 いわば、どの程度余裕を持つて減速しているかを示すことになる。 E25－S，は高速ライナーとして想定したので、航海速力が大きく、後進全速を発令したときの停止距離も他船に比べ短いこともあり、かなり余裕をもつて減速していることがわかる。

これに対し、 E40－0や E50－5では減速開始距離が最短停止距離のわずか2倍程度しかなく、最短停止距離に対する余裕のとり方は意外に各船様々であることがわかる。

一方、これらの減速開始距離を船の長さで表わし、各初速に対して示すと Fig. 6.25 になるが、各船の最短停止距離がかなり異るにもかかわらず、ほぼ一定の比例関係が得られる。 これは減速開始距離が船の長さと初速で決まり、その船固有の最短停止距離には関係しないという結果を意味する。

シミュレーション実験に際し、航海士には Full astern を発令したときの停止距離や時間は、前もつて知らせてあり、また航海士自らも何度か予備シミュレーションで確認しているから、このシミュレーション実験でもそれを参考にしているはずである。 しかし、実際は前述の如く、その船の停止性

能に関係なく、むしろ初期速力の大きさによつて経験的にこの船ならば何船長手前から減速すればよいかという判断の仕方をしているようにうかがわれる。

この事を限られた航海士の結果のみで断定するのはいささか早計であるが、多かれ少なかれ、一般の航海士や船長にもこのような傾向があるのではないだろうか。 因みに1978年8月海上保安庁が我が国の船長等の運航者5,200余人に対し、海上衝突予防法の周知状況についてアンケート調査した結果[40]によれば、Full から Slow まで「全部の速力についての最短停止距離を知つていると回答したものは、分析対象の約30%であつた」となつている。 この調査結果にも示すように最短停止距離は参考程度であつて、実際にはさほど積極的に活用されていないのが現状なのかも知れない。

しかしながら、E25－Sのように最短停止距離が他船に比べて比較的短い場合はともかく、同じ船の長さでもE50－5以上に最短停止距離の長い船が出現した場合は、その船の停止性能について操船者は十分これを把握し、出入港時の操船に際して注意する必要のあることを指摘できる。

6.4.2 追従操船

狭水道の航行においては、大洋航行時と異なり航行パターンが多少一次元的になることから、対向船や横切船の問題もさることながら、先航船の挙動にもかなりの注意が払われる。 後続船は先航船の突発した動きに対して追突しないよう十分な間隔を取るべきである。 藤井等の浦賀水道の航行実態調査[39]によれば、この間隔はおよそ7L程度という報告がある。 この距離の妥当性はともかく、先航船との間隔をある程度一定に保ちながら狭水道を通過するという航法は、交通量が更に増大し海上管制が詳細になるにつれ重要になつてくる。

本節では、以上の背景を参考にし、航海士の動特性を調査するため、シミュレータを使つて次のような追従操船実験を行い、簡単な解析を行つた。

i) シミュレーション実験

後続船となる自船と先航船が S_{Ro} の距離を保ちながら速力 V_o で航走中、先航船が V_o から速力を減じることを想定する。 その際、先航船との相対距離をできる限り S_{Ro} に保つよう操船する。 先航船の速力 V_T が V_o から変化する仕方には Fig. 6.26 に示すような2通りのパターンを想定した。

パターン1はステップ状の減速で、多少非現実的で、実状にそぐわないが操船者の応答を調べやすい利点がある。 パターン2は緩やかなランプ状の減速である。

実験は先航船を投影スクリーンとレーダ画面上に表示し、操船者は視覚およびレーダによる正確な距離情報により、主に機関操作を行うことになる。

なお、先航船との相対距離 S_{Ro} は前述の実態調査結果等を参考にして 6.2L (E25－Sでは0.5N.M., E50－5では1.0N.M.) とした。

ii) シミュレーションの結果と検討

Fig. 6.27 は V_T の変化がパターンI (ステップ状に変化する) 時のシミュレーションの1例である。 スクリーンやレーダ画面上で先航船との相対距離や相対速力の変化に気付いた操船者は、少し遅れながらも、すぐに応答して機関操作をしている様子がわかる。

Fig. 6.28 と Fig. 6.29 はシミュレーション中の相対距離 S_R と相対速度 V_R をそれぞれ V_o と Lで無次元化し、直交座標に示している。 一種の位相面軌跡である。 E25－5, E50－5いずれの場合も無次元化した位相面軌跡はよく似た挙動を示している。 特に先航船の減速パターンがステップ状に変化する時、S_R や V_R は変更直後かなり over shoot しているが、やがて速力は V_T に一致し、 V_R が零となり、また相対距離も変更前の

S_{Ro}に復帰していく様子がわかる。　先航船の減速パターンがゆるやかなランプ状（減速パターンⅡ）の場合、同様の傾向はあるが、相対距離や速度の変動はパターンⅠに比べるとかなり小さい。

更に、こうした操船の特性を周波数応答という形で検討してみよう。操船者（航海士）は先航船との相対速度と相対距離を入力とし、操船者の判断によつて機関操作を行う訳であるから、調べるべき操船者の応答は時々刻々の相対速度ないしは相対距離に対する時々刻々の機関操作と言うことになる。　この応答は時系列を見てもわかるように、決して線形であると言い難いが、第1次近似的な傾向をつかむ意味では大過ないだろう。

シミュレーションの開始及び終了時はいずれも相対速度が零になつているので、入出力をそれぞれFourier変換し、周波数応答解析をした結果が Fig. 6.30，6.31である。　この例によると、相対速度の変化に対する操船者の応答（機関操作）のgainは周波数に対して極端な変化はないが、 phase はある周波数から急激に遅れ始めるという傾向がいずれの船においても見られる。　操船者の一般的な応答をこのわずかな実験結果より導き出すことは乱暴であるが、一応の傾向をさぐつてみよう。

1つの傾向として、この応答特性を簡単な constant lag に置き換えることができる。　constant lagの周波数特性は周知の通り次式で表わされる。

$$\left|G_{(f)}\right| = \text{constant} \qquad -(6.23)$$

$$\angle G_{(f)} = -360° \cdot T_L \cdot f$$

ただし、　T_L：lag Time (sec)

f：　周波数 (H_Z)

これを操船者の応答にあてはめると、E25－S で T_L が6.3秒 E50－5でその倍の12.5秒と求まる。　すなわち、操船者が1隻の先航船に専念

して追従しようとしても、この程度の操作遅れがどうしても存在すると考えられる。　実際の狭水道における操船は多数の船や障害物に注意が注がれており更に操作が遅れることになろう。

このことは、その遅れ時間分だけ船が依然その速度で進み続けることになり、先航船との安全領域を考える上で重要である。　ただ、この遅れ時間が船の L/V_0 に比例する格好になつているが、両船とも同一の V_0 であるため、L/V_0 の違いによるのか、あるいはL単独の違いによるのかは不明である。この遅れ時間に関して、今回の数少ない実験から詳しいことを導き出すことは困難で、今後のシミュレーション・スタディーの結果が待たれる。

7 章　結　　論

本研究は模型試験で求めた流体力をもとに、従来の速力一定下の操船応答を更に速力制御も含む一般操船応答に拡張することを試みた。

そして、ここに提案した簡潔な応答モデルを実船運動の推定、あるいは操船シミュレータに適用し、その有効性を検討した。

本研究で得られた主な結論は以下の通りである。

i) プロペラ回転数と船速を大幅に変えた拘束模型試験より得られた流体力（推力，横押し力，回頭モーメント）はいずれも、回転数や速力が個々に違つていても、プロペラ，スリップ比ないしは船の見掛け前進常数 J_S で整理することができる。

ii) このような模型船の流体力計測結果をもとに、操船応答を記述する新しい応答モデルを導入することを試みた。　そしてこの応答モデルによる計算運動を自由航走模型による実際の運動と比較した結果、次のことがわかつた。　すなわち、プロペラ，スリップの変化の影響を舵力の変化に、またプロペラ逆転時はプロペラ逆転流によつて生じる付加流体力に集約させ、準定常的な仮定のもとに導入した操船応答モデル、

$$\dot{V} + a_{vv}V^2 + a_{rr}\dot{\psi}^2 + a_{\delta\delta}V^2\delta^2 = a_{nn}n^2 + a_{nv}nV$$

$$T_1'T_2'\left(\frac{L}{V}\right)^2\dddot{\psi} + (T_1' + T_2')\left(\frac{L}{V}\right)\ddot{\psi} + \dot{\psi} + \alpha'\left(\frac{L}{V}\right)^2\dot{\psi}^3$$

$$= \begin{cases} \left(\frac{V}{L}\right)K'_o\left(\frac{U_{Re}}{U_{Reo}}\right)^2\left\{\delta + T_3'\left(\frac{L}{V}\right)\dot{\delta}\right\}, & (0 < J_S) \\ \left(\frac{V}{L}\right)a_R' / J_S^2, & (J_S < 0) \end{cases}$$

は、操舵と機関操作双方を行い、船が増速，減速する場合の広範な操船応答を十分表現することができる。

iii) 種々のプロペラ，スリップに対する舵有効流入速度の把握は、プロペラ順転中の舵力推定に欠かせないが、本研究で提案した舵有効流入速度推定式

$$\frac{U_{Re}}{nP} = \varepsilon \sqrt{1 - 2(1-\eta\kappa)s + \{1 - \eta\kappa(2-\kappa)\}s^2}$$

$$\varepsilon = (1 - w_R)/(1 - w)$$

$$\eta = D/H$$

$$\kappa = 0.6/\varepsilon$$

は、従来の推定式ではうまく表現できないような大幅なプロペラ，スリップの変化に対しても精度よく推定することができる。

iv) 前述の操船応答モデルの導入に際しては、船の旋回，斜航に依存する流体力はプロペラ，スリップの影響を受けないと仮定した。 厳密には、流体力計測結果を見る限り、この影響は多少なりとも存在し、その変化は増減速中の船の針路安定性に少なからず影響を与える。 しかし、そのスリップに対する変化は、船型によりかなり異なる。 すなわち、定常航走中針路安定な船ではスリップの減少とともに針路安定性の劣化することを指摘できるが、もともと針路安定性の劣る船ではスリップ減少に対し、ほとんど変化しないか、あるいは逆に不安定度が軽減される場合がある。 現在のところ、これをモデル化するには至らず、この点は今後の詳しい流体力計測に待ちたい。

v) 主機を後進に発動した後の船の運動は、発動直後の運動状態、特に、その時の速力とプロペラ回転数との比 J_{sRo} で一意的に決定されることが、多くの模型試験結果や実船試験の結果で明らかになつた。 またこの回頭運動を記述する応答モデルとして、前述のモデルを更に簡略にした次の一次系応答モデル

$$T'\left(\frac{L}{V}\right)\ddot{\psi} + \dot{\psi} + \alpha'\left(\frac{L}{V}\right)^2\dot{\psi}^3 = \left(\frac{V}{L}\right)a_R'/J_s^2$$

が便利で、従来のZ試験をベースにしたK·Tモデルの延長にあたり、実船の機関後進発令後の運動推定に十分活用できる。

vi) プロペラ逆転により船尾付近に発生する横押し力の流体力学的メカニズムはかなり複雑であり、この力に関して実船と模型船との関係を明確に論ずることは困難である。しかし、船体に作用する力に関しては、実船や模型船の逆転停止試験結果を見る限り、wakeの差異を考慮すれば、実船に働く力も基本的に模型船で計測される力と同等であろうと推論できる。

vii) 本研究で導入した操船応答モデルはまた、実時間で作動する操船シミュレータに組み込むことにより、船自身の操縦性のわくを超え、操船者の制御特性を含めた操船上の諸問題を総合的に把握することに役立つ。特に、海難事故発生の確率の高い狭水道や港湾域の航行における操船問題をシミュレータで取扱うことにより、海上交通の安全に対する種々の検討が期待できる。

viii) このシミュレータへの応用例として、従来から懸案になつていた船の針路安定性と操船可能限界、すなわち、どの程度針路不安定な船まで人間が保針可能かという課題に対し、明確な結果を導き出すことができた。これは、船の針路不安定度を表わすループ幅と、運動の時間スケールL/Vで表わせる。（Fig. 6.17 参照）

L/Vが小さく、ループ幅が増大するほど保針操船が困難になることが明らかとなり、この関係は造船基本設計の段階で船の操縦性を、如何に見積るかという1つの目安にすることができる。

ix) 上記結果は特にL/Vの小さい小型船で針路安定性の重要なることを示したが、針路安定性の劣る小型船の対策として、操舵機の応答を速くするだけで保針操船を改善することが期待できる。

X) シミュレーションを港湾接近や狭水道の航行に適用した例では、減速操船を行う際、　　自船の最短停止距離に対する認識が十分生かされない傾向がみられた。　この点に関し、安全航行の観点から、操船者により納得できるような操船マニュアルの作成を検討すべきかも知れない。

また、狭水道航行のシミュレーション結果では、操船者の機関操作にかなりの遅れが見られることから、海上交通管制を行う際の閉塞領域にはある程度の余裕が必要であることも指摘できる。

謝　　辞

本研究を完成するに当り、多くの方々から御指導と激励を賜つたことに感謝の意を表したい。

大阪大学教授，野本謙作先生には速力制御を含む操縦性能全般について検討したいという著者の漠然とした問題意識に対し、具体的かつ適切な指導と、そして、終始暖かい激励を賜つた。　ここに深甚な謝意を表するしだいである。

また、流体力の取扱いについては、大阪大学助教授，浜本剛実先生に熱心な議論と御指導を頂いた。　更に、模型船の流体力計測に際しては、大阪大学助手，多田納久義先生，柏谷達男先生に御指導と助言を頂いた。　ここに謝意を表する。

本研究の実船試験の取扱いに際しては、日本鋼管株式会社より貴重な実船試験資料の提供等、多くの便宜を賜つた。　協力頂いた同社、津造船所（当時）の田島幸作氏，畔柳陽一氏をはじめ、同社の関係各位に感謝申し上げる。

また、操船シミュレータの開発とシミュレーション実施に際しては、日本造船研究協会、第１５１部会、ならびに第１７５部会の事業に関連して行われたことをしるし、御指導頂いた各部会の関係各位に感謝の意を表したい。とりわけ、操船知識の乏しい著者に暖かい助言と御指導を頂いた、神戸商船大学助教授，原潔先生、また本研究の航海士として実験に協力して頂いた同学・航海科助手（当時）、辻本英爾先生に感謝を申し上げる。

本研究の模型実験や模擬操船実験には多大の時間を費やした。　模擬操船実験に際しては、自ら操舵員として協力して頂いた、植村卓司君，堀内雄介君，両君の奮闘には感謝しなければならない。　更に模型船の実験に際しては、山崎裕作君，木村昇君，岩城啓造君をはじめ大阪大学造船学科の操縦性

研究室の多くの学生諸氏の貢献もまた忘れることができない。

本研究の一部は昭和52年度文部省科学研究費の交付を受けた。　また、実験データの解析および運動の計算には、大阪大学大型計算機センターのNEAC　220－700を使用した。　関係各位に厚く感謝したい。

最後に、本研究をまとめるに際し、多大の協力と援助を頂いた、住友重機械工業株式会社・技術本部の宝田直之助氏、また同社・平塚研究所の永松秀一氏ならびに同研究室の方々に感謝するしだいである。

参　考　文　献

1) G. Weinblum: Über die Kursstabilität von Schiffen, Schiffbau, (1938)

2) K.S.M. Davidson, L.I. Schiff: Turning and Course Keeping Qualities, T.SNAME, Vol.54,(1946)

3) 元良誠三 ： 航路安定性に就て，造船協会会報７７号，(１９４６)

4) 井上正裕 ： 船の針路安定性と定常旋回，造船協会論文集第９４号，(１９５４)

5) 野本謙作外 ： 船の操縦性について(1)／(2)，造船協会論文集，第９９号／１０１号，(１９５６／１９５７)

6) 野本謙作 ： 自動操舵の安定性について，造船協会論文集第１０４号，(１９５８)

7) IMCO; Recommendation on Information to be included in the Manoeuvring Booklets, Resolution A. 209 (VII) adopted on 12 Oct. 1971.

8) J.P. Hooft: The Steering of a Ship During The Stopping Manoeuvre, I S P, Vol. 17, (1970)

9) L. Wagner Smitt, M.S. Chislett: Course Stability While Stopping, Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 14, No. 7, (1972)

10) 藤野正隆，切田　篤 ： プロペラ逆転による制動時の操縦性について，関西造船協会誌，第１６９号，(１９７８)

11) 仲渡道夫，小瀬邦治，佐伯敏朗 ： 船の加減速運動に関する実験的研究（第2報 ： プロペラ順転中の操縦性能），日本造船学会論文集,第144号，(１９７８)

12) 渡辺恵弘 ： 推進器逆転による船の惰性前進距離並に時間の計算式について，造船協会々報，第５５号，（１９３６）

13) S. A. Harvald: Wake and Thrust deduction at Extreme Propeller Loadings, Scandinavian University Books,(1967)

14) 仲渡道夫，小瀬邦治，寺本定美，島宗誠一 ： 船の加減速運動に関する実験的研究，日本造船学会論文集，第１０４号,(１９７６)

15) 烏野慶一 ： 操舵が船体に誘起する横方向の力について，関西造船協会誌，第１３３号,(１９６９)

16) R.E.D.Bishop, A.G. Parkinson, W.G. Price: A Note on the stability of Accelerated Motions, I S P,Vol. 22, No. 256,(1975)

17) 山崎裕作 ： 船の停止性能に関する基礎的研究，関西造船協会誌,第168号,(１９７８)

18) 木村 昇 ： 船の逆転停止性能に関する基礎的研究，大阪大学大学院工学研究科修士論文,(１９７８)

19) 岡田正次郎 ： 舵性能に及ぼす推進器後流の影響について，造船協会論文集，第１０４号，（１９５８）

20) 岡田正次郎 ： 船の背後におかれた舵の性能に関する実験結果について，造船協会論文集，第１０５号，（１９５９）

21) 藤井 斉 ： 自航模型船による舵特性の研究(1)／(2)，造船協会論文集，第１０７号／１１０号，（１９６０／１９６１）

22) 志波久光 ： 模型試験による舵の研究，造船協会論文集第１０６号（１９５９）

23) 神中竜雄，深瀬 彊，湯室彰規，山崎禎昭 ： 高速船型の旋回に関する二・三の問題，造船協会論文集，第１１１号，（１９６２）

24) 森 正彦 ： プロペラ後流中に置かれた舵直圧力計算について，関西造

船協会誌，第153号，(1974)

25) 多田納久義，小田杜茂一，松本憲洋，松井志郎，竹原正樹：舵の性能に関する実験的研究，関西造船協会誌，第159号，(1975)

26) 小川陽弘，小山健夫，貴島勝郎：MMG 報告－I，操縦運動の数学モデルについて，日本造船学会誌，第575号，(1977)

27) L. Wagner Smitt, M.S. Chislett: X'_{vr} for Model of a Fast Container Vessel and two Large Tankers Measured with a Planer Motion Mechanism, Materials for Manoeuvrability Committee Reports to 13th ITTC, Berlin / Hamburg. (1972)

28) 野本謙作，小瀬邦治，芳村康男：Z試験の新しい解析法，日本造船学会論文集，第134号，(1973)

29) 金 鍾三，小林英一，野本謙作：操縦性試験の最小自乗法解析，日本造船学会論文集，第144号，(1978)

30) 元良誠三：船体運動に対する付加質量および付加慣性モーメントについて，－(1)／(2)，造船協会論文集，第105号／第106号，(1959)

31) 田島幸作，畔柳陽一，多田納久義，芳村康男：操縦性能の縮率影響に関する一資料，関西造船協会誌第169号，(1978)

32) 芳村康男，多田納久義，田島幸作：バラスト時の逆転停止距離・時間の一推定，JTTC 2部会資料 M60－13，(1980)

33) 辻 豊治，高石敬史，菅 信，佐藤辰二：船体に働く風圧力に関する模型試験，船舶技術研究所報告，第7巻，第5号，(1970)

34) J.P. Hooft: The Manoeuvrability of ships on a straight Course, I S P, Vol. 15 No. 161,(1968)

35) T. Koyama: A Proposal of a Method to Specify the Permissible Region of Instability in the Steering Characteristics of Ships, Technische Hogeschool Delft, Report No. 299,(1971)

36) 野本謙作，小瀬邦治 ： 人間が操舵する船の操縦運動に関する実験的研究，日本造船学会論文集第132号，(1972)

37) 小瀬邦治，芳村康男 ： Z試験の新しい解析法（続報），日本造船学会論文集第138号，(1975)

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

39) 藤井弥平外 ： 船舶の閉塞領域について，日本航海学会誌35号，(1966)

40) 海上保安庁警備救難部航行安全指導課 ： 海上衝突予防周知状況の調査結果，海と安全，(1979)

41) C.L. Crane Jr.: Maneuvering Trials of 278,000 DWT Tanker in Shallow and Deep Waters, T.SMANE, Vol.87, (1979)

List of Symbols

A_R	rudder area
A_R/Ld	rudder area ratio
a_R'	non-dimensional factor representing lateral force induced by reversing propeller
a_{nn}, a_{nv}	thrust coefficients in speed equation
$a_{vv}, a_{rr}, a_{\delta\delta}$	damping coefficients in speed equation
B	breadth of a ship
C_b	block coefficient of a hull
C_1, C_2	parameters of non-dimensional effective thrust ($J_s>0$)
C_3, C_4, C_5	parameters of non-dimensional effective thrust ($J_s<0$)
D	diameter of a propeller
d	draft of a ship
F_N	rudder normal force
f	frequency in Hz
$f_\alpha(\lambda)$	gradient of rudder normal force against attack angle in open water
H	height of a rudder
I_{zz}	yaw moment of inertia of a ship
J_{zz}	added yaw moment of inertia of a ship
J_s	apparent advance constant (= V/nD)
J_{so}	apparent advance constant at steady straight-running (= V_o/n_oD)
J_{sRo}	apparent advance constant at initial stage of crush-astern (= V_o/n_aD)
J_{st}	apparent advance constant where propeller thrust stalls at reversing condition
K	steering quality index (static amplification factor, rudder to yaw rate)
K_T	thrust coefficient
K_o	steering quality index K at straight running
k	increment factor of rudder inflow velocity induced by propeller
L	length of a ship (= L_{pp})
l_R	distance between rudder and center of gravity of a ship
l_p	distance between pivoting point and center of gravity of a ship
l_r	yaw damping lever
l_β	sway damping lever
l_δ	rudder force lever
m	mass of a ship
m_x, m_y	added masses of a ship, longitudinal and lateral respectively

N	hydrodynamic yaw moment acting on a ship
N_r', N_β', N_δ'	non-dimensional linear derivatives of hydrodynamic yaw moment with yaw rate, sway angle and rudder angle respectively
N_o	hydrodynamic yaw moment induced by reversing propeller on straight-running
n	propeller revolution per second in general
n_a	reversing propeller revolution at crush-astern
n_i	idling propeller revolution
n^*	ordered propeller revolution
P	pitch of a propeller
R	radius of turning path of a ship
R_t	total drag of a ship at steady straight-running
R_δ	drag component dependent on rudder angle
r	yaw rate (identical with $\dot{\psi}$)
$\dot{r}$	yaw acceleration
S	wetted surface of a ship
S_s	ship's travel after propeller reversed (i.e. crush-stopping distance)
s	propeller slip ratio (= $1-(1-w)V/nP$)
s_o	propeller slip ratio at steady straight-running (= $1-(1-w)V_o/n_oP$)
T	steering quality time constant, 1-st order system approximation
T_1, T_2, T_3	steering quality time constants of a ship
T_E	time constant of a steering gear
T_{Ee}	effective time constant of steering gear
T_n	time constant of a main engine
t	time
t_s	crush-stopping duration
U_p	propeller inflow velocity
U_R	rudder inflow velocity actuated by a propeller
U_{Re}	effective rudder inflow velocity
U_{Reo}	effective rudder inflow velocity at steady straight-running
U_{Ro}	rudder inflow velocity at s=0
u	forward velocity of a ship
V	ship speed ($=\sqrt{u^2+v^2}$)
V_o	ship speed at steady straight-running
V_R	relative ship speed to target
V_T	target ship speed
v	sway velocity of a ship

w	effective wake fraction at propeller position
w_R	effective wake fraction at rudder position
X	longitudinal hydrodynamic force
X_{vr}	second-order derivative of longitudinal hydrodynamic force with respect to sway velocity and yaw rate
$X_{\delta\delta}$	second-order derivative of longitudinal hydrodynamic force with respect to rudder angle
x	coordinate fixed to the longitudinal direction of a ship
Y	lateral hydrodynamic force acting on a ship
Y'_r, Y'_β, Y'_δ	non-dimensional linear derivatives of lateral hydrodynamic force with yaw rate, sway angle and rudder angle respectively
Y_o	lateral hydrodynamic force induced by reversing propeller at straight-running
Y_s	lateral deviation at crush-stopping
y	coordinate fixed to the lateral direction of a ship
α	non-linear damping factor
α_R	effective rudder inflow angle
β	sway angle ($= -\sin^{-1}(v/V)$)
δ	rudder angle
δ_c	half a spiral loop width
δ_e	wheel advance angle of an electro-hydraulic steering gear ($=T_E\cdot\lvert\dot{\delta}_{max}\rvert$)
δ^*	ordered rudder angle
$\lvert\dot{\delta}_{max}\rvert$	maximum time rate of a steering gear
Λ	aspect ratio of a rudder ($= H^2/A_R$)
ρ	density of water
ρ_a	density of air
θ_c	phase compensation required to stabilize steering ship
ψ	heading angle of a ship
ψ_a	relative wind direction
ψ_T	heading angle of a target ship
ω	frequency in rad./sec
$1+a_H$	empirical constant expressing the interaction between rudder normal force and lateral hydrodynamic force acting on a ship
$1-t$	thrust deduction
H	subscript denoting the force and the moment of a bare hull
HR	subscript denoting the force and the moment of a hull with rudder
P	subscript denoting the increment of the force and the moment induced by propeller actuation

Non-dimensional forms

Quantity	Typical Symbol	Typical non-dimensional form
mass	m	$m' = m / \frac{\rho}{2} L^2 d$
moment of inertia	I_{zz}	$I'_{zz} = I_{zz} / \frac{\rho}{2} L^4 d$
force	Y	$Y' = Y / \frac{\rho}{2} L d V^2$
	Y_o	$Y^*_o = Y_o / \frac{\rho}{2} L d (nD)^2$
moment	N	$N' = N / \frac{\rho}{2} L^2 d V^2$
	N_o	$N^*_o = N_o / \frac{\rho}{2} L^2 d (nD)^2$
hydrodynamic lever	l_r	$l'_r = l_r / L$
yaw rate	r	$r' = r (L/V)$
time	t	$t' = t/(L/V)$
time constant	T	$T' = T/(L/V)$
distance	S_s	$S'_s = S_s / L$

Index of Tables and Figures. page

Table 1. 1 Principal particulars of ship models A, B and C. — 109

Table 2. 1 Increment factor of rudder inflow velocity induced by propeller. — 110

Table 4. 1 Parameters for simulation of ship models A, B and C. — 111

Table 5. 1 Parameters for simulation of a fully loaded ULCC. — 112

Table 5. 2 Parameters for stopping simulation of a ULCC at various load conditions. — 113

Table 6. 1 Principal particulars of E-series models as employed in the present ship simulator studies. — 114

Table 6. 2 Characteristic coefficients of E-series models as employed in the present ship simulator studies. — 115

Table 6. 3 Ship speed and propeller revolution at steady running of E-series models. — 116

Table 6. 4 Non-dimensional coefficients in yaw equation of E-series models. — 117

Table 6. 5 R.M.S. and frequency band of external noise as applied at the present ship simulator studies. — 118

Fig. 1. 1 Co-ordinate system. — 119

Fig. 1. 2 Body plan and bow and stern profile of model A. — 120

Fig. 1. 3 Body plan and bow and stern profile of model B. — 121

Fig. 1. 4 Body plan and bow and stern profile of model C. — 122

Fig. 1. 5 Definition of effective thrust. — 123

Fig. 1. 6 Measured $(1-t)T/\rho D^4 n^2$, models A, B, and C. — 124

Fig. 1. 7 Lateral force and yaw moment versus sway angle β at various propeller slip, model A. — 125

Fig. 1. 8 Lateral force and yaw moment versus sway angle β at various propeller slip, model B. — 126

Fig. 1. 9 Lateral force and yaw moment versus sway angle β at various propeller slip, model C. — 127

Fig. 1.10 Lateral force and yaw moment versus rudder angle δ at various propeller slip, model A. — 128

Fig. 1.11 Lateral force and yaw moment versus rudder angle δ at various propeller slip, model B. — 129

Fig. 1.12 Lateral force and yaw moment versus rudder angle δ at various propeller slip, model C. — 130

Fig. 1.13 Hull-rudder interaction factor $(1+a_H)$ at various propeller slip, models A, B and C. — 131

Fig. 1.14 Rudder force lever l'_δ at various propeller slip, models A, B and C. — 132

Fig. 1.15 Effect of propeller slip on lateral force and yaw moment, model A.(directly measured) — 133

page

Fig. 1.16 Effect of propeller slip on lateral force and yaw moment, model B. (directly measured) — 134

Fig. 1.17 Effect of propeller slip on lateral force and yaw moment, model C. (directly measured) — 135

Fig. 1.18 Effect of propeller slip on lateral force and yaw moment, model A. (estimated from rudder normal force) 136

Fig. 1.19 Effect of propeller slip on lateral force and yaw moment, model B. (estimated from rudder normal force) 137

Fig. 1.20 Effect of propeller slip on lateral force and yaw moment, model C. (estimated from rudder normal force) 138

Fig. 1.21 Effect of propeller slip on sway-damping lever l'_β models A, B and C. — 139

Fig. 1.22 A few patterns of the effect of propeller slip on sway-damping lever and yaw-damping lever. — 140

Fig. 1.23 Lateral force and yaw moment exerted by reversing propeller, model A. — 141

Fig. 1.24 Lateral force and yaw moment exerted by reversing propeller, model B. — 142

ig. 1.25 Lateral force and yaw moment exerted by reversing propeller, model C. — 143

Fig. 1.26 Hydrodynamic lever exerted by reversing propeller at srtaight running, model A, B and C. — 144

Fig. 2. 1 Schematic pattern of longitudinal flow speed behind propeller. — 145

Fig. 2. 2 Effective rudder inflow velocity, measured and predicted, models A, B and C. — 146

Fig. 2. 3 Effective rudder inflow velocity, measured and predicted, models A, B and C. — 147

Fig. 2. 4 Effective rudder inflow velocity without propeller, models A, B and C. — 148

Fig. 2. 5 Effective rudder inflow velocity, measured and predicted. — 149

Fig. 3. 1 Definition of parameters C_1 through C_5 to represent non-dimensional effective thrust. — 150

Fig. 3. 2 Definition of symbols on rudder inflow velocities. — 151

Fig. 3. 3 Effect of propeller slip on lateral force and yaw moment, measured and predicted. — 152

Fig. 3. 4 a'_R/T' obtained from Y^*_o and N^*_o, model A. — 153

Fig. 3. 5 a'_R/T' obtained from Y^*_o and N^*_o, model B. — 154

Fig. 3. 6 a'_R/T' obtained from Y^*_o and N^*_o, model C. — 155

Fig. 4. 1 Steady turning performance, measured and predicted, models A, B and C. — 156

Fig. 4. 2 Ship motions at Z-tests of model A, observed and predicted. — 157

page

Fig. 4. 3 Ship motions at Z-tests of model B. observed and predicted. — 158

Fig. 4. 4 V-$\dot{V}$ phase plane trajectories, observed and predicted, models B and C. — 159

Fig. 4. 5 " Idling" and " boosting" turning tests of model A, observed and predicted. — 160

Fig. 4. 6 " Idling" and " boosting" turning tests of model C, observed and predicted. — 161

Fig. 4. 7 Crush-stopping distances and durations of models A, B and C with various astern revolutions, observed and predicted. (restricted to straight-running) — 162

Fig. 4. 8 Crush-stopping paths of model A with various astern revolutions. — 163

Fig. 4. 9 Crush-stopping paths of model B with various astern revolutions. — 164

Fig. 4.10 Crush-stopping paths of model C with various astern revolutions. — 165

Fig. 4.11 Crush-stopping paths of model A, observed and predicted. — 166

Fig. 4.12 Crush-stopping paths of model B, observed and predicted. — 167

Fig. 4.13 Crush-stopping paths of model C, observed and predicted. — 168

Fig. 4.14 Crush-stopping distances and durations of models A, B and C with various astern revolutions, observed and predicted. — 169

Fig. 5. 1 Empirical relation between C_3/C_1 and D^2/Bd — 170

Fig. 5. 2 Non-dimensional effective thrust $(1-t)T/\rho D^4 n^2$ of model B. — 170

Fig. 5. 3 Steady turning performance of a fully loaded ULCC, observed and predicted. (Fullscale trial) — 171

Fig. 5. 4 " Idling" turning path of a fully loaded ULCC, observed and predicted. (Fullscale trial) — 172

Fig. 5. 5 Ship motion at 10°Z-test of a fully loaded ULCC, observed and predicted. (Fullscale trial) — 173

Fig. 5. 6 Crush-stopping paths of a fully loaded ULCC with various astern revolutions. (Fullscale trial) — 174

Fig. 5. 7 Equivalent step approximation of crush-astern rpm. — 175

Fig. 5. 8 Crush-stopping distances and durations of a fully loaded ULCC, observed and predicted. (Fullscale trial) — 176

Fig. 5. 9 Crush-stopping path of a fully loaded ULCC, observed and predicted. (Fullscale trial) — 177

Fig. 5.10 Crush-stopping path of a fully loaded ULCC, observed and predicted. (Fullscale trial) — 178

page

Fig. 5.11 Crush-stopping paths of a ballasted ULCC with various astern revolutions. (Fullscale trial) — 179

Fig. 5.12 Crush-stopping distances and durations of a ballasted ULCC with different trim conditions. (Fullscale trial) — 180

Fig. 6. 1 Schematic diagram of ship handling. — 181

Fig. 6. 2 General arrangement of the SR-151 ship handling simulator. — 182

Fig. 6. 3 Schematic diagram of the visual control of the SR-151 ship handling simulator. — 183

Fig. 6. 4 Wheel house of the SR-151 ship handling simulator. — 184

Fig. 6. 5 Design statistics as the base of E-series models. (1) — 185

Fig. 6. 6 Design statistics as the base of E-series models. (2) — 186

Fig. 6. 7 Design statistics as the base of E-series models. (3) — 187

Fig. 6. 8 Crush-stopping distances and durations of E-series models — 188

Fig. 6. 9 Power spectra of external yaw rate noises as applied at the present ship simulator studies. — 189

Fig. 6.10 Learning process of helmsmen A and B at course-keeping operation, E50-10,N50-3. — 190

Fig. 6.11 Learning process of helmsmen A and B at course-keeping operation, E 5- 5,N 5-1. — 191

Fig. 6.12 Standard deviations of helm angle and course deviation during course-keeping operations with E-series models, helmsmen A and B. (Yaw rate noise : 1) — 192

Fig. 6.13 Standard deviations of helm angle and course deviation during course-keeping operations with E-series models, helmsmen A and B. (Yaw rate noise : 2) — 193

Fig. 6.14 Relation between necessary phase compensation θ_c and standard deviations of helm angle and course deviation. (Yaw rate noise : 1) — 194

Fig. 6.15 Relation between necessary phase compensation θ_c and standard deviations of helm angle and course deviation. (Yaw rate noise : 2) — 195

Fig. 6.16 Necessary phase compensation of E-series models. — 196

Fig. 6.17 Map demonstrating ease of manual steering. — 197

Fig. 6.18 Map demonstrating ease of manual steering at propeller idling. — 198

Fig. 6.19 Chart of a waterway as employed in the stopping simulator experiments. — 199

Fig. 6.20 Sample record of stopping operation at the simulator experiments, E50-5. — 199

Fig. 6.21 Speed retardation curve against distance to anchoring point. — 200

Fig. 6.22 Non-dimensional speed retardation curves, observed and estimated. — 201

Fig. 6.23 Relation between duration and distance of stopping. — 202
Fig. 6.24 Stopping margins for various ship sizes. — 203
Fig. 6.25 Stopping distances at various initial speed ranges. — 203
Fig. 6.26 Speed retardation patterns of a foregoing ship. — 204
Fig. 6.27 Sample record of following operation at the simulator experiments, E50-5. — 204
Fig. 6.28 Phase plane trajectories of relative speed and distance during following operations, pattern-I. — 205
Fig. 6.29 Phase plane trajectories of relative speed and distance during following operations, pattern-II. — 206
Fig. 6.30 Relative distance to rpm frequency response, E25-S. — 207
Fig. 6.31 Relative distance to rpm frequency response, E50-5. — 208

Table 1.1 Principal particulars of ship models A,B and C

MODEL	A (ULCC)	B (ULCC)	C (CONTAINER)
M.NO.	304-M	277	328
HULL			
L (m)	4.000	4.400	4.000
B (m)	0.800	0.793	0.587
d (m)	0.293	0.283	0.208
∇ (m^3)	0.769	0.822	0.277
C_b	0.820	0.831	0.568
l_{cb} (%L)	-3.10	-2.94	2.00
L/B	5.00	5.55	6.81
B/d	2.73	2.80	2.83
$C_b/(L/B)$	0.1640	0.1497	0.0834
RUDDER			
A_R/Ld	1/55.0	1/53.3	1/50.0
Λ *:ASPECT RATIO*	1.333	1.335	1.598
PROPELLER			
D (mm)	96.9	120.6	150.0
P/D	0.607	0.667	1.000
E.A.R	0.720	0.651	0.700
Z	5 *(RIGHT)*	5 *(RIGHT)*	5 *(RIGHT)*

Table 2.1 Increment factor of rudder inflow velocity induced by propeller.

	k
MODEL A	0.572
MODEL B	0.635
MODEL C	0.562
Shiba's Experiment *behind propeller (reference 22)*	0.53

Table 4.1 Parameters for simulation of ship models A,B and C.

MODEL	A	B	C
m' $(=2C_bB/L)$	0.328	0.300	0.167
$m'+m'_x$	0.358	0.324	0.173
l'_p	0.5	0.5	0.45
X'_{vv} $(=R_t/\frac{\rho}{2}LdV^2)$	2.30×10^{-2}	2.12×10^{-2}	1.46×10^{-2}
$X'_{\delta\delta}$ $(=R_\delta/\frac{\rho}{2}LdV^2)$	2.88	2.74	2.25
1-w	0.37	0.36	0.67
s_o	0.79	0.76	0.43
C_1	0.245	0.260	0.485
C_2	0.175	0.125	0.336
C_3	-0.21	-0.22	-0.335
C_4	0.20	0.21	0.51
C_5	0.06	0.06	0.19
J_{st}	-0.70	-0.75	-0.60
a'_{vv}	6.43×10^{-2}	6.55×10^{-2}	8.44×10^{-2}
a'_{rr}	0.720	0.723	0.596
$a'_{\delta\delta}$ $(0<J_s)$	0.146	0.156	0.260
$(J_s<0)$	0.	0.	0.
a'_{nn} $(0<J_s)$	0.62×10^{-5}	1.40×10^{-5}	2.13×10^{-4}
$(J_{st}<J_s<0)$	-0.54×10^{-5}	-1.19×10^{-5}	-1.47×10^{-4}
$(J_s<J_{st})$	0.16×10^{-5}	0.33×10^{-5}	0.83×10^{-4}
a'_{nv} $(0<J_s)$	-1.88×10^{-4}	-2.47×10^{-4}	-3.94×10^{-3}
$(J_{st}<J_s<0)$	0.	0.	0.
$(J_s<J_{st})$	2.15×10^{-4}	4.15×10^{-4}	5.98×10^{-3}
K'_0/T'	0.57	0.52	0.96
K'_0	-14.2	-14.9	2.09
T'	-24.9	-28.6	2.14
α' (rad^{-2})	-90.8	-106.	25.7

Table 5.1 Parameters for simulation of a fully loaded ULCC.

	FULL SCALE	1/80.7 SCALED MODEL *(MODEL B)*
m' $(=2C_b B/L)$	0.300	0.300
$m'+m'_x$	0.324	0.324
X'_{vv} $(=R_t/\frac{\rho}{2}LdV^2)$	1.00×10^{-2}	2.12×10^{-2}
$X'_{\delta\delta}$ $(=R_\delta/\frac{\rho}{2}LdV^2)$	2.47	2.74
$1-w$	0.52	0.36
s_o	0.51	0.76
C_1	0.30	0.26
C_2	-0.222	-0.125
C_3	-0.24	-0.22
C_4	0.37	0.21
C_5	0.07	0.06
J_{st}	-0.506	-0.75
a'_{vv}	3.09×10^{-2}	6.55×10^{-2}
a'_{rr}	0.273	0.273
$a'_{\delta\delta}$	0.143	0.159
a'_{nn} $(0\ J_s)$	1.60×10^{-5}	1.14×10^{-5}
$(J_{st}\ J_s\ 0)$	-1.28×10^{-5}	-1.19×10^{-5}
$(J_s\ J_{st})$	0.38×10^{-5}	0.33×10^{-5}
a'_{nv} $(0\ J_s)$	-4.34×10^{-4}	-2.47×10^{-4}
$(J_{st}\ J_s\ 0)$	0.	0.
$(J_s\ J_{st})$	7.24×10^{-4}	4.15×10^{-4}
K'_o/T'	0.50	0.52
K'_o	-11.9	-14.9
T'	-23.8	-28.6
α' (rad^{-2})	-109.	-106.

Table 5.2 Parameters for stopping simulation of a ULCC at various load conditions.

LOADING CONDITION	BALLAST-I	BALLAST-II	FULL
d_m (m)	11.04	11.34	22.9
trim (% L) by the stern	1.29	0.72	0.
I/D	1.15	0.58	1.62
C_b	0.746	0.788	0.831
B/d	5.80	5.64	2.80
m'	0.269	0.284	0.300
$m'+m'_x$	0.278	0.293	0.324
X'_{vv}	1.40×10^{-2}	1.40×10^{-2}	1.00×10^{-2}
C_1	-	-	0.30
C_2	-	-	-0.222
C_3	-0.24	-0.19	-0.24
C_4	0.37	0.29	0.37
C_5	0.067	0.053	0.067
a'_{vv}	5.06×10^{-2}	4.79×10^{-2}	3.09×10^{-2}
a'_{nn} ($0<J_s$)	-	-	1.60×10^{-5}
($J_{st}<J_s<0$)	-3.10×10^{-5}	-2.26×10^{-5}	-1.28×10^{-5}
($J_s<J_{st}$)	0.87×10^{-5}	0.63×10^{-5}	0.38×10^{-5}
a'_{nv} ($0<J_s$)	-	-	-4.34×10^{-4}
($J_{st}<J_s<0$)	0.	0.	0.
($J_s<J_{st}$)	1.75×10^{-3}	1.27×10^{-3}	7.24×10^{-4}

Table 6.1 Principal particulars of E-series models as employed in the present ship simulator studies.

MODEL NOMINATIONS		E50- S - 0 - 5 -10 -25	E40- S - 0 - 5 -10 -25	E25- S - 0 - 5 -10 -25	E10- S - 0 - 5 -10 -25	E5- S - 0 - 5 -10 -25
HULL						
L	(m)	300.	240.	150.	50.	25.
B	(m)	50.	36.92	21.43	8.33	4.55
d	(m)	20.	14.77	9.32	3.33	1.82
Δ	(M-T)	246,000.	107,320.	18,417.	1,068.	159.
C_b		0.8	0.8	0.6	0.75	0.75
L/B		6.0	6.5	7.0	6.0	5.5
B/d		2.5	2.5	2.3	2.5	2.5
RUDDER						
A_R/Ld		1/60	1/60	1/60	1/45	1/40
Λ		1.5	1.5	1.5	1.5	1.5
PROPELLER						
D	(m)	8.0	6.5	5.0	2.0	1.0
P/D		0.65	0.65	1.0	0.75	0.75
D/L		1/37.5	1/36.9	1/30.	1/25.	1/25.

Table 6.2 Characteristic coefficients of E-series models as employed in the present ship simulator studies.

MODEL NOMINATIONS	E50- S - 0 - 5 -10 -25	E40- S - 0 - 5 -10 -25	E25- S - 0 - 5 -10 -25	E10- S - 0 - 5 -10 -25	E5- S - 0 - 5 -10 -25
$m'+m'_x$	0.286	0.262	0.186	0.267	0.294
X'_{vv} (C_tS/Ld)	0.952×10^{-2}	0.916×10^{-2}	0.605×10^{-2}	0.934×10^{-2}	1.061×10^{-2}
$X'_{\delta\delta}$	1.76	1.68	2.62	1.60	1.68
1-w	0.60	0.60	0.80	0.63	0.60
s_o	0.459	0.43	0.352	0.34	0.429
C_1	0.334	0.339	0.315	0.349	0.287
C_2	-0.308	-0.313	-0.252	-0.295	-0.230
C_3	-0.267	-0.271	-0.252	-0.279	-0.230
C_4	0.513	-.522	0.420	0.490	0.383
C_5	0.089	0.070	0.084	0.093	0.077
J_{st}	-0.433	-0.433	-0.500	-0.474	-0.500
a'_{vv}	3.33×10^{-2}	3.49×10^{-2}	3.39×10^{-2}	3.50×10^{-2}	3.61×10^{-2}
a'_{rr}	0.761	0.749	0.666	0.777	0.768
$a'_{\delta\delta}$	0.103	0.107	0.245	0.133	0.143
a'_{nn} ($0<J_s$)	1.77×10^{-5}	2.26×10^{-5}	7.02×10^{-5}	1.00×10^{-4}	6.88×10^{-5}
($J_{st}<J_s<0$)	-1.42×10^{-5}	-1.81×10^{-5}	-5.62×10^{-5}	-8.03×10^{-5}	-5.58×10^{-5}
($J_s<J_{st}$)	0.47×10^{-5}	0.47×10^{-5}	1.87×10^{-5}	2.68×10^{-5}	1.85×10^{-5}
a'_{nv} ($0<J_s$)	-6.13×10^{-4}	-7.72×10^{-4}	-1.69×10^{-3}	-2.12×10^{-3}	-1.38×10^{-3}
($J_s<J_{st}$)	1.02x10-3	1.29×10^{-3}	2.81×10^{-3}	3.52×10^{-3}	2.30×10^{-3}

Table 6.3 Ship speed and propeller revolution at steady running of the E-series models.

MODEL NOMINATIONS	E50- S - 0 - 5 -10 -25		E40- S - 0 - 5 -10 -25		E25- S - 0 - 5 -10 -25		E10- S - 0 - 5 -10 -25		E5- S - 0 - 5 -10 -25	
	rpm (rps)	knot (m/s)	rpm (rps)	knot (m/s)	rpm (rps)	knot (m/s)	rpm (rps)	knot (m/s)	rpm (rps)	knot (m/s)
Nav.F	96.0 (1.60)	14.58 (7.50)	112.5 (1.88)	14.58 (7.50)	138.8 (2.31)	18.20 (9.38)	240.0 (4.00)	12.15 (6.25)	420.0 (7.00)	9.72 (5.00)
hab.F	76.8 (1.28)	11.66 (6.00)	90.0 (1.50)	11.66 (6.00)	111.1 (1.85)	14.60 (7.50)	192.0 (3.20)	9.72 (5.00)	336.0 (5.60)	7.78 (4.00)
H	61.4 (1.02)	9.33 (4.80)	72.0 (1.20)	9.33 (4.80)	88.8 (1.48)	11.66 (6.00)	153.6 (2.56)	7.78 (4.00)	268.8 (4.48)	6.22 (3.20)
S	46.1 (0.77)	7.00 (3.60)	54.0 (0.90)	7.00 (3.60)	66.6 (1.11)	8.75 (4.50)	115.2 (1.92)	5.83 (3.00)	201.6 (3.36)	4.67 (2.40)
D.S	30.7 (0.51)	4.67 (2.40)	36.0 (0.60)	4.67 (2.40)	44.4 (0.74)	5.83 (3.00)	76.8 (1.28)	1.89 (2.00)	134.4 (2.24)	3.11 (1.60)
STOP	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.	0.
D.S.A	-	-	-	-	-44.4 (-0.74)	-	-76.8 (-1.28)	-	-134.4 (-2.24)	-
S.A	-30.7 (-0.51)	-	-36.0 (-0.60)	-	-66.6 (-1.11)	-	-115.2 (-1.92)	-	-201.6 (-3.36)	-
H.A	-46.1 (-0.77)	-	-54.0 (-0.90)	-	-88.8 (-1.48)	-	-153.6 (-2.56)	-	-258.8 (-4.48)	-
F.A	-61.4 (-1.02)	-	-72.0 (-1.20)	-	-111.1 (-1.85)		-192.0 (-3.20)	-	-336.0 (-5.60)	-

Table 6.4 Non-dimensional coefficients in yaw equation of E-series models

MODEL NOMONATIONS	E50- S E40- S E25- S E10- S E 5- S	E50- 0 E40- 0 E25- 0 E10- 0 E 5- 0	E50- 5 E40- 5 E25- 5 E10- 5 E 5- 5	E50-10 E40-10 E25-10 E10-10 E 5-10	E50-25 E40-25 E25-25 E10-25 E 5-25
$2\delta_c$: *SPIRAL LOOP WIDTH*	STABLE	0°	5°	10°	25°
K'	1.6	∞	-2.24	-1.30	-0.60
T_1'	3.2	∞	-4.48	-2.60	-1.20
T_2'	0.35	0.35	0.35	0.35	0.35
T_3'	0.60	0.60	0.60	0.60	0.60
α' (rad^{-2})	0.30	∞	-15.4	-11.6	-8.70
T_E (sec)	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5
$\lvert\dot{\delta}_{max}\rvert$ (deg/sec)	3.0	3.0	3.0	3.0	3.0
$a_R'/T_1'T_2'$ *CONSTANT*	0.024	0.024	0.024	0.024	0.024

Table 6.5 R.M.S.and frequency band of external noise as applied at the present ship simulator studies.

EXTERNAL NOISE NOMINATIONS	N5-1	N5-2	N10-1	N10-2	N25-1	N25-2	N50-1	N50-2	N50-3
$\sqrt{\overline{\dot{\psi}_N^2}}$ (deg/s)	0.40	0.20	0.22	0.11	0.092	0.046	0.050	0.025	0.008
T_H (sec)	0.796		0.971		1.305		1.592		2.228
T_L (sec)	1.592		1.942		2.610		3.183		2.228
SHIP MODEL APPLIED	E5- S - 0 - 5 -10 -25		E10- S - 0 - 5 -10 -25		E25- S - 0 - 5 -10 -25		E50- S - 0 - 5 -10 -25		E50-10

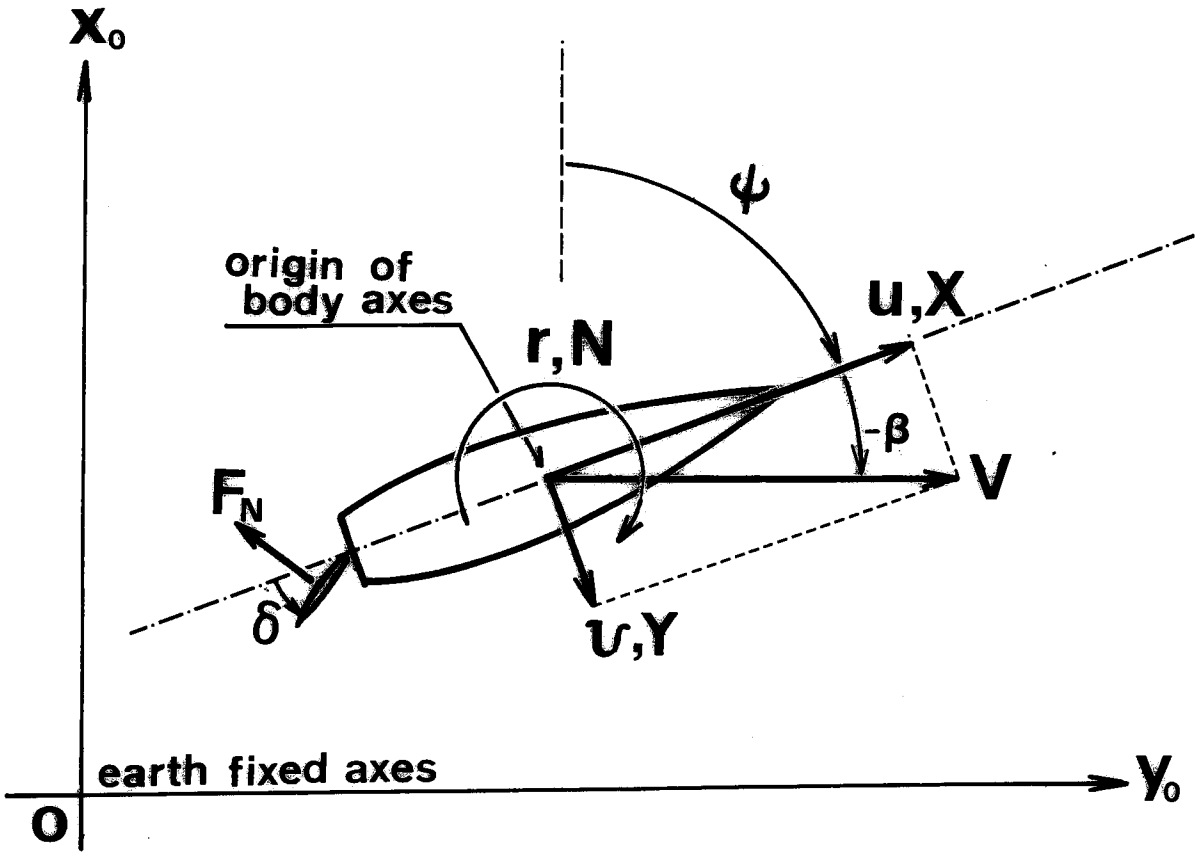


Fig. 1.1 Co-ordinate system.

MODEL A

L_{pp}	: 4.000 m	A_R/Ld	: 1/55.0
B	: 0.800 m	D	: 0.09655 m
d	: 0.293 m		
∇	: 0.769 m^3		
C_b	: 0.820		

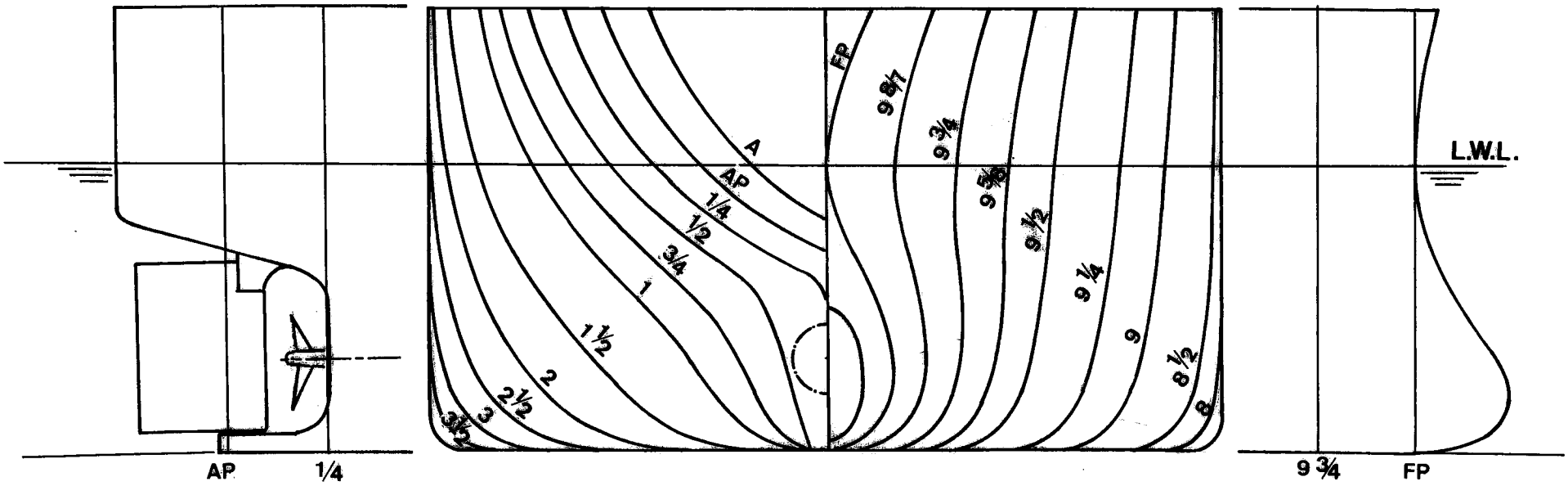


Fig. 1.2 Body plan and bow and stern profile of model A.

MODEL B

L_{pp}	:	4.400 m	A_R/Ld	:	1/53.3
B	:	0.793 m	D	:	0.1206 m
d	:	0.283 m			
∇	:	0.822 m^3			
C_b	:	0.831			

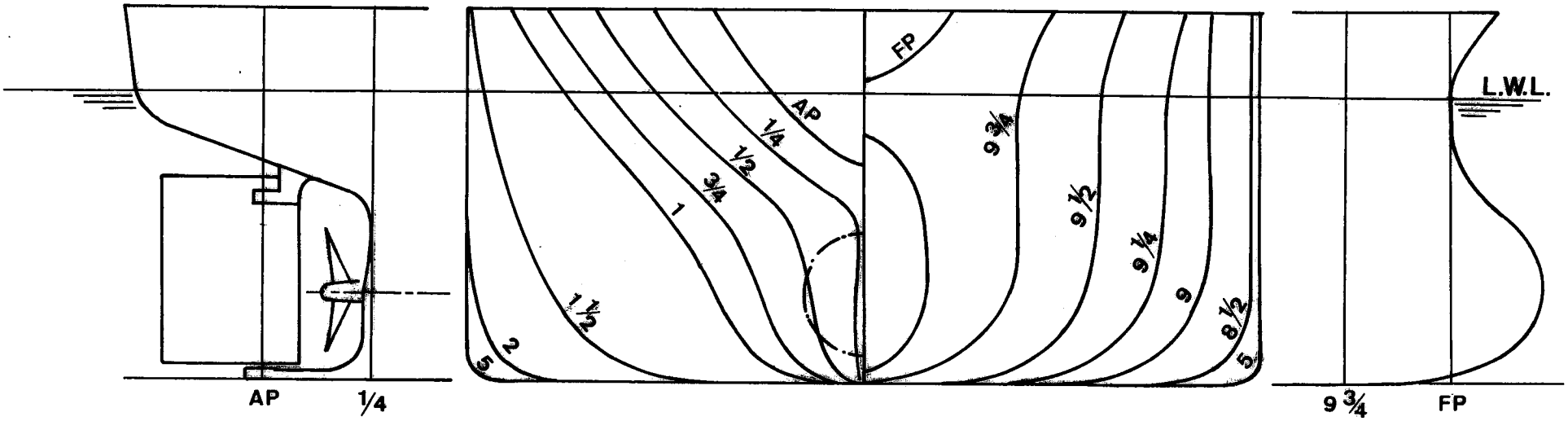


Fig. 1.3 Body plan and bow and stern profile of model B.

MODEL C

L_{pp}	:	4.000 m	A_R/Ld	:	1/50.0
B	:	0.587 m	D	:	0.1500 m
d	:	0.208 m			
∇	:	0.277 m^3			
C_b	:	0.568			

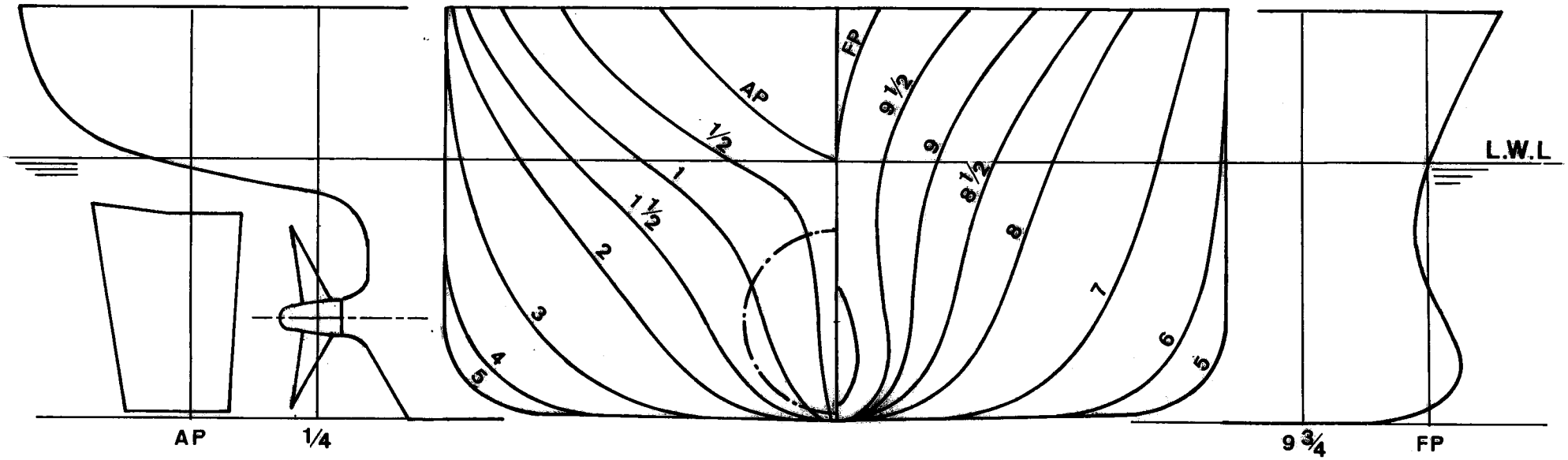
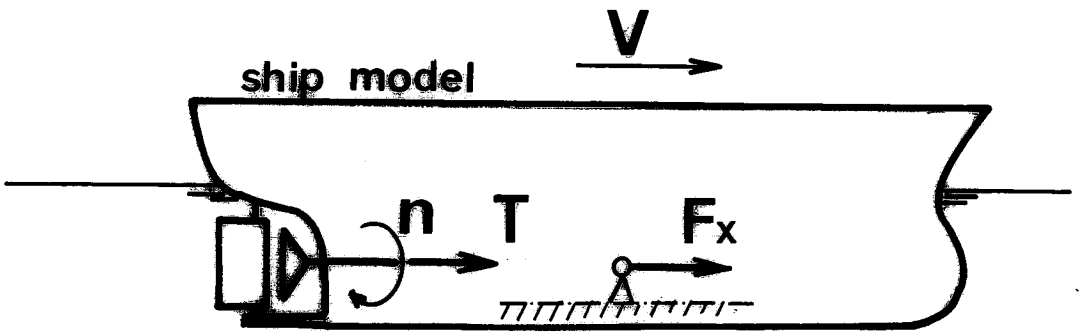


Fig. 1.4 Body plan and bow and stern profile of model C.



$$(1-t)T = R_t - F_x : \text{effective thrust}$$

F_x : towing force

R_t : resistance of hull

Fig. 1.5 Definition of effective thrust.

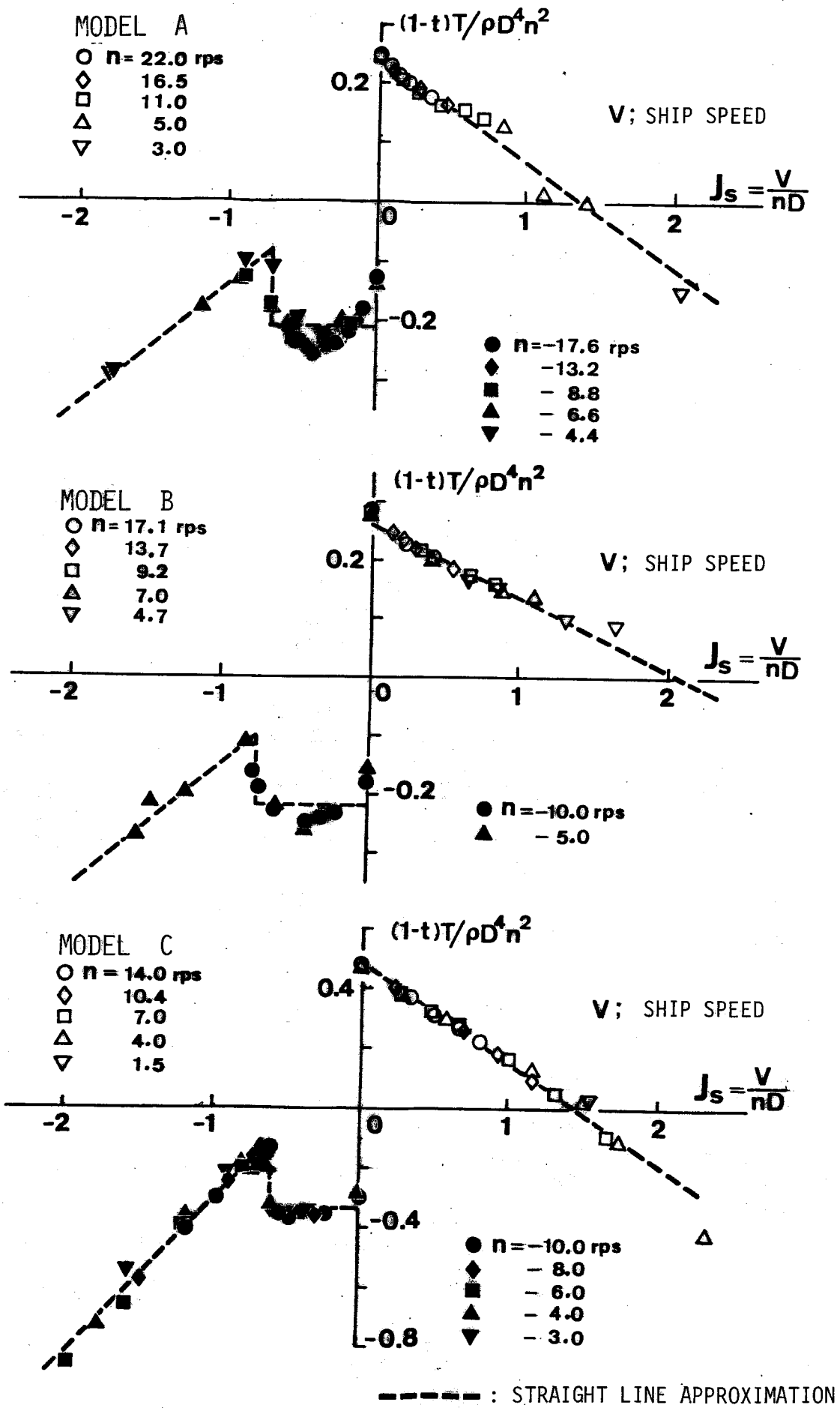


Fig.1.6 Measured $(1-t)T/\rho D^4 n^2$, models A, B and C.

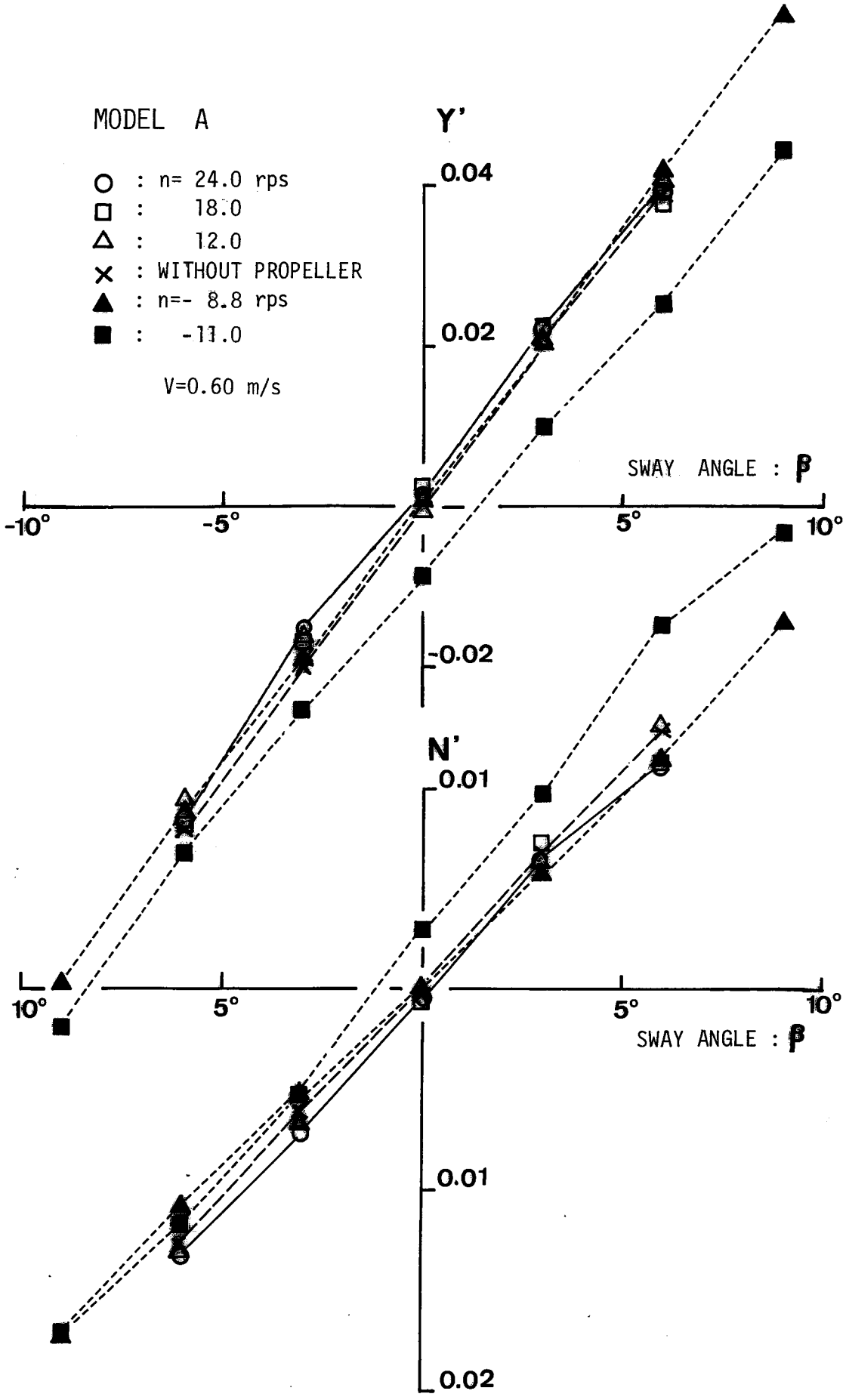


Fig. 1.7 Lateral force and yaw moment versus sway angle β at various propeller slip, model A.

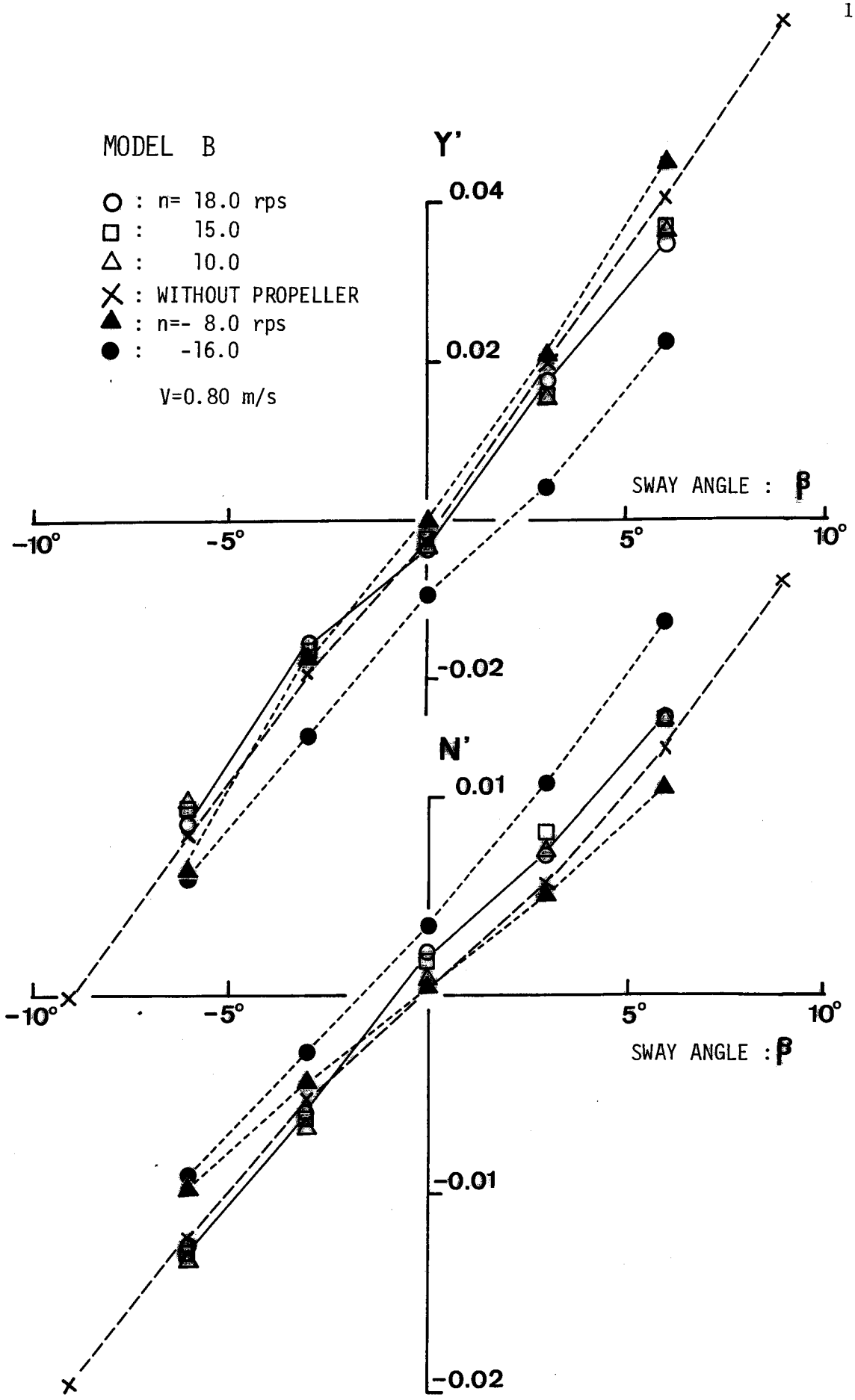


Fig. 1.8 Lateral force and yaw moment versus sway angle β at various propeller slip, model B.

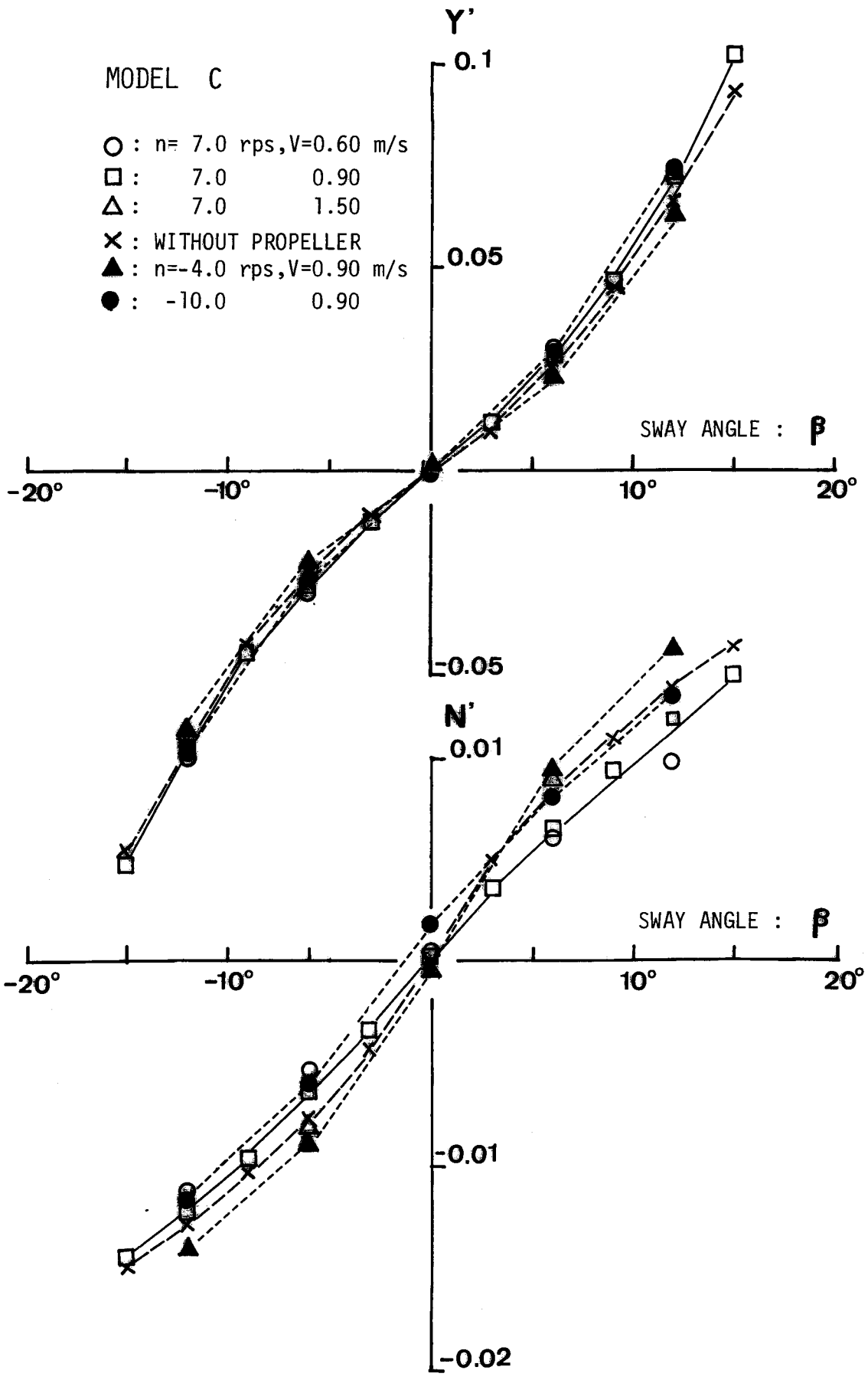


Fig. 1.9 Lateral force and yaw moment versus sway angle β at various propeller slip, model C.

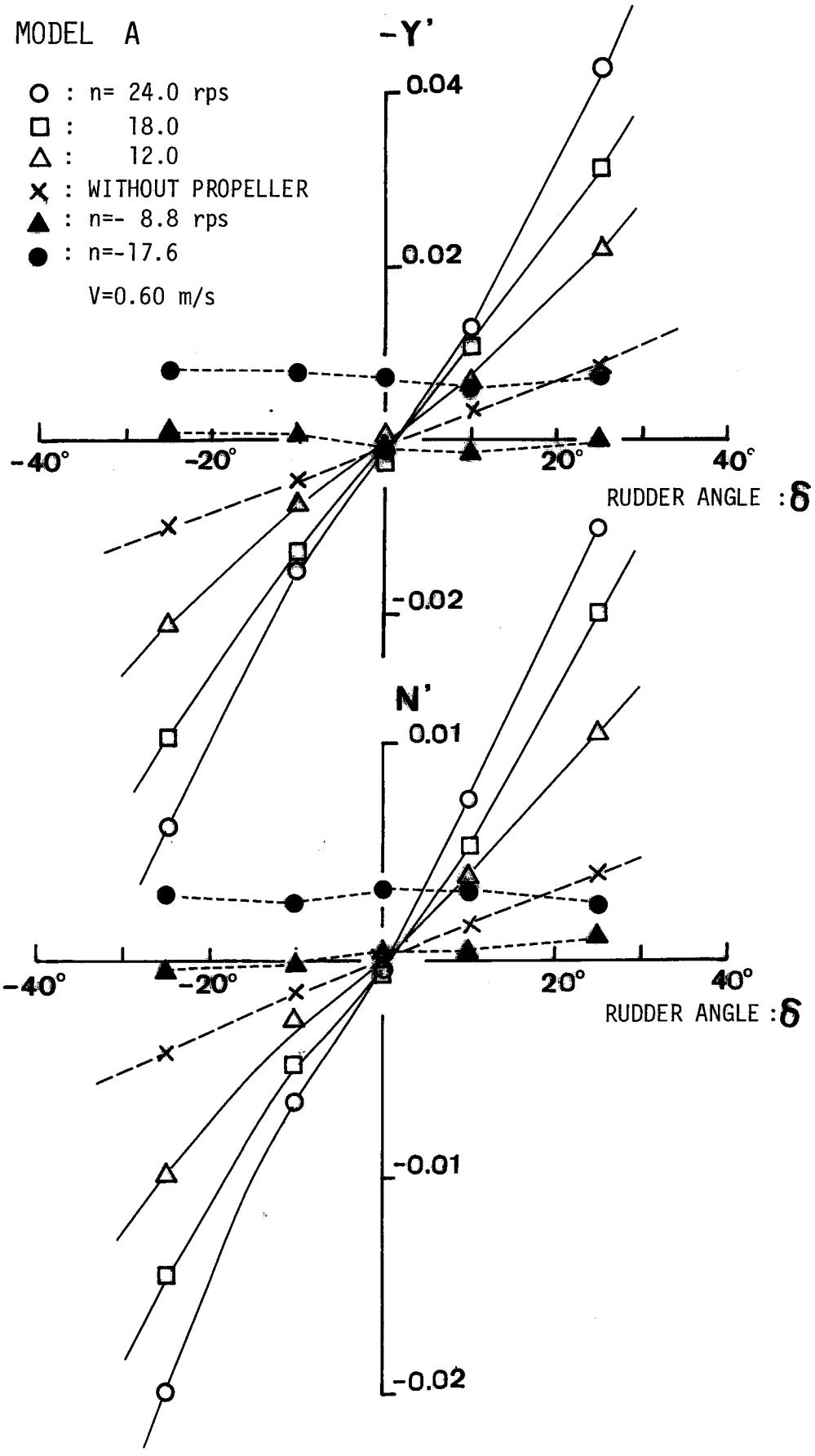


Fig. 1.10 Lateral force and yaw moment versus rudder angle δ at various propeller slip, model A.

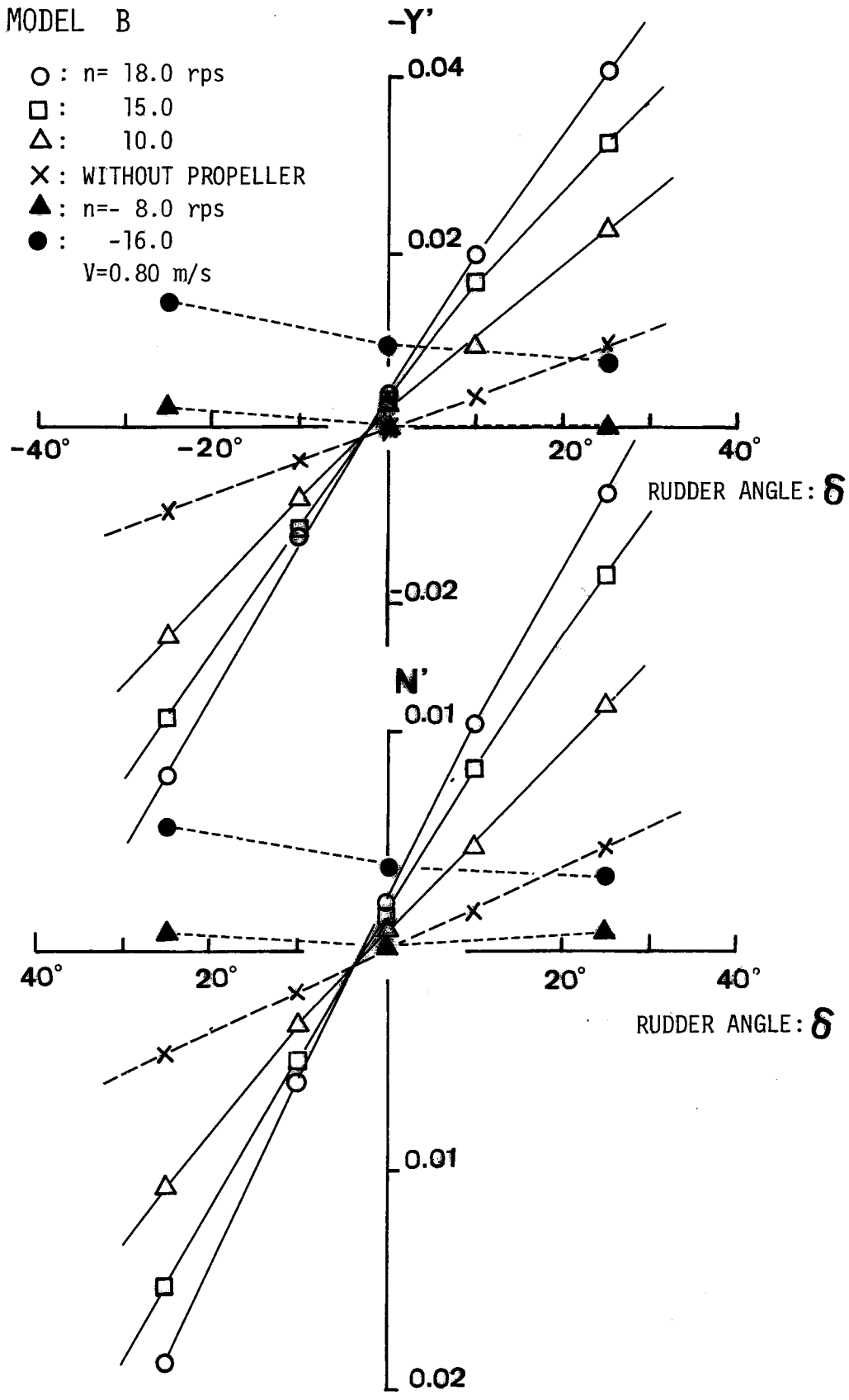


Fig. 1.11 Lateral force and yaw moment versus rudder angle δ at various propeller slip, model B.

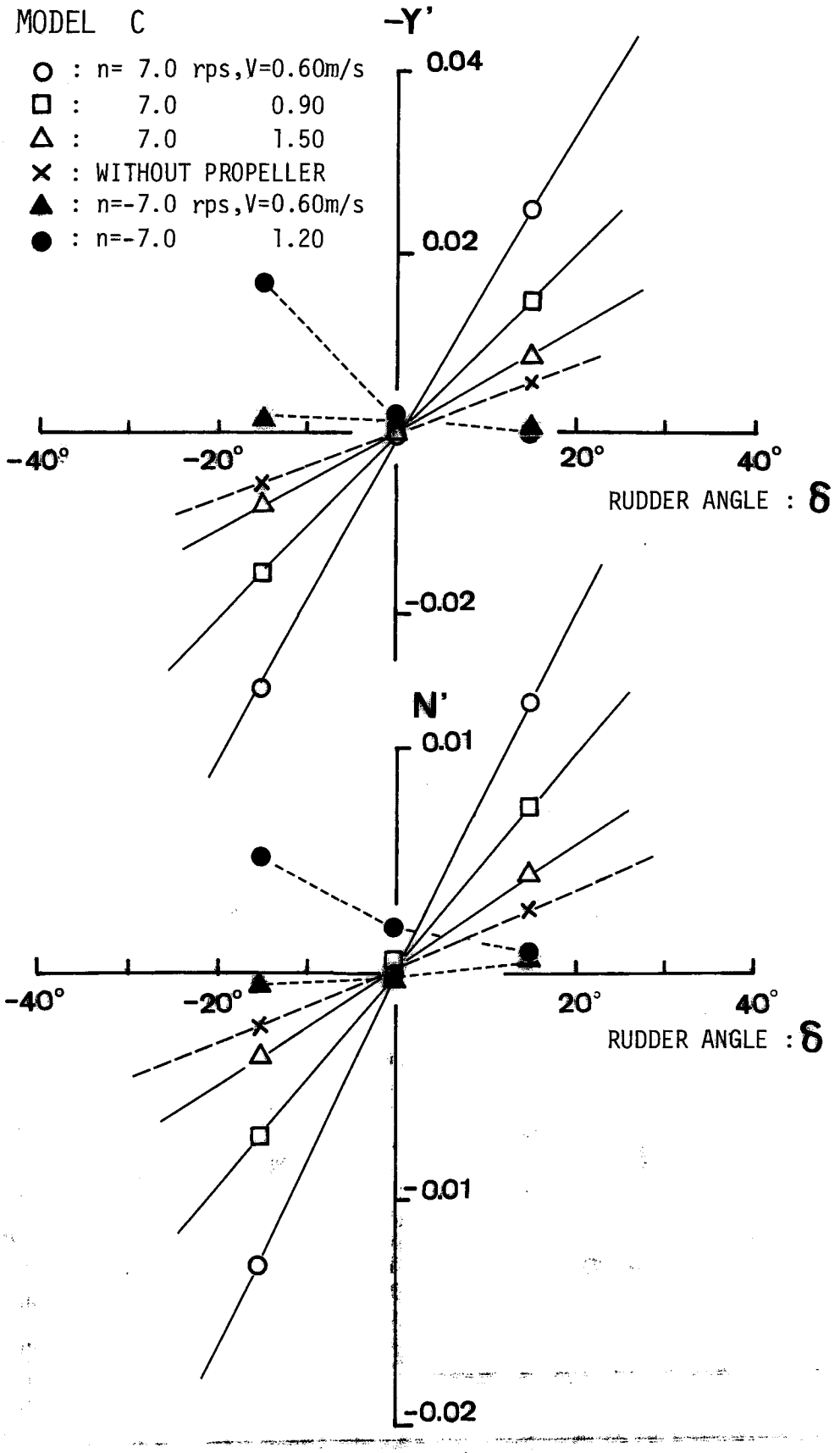


Fig. 1.12 Lateral force and yaw moment versus rudder angle δ at various propeller slip, model C.

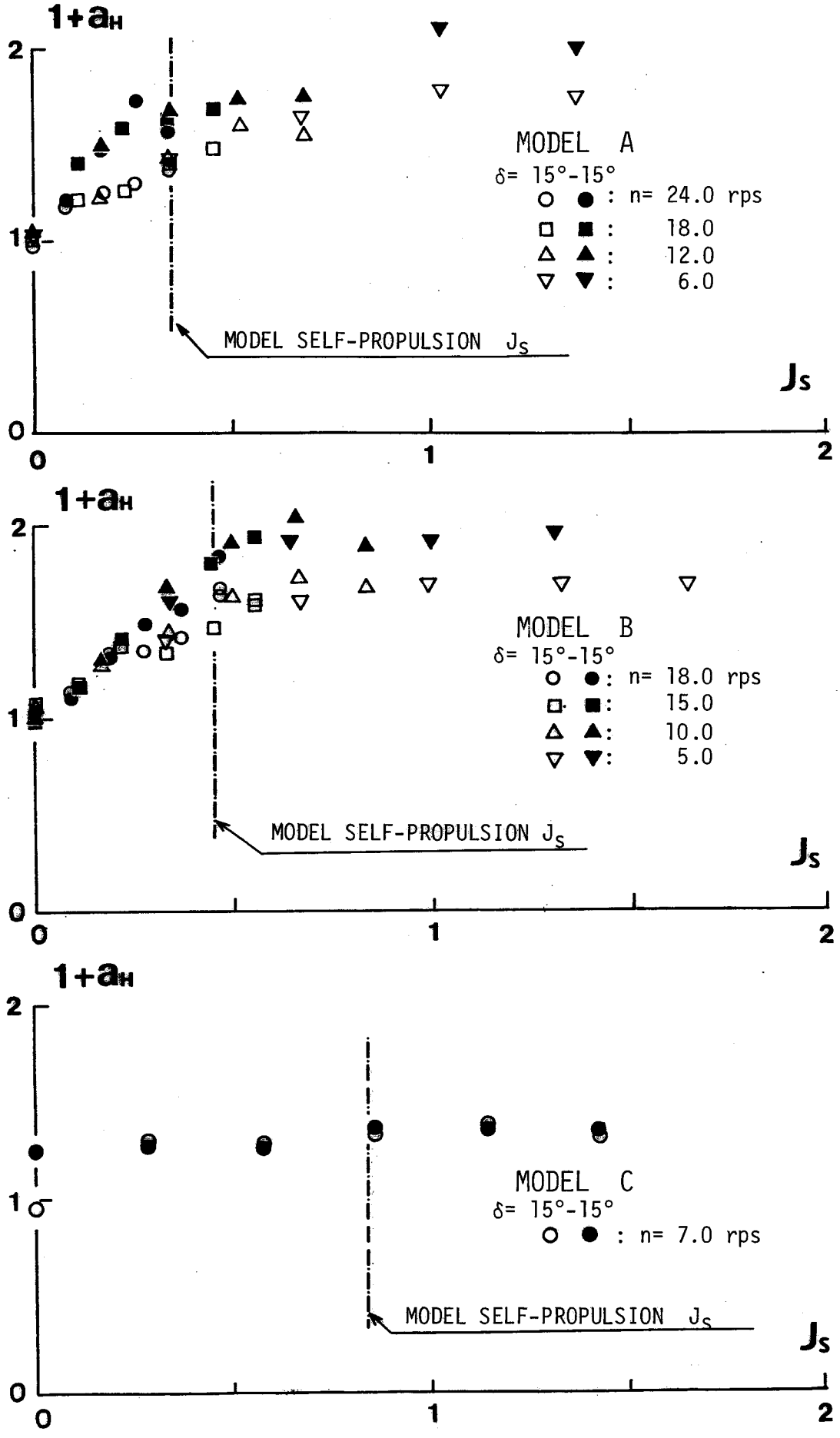


Fig.1.13 Hull-rudder interaction factor ($1+a_H$) at various propeller slip, models A, B and C.

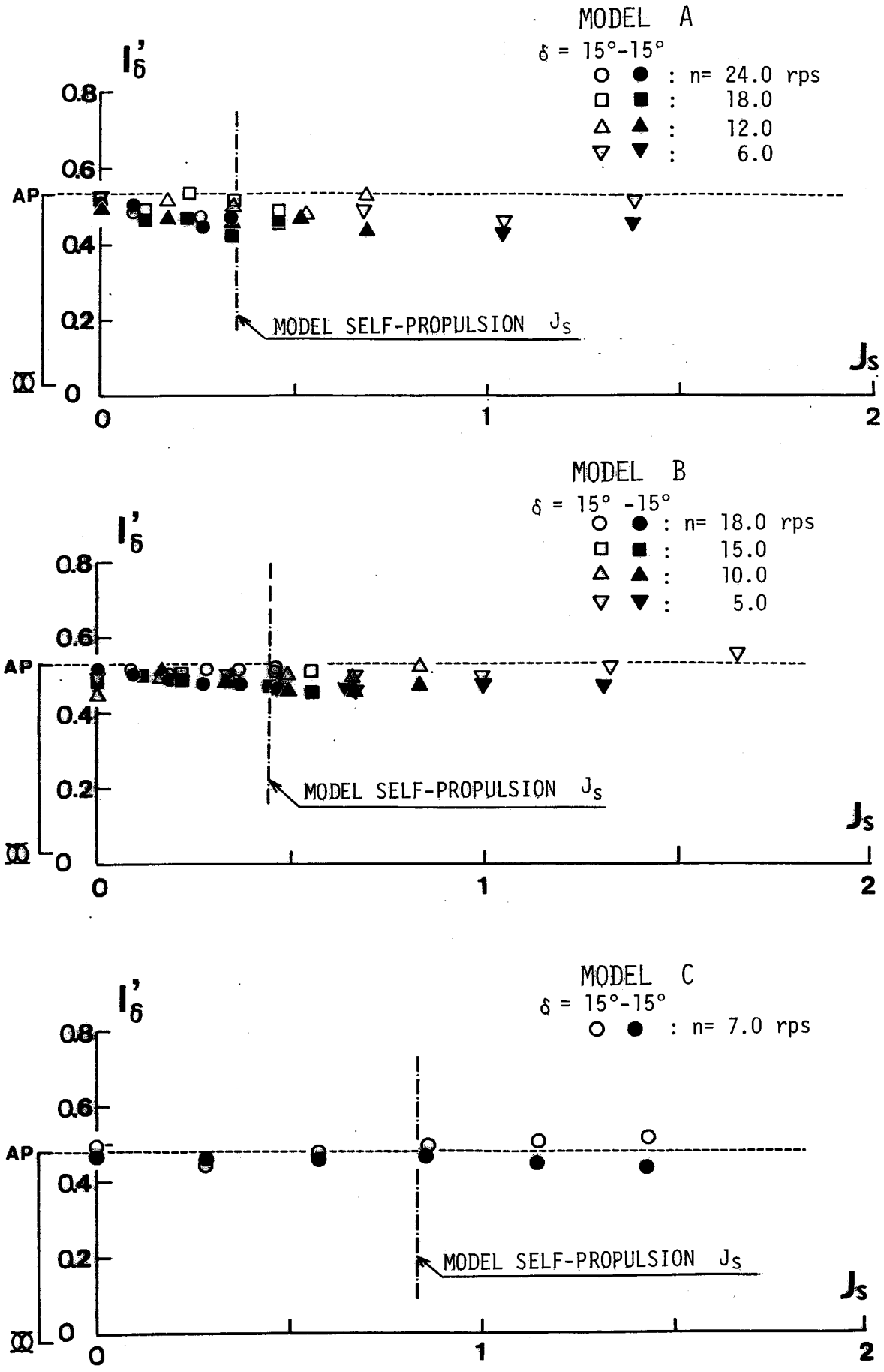


Fig.1.14 Rudder force lever l'_δ at various propeller slip, models A, B and C.

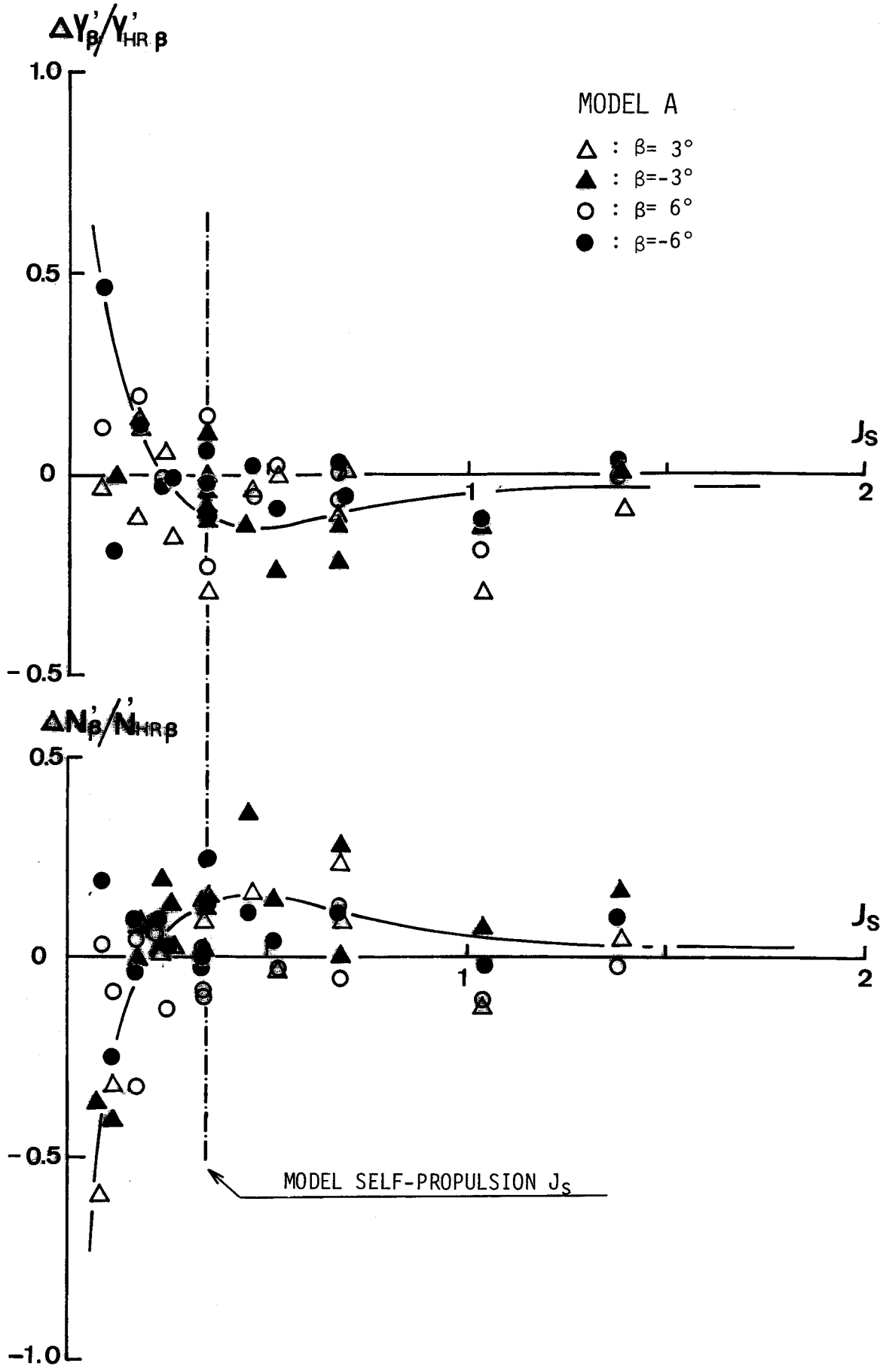


Fig. 1.15 Effect of propeller slip on lateral force and yaw moment, model A. (directly measured)

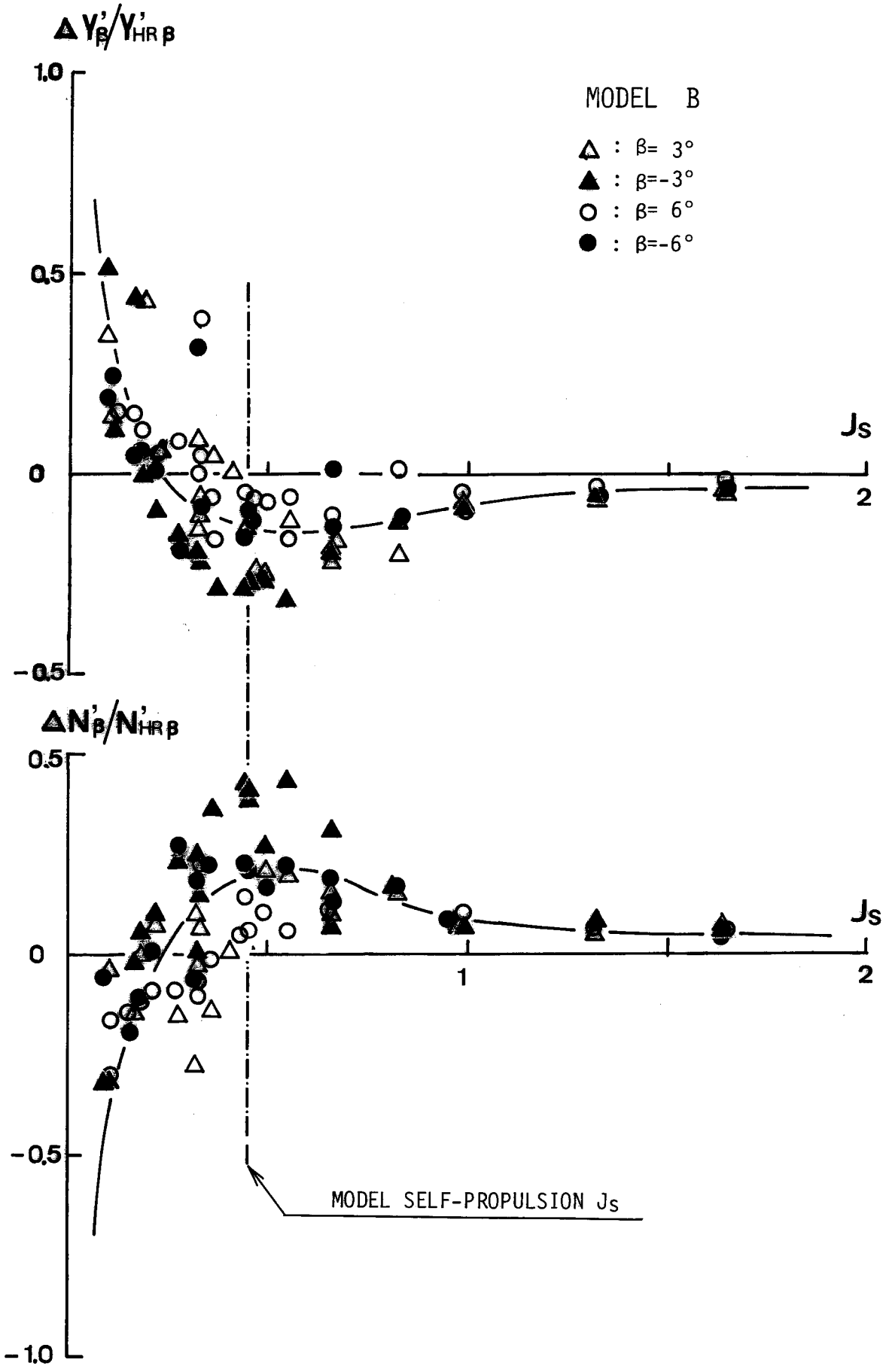


Fig. 1.16 Effect of propeller slip on lateral force and yaw moment, model B. (directly measured)

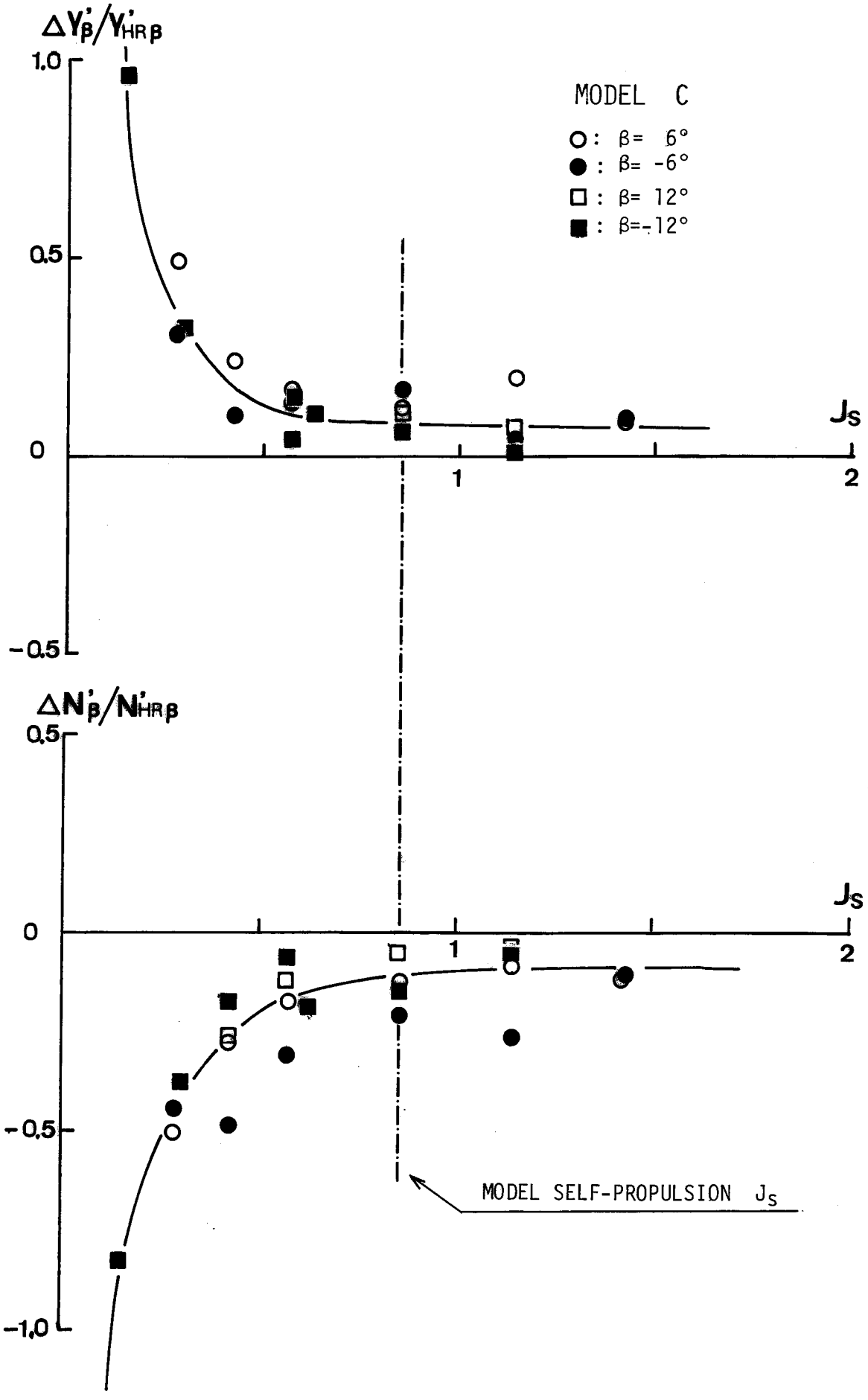


Fig. 1.17 Effect of propeller slip on lateral force and yaw moment, model C. (directly measured)

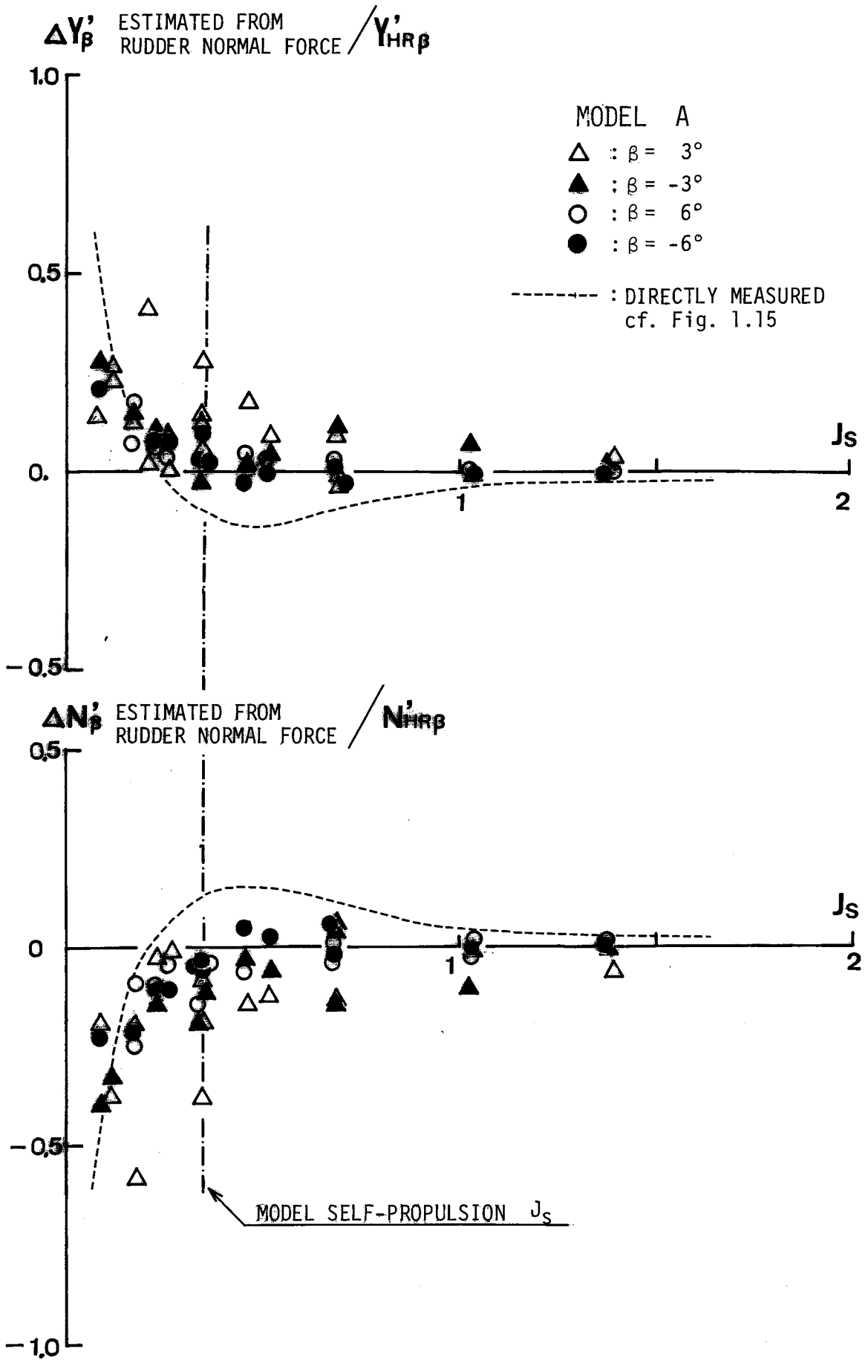


Fig.1.18 Effect of propeller slip on lateral force and yaw moment, model A.
(estimated from rudder normal force)

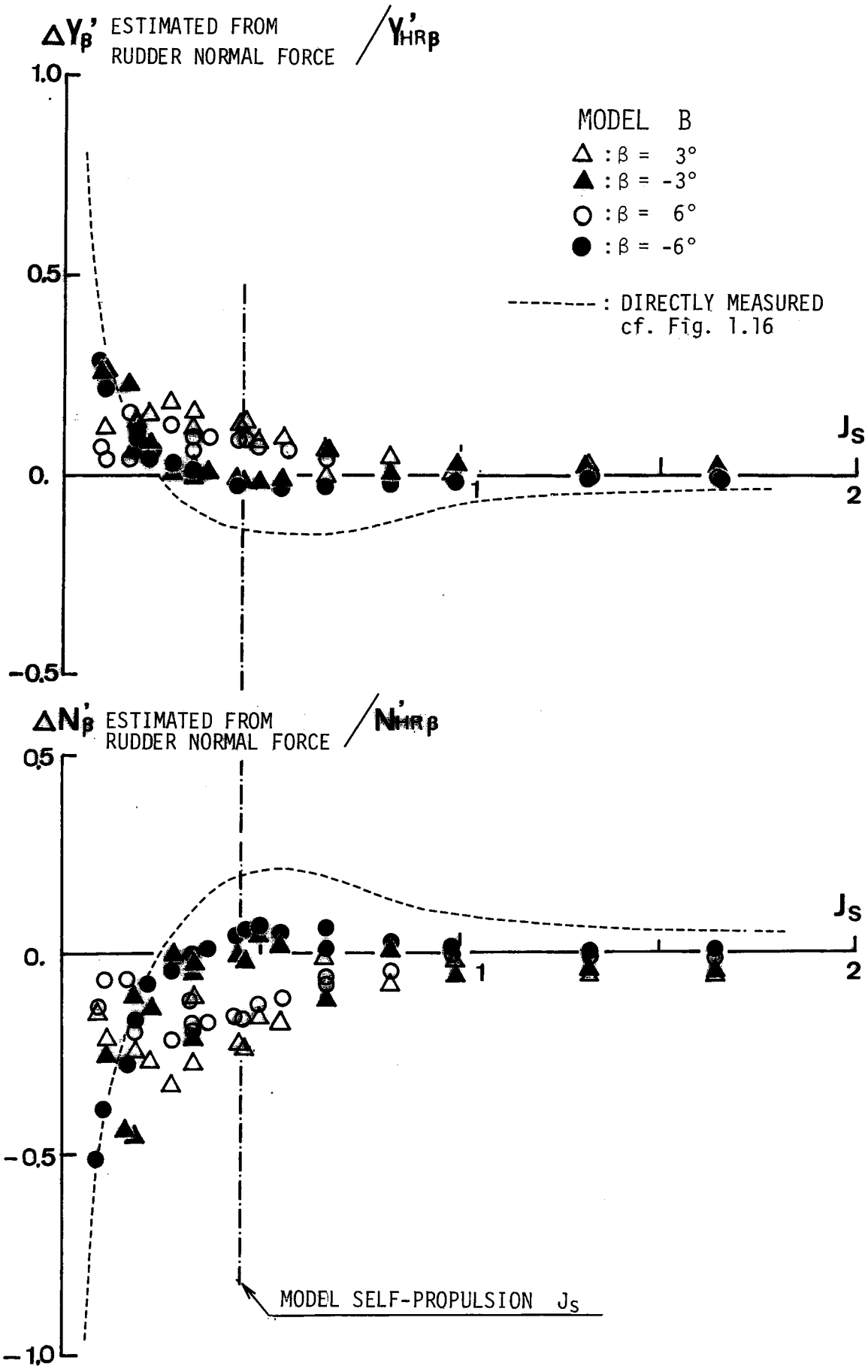


Fig.1.19 Effect of propeller slip on lateral force and yaw moment, model B.
(estimated from rudder normal force)

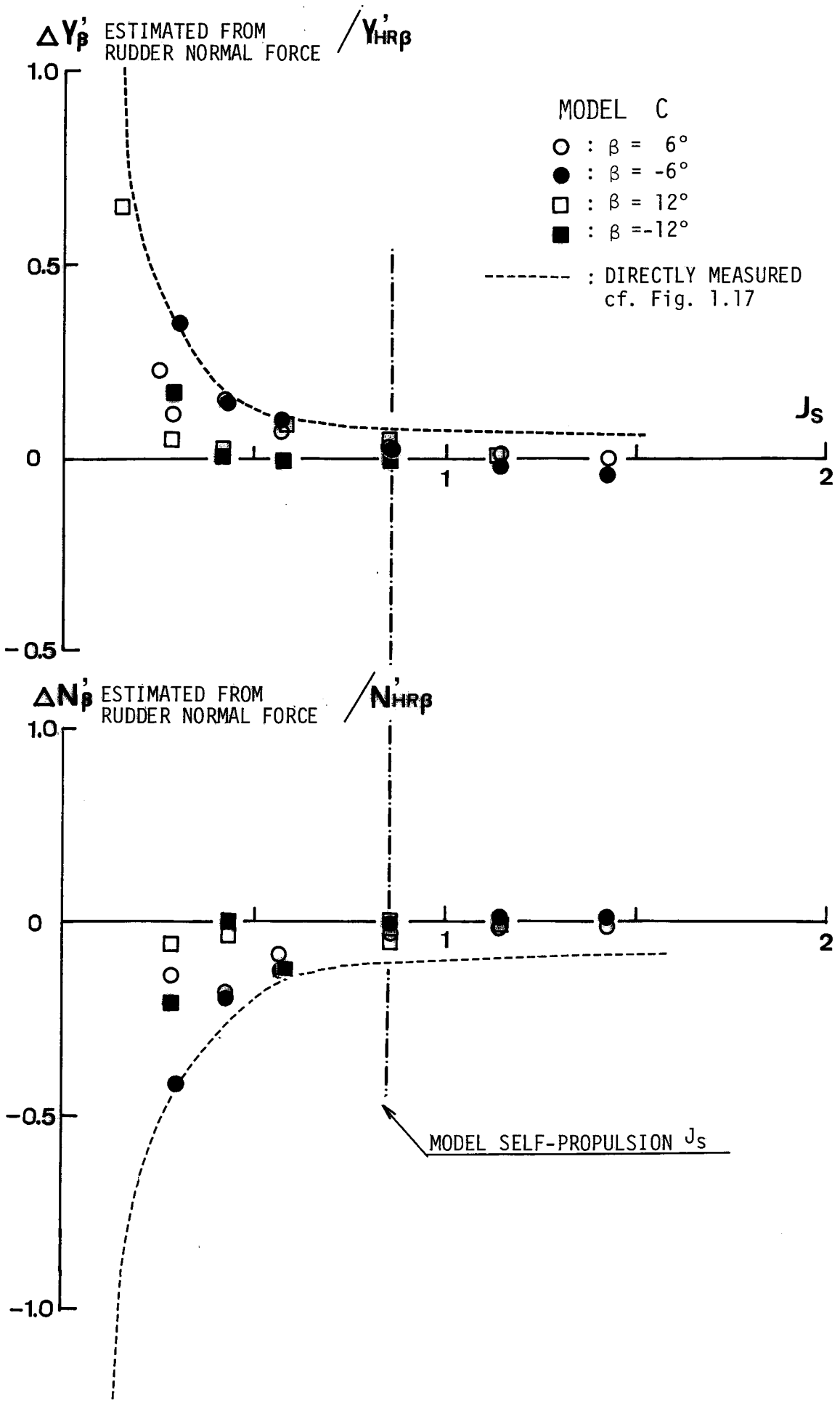


Fig.1.20 Effect of propeller slip on lateral force and yaw moment, model C.
(estimated from rudder normal force)

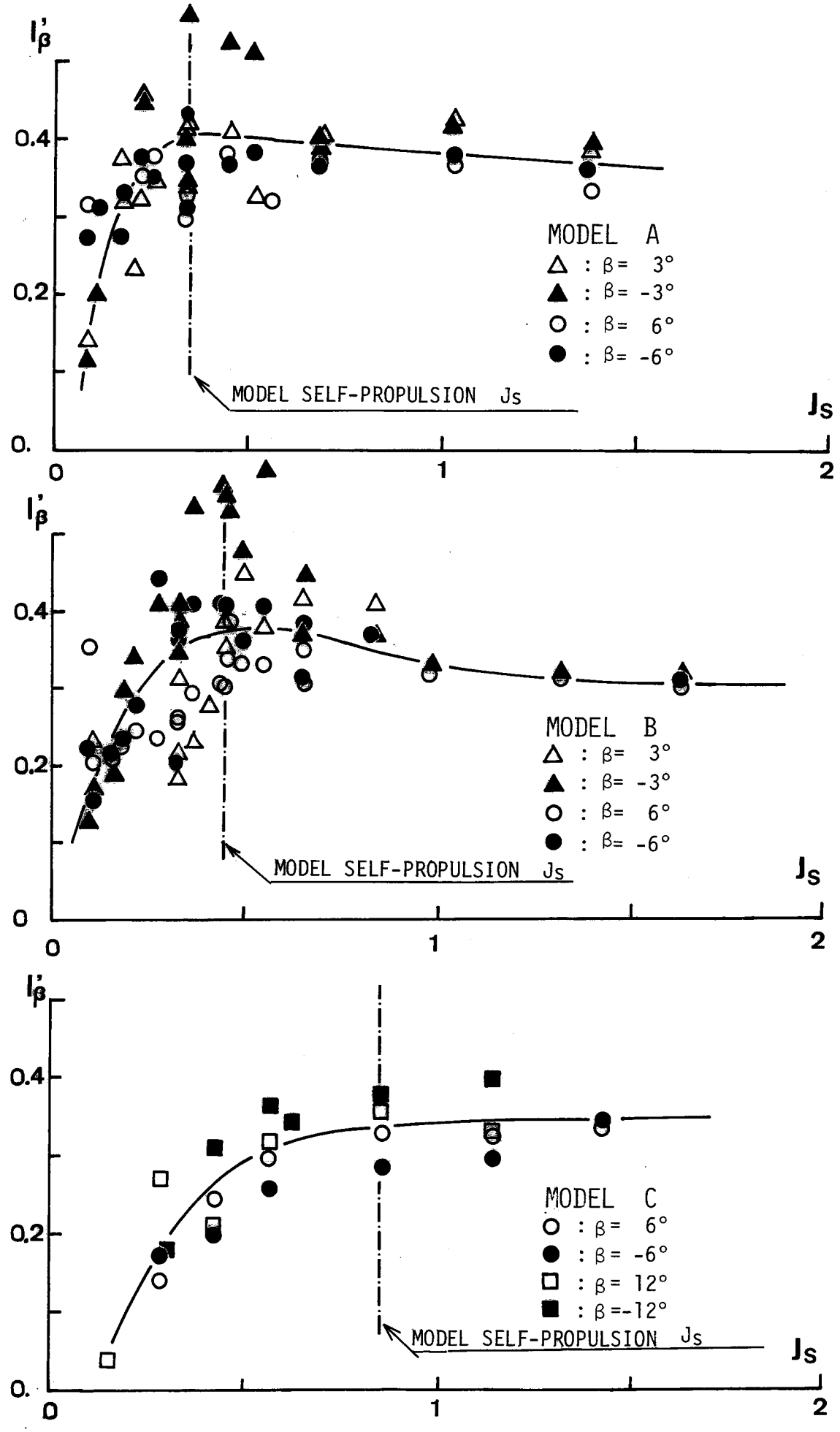


Fig.1.21 Effect of propeller slip on sway damping lever l'_β, models A, B and C.

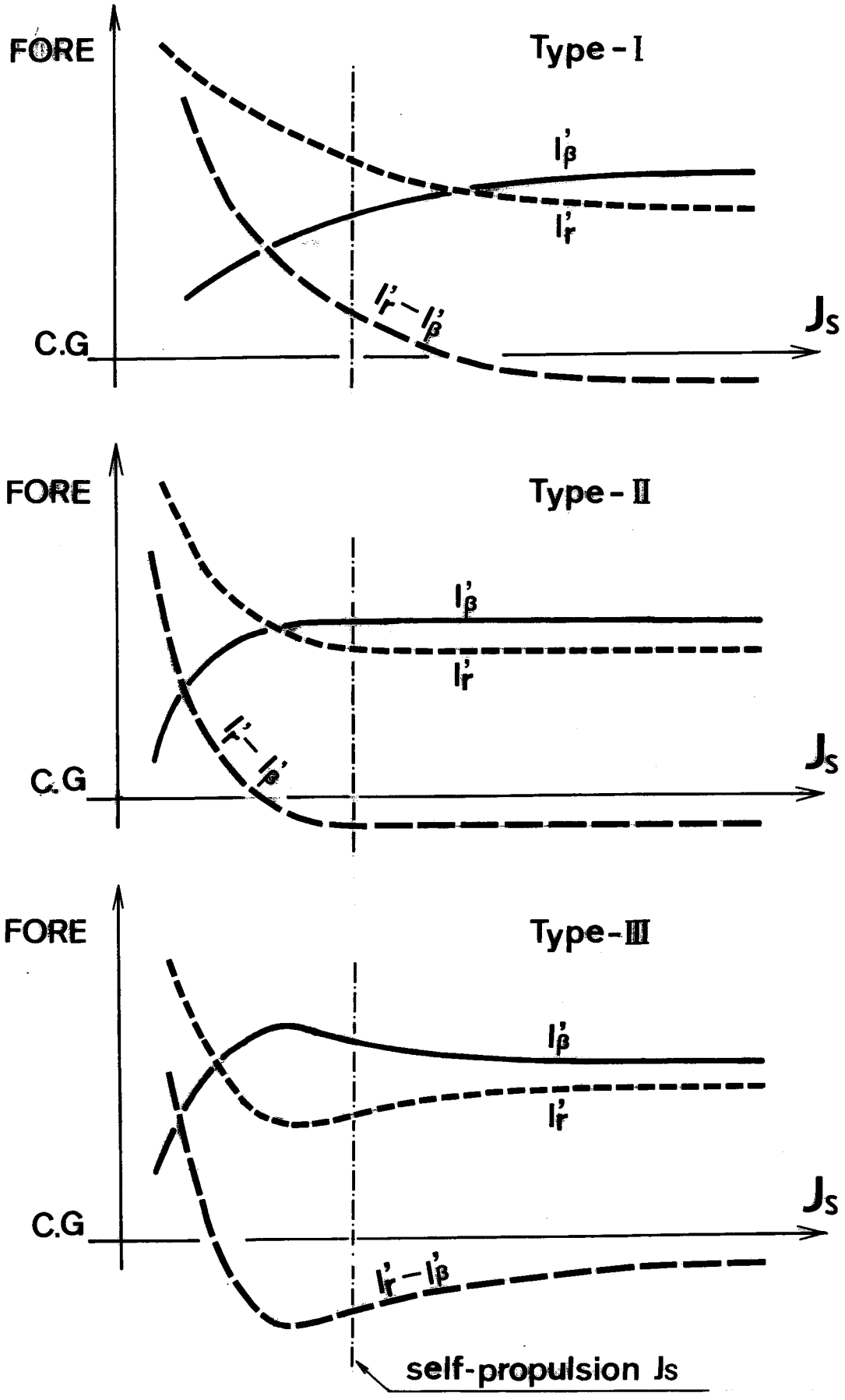


Fig.1.22 A few patterns of the effect of propeller slip on sway-damping lever and yaw-damping lever.

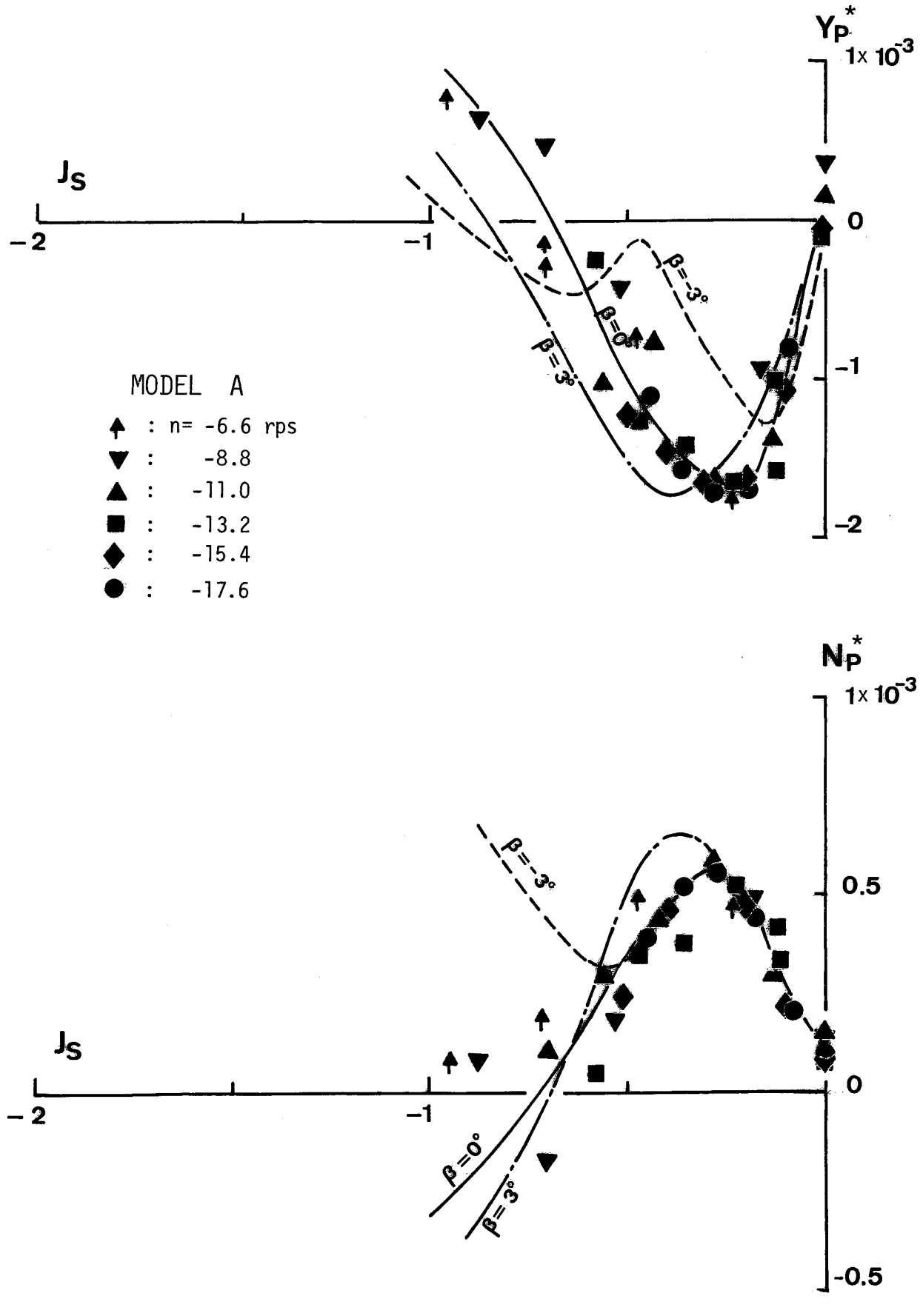


Fig. 1.23 Lateral force and yaw moment exerted by reversing propeller, model A.

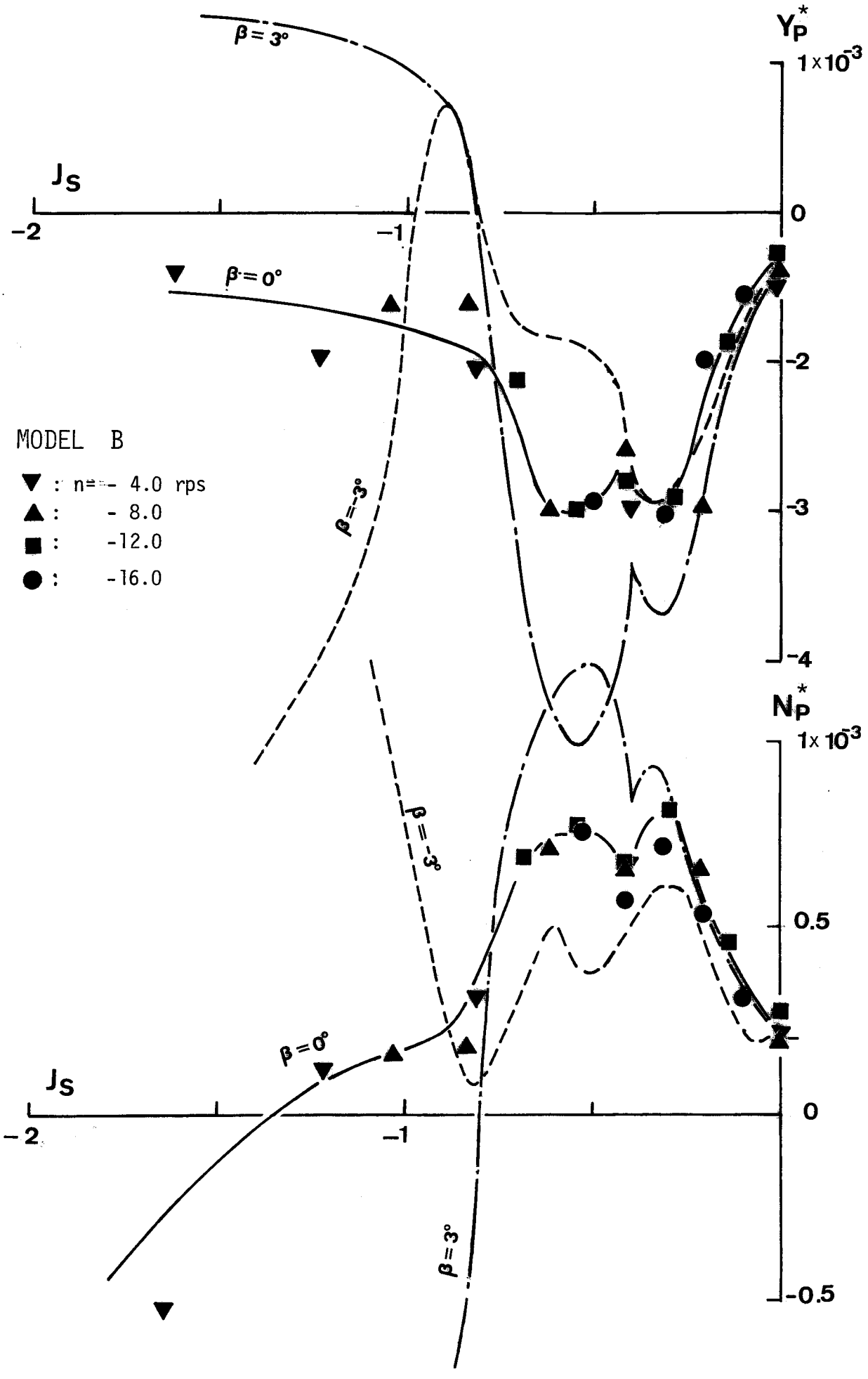


Fig. 1.24 Lateral force and yaw moment exerted by reversing propeller, model B.

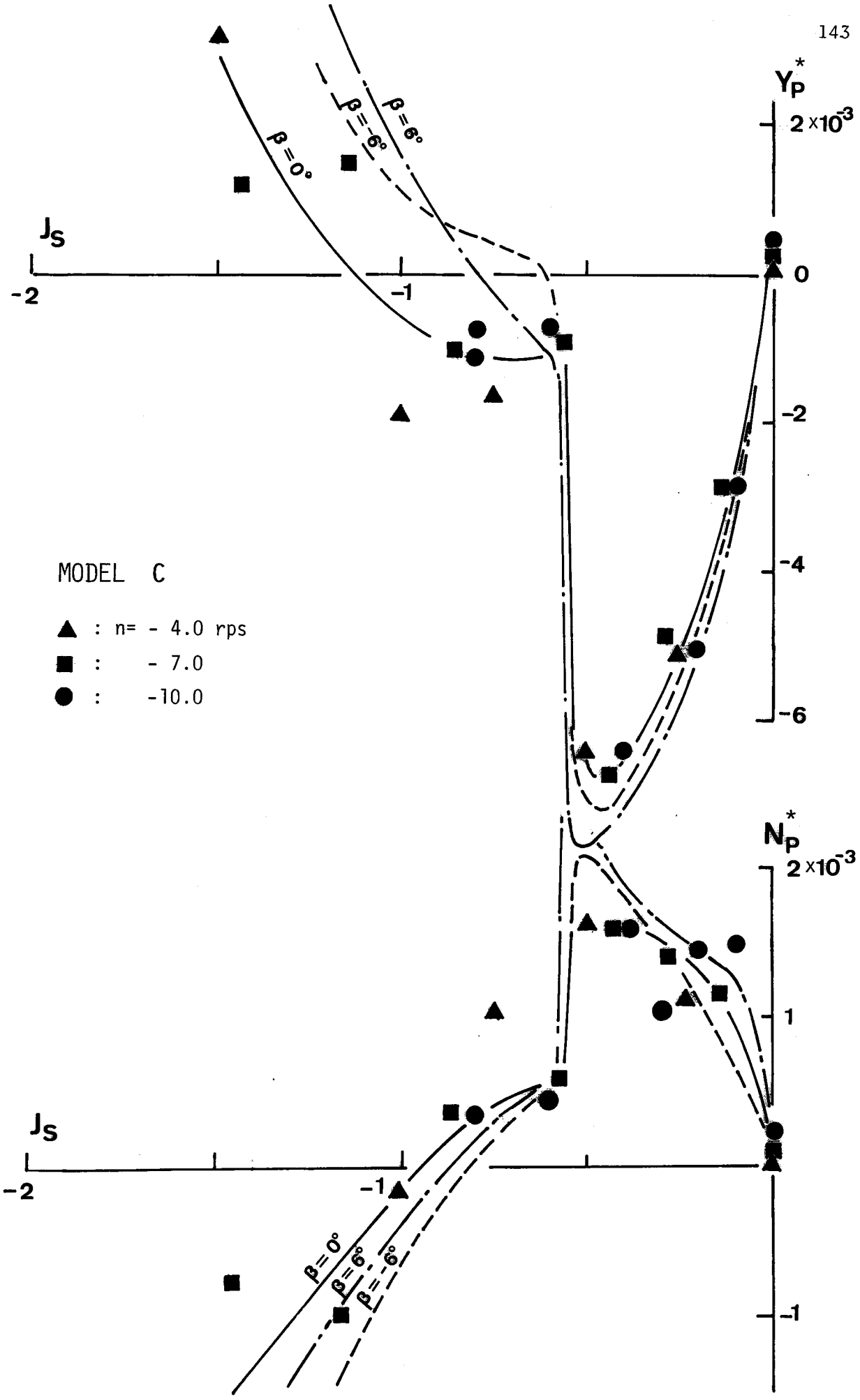


Fig. 1.25 Lateral force and yaw moment exerted by reversing propeller, model C.

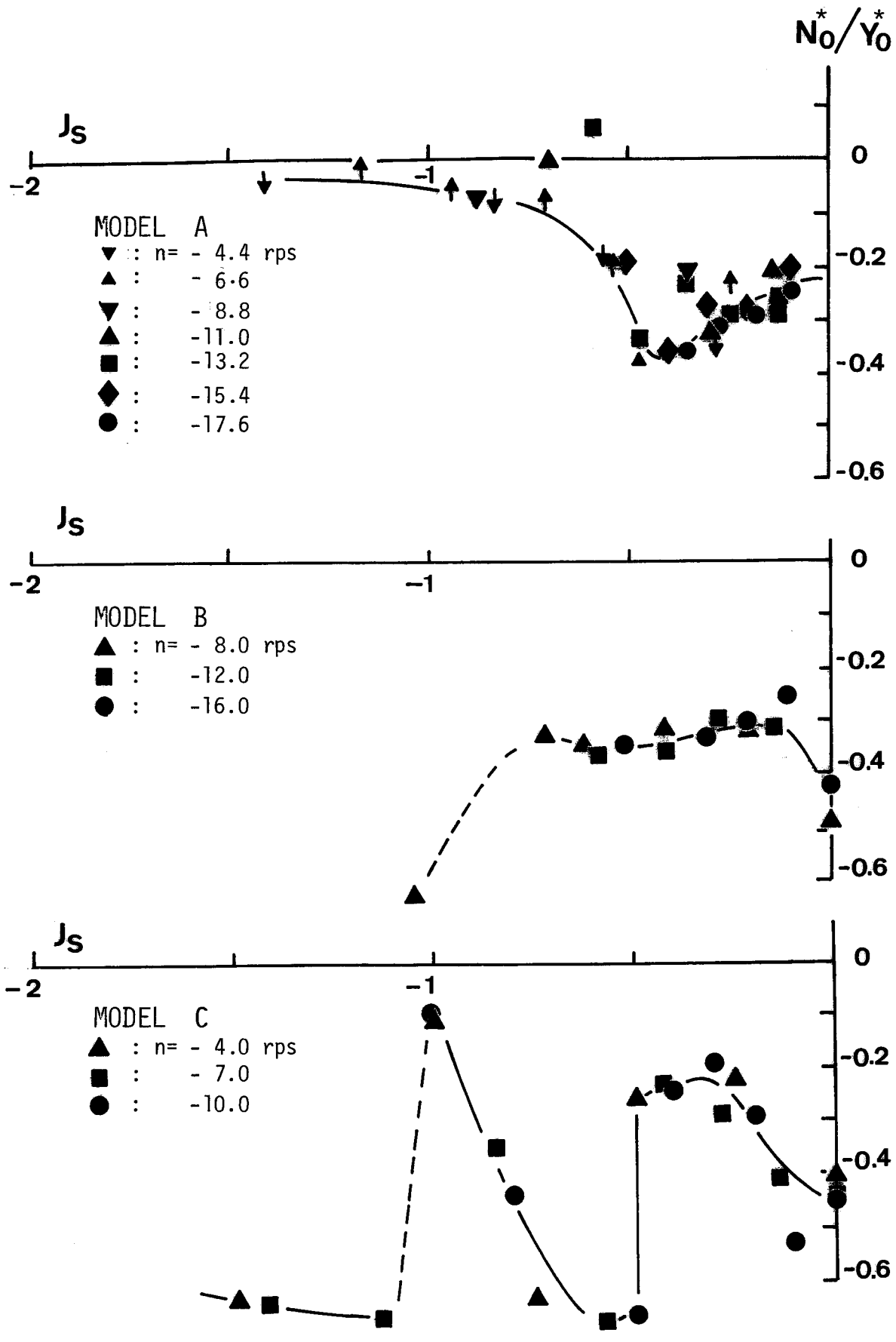


Fig. 1.26 Hydrodynamic lever exerted by reversing propeller at straight running, model A, B and C.

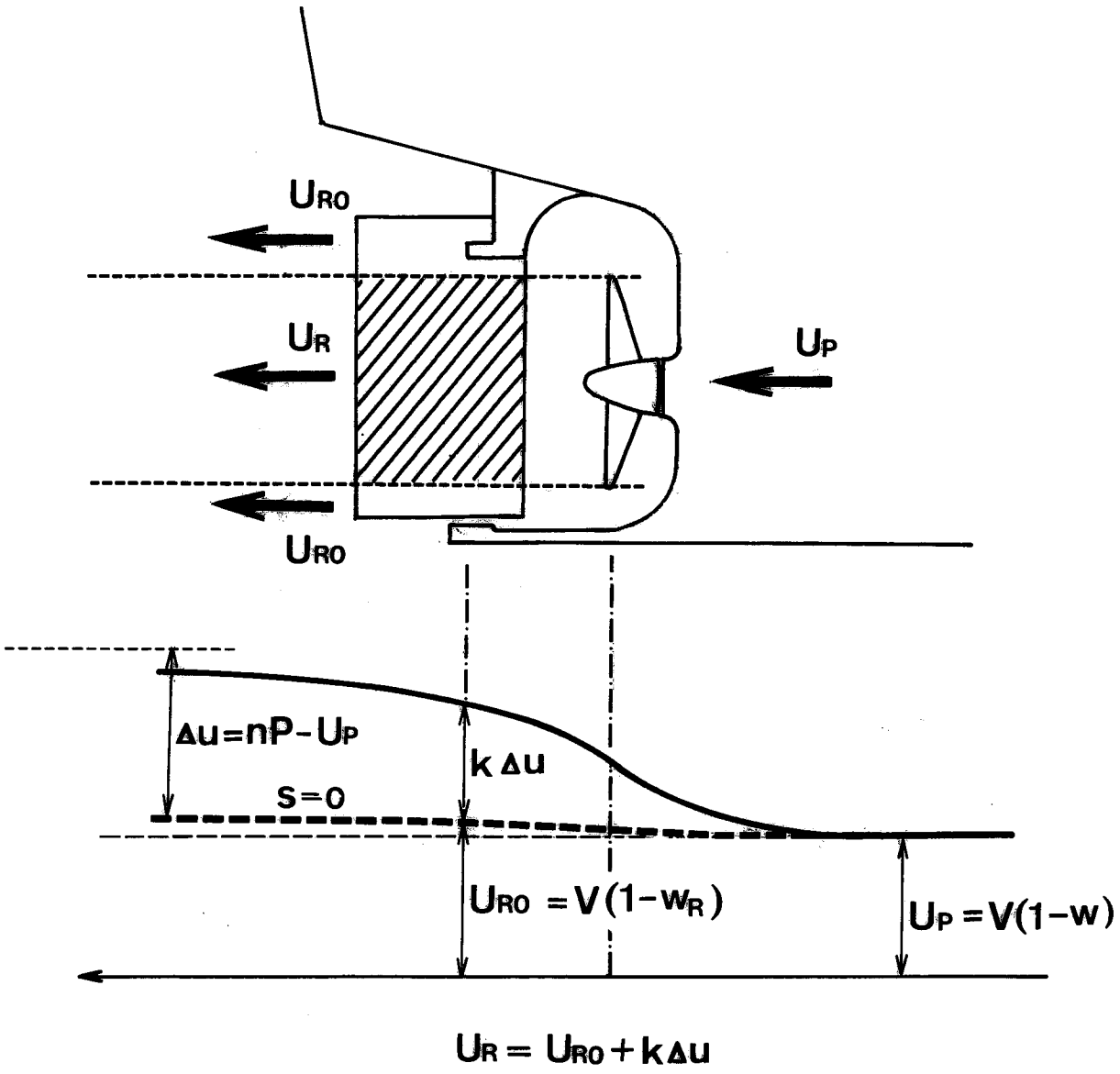


Fig.2.1 Schematic pattern of longitudinal flow speed behind propeller.

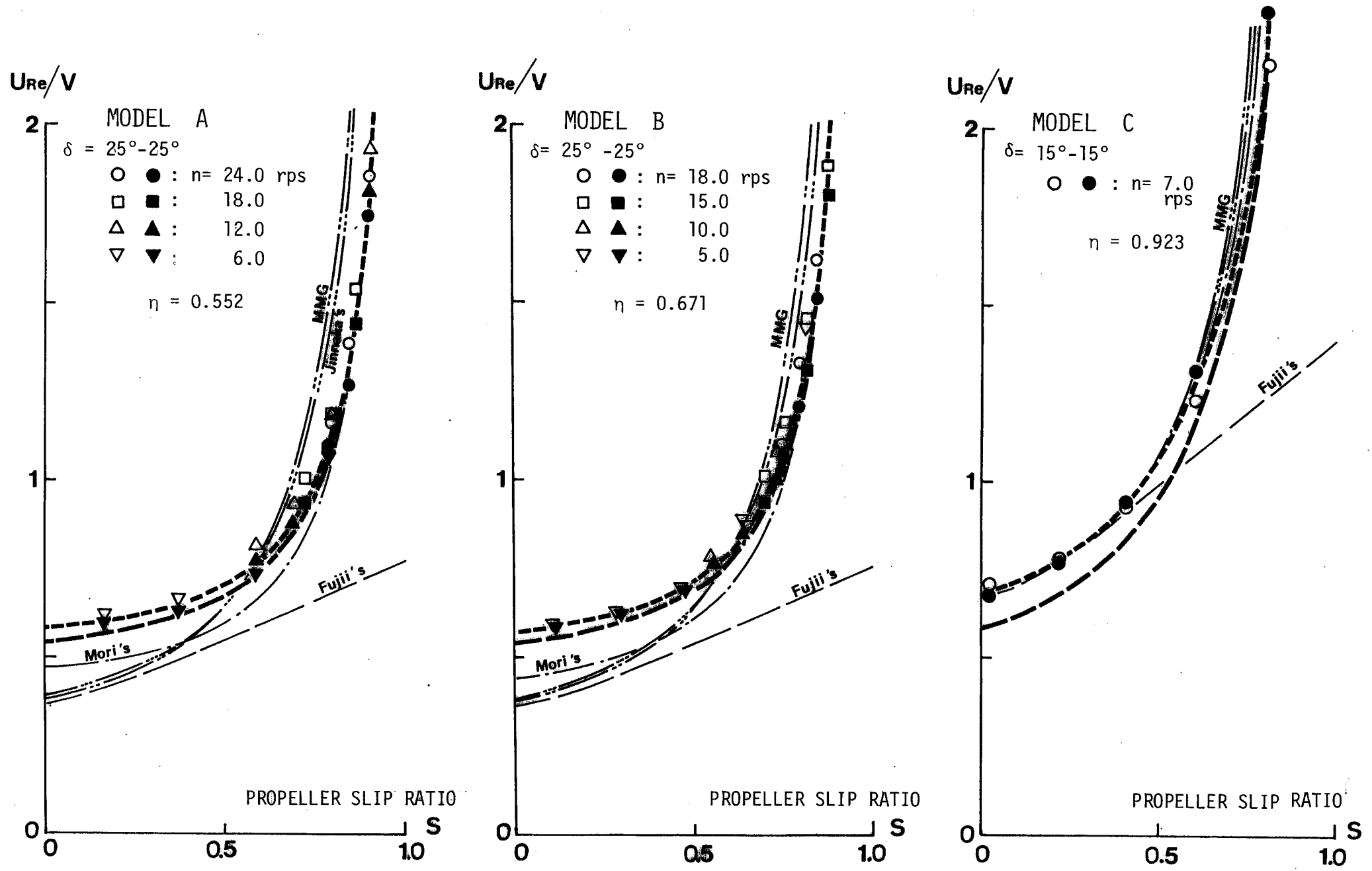


Fig.2.2 Effective rudder inflow velocity, measured and predicted, models A, B and C.

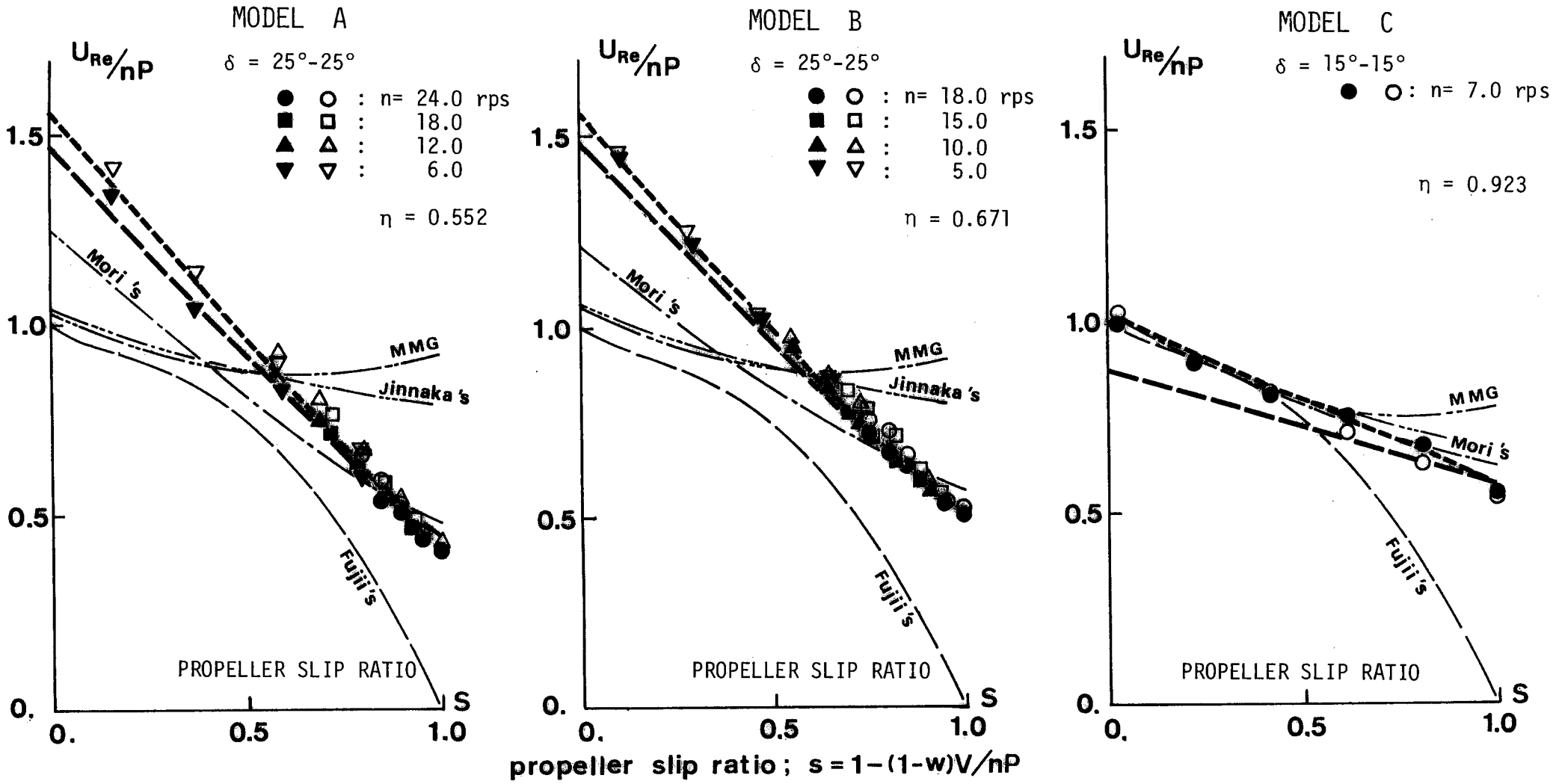


Fig.2.3 Effective rudder inflow velocity, measured and predicted, models A, B and C.

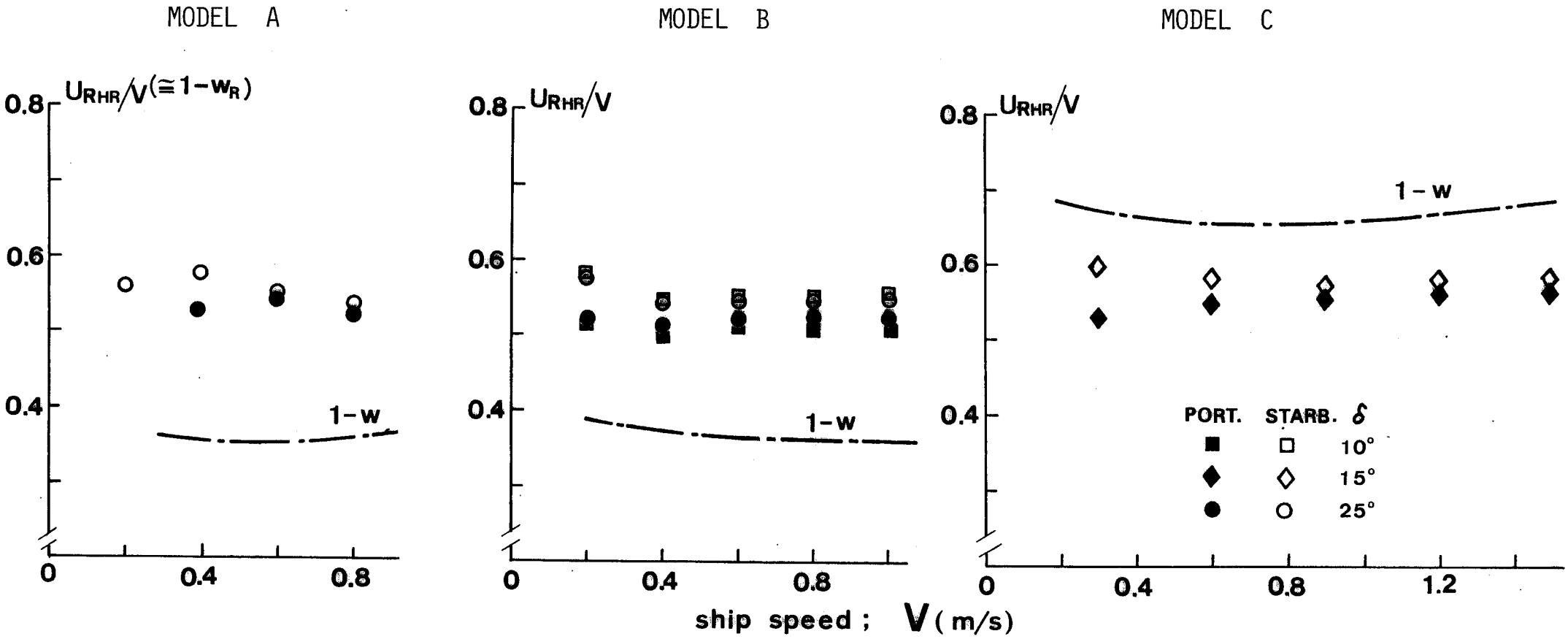


Fig.2.4 Effective rudder inflow velocity without propeller, models A, B and C.

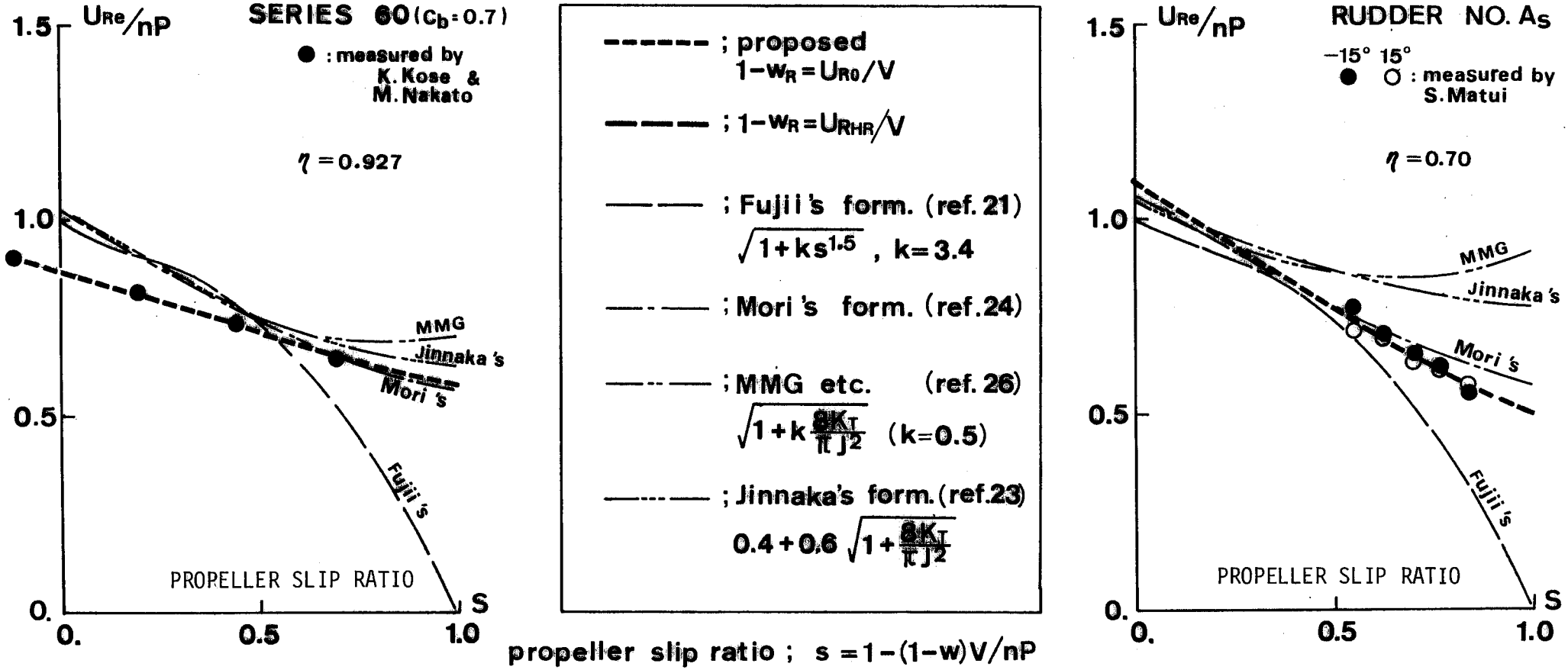


Fig. 2.5 Effective rudder inflow velocity, measured and predicted.

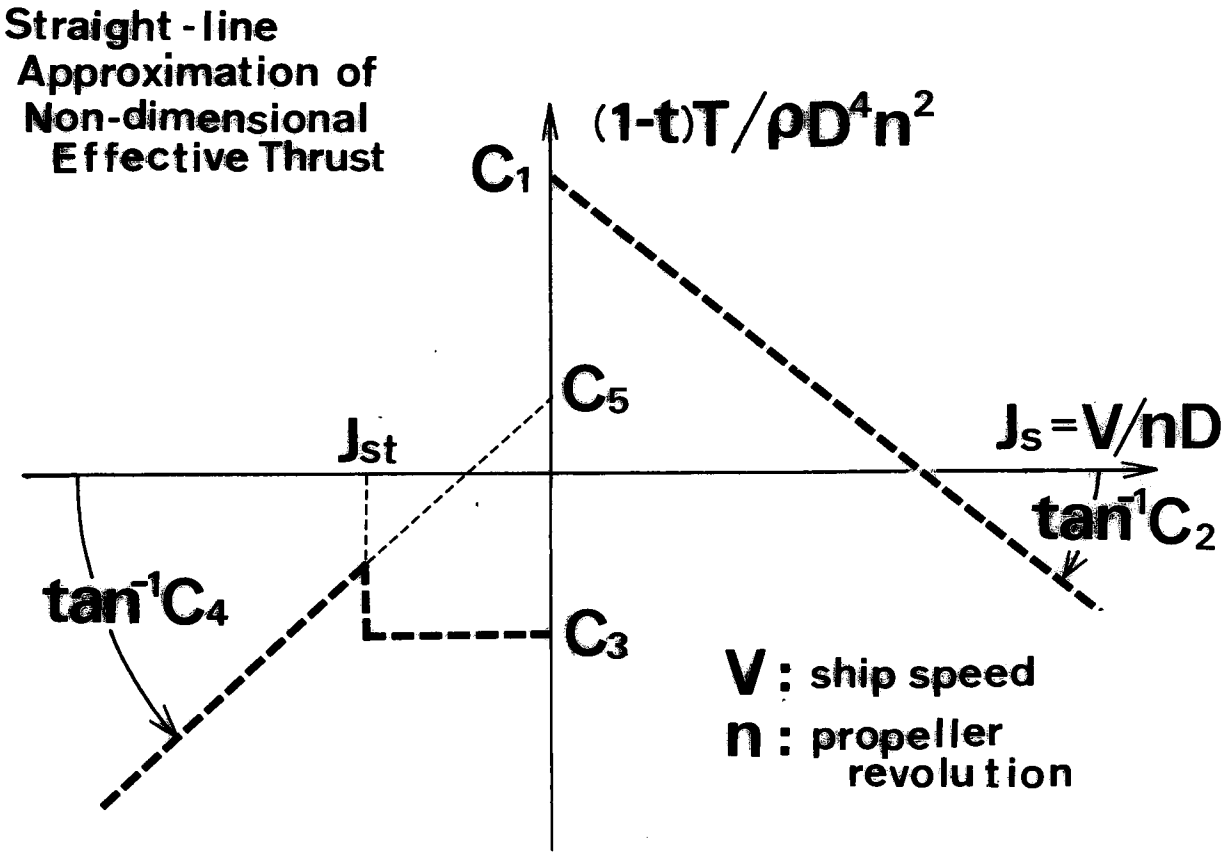


Fig. 3.1 Definition of parameters C_1 through C_5 to represent non-dimensional effective thrust.

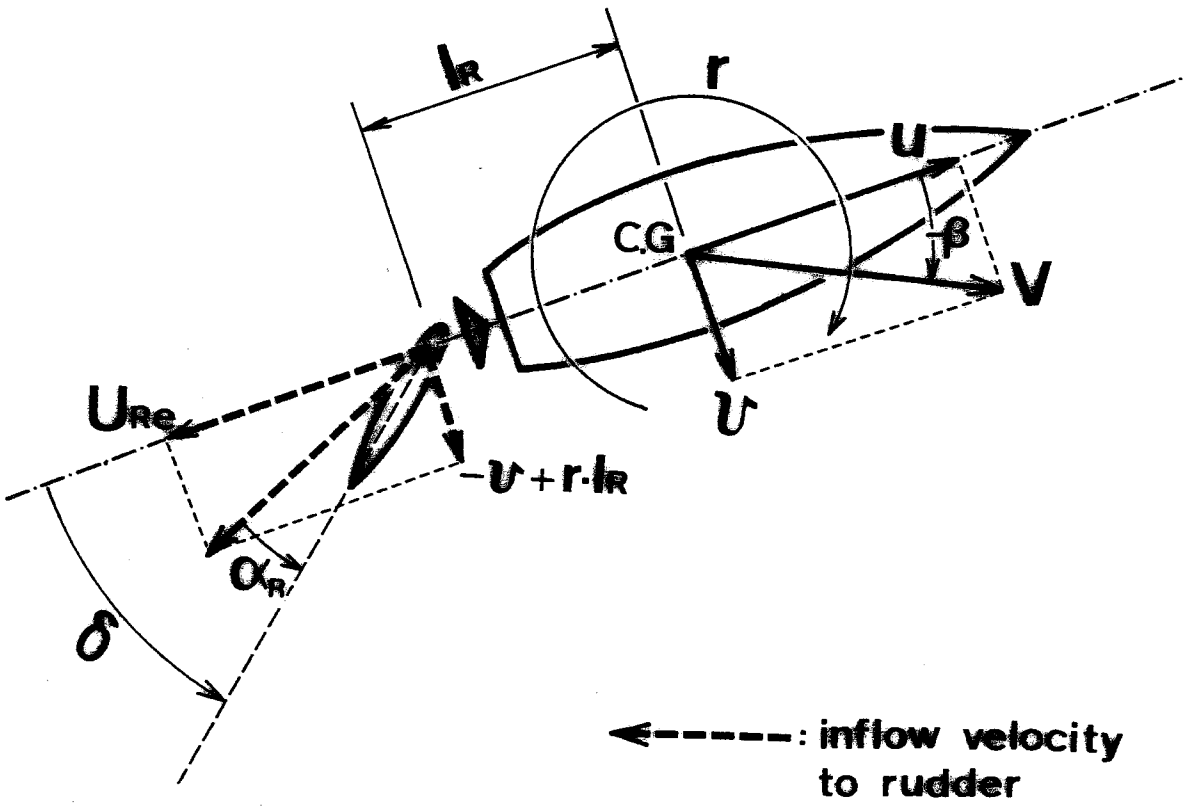


Fig. 3.2 Definition of symbols

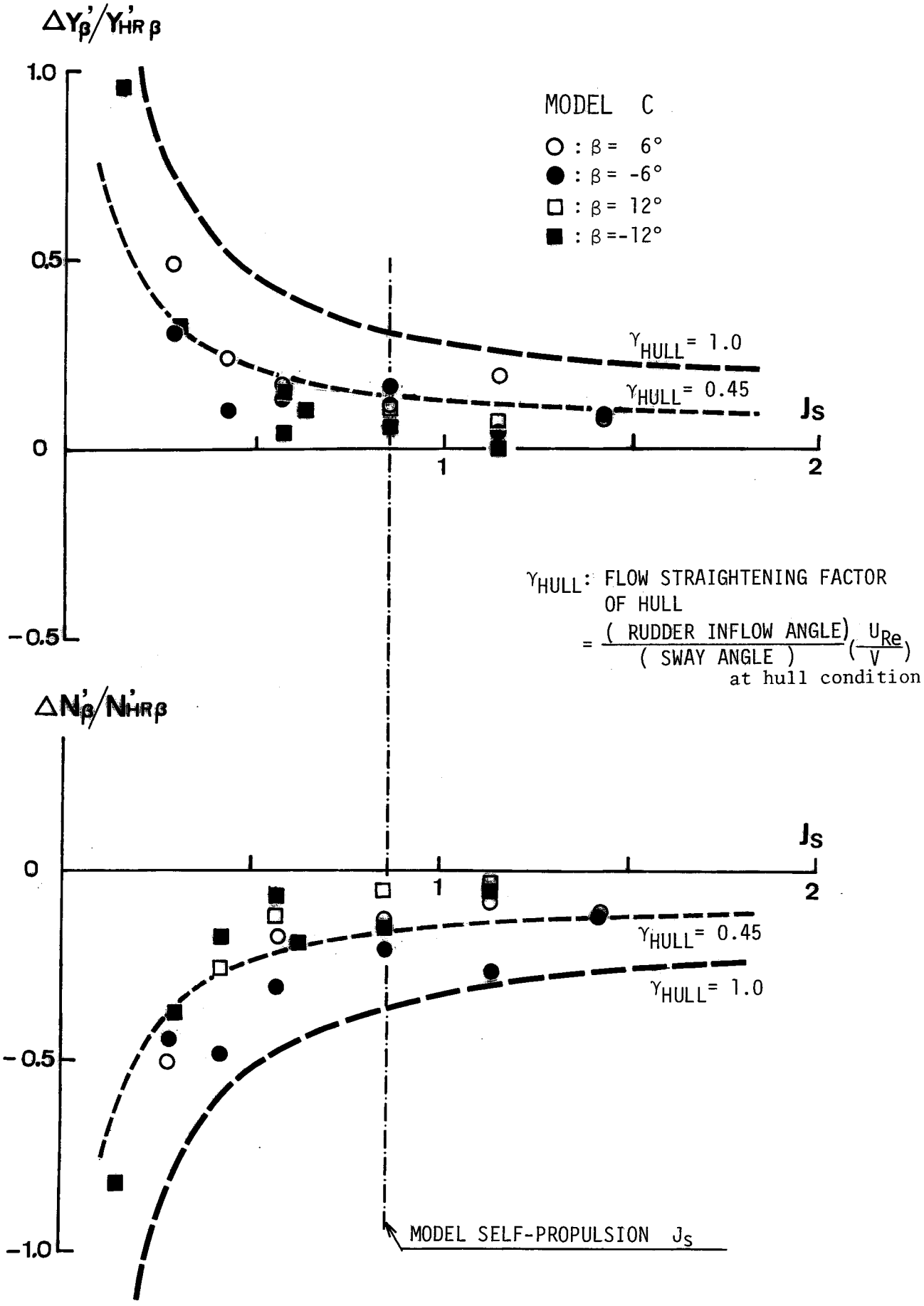


Fig. 3.3 Effect of propeller slip on lateral force and yaw moment, measured and predicted.

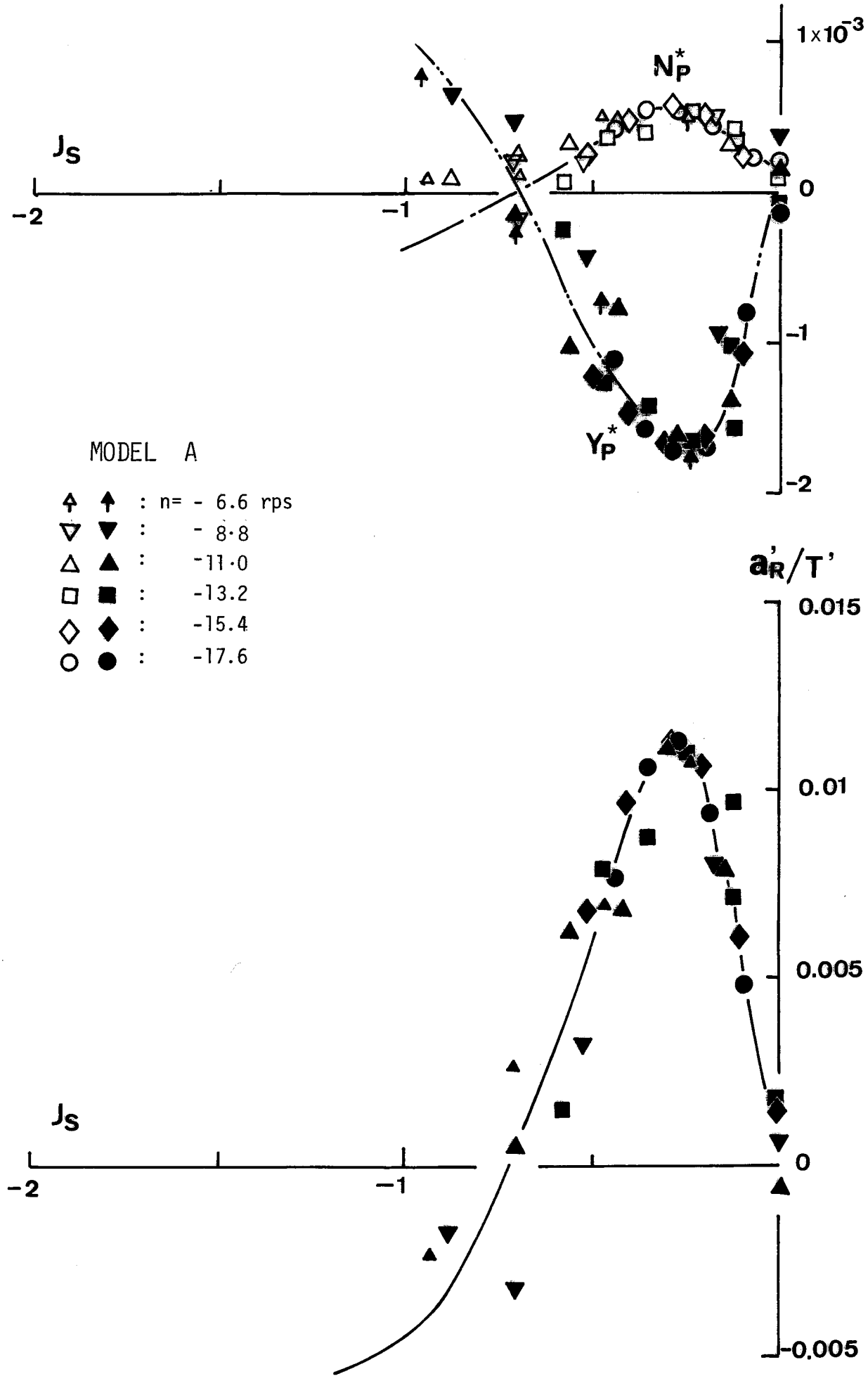


Fig. 3.4 a'_R/T' obtained from Y_0^* and N_0^* , model A.

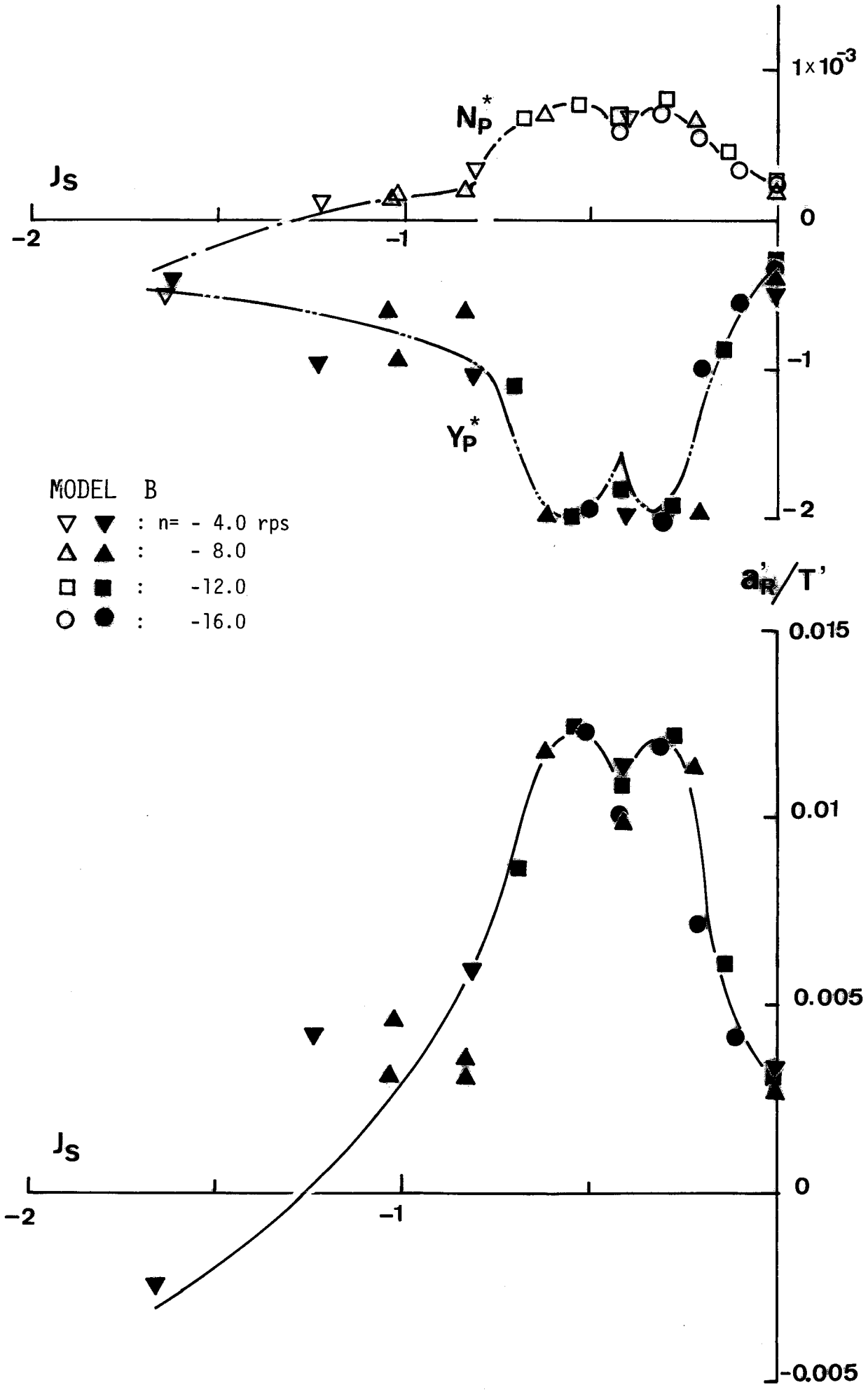


Fig. 3.5 a'_R/T' obtained from Y^*_o and N^*_o, model B.

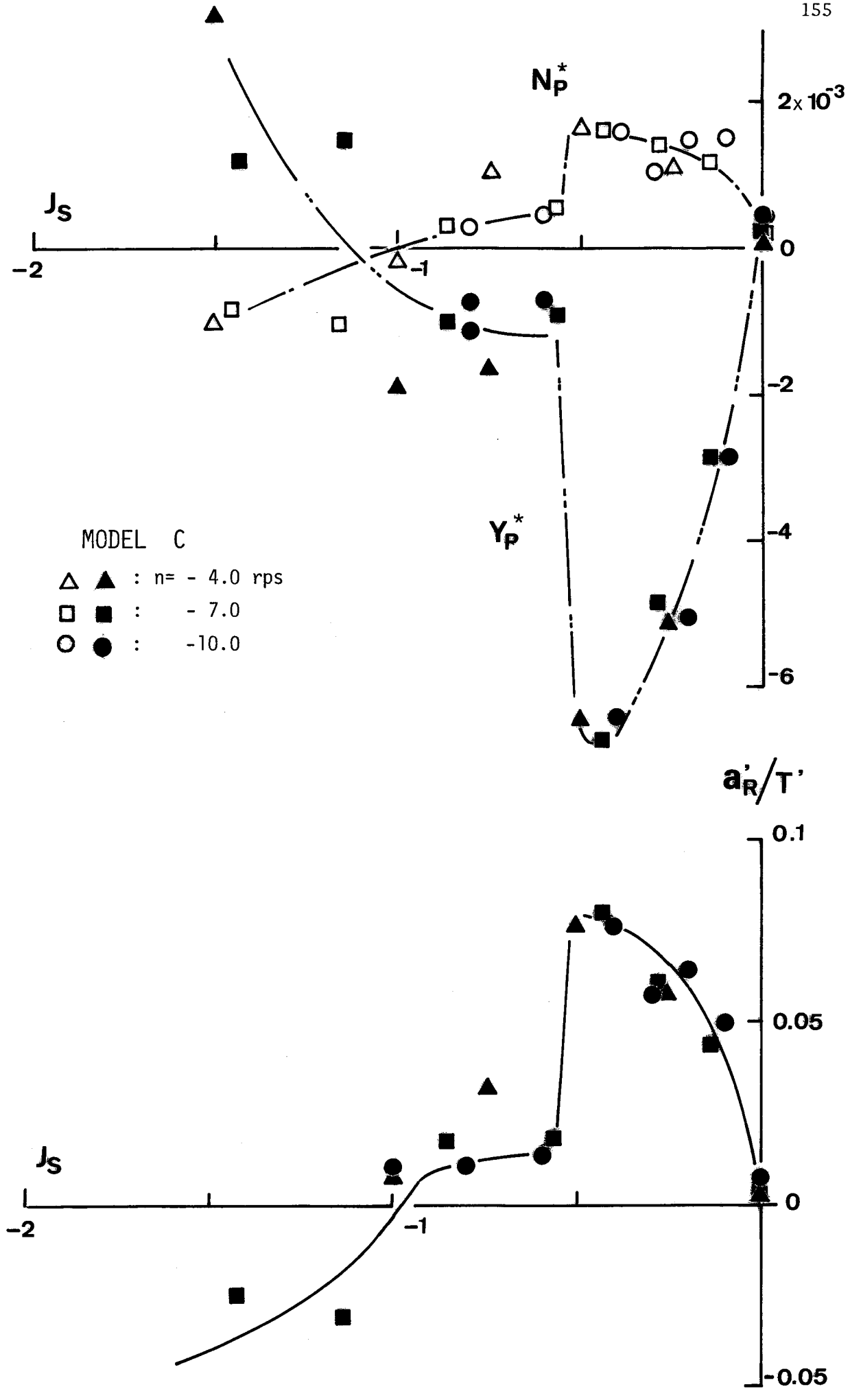


Fig. 3.6 a'_R/T' obtained from Y_o^* and N_o^*, model C.

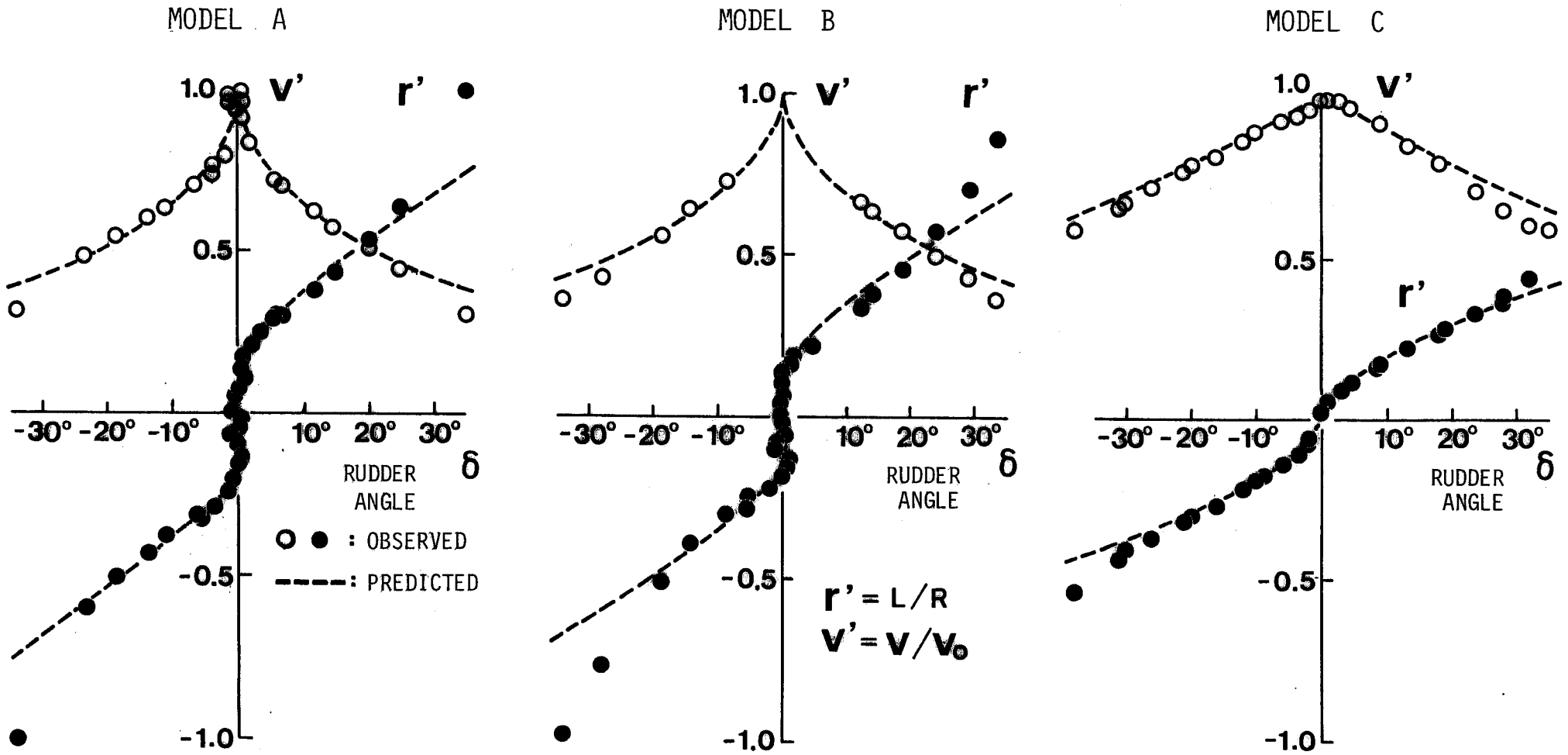


Fig.4.1 Steady turning performance, measured and predicted, models A, B and C.

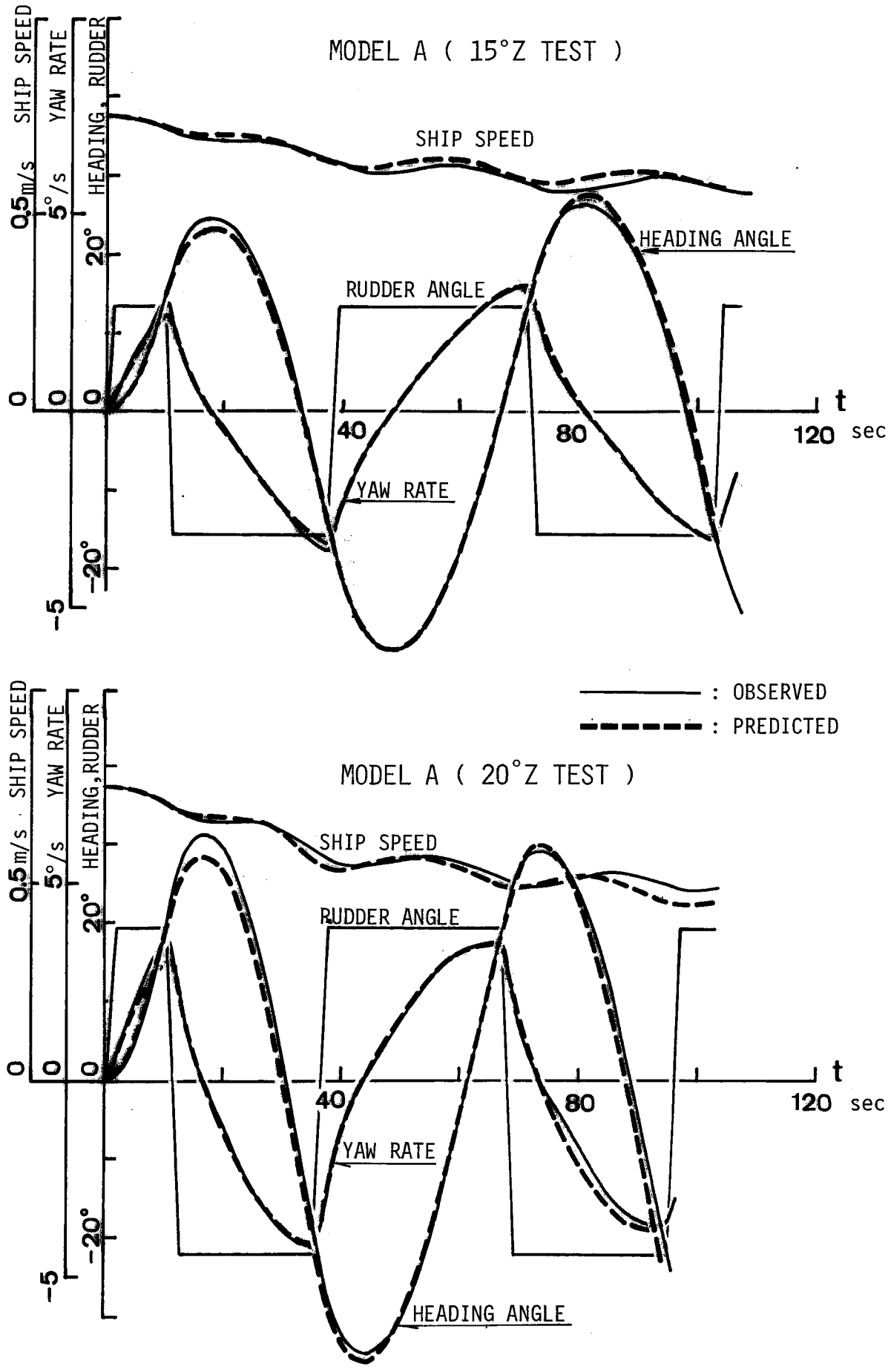


Fig.4.2 Ship motions at Z-tests of model A, observed and predicted.

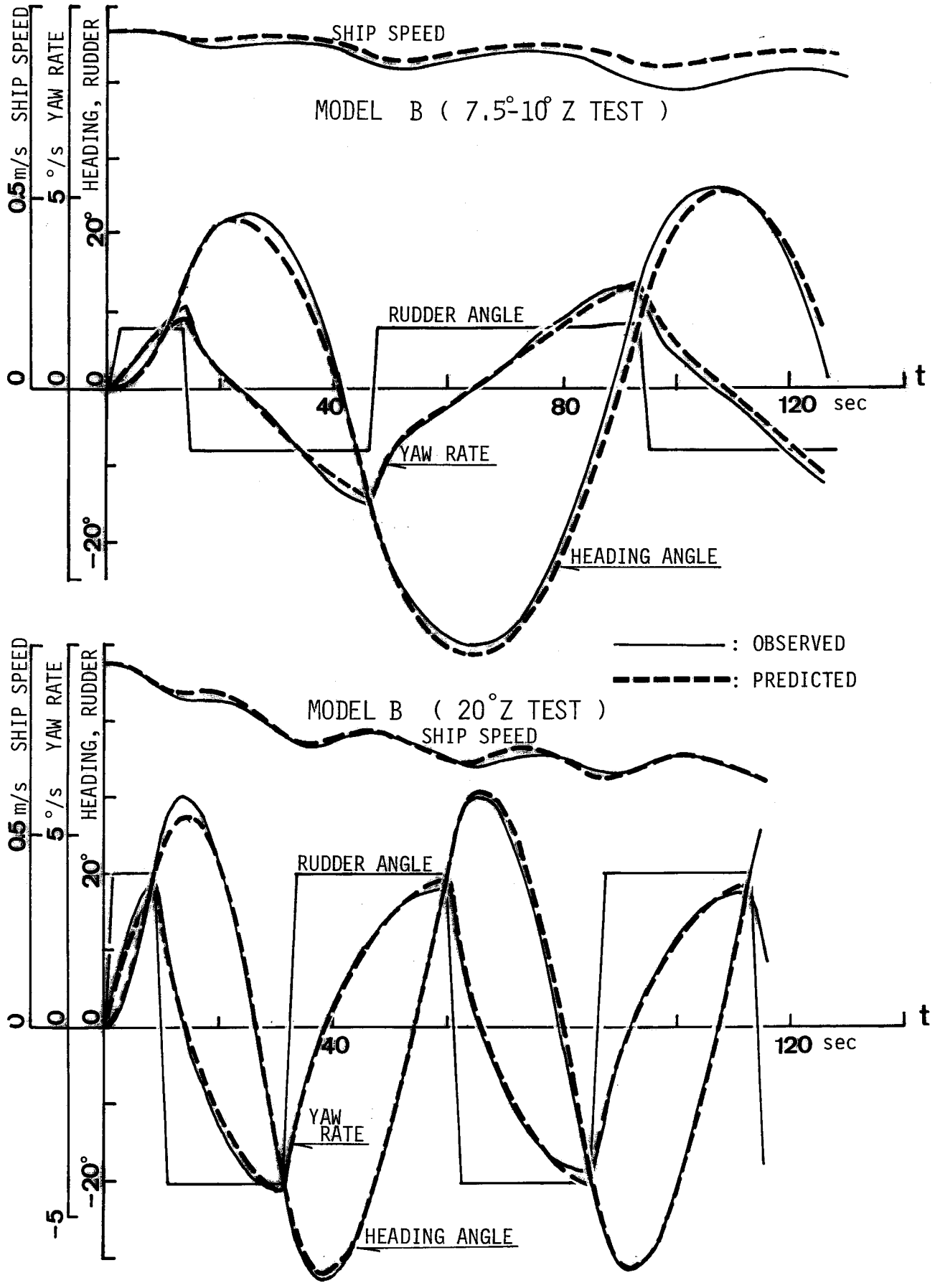
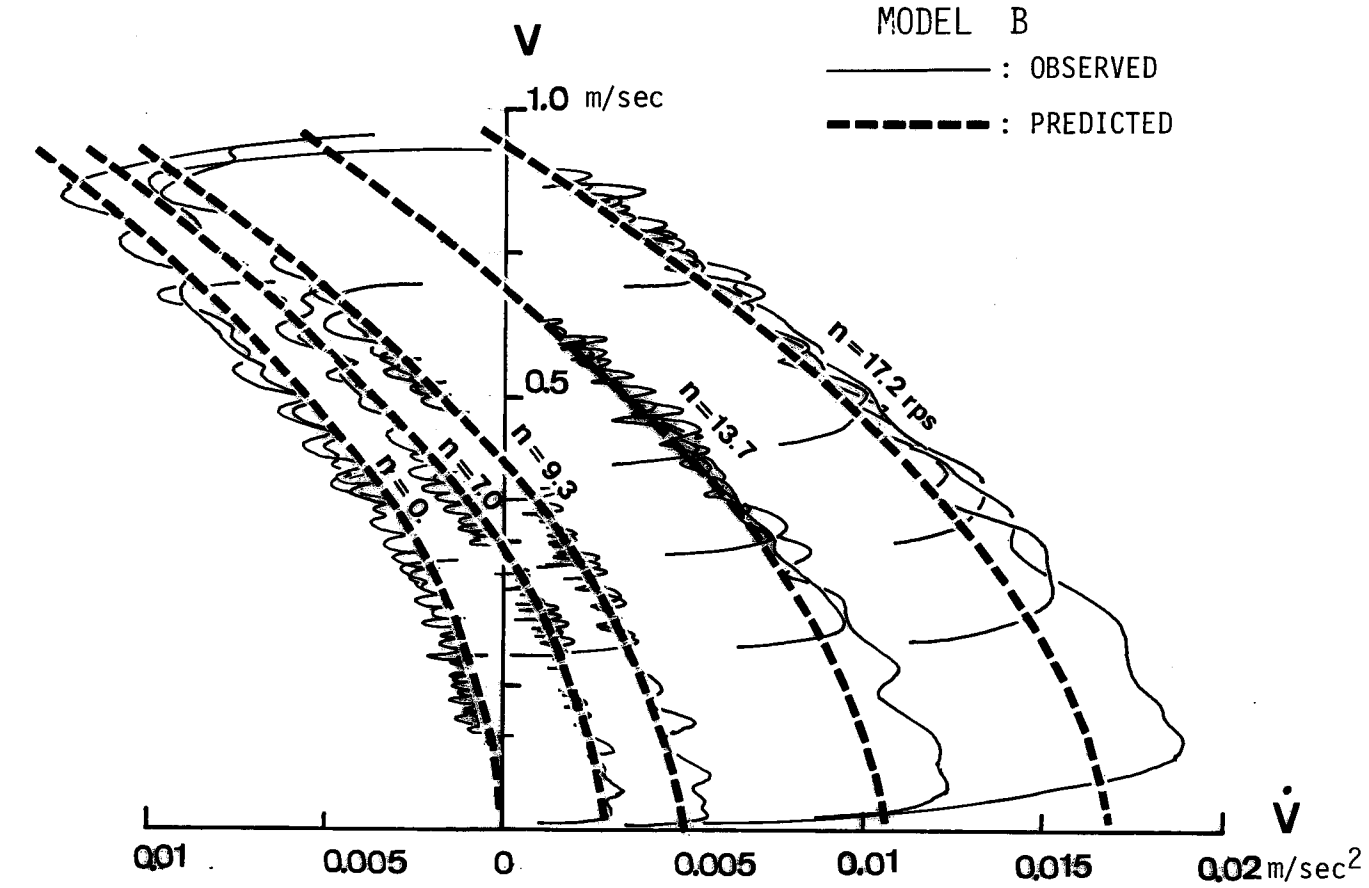


Fig.4.3 Ship motions at Z-tests of model B, observed and predicted.



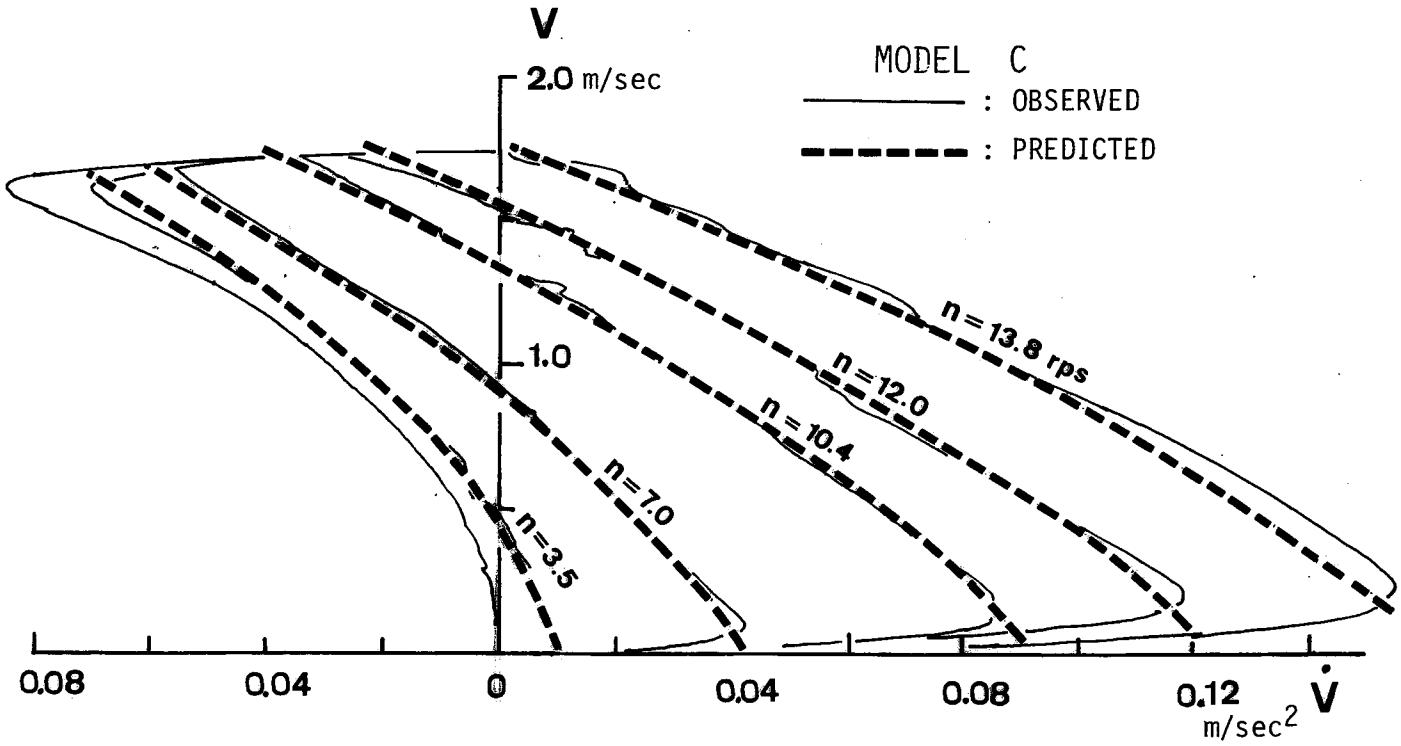


Fig. 4.4 V-$\dot{V}$ phase plane trajectories, observed and predicted, models B and C.

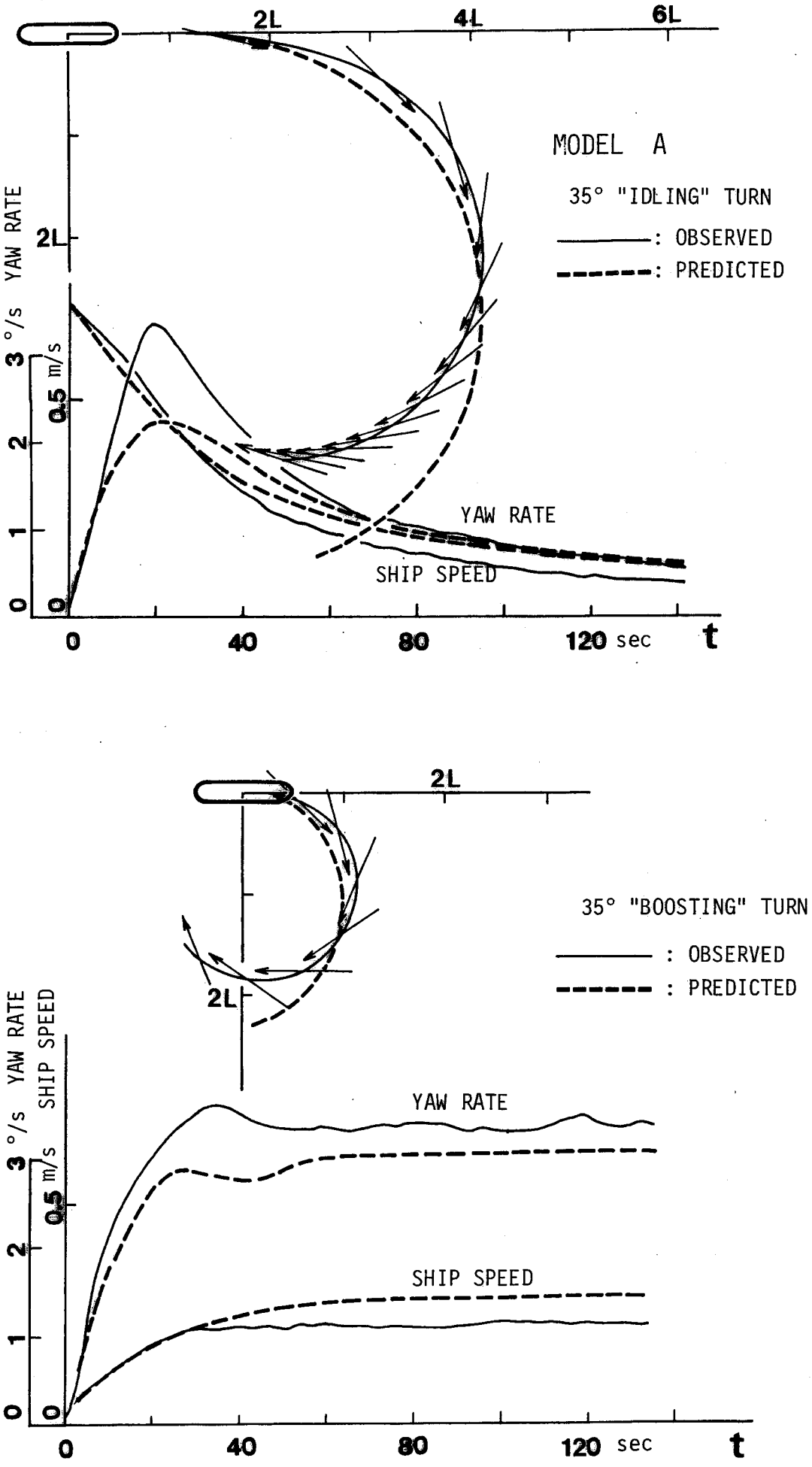


Fig. 4.5 "Idling" and "Boosting" turning tests of model A, observed and predicted.

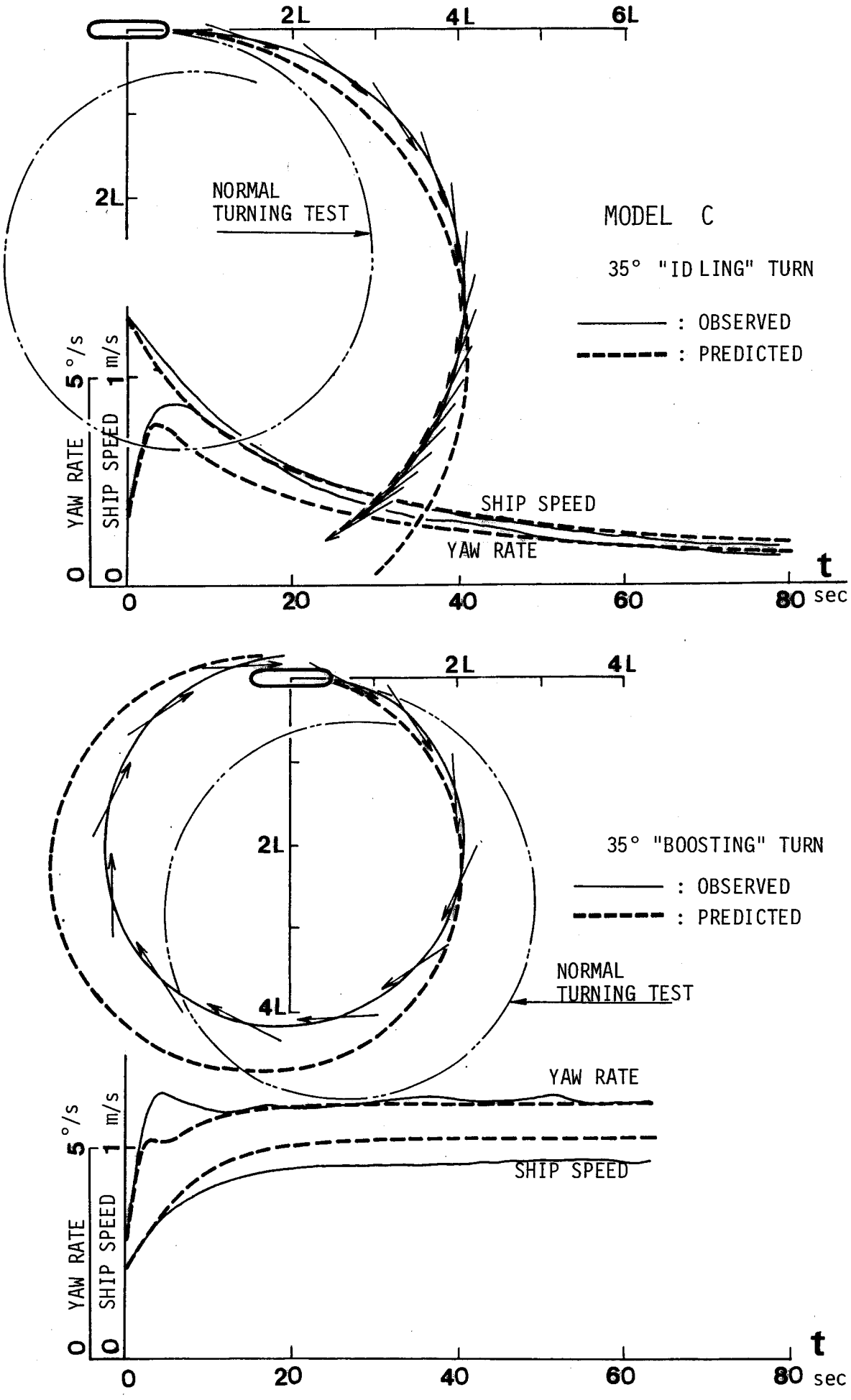


Fig. 4.6 "Idling" and "Boosting" turning tests of model C, observed and predicted.

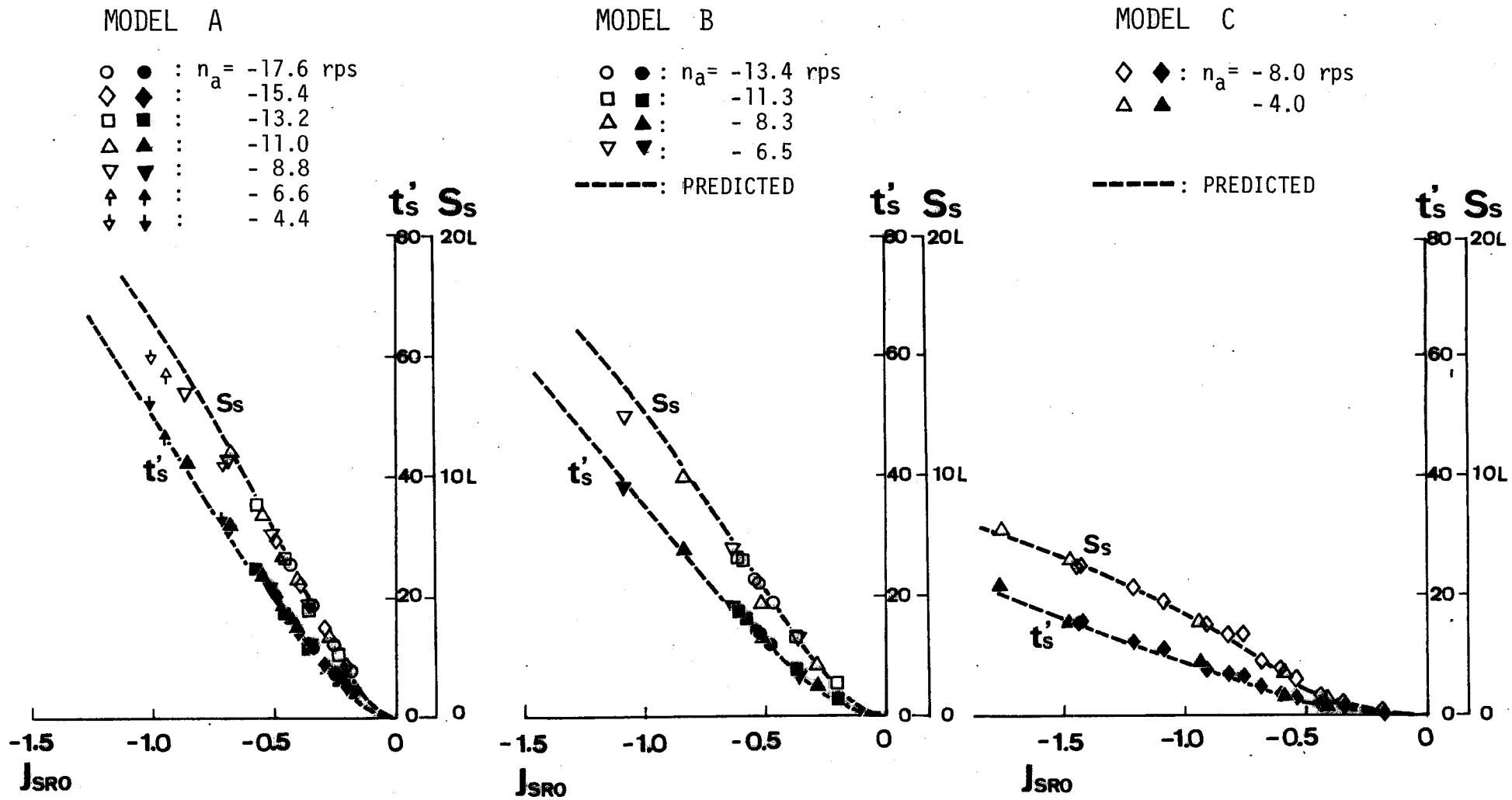


Fig. 4.7 Crush-stopping distances and durations of models A,B and C with various astern revolutions, observed and predicted. (restricted to straight-running)

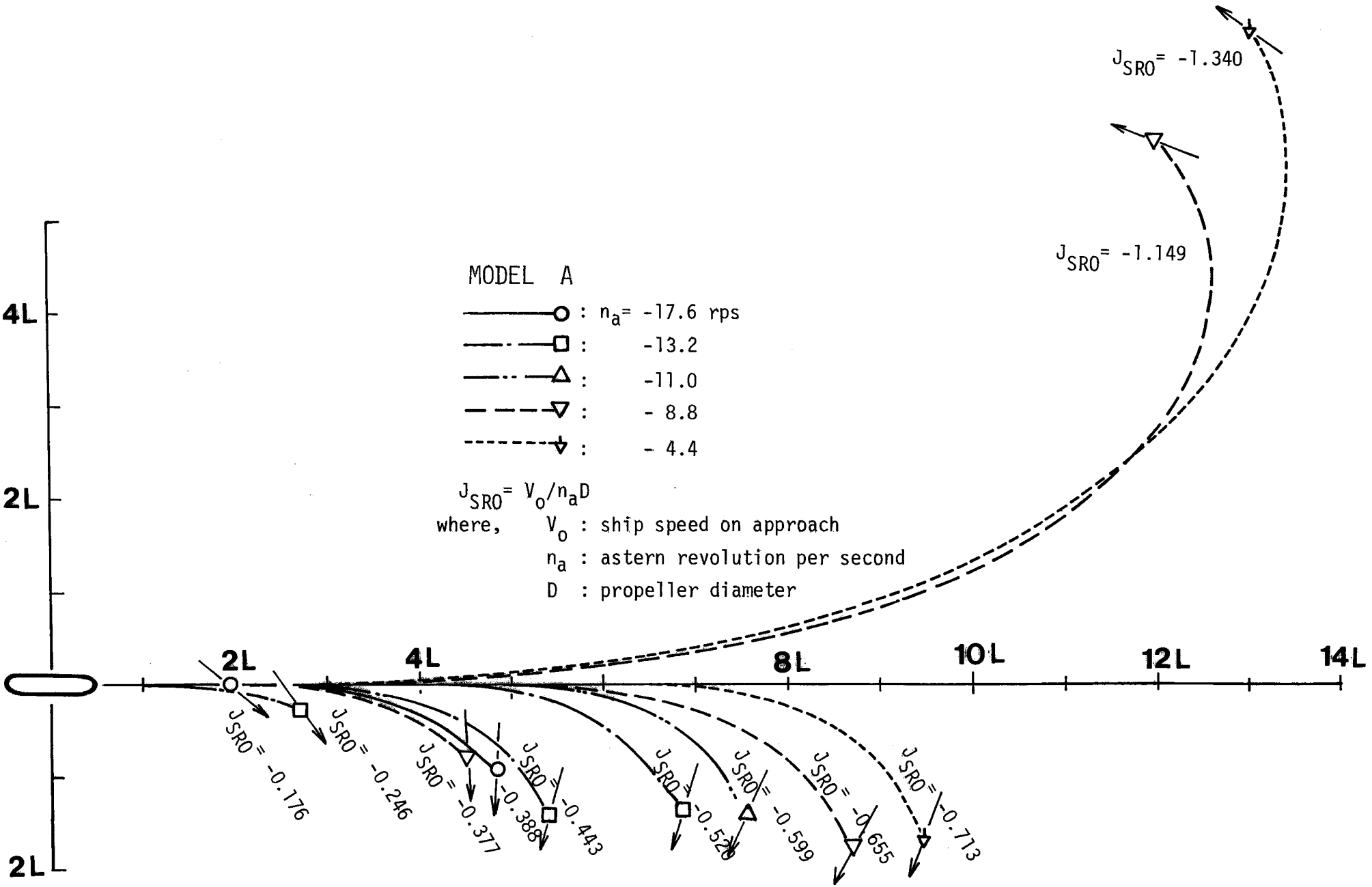


Fig. 4.8 Crush-stopping paths of model A with various astern revolutions.

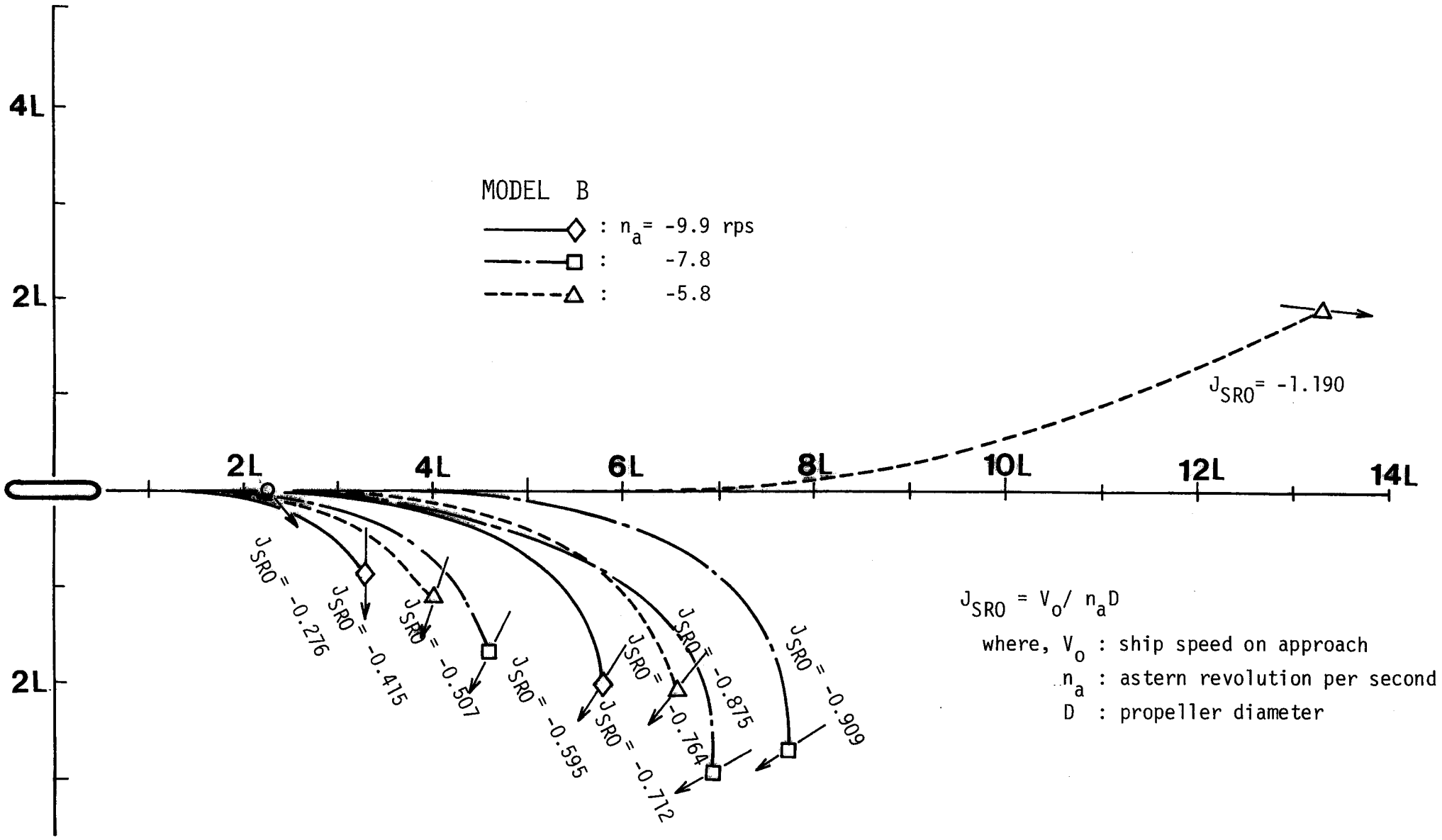


Fig. 4.9 Crush-stopping paths of model B with various astern revolutions.

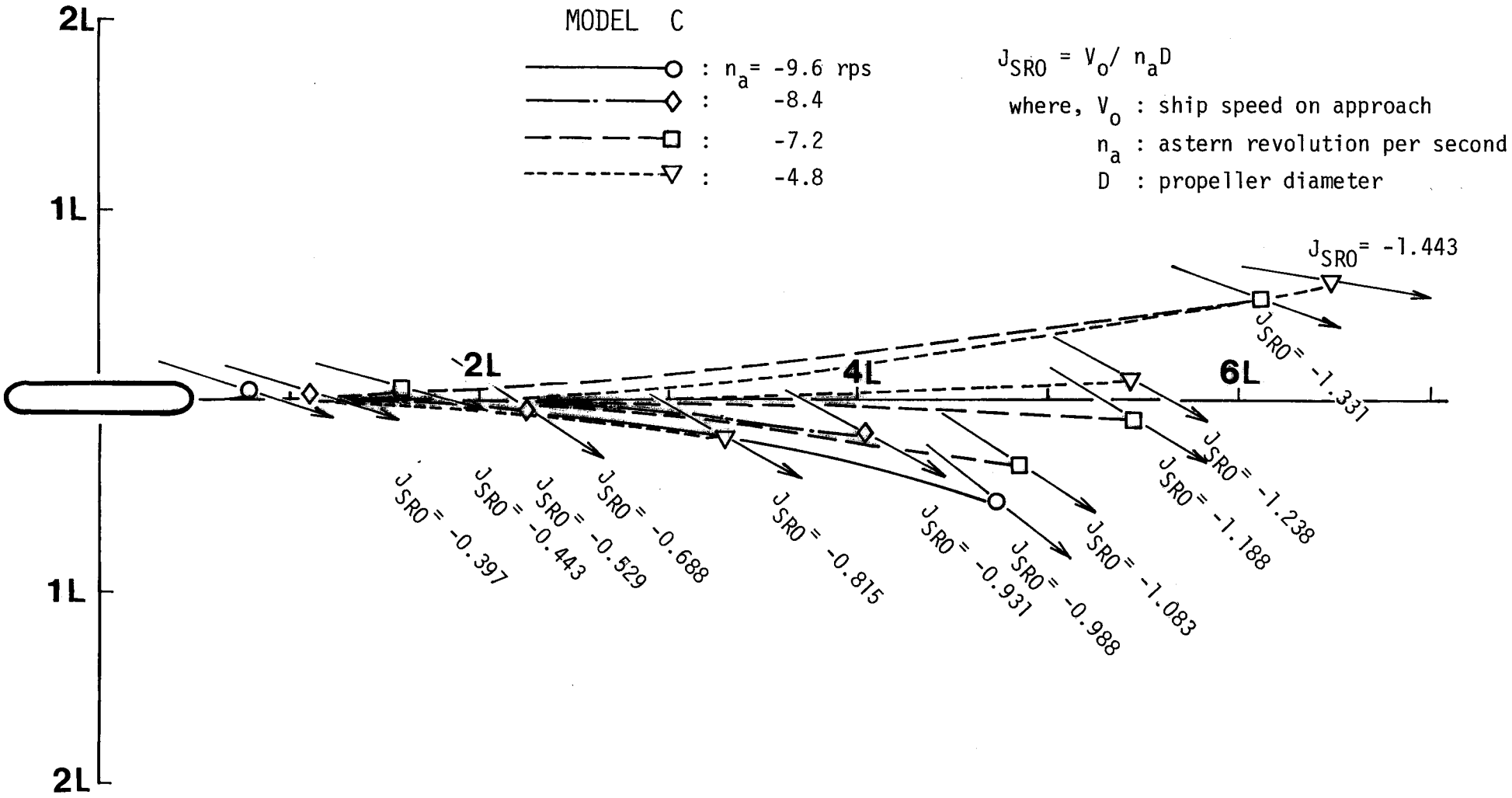


Fig. 4.10 Crush-stopping paths of model C with various astern revolutions.

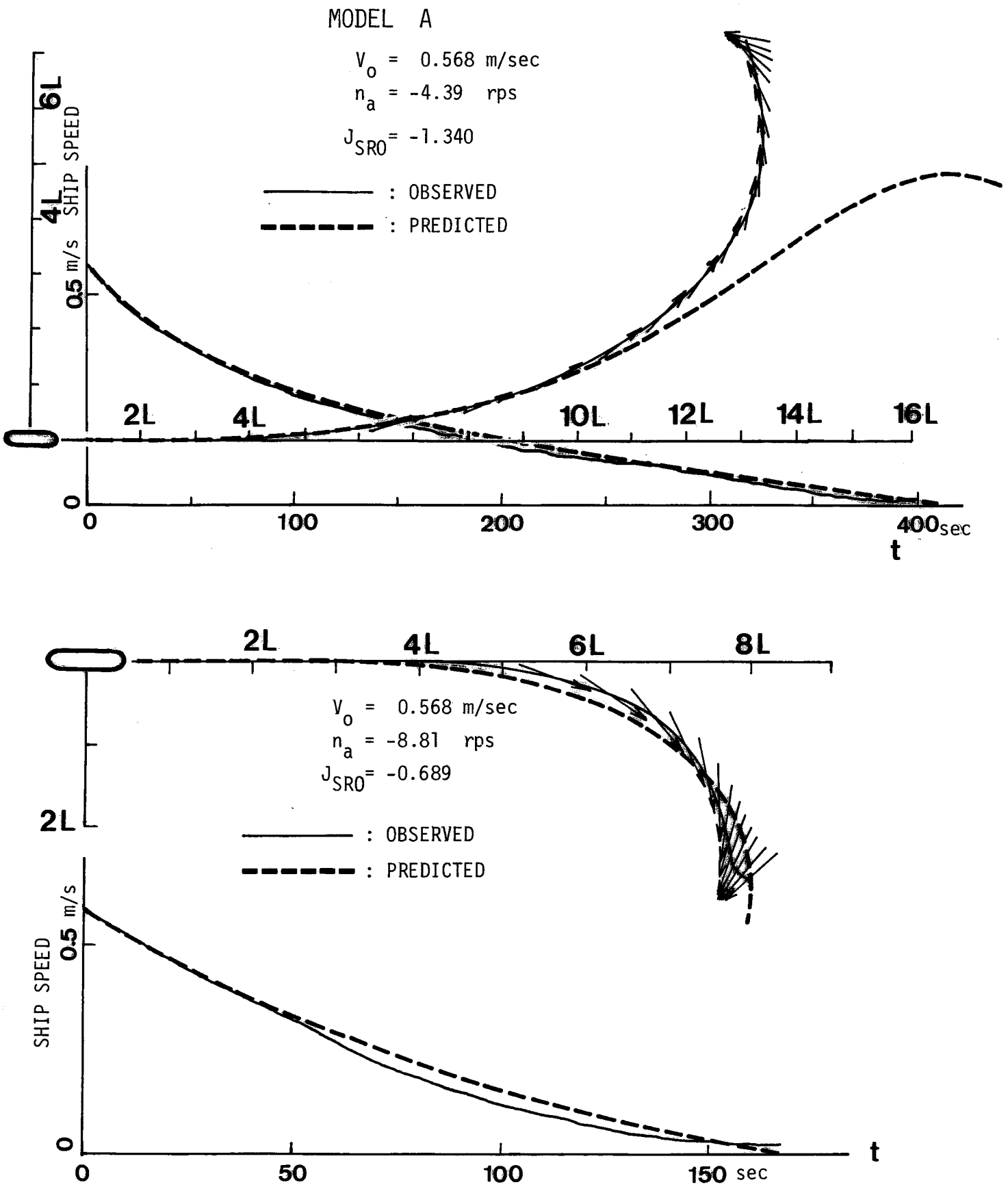
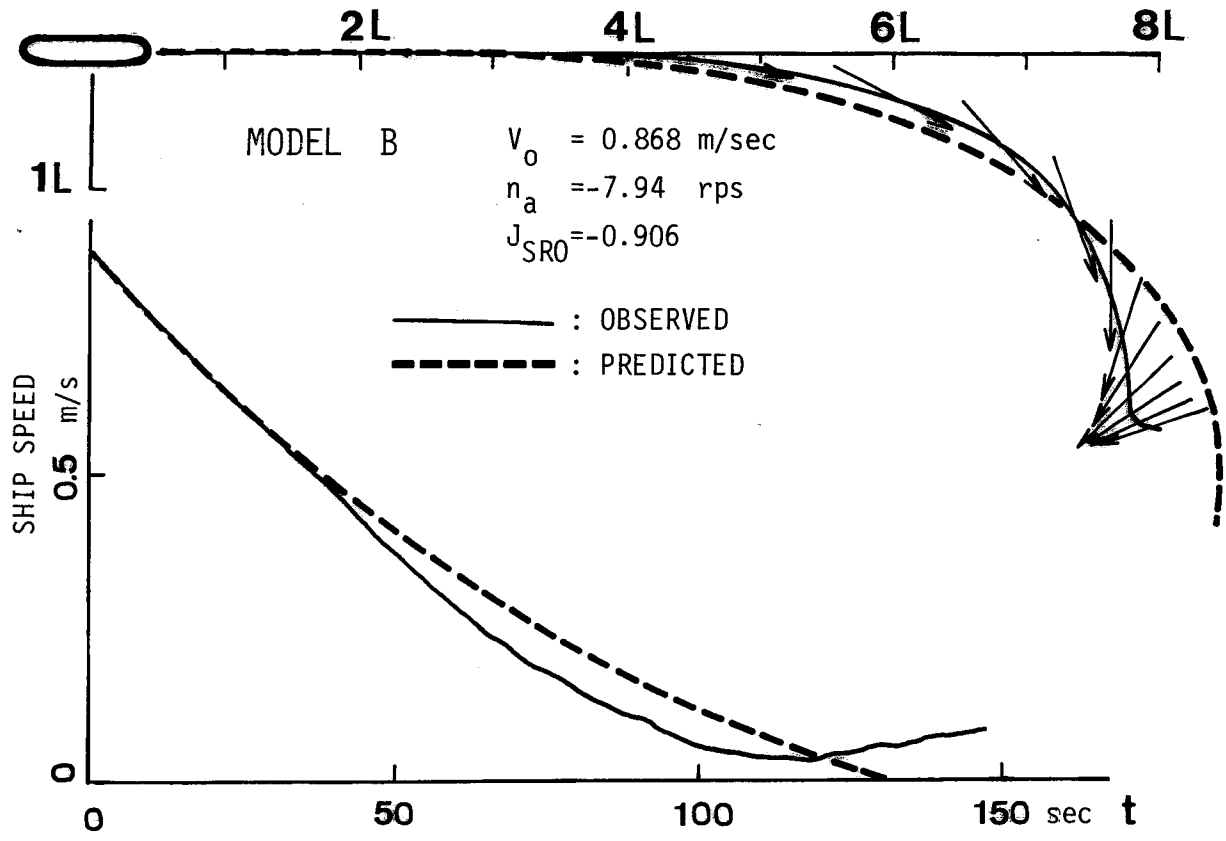


Fig. 4.11 Crush-stopping paths of model A, observed and predicted.



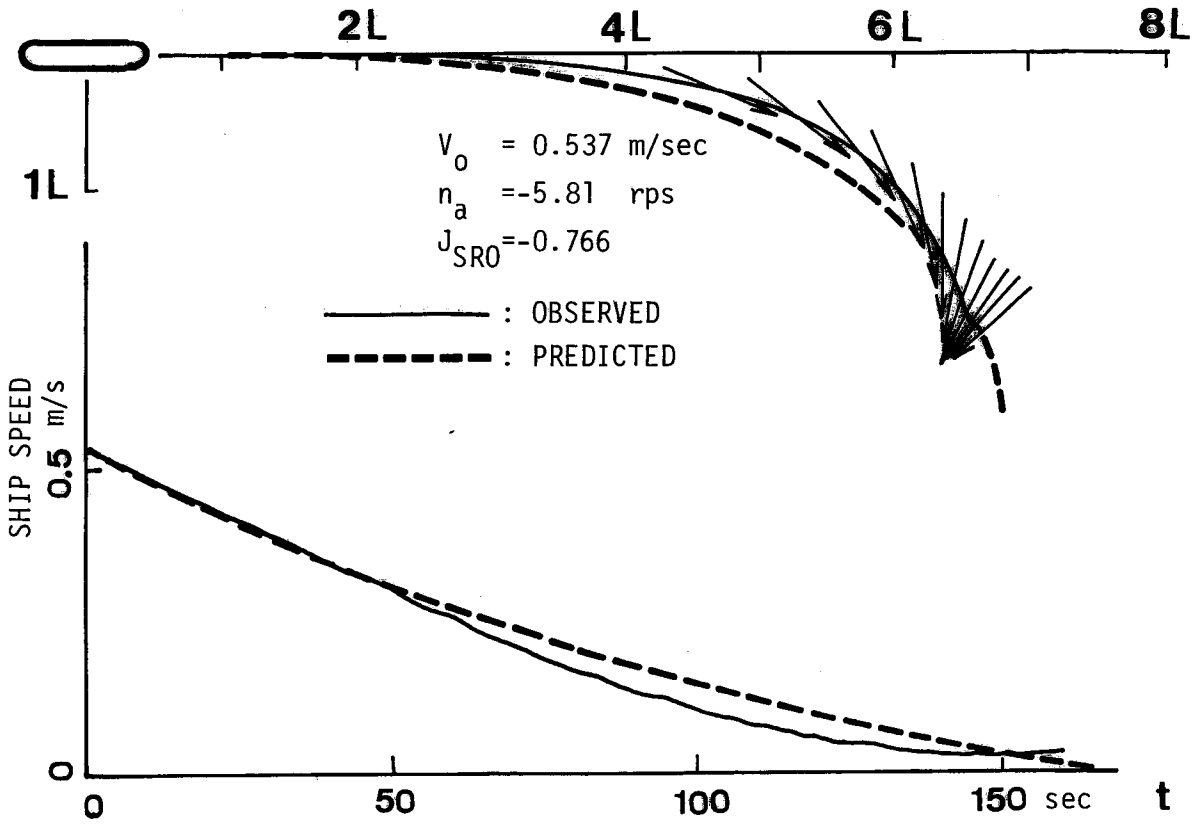
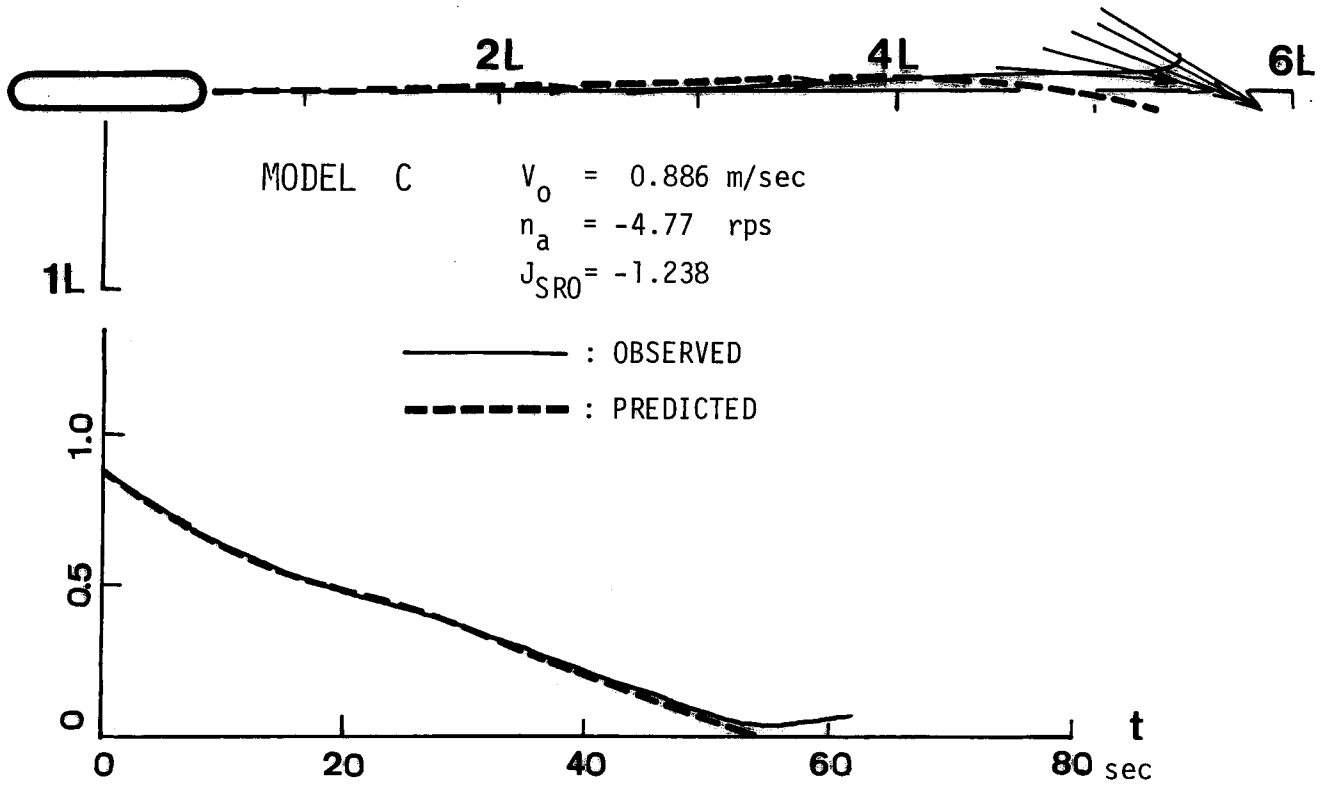


Fig. 4.12 Crush-stopping paths of model B, observed and predicted



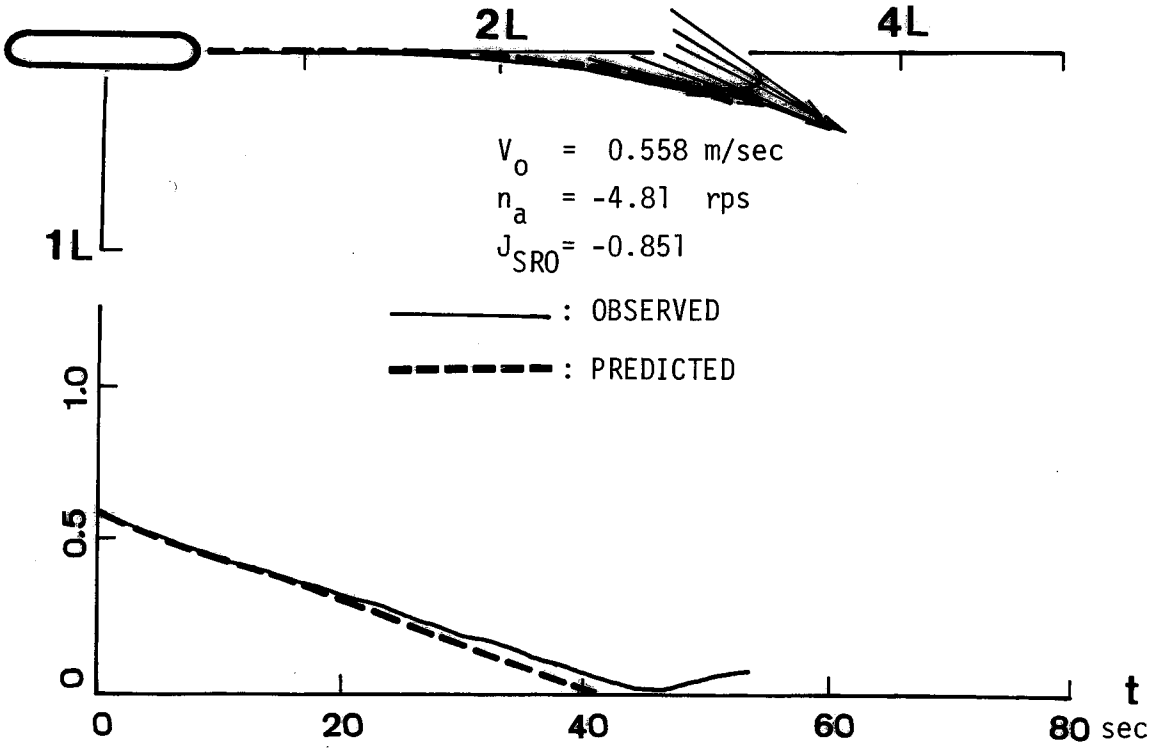


Fig. 4.13 Crush-stopping paths of model C, observed and predicted.

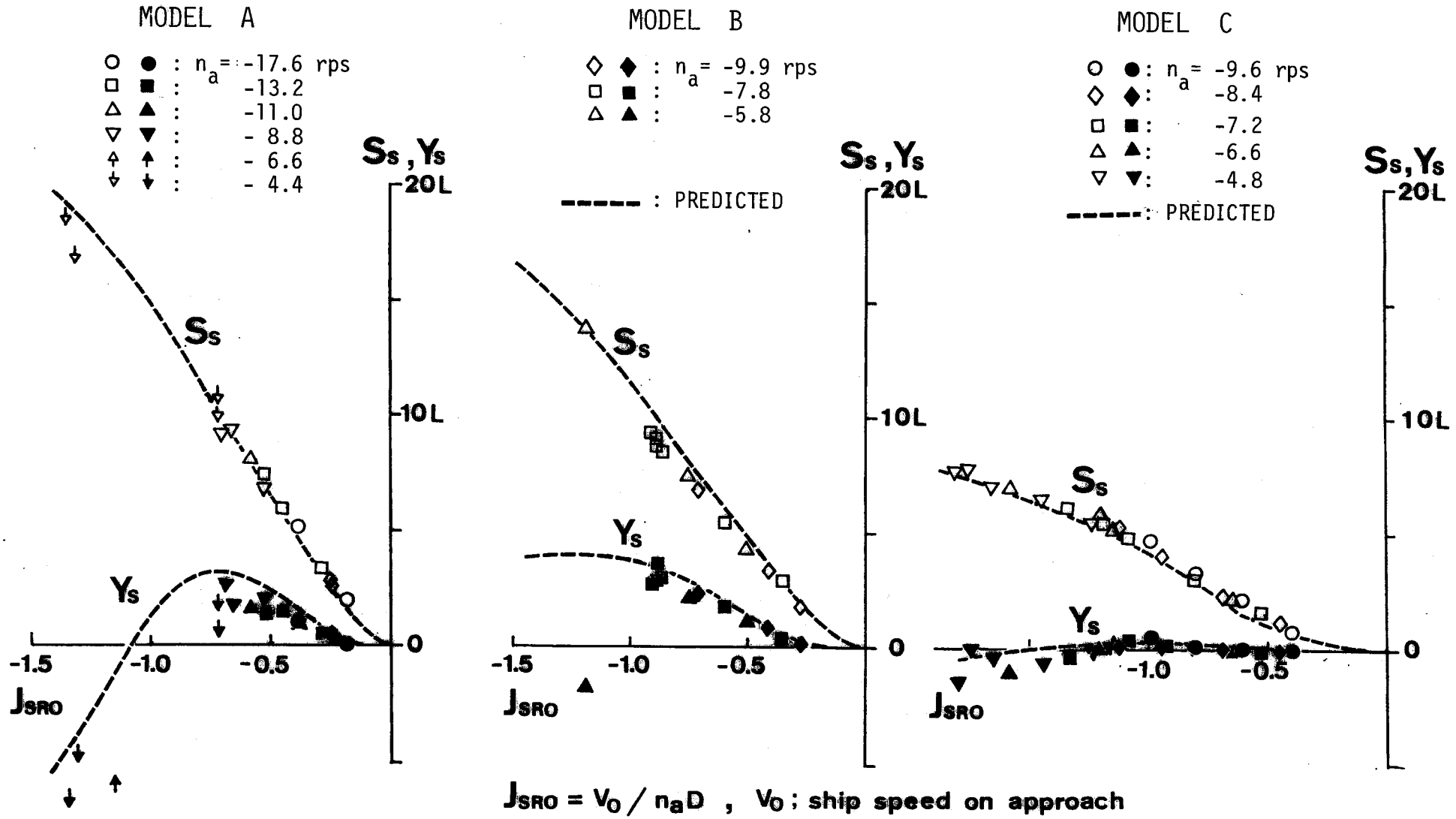


Fig. 4.14 Crush-stopping distances and durations of models A, B and C with various astern revolutions, observed and predicted.

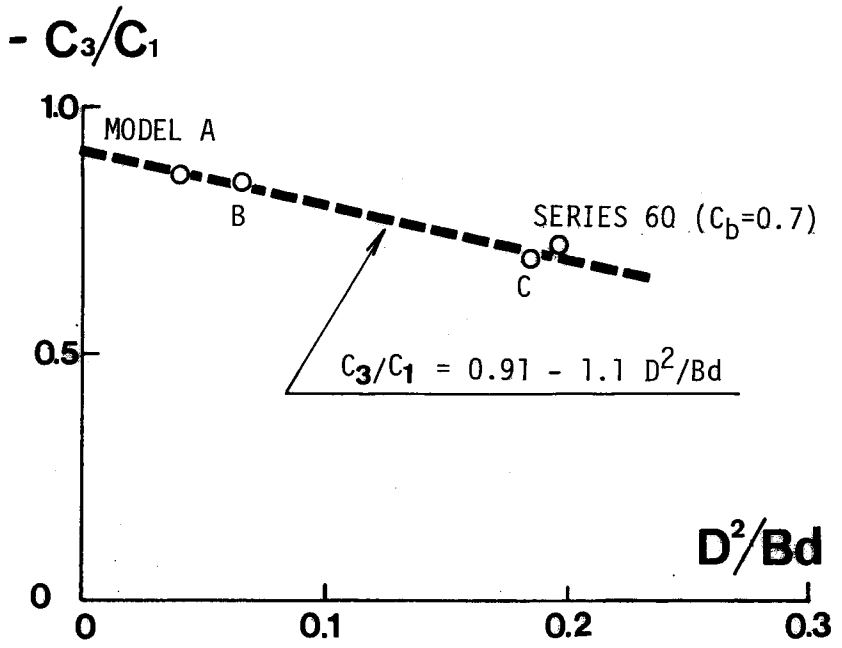


Fig. 5.1 Empirical relation between C_3/C_1 and D^2/Bd

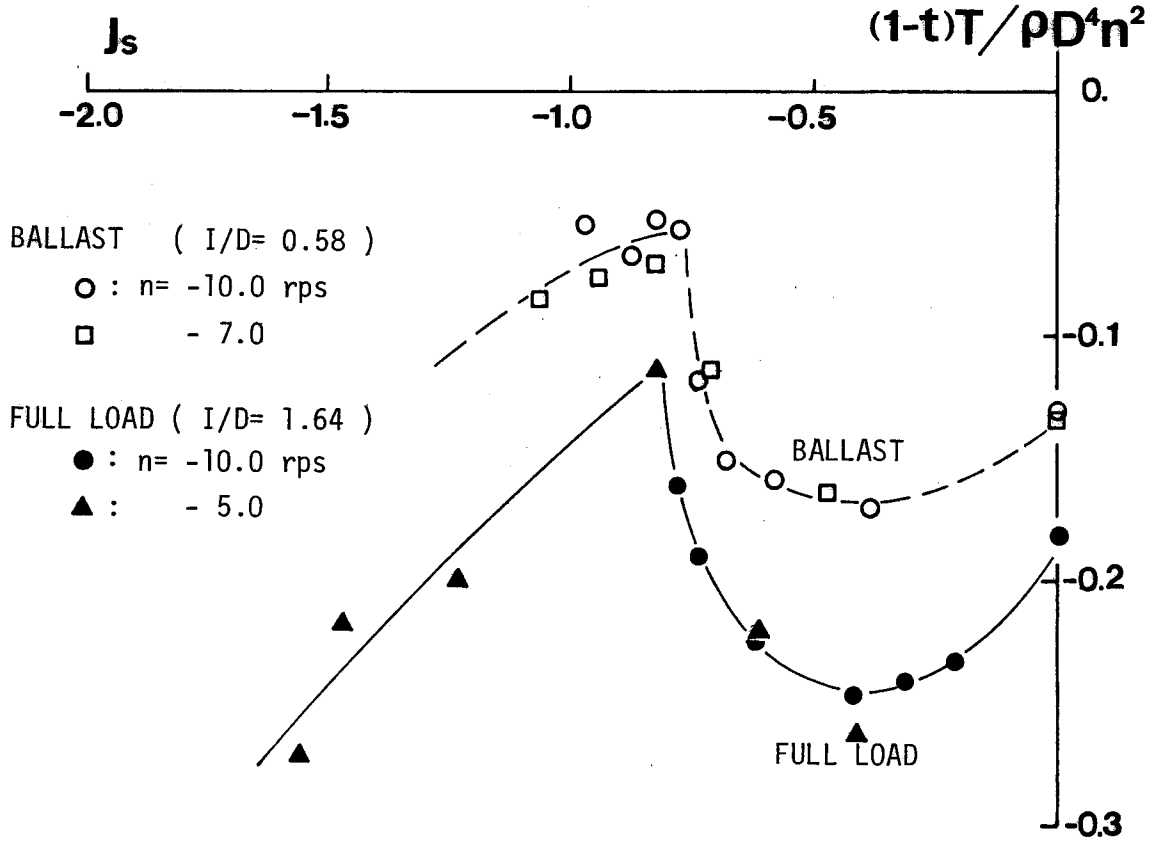


Fig. 5.2 Non-dimensional effective thrust $(1-t)T/\rho D^4n^2$ of model B.

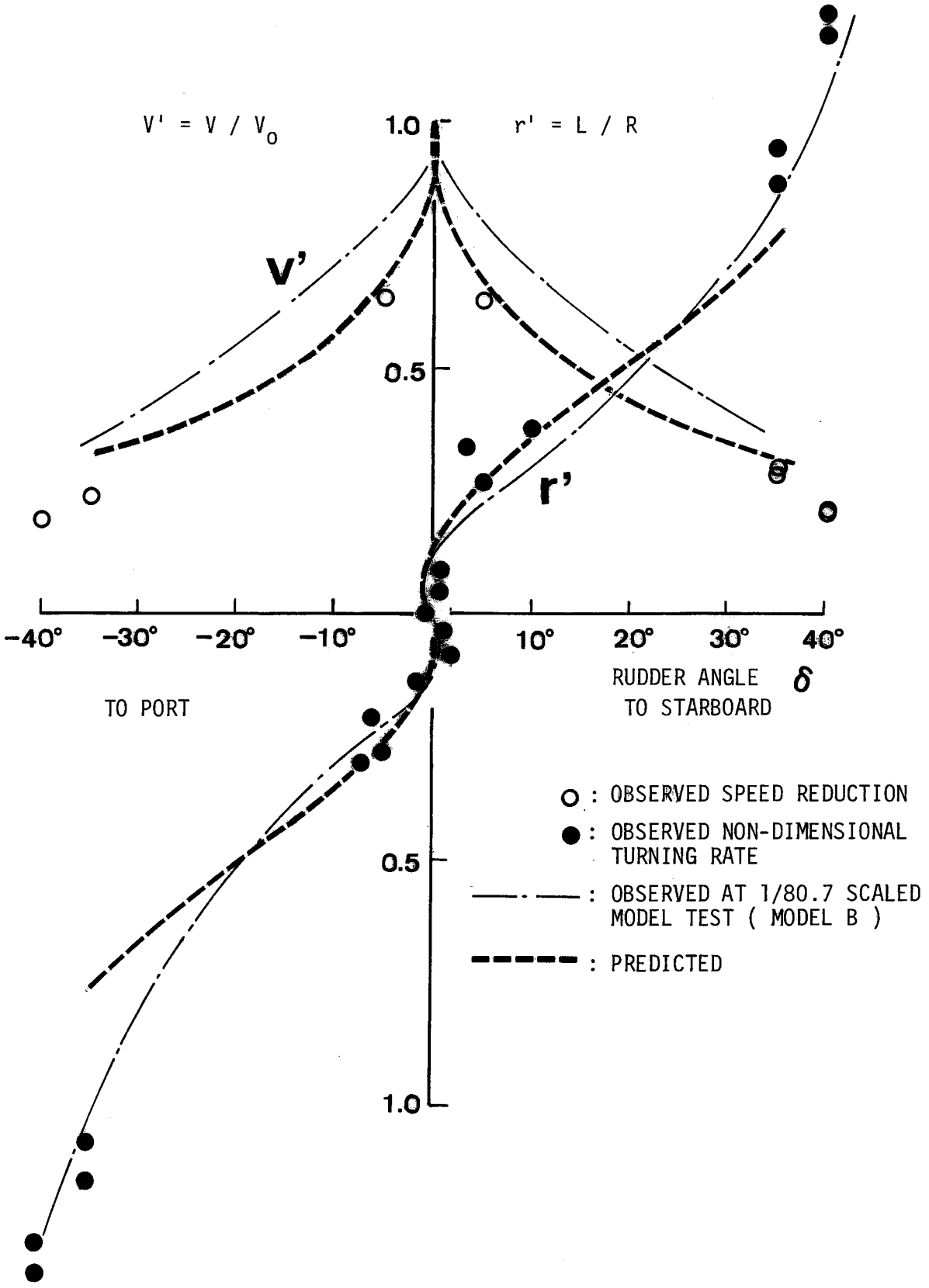


Fig. 5.3 Steady turning performance of a fully loaded ULCC, observed and predicted. (Fullscale trial)

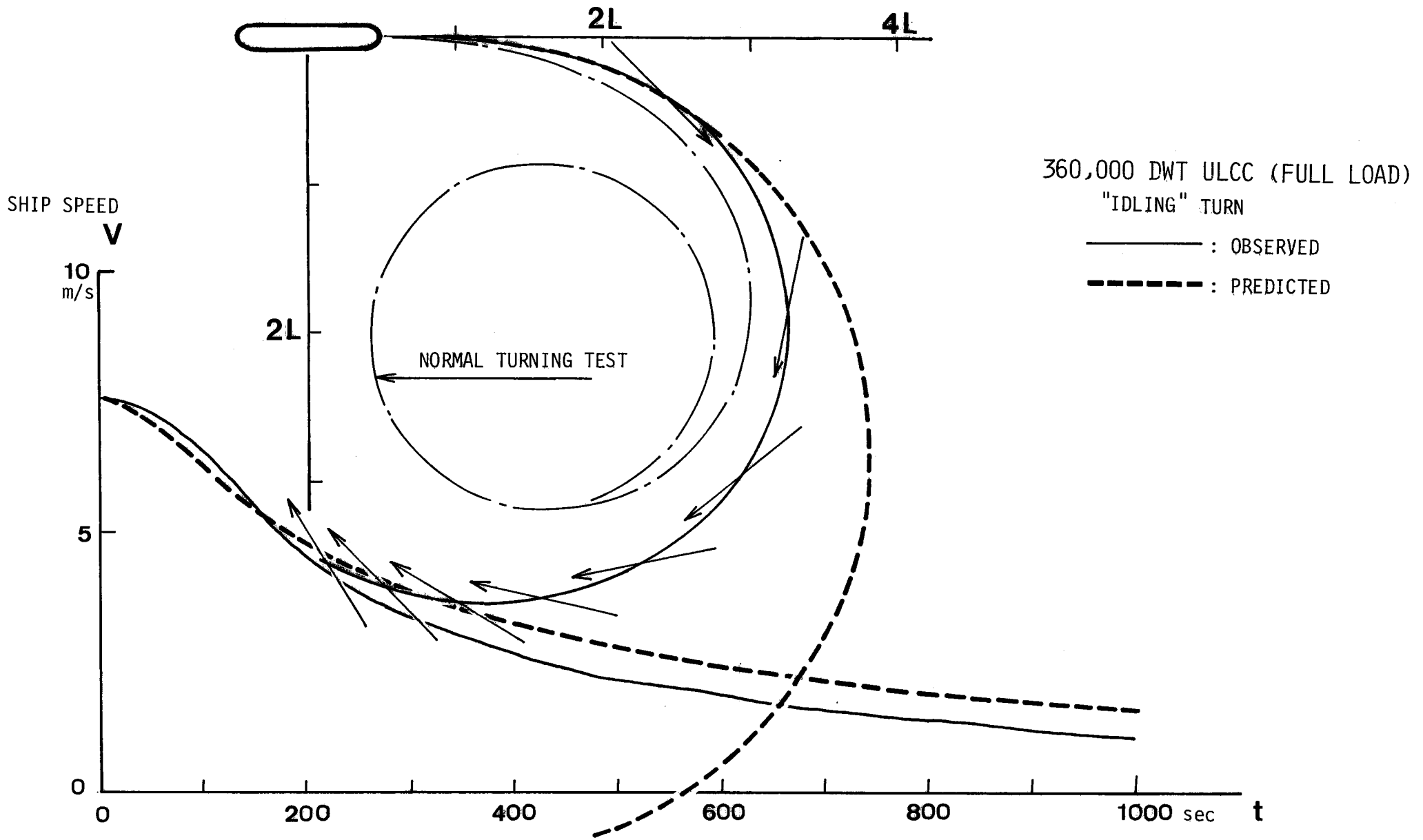


Fig. 5.4 "Idling"turning path of a fully loaded ULCC, observed and predicted. (Fullscale trial)

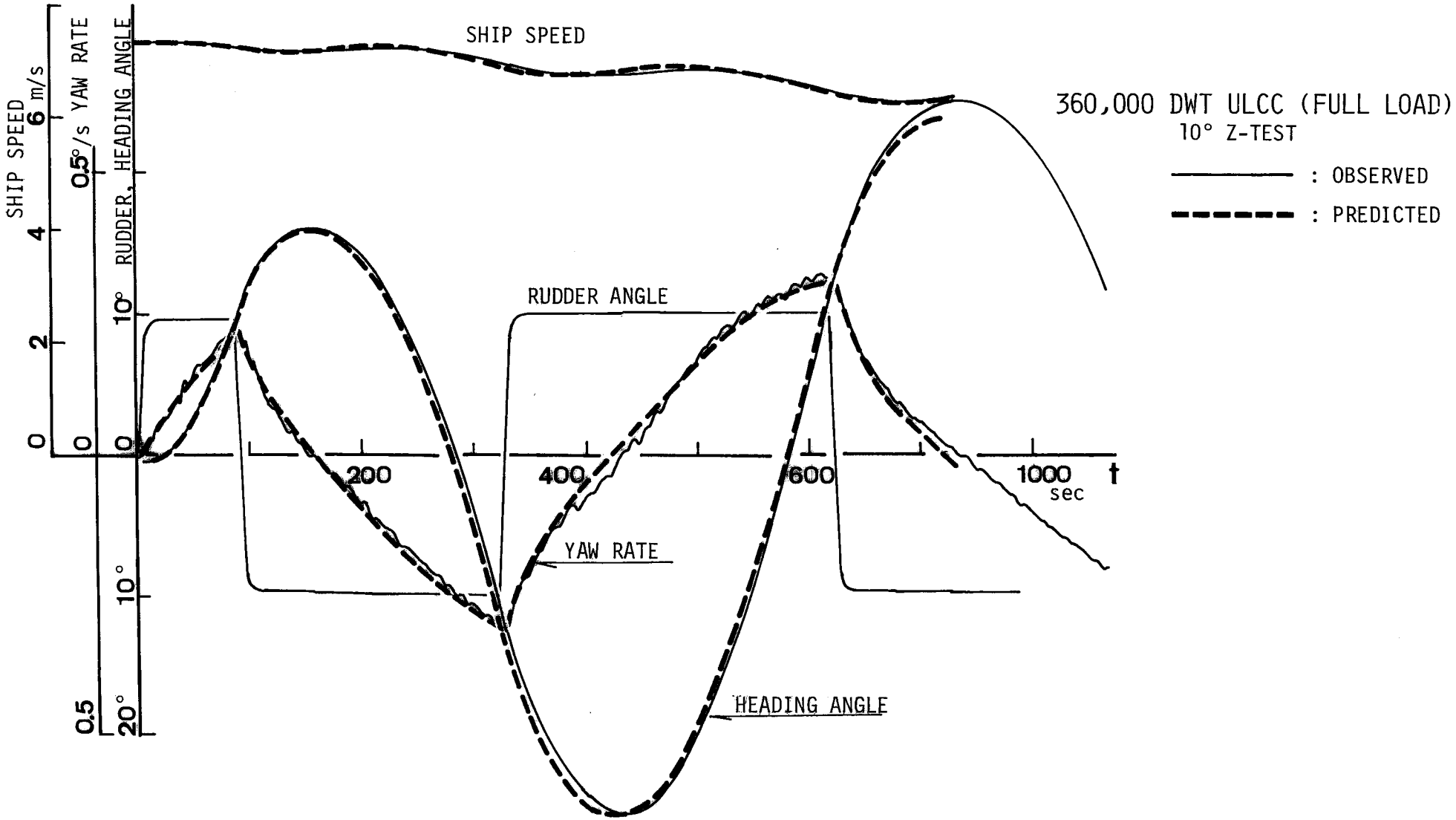


Fig. 5.5 Ship motion at 10°Z-test of a fully loaded ULCC, observed and predicted
(Fullscale trial)

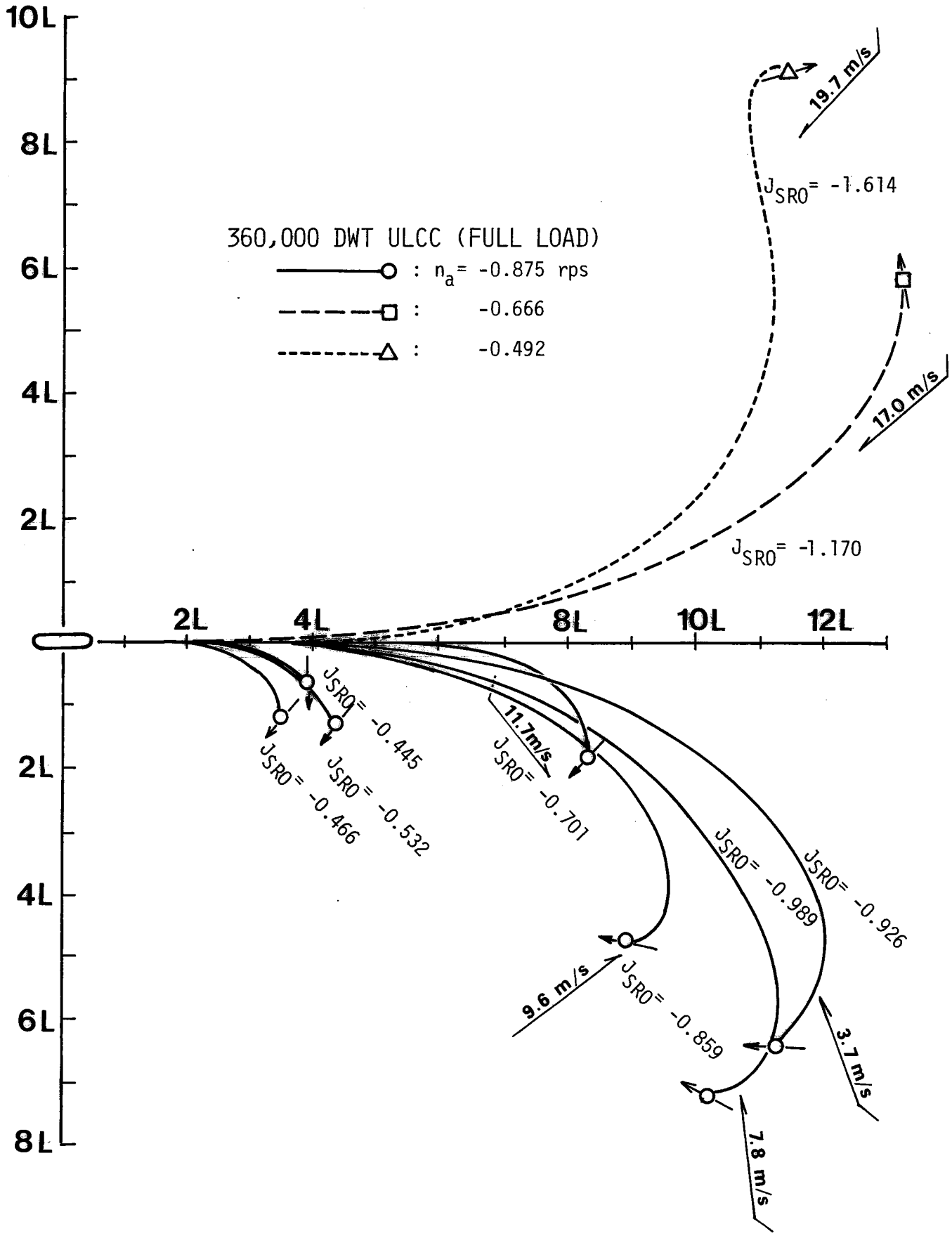


Fig.5.6 Crush-stopping paths of a fully loaded ULCC with various astern revolutions. (Fullscale trial)

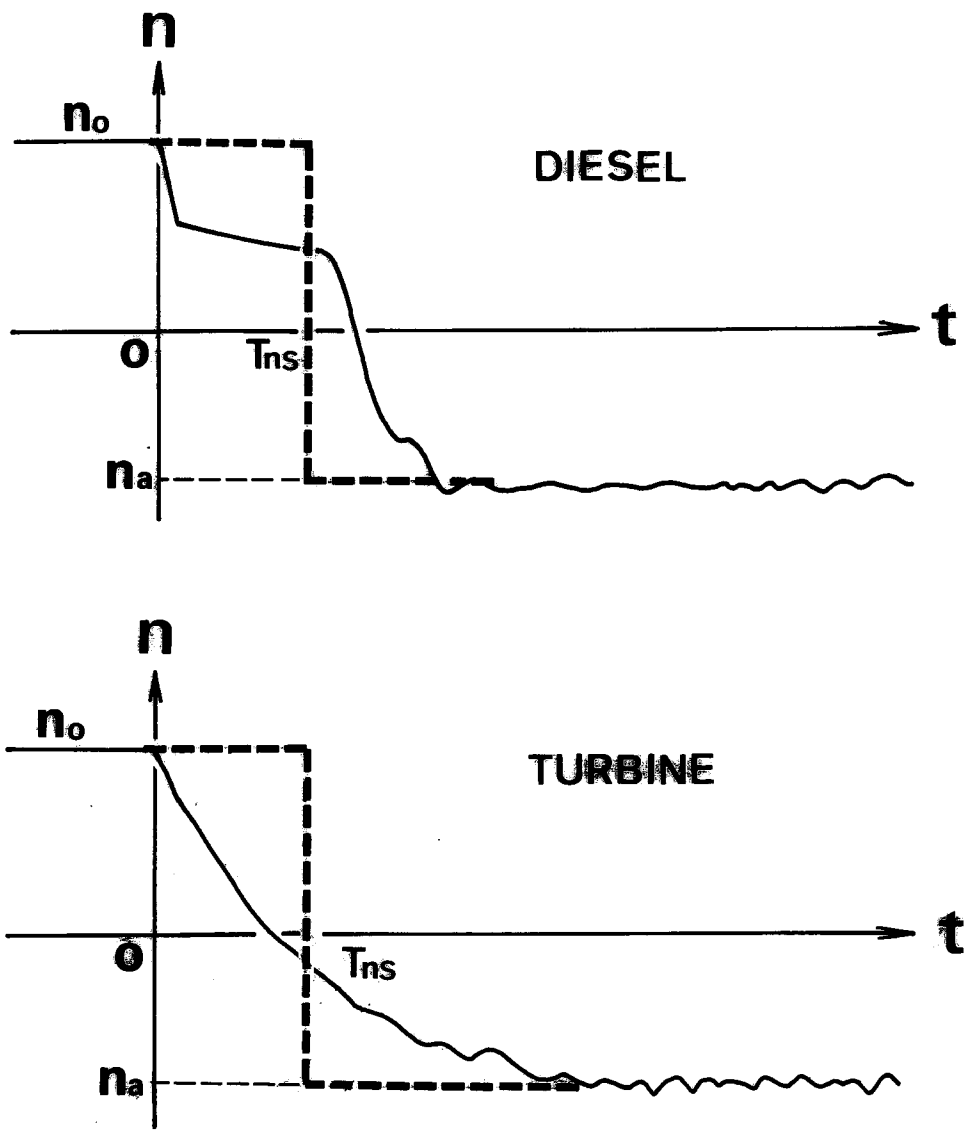


Fig. 5.7 Equivalent step approximation of crash-astern rpm.

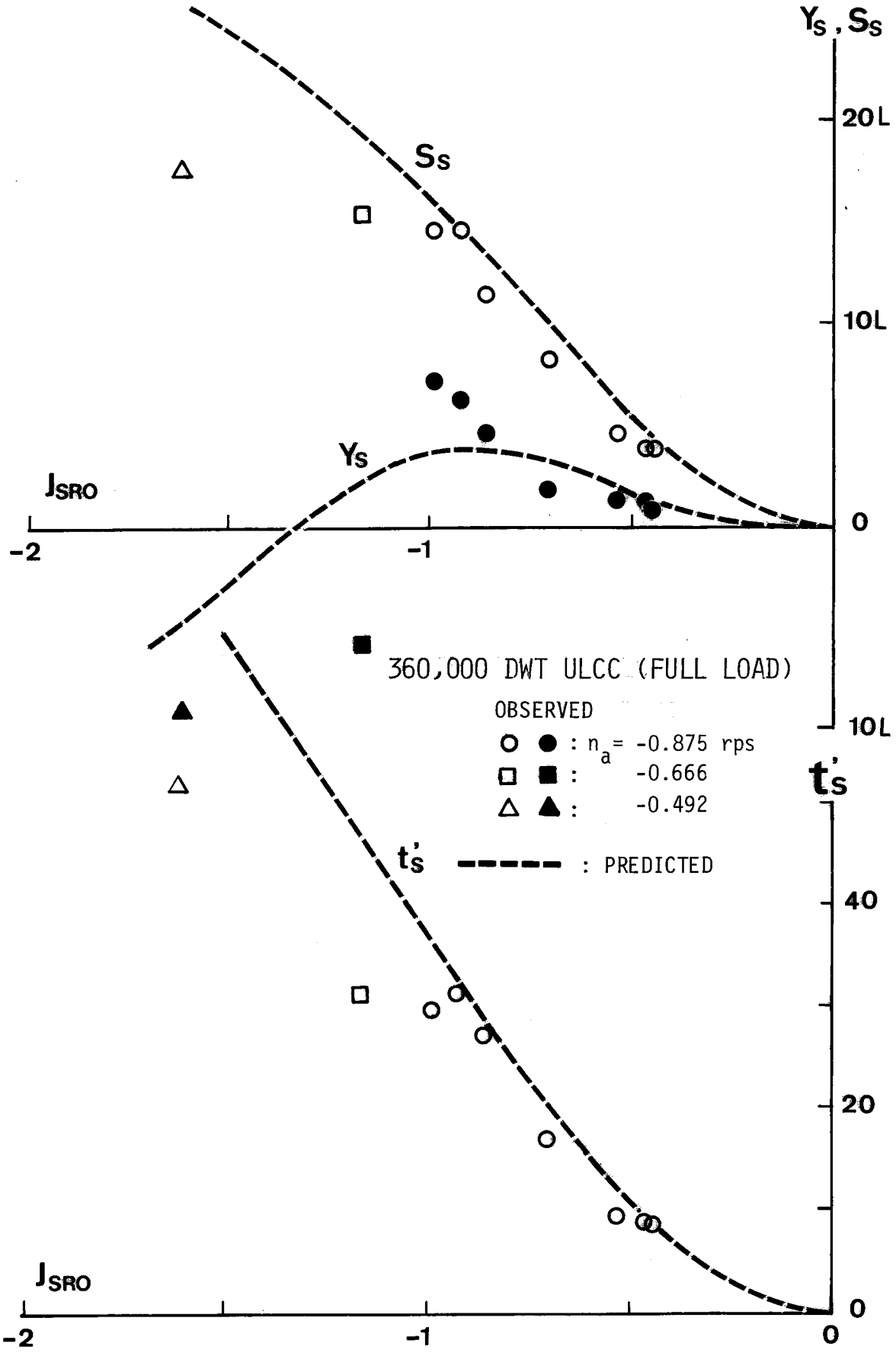


Fig. 5.8 Crush-stopping distances and durations of a fully loaded ULCC, observed and predicted. (Fullscale trial)

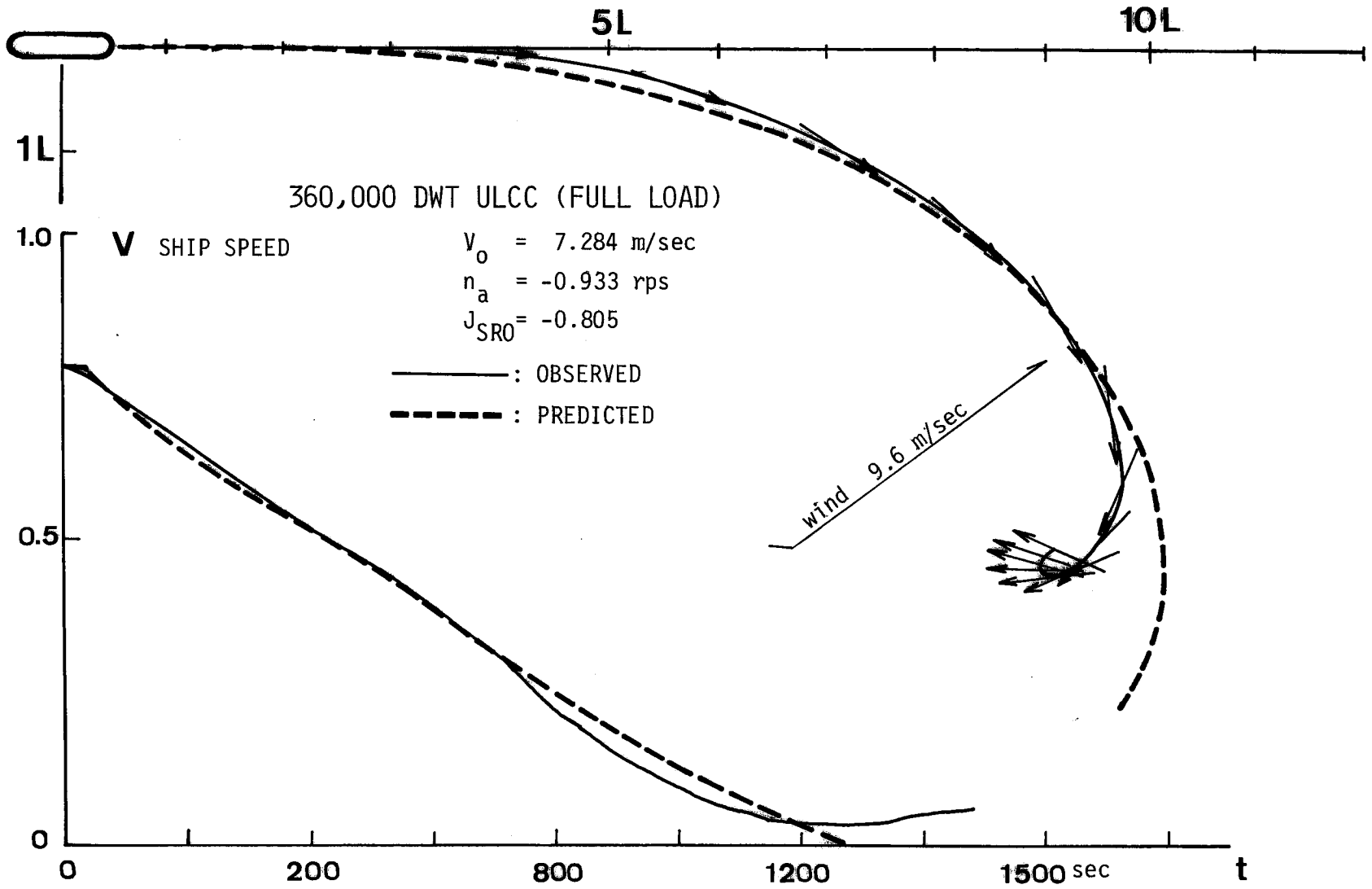


Fig. 5.9 Crush-stopping path of a fully loaded ULCC, observed and predicted.
(Fullscale trial)

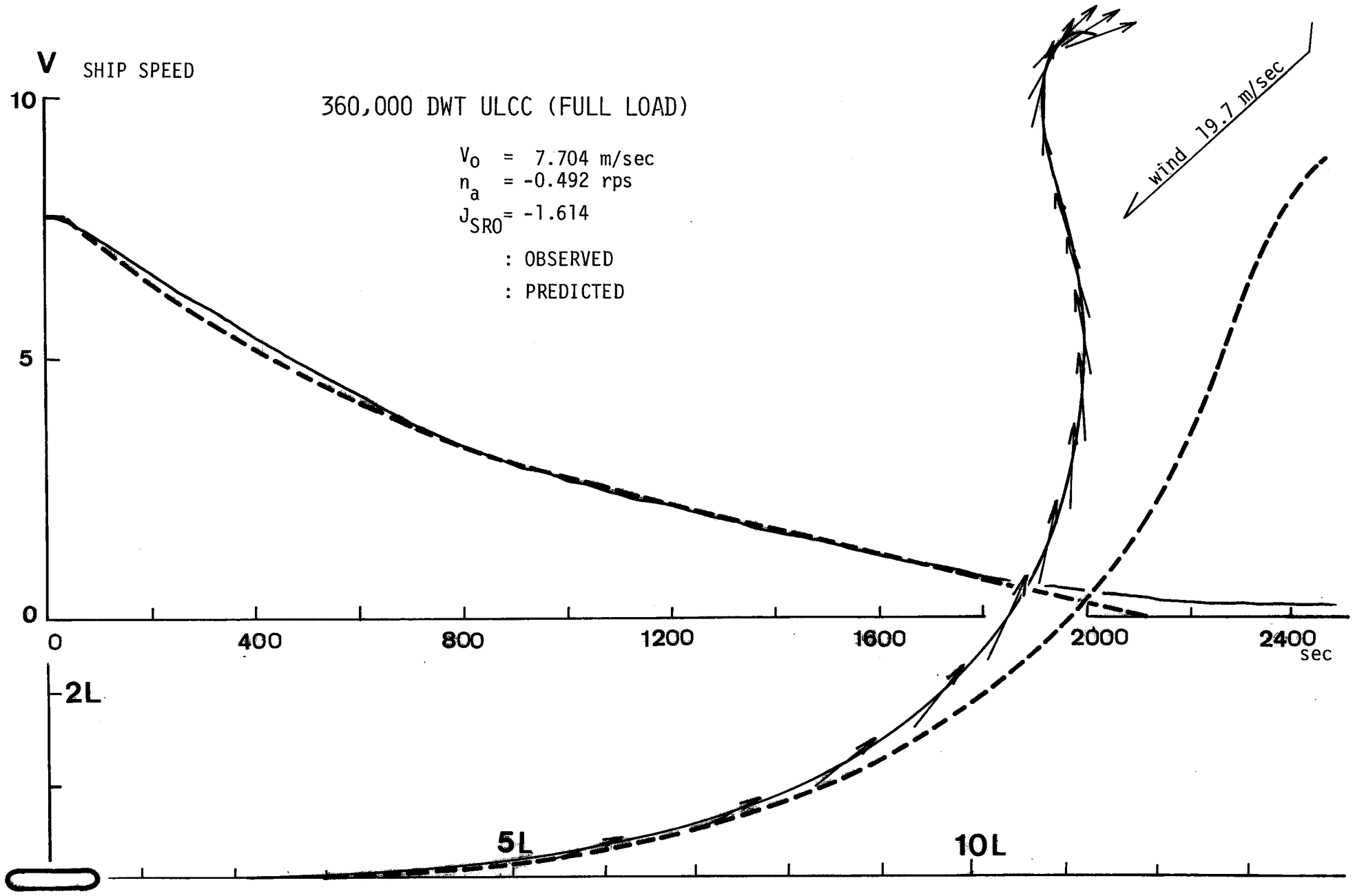


Fig. 5.10 Crush-stopping path of a fully loaded ULCC, observed and predicted.
(Fullscale trial)

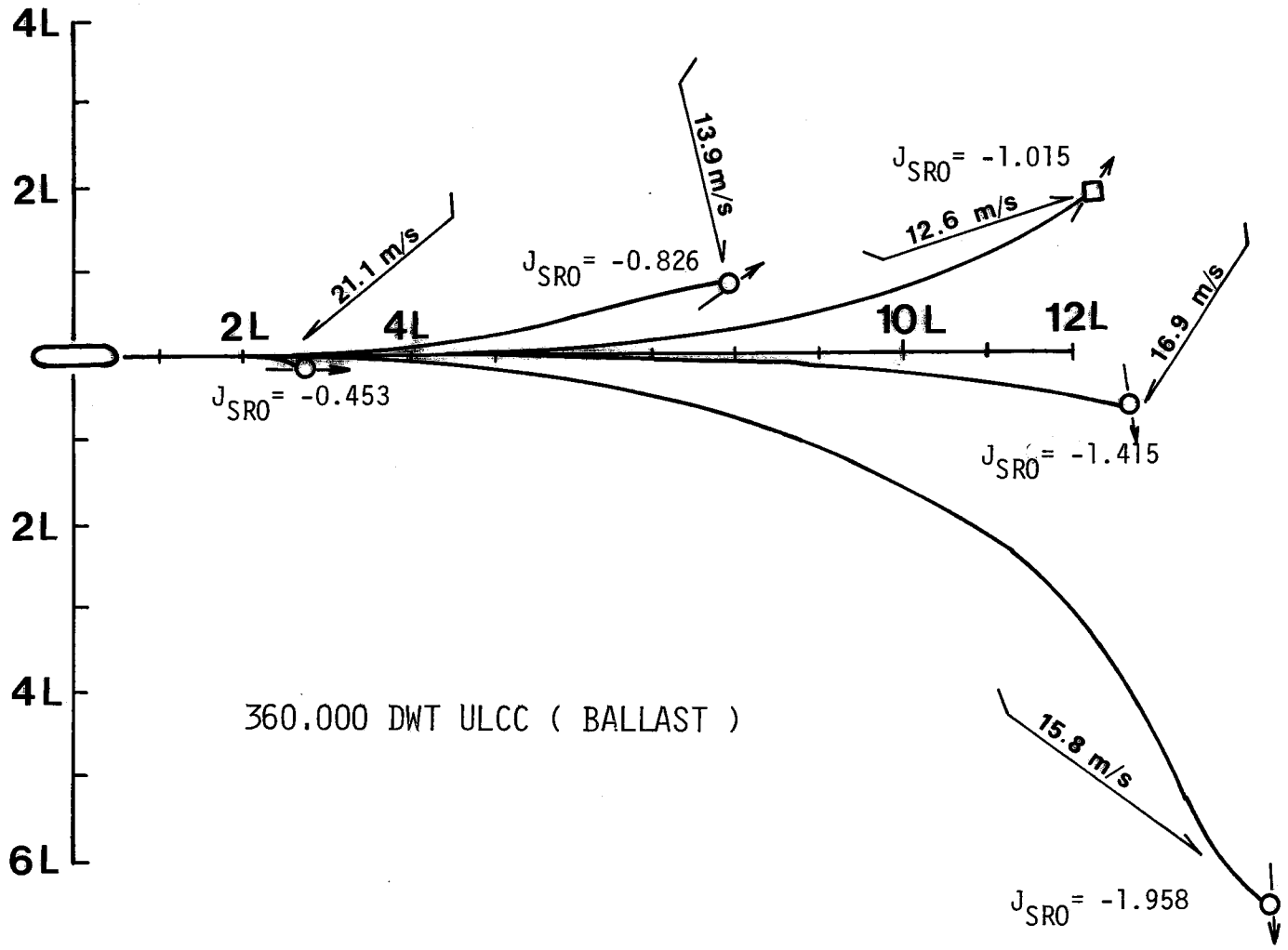


Fig. 5.11 Crush-stopping paths of a ballasted ULCC with various astern revolutions. (Fullscale trial)

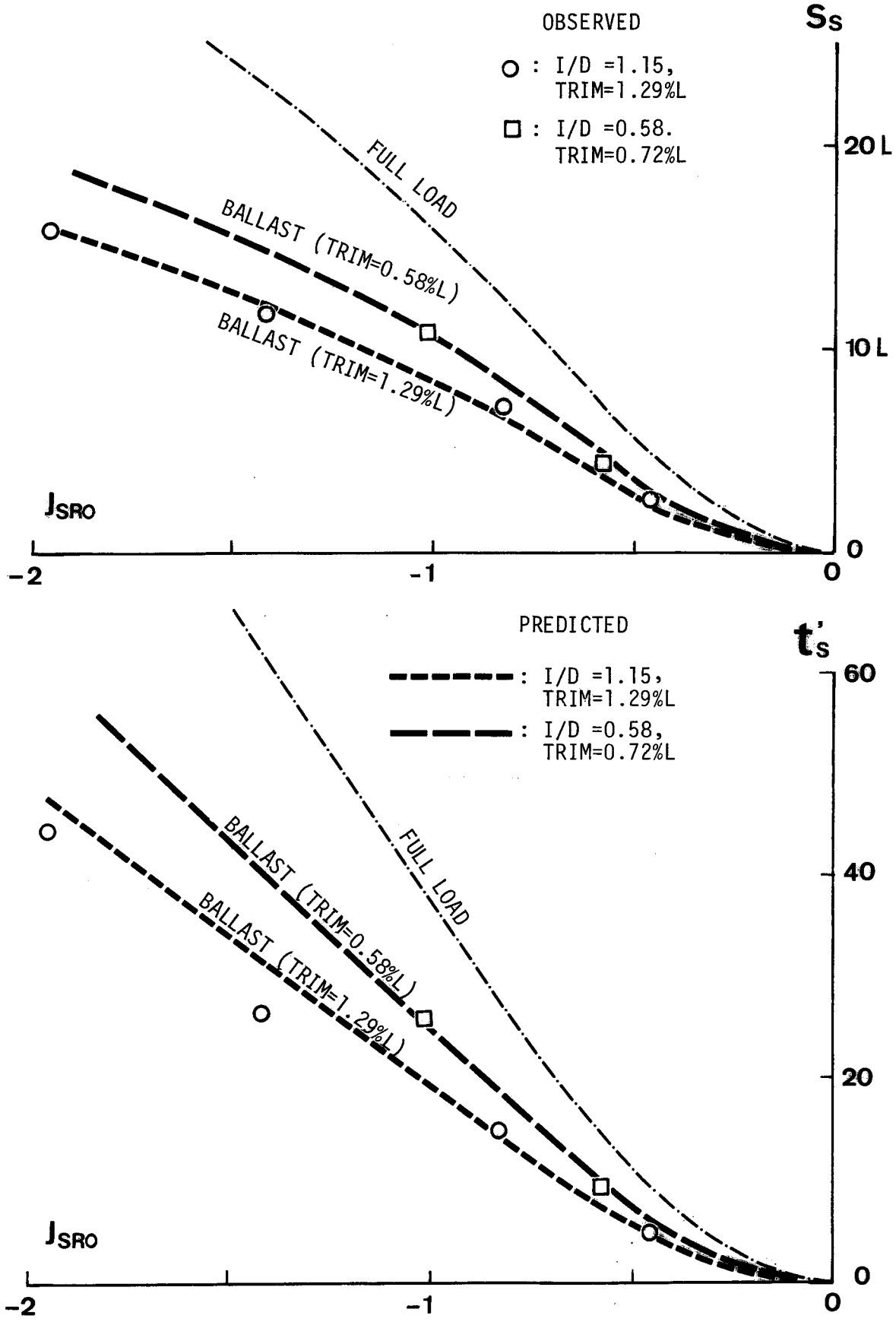
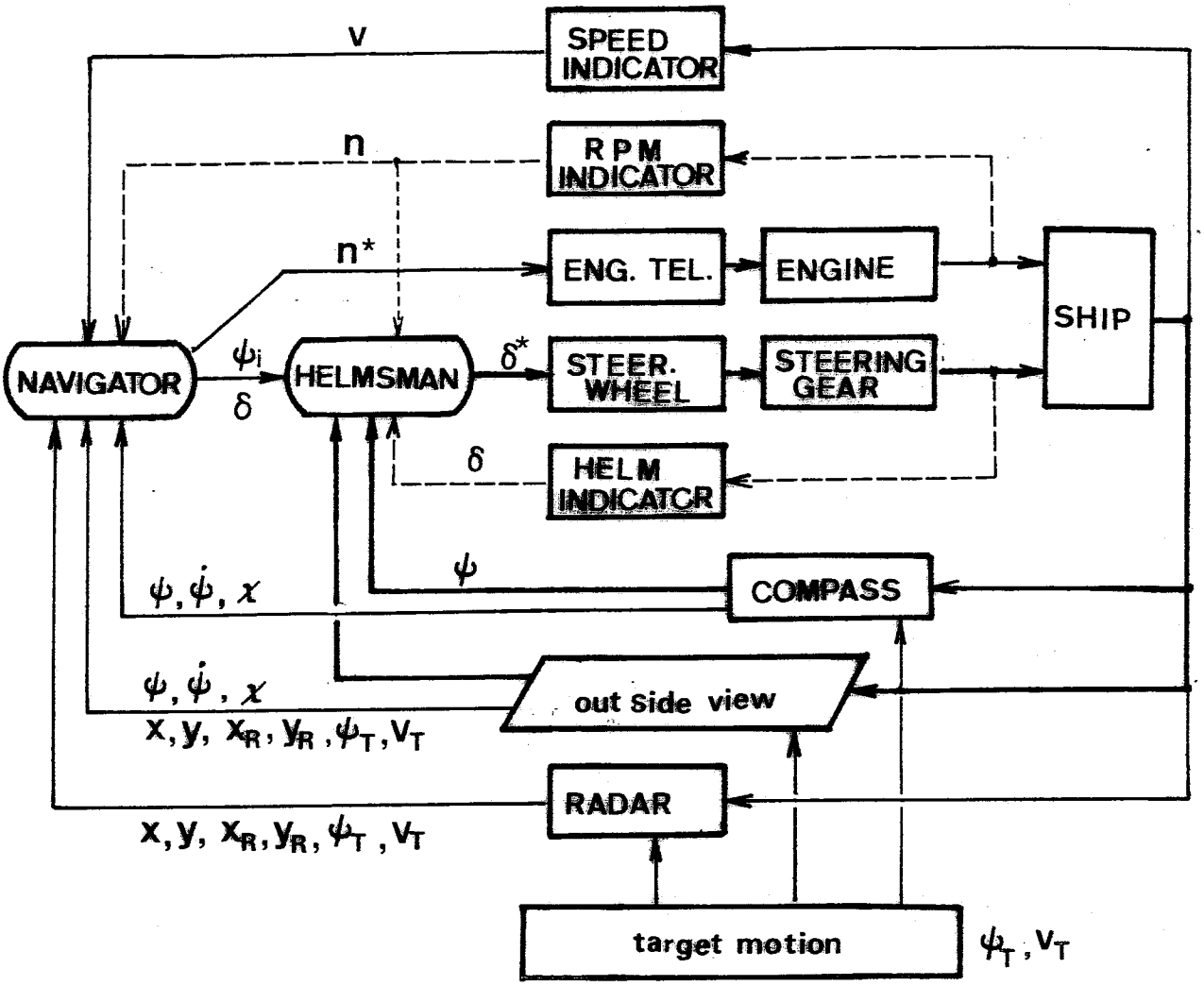


Fig. 5.12 Crush-stopping distances and durations of a ballasted ULCC with different trim conditions.
(Fullscale trial)



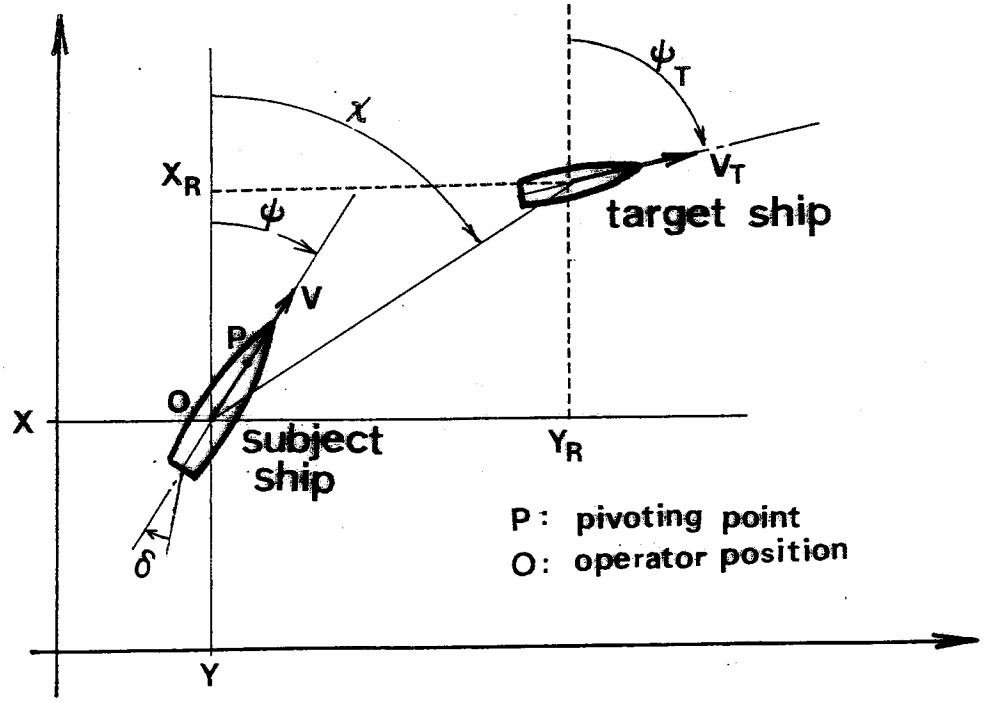


Fig. 6.1 Schematic diagram of ship handling.

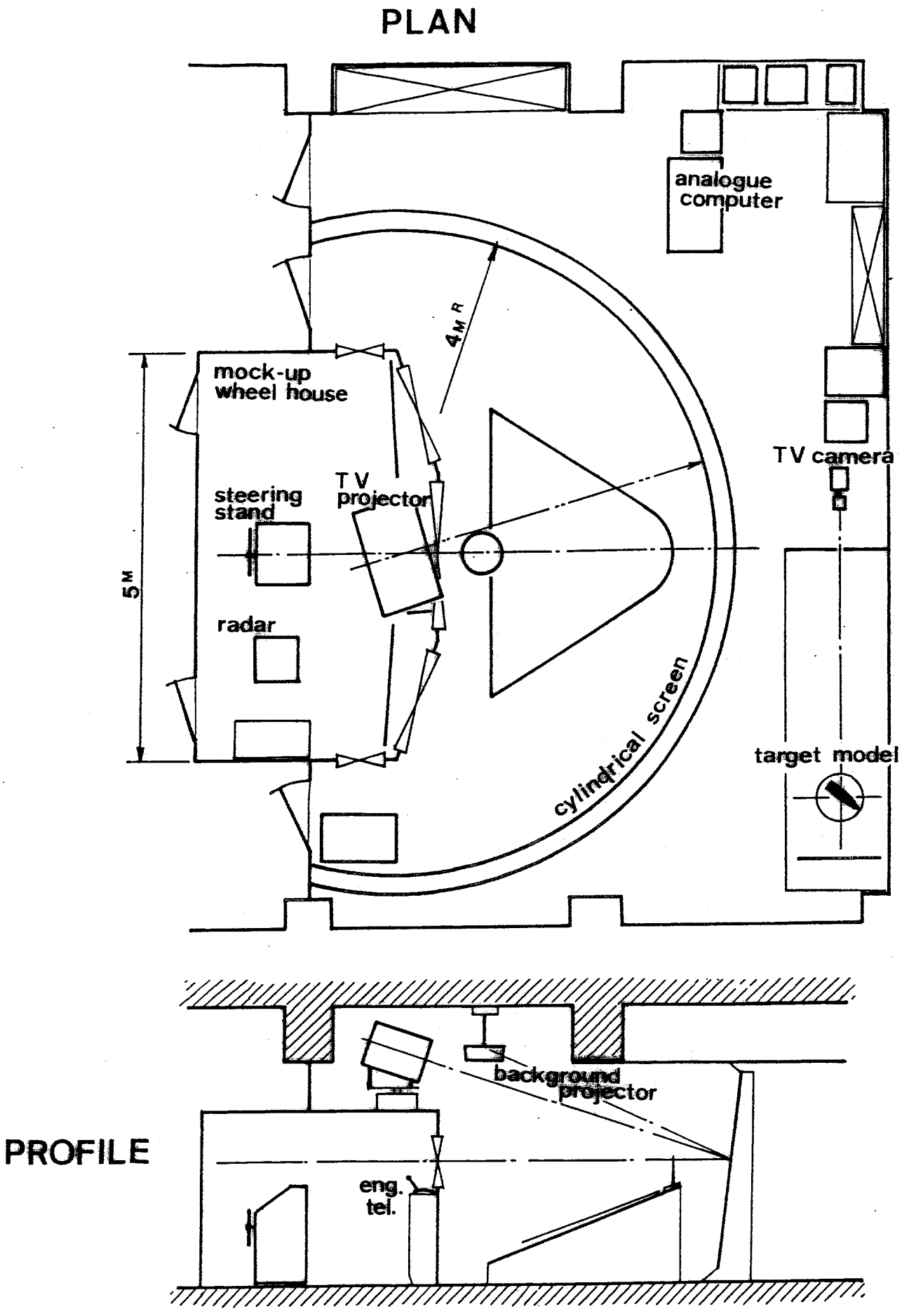


Fig. 6.2 General arrangement of the SR-151 ship handling simulator.

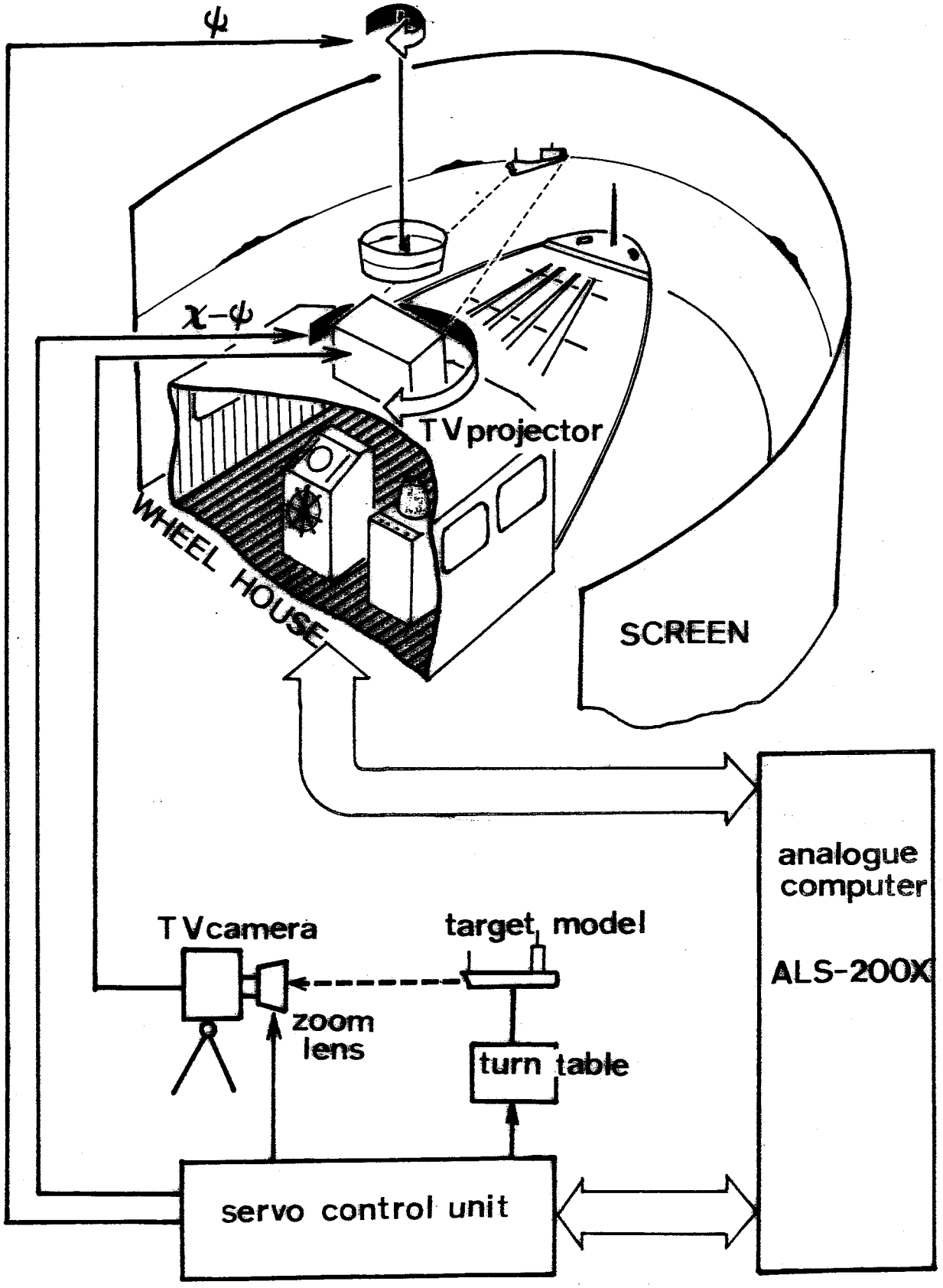


Fig. 6.3 Schematic diagram of the visual control of the SR-151 ship handling simulator.

Fig. 6.4 Wheel house of the SR-151 ship handling simulator.

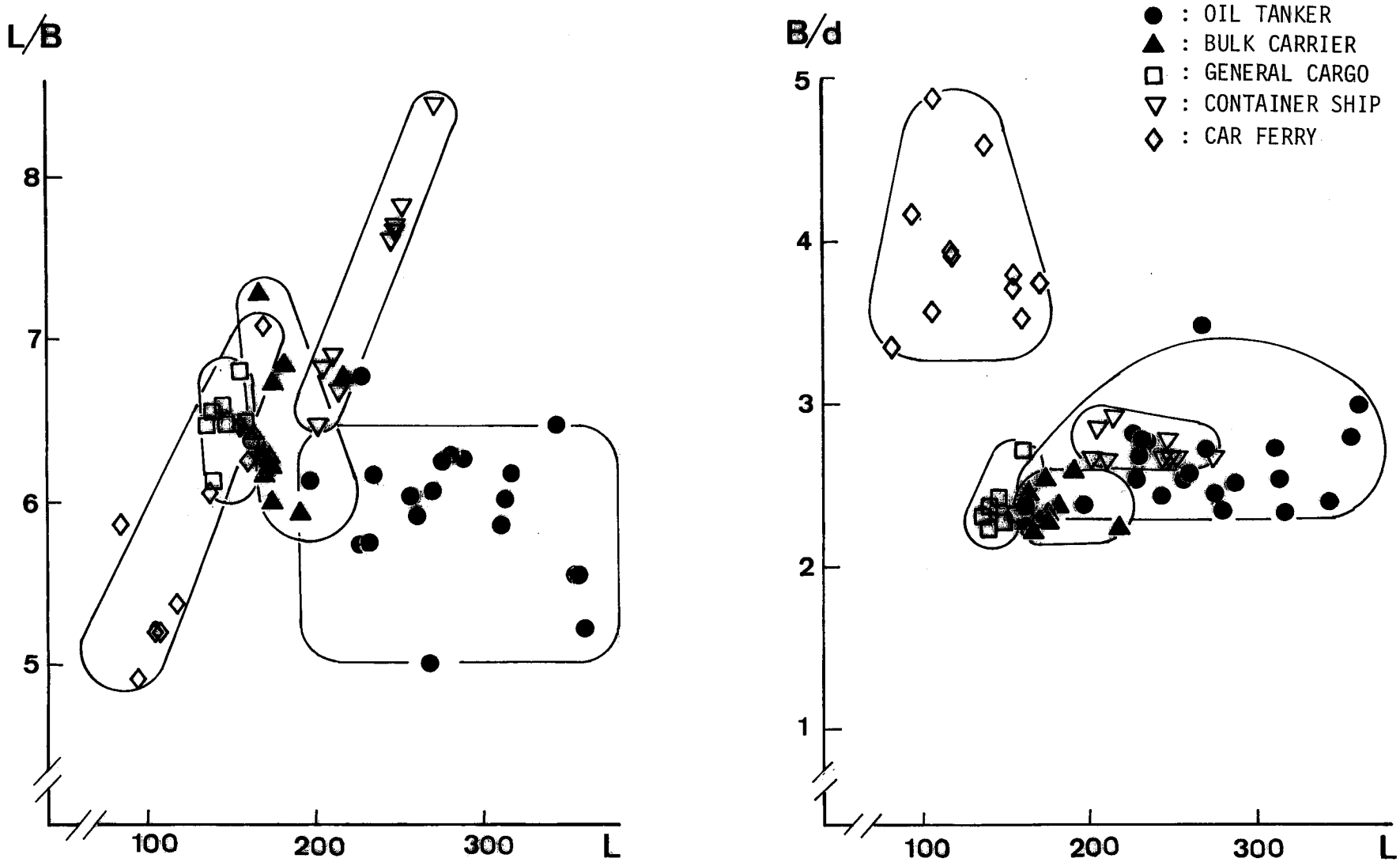


Fig. 6.5 Design statistics as the base of E-series models. (1)

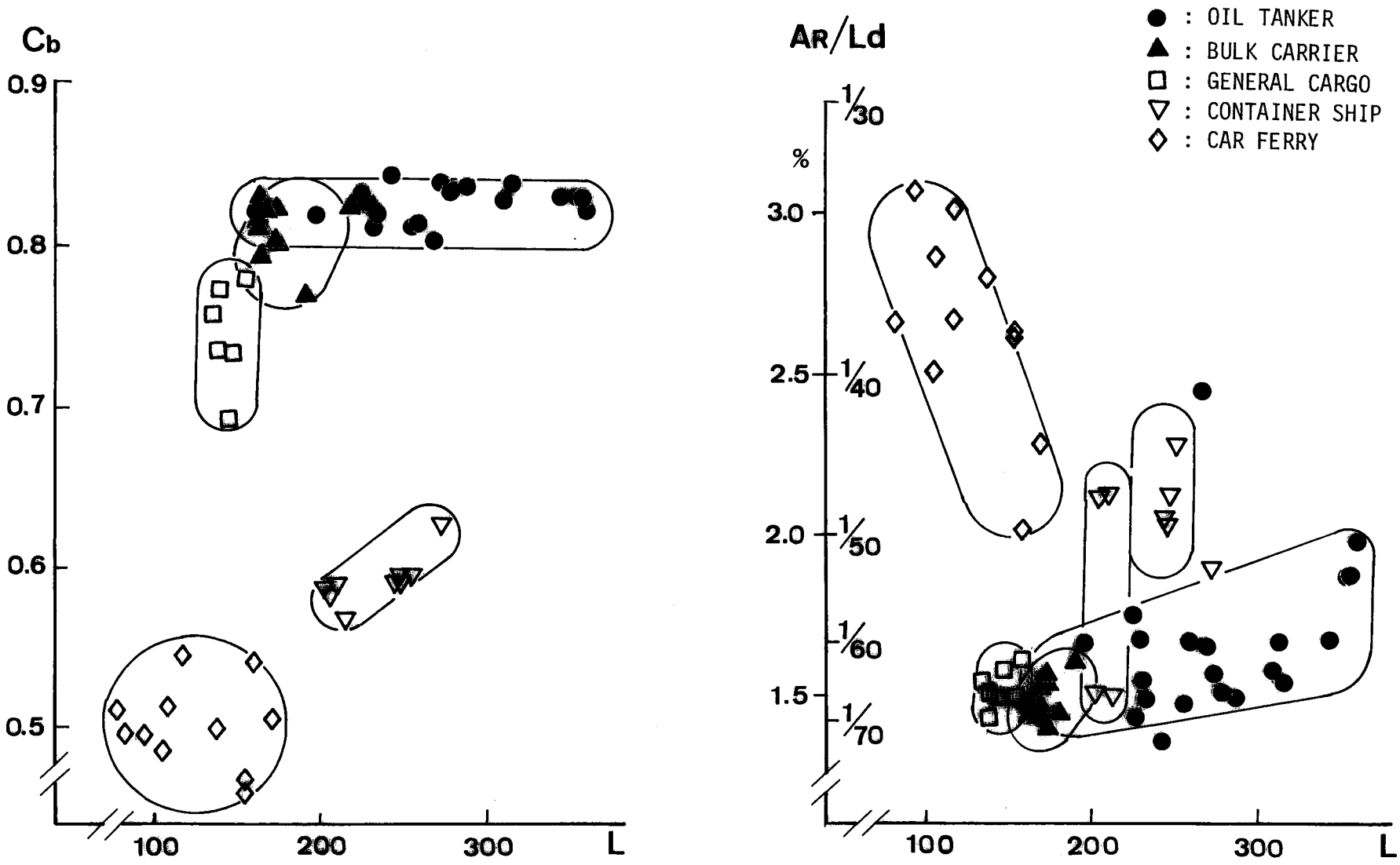


Fig. 6.6 Design statistics as the base of E-series models. (2)

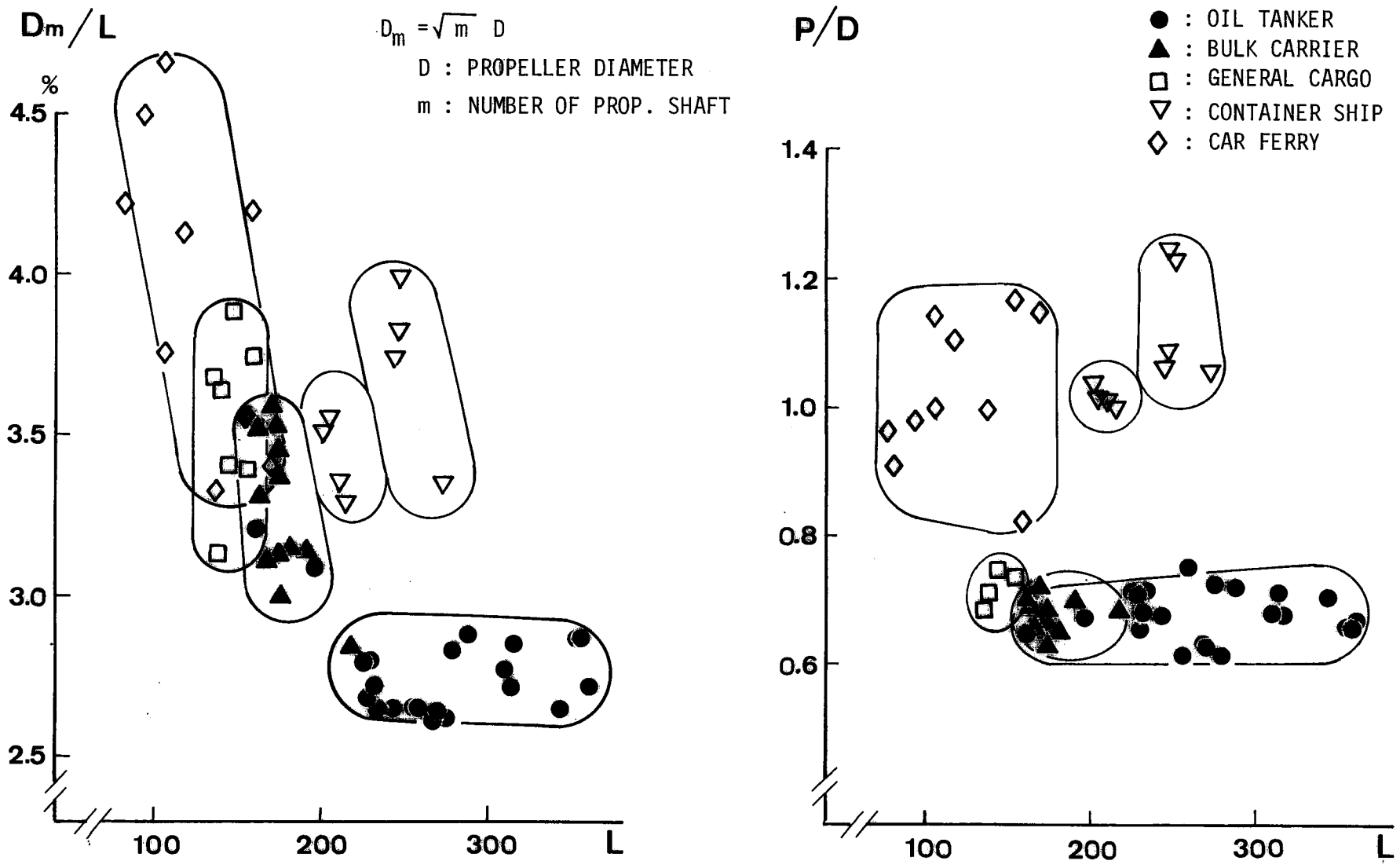


Fig. 6.7 Design statistics as the base of E-series models. (3)

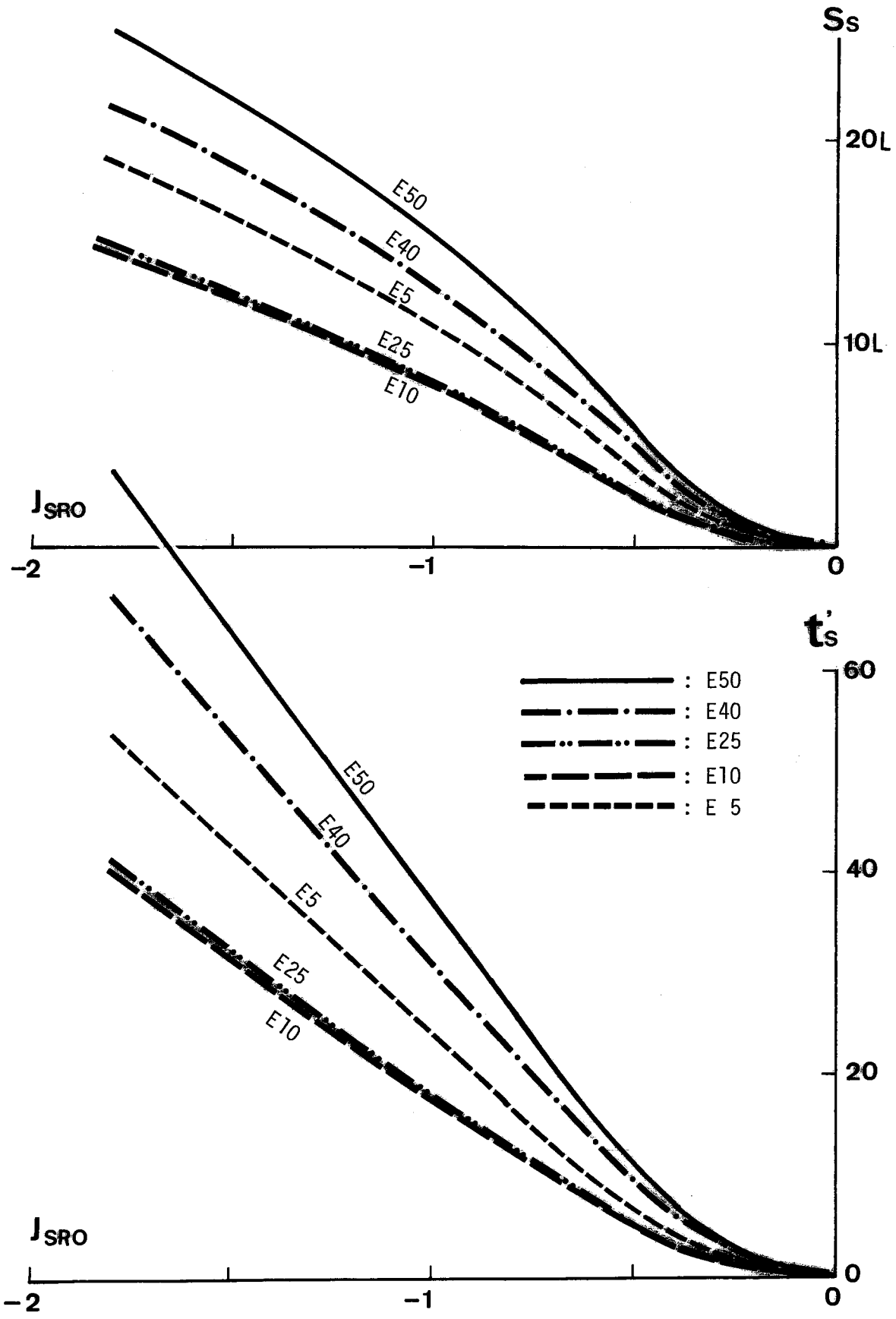


Fig. 6.8 Crush-stopping distances and durations of E series models.

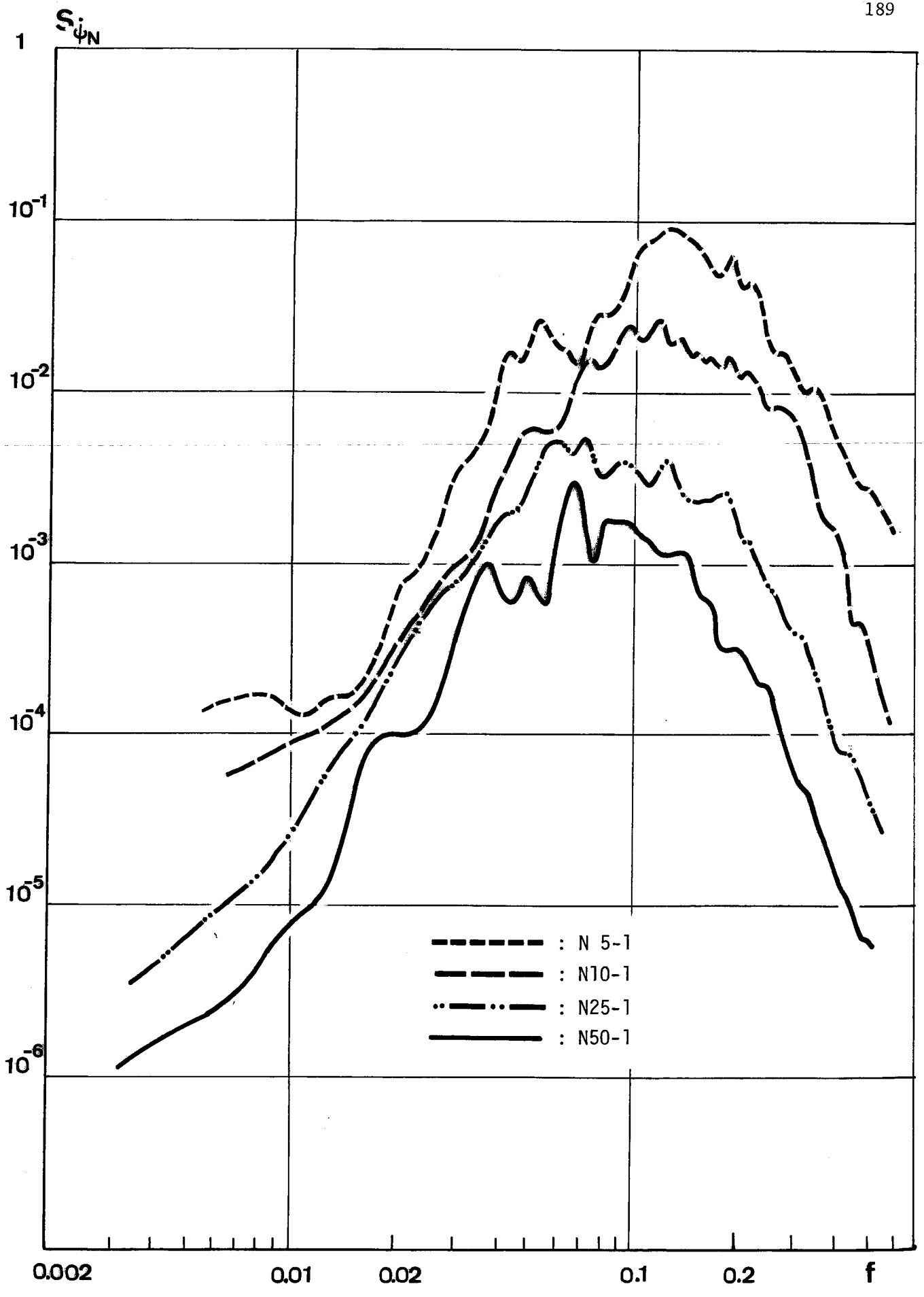
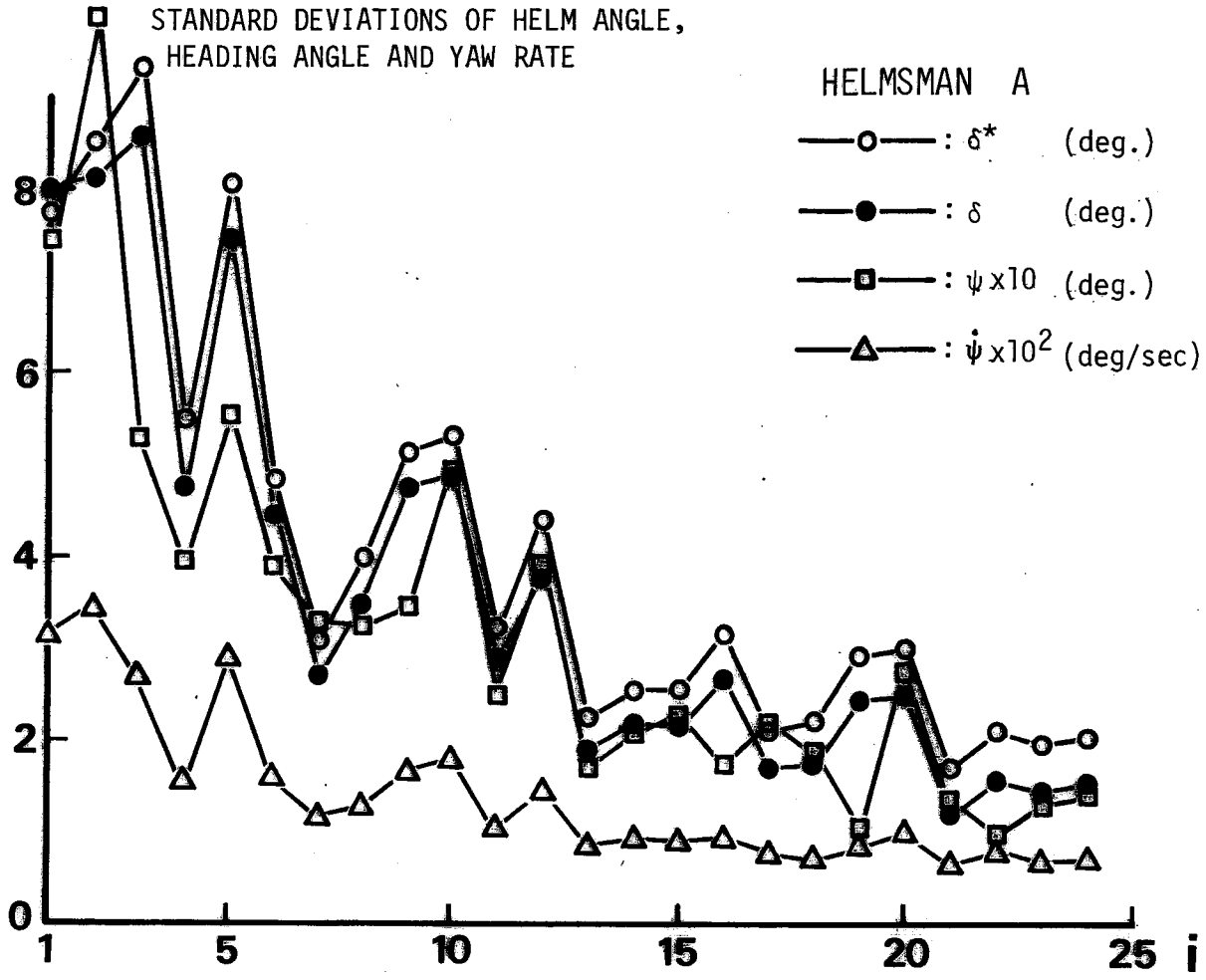


Fig. 6.9 Power spectra of external yaw rate noises as applied at the present ship simulator studies.



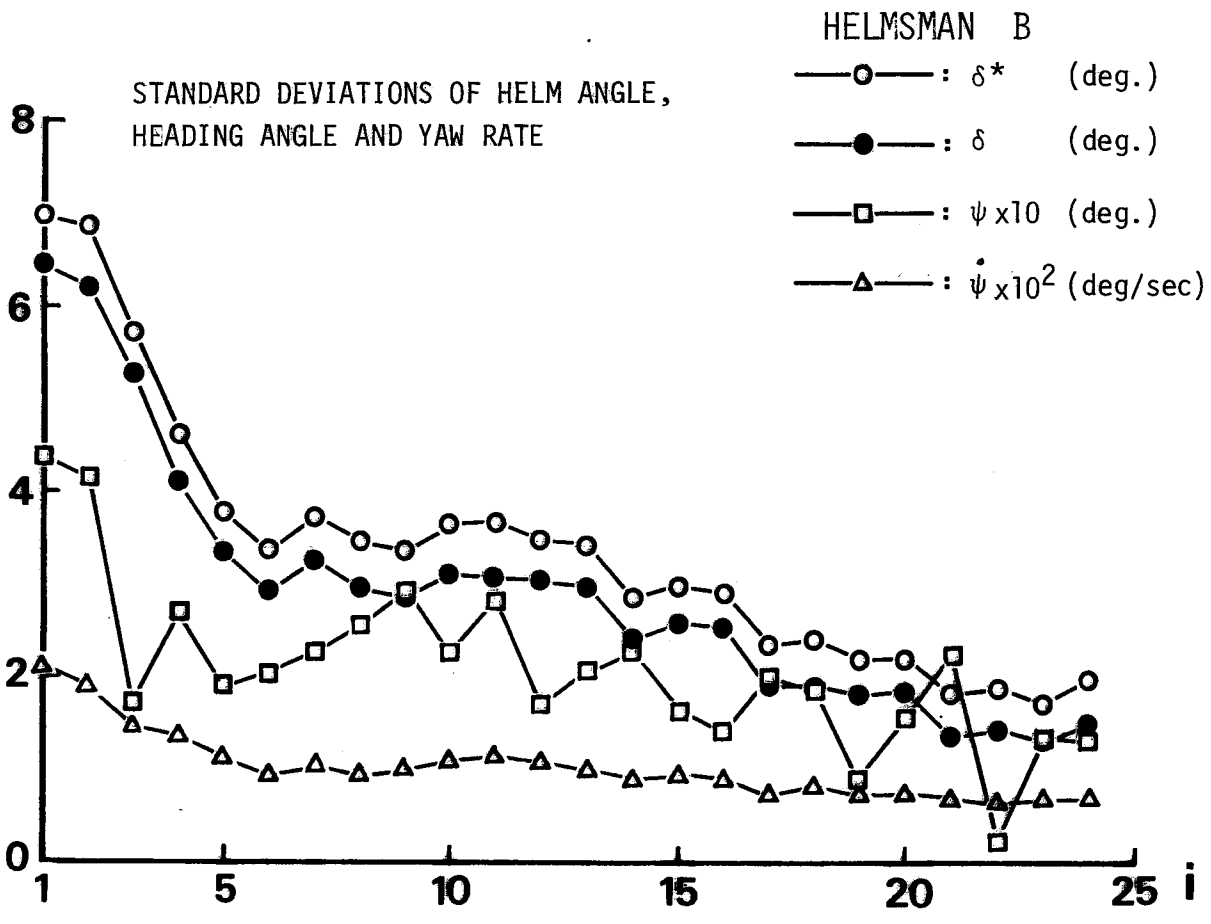


Fig. 6.10 Learning process of helmsmen A and B at course-keeping operation, E50-10,N50-3

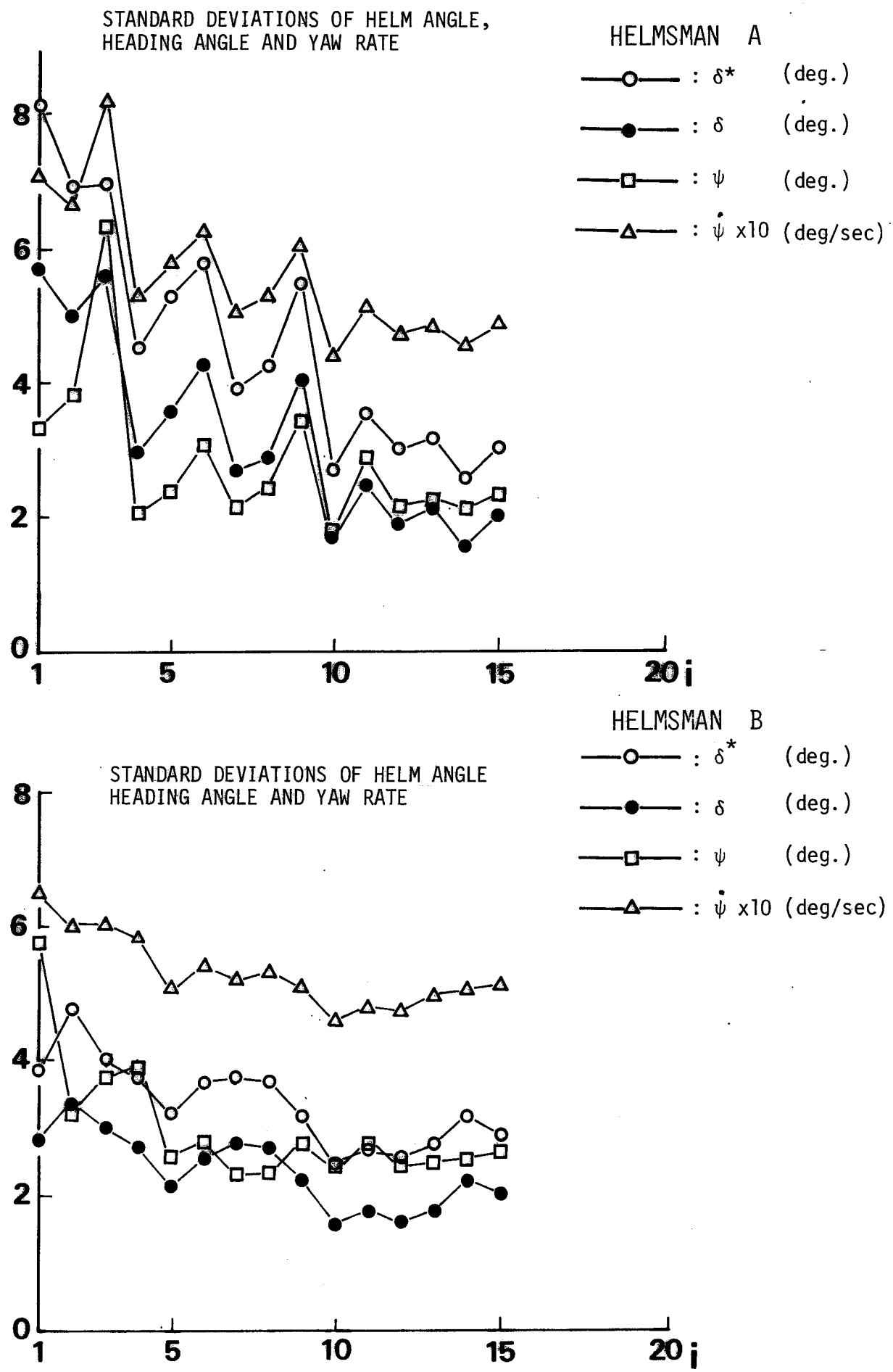


Fig.6.11 Learning process of helmsmen A and B at course-keeping operation, E5-5, N5-1

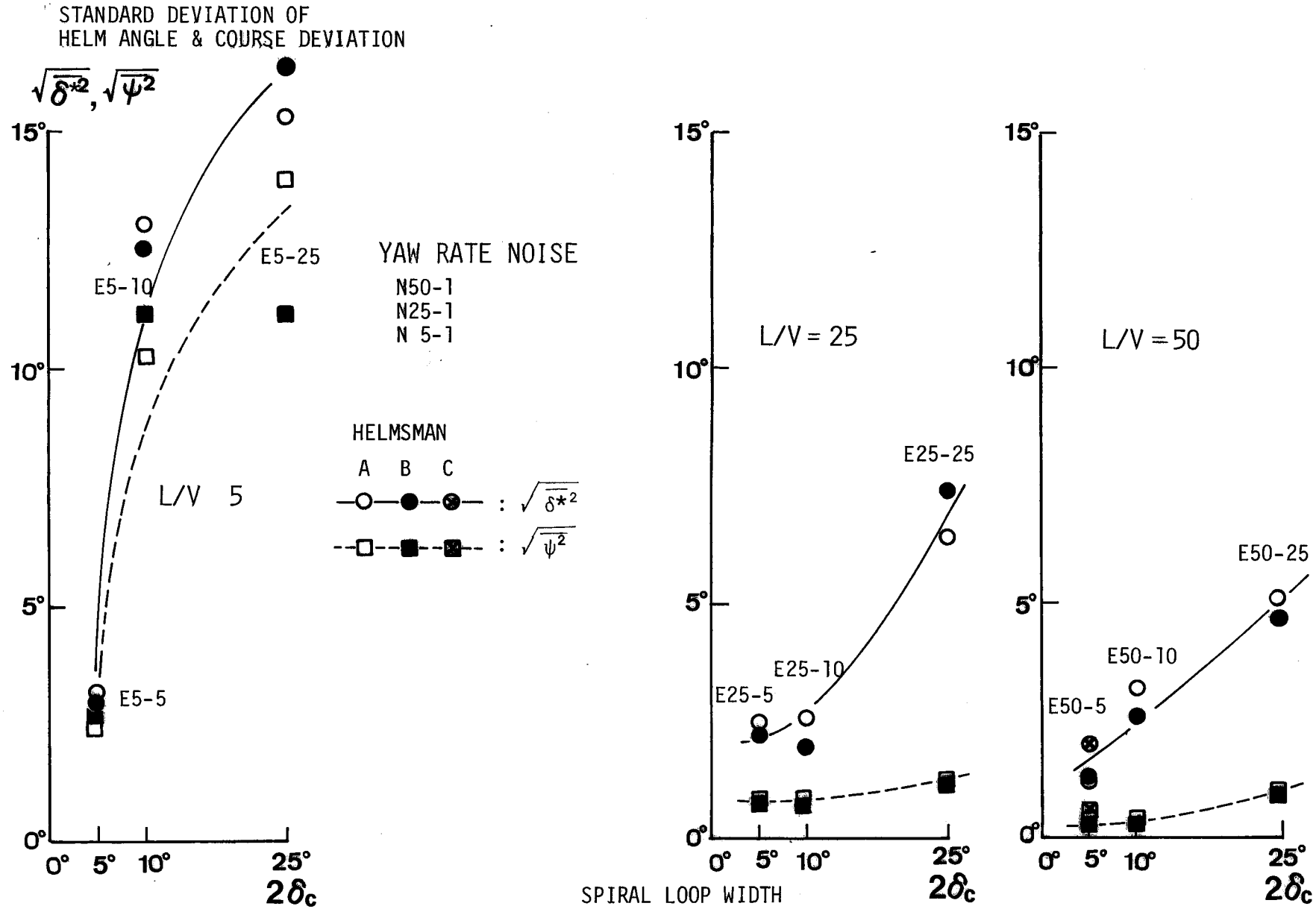


Fig. 6.12 Standard deviations of helm angle and course deviation during course-keeping operations with various E-series models. (Yaw rate noise : 1)

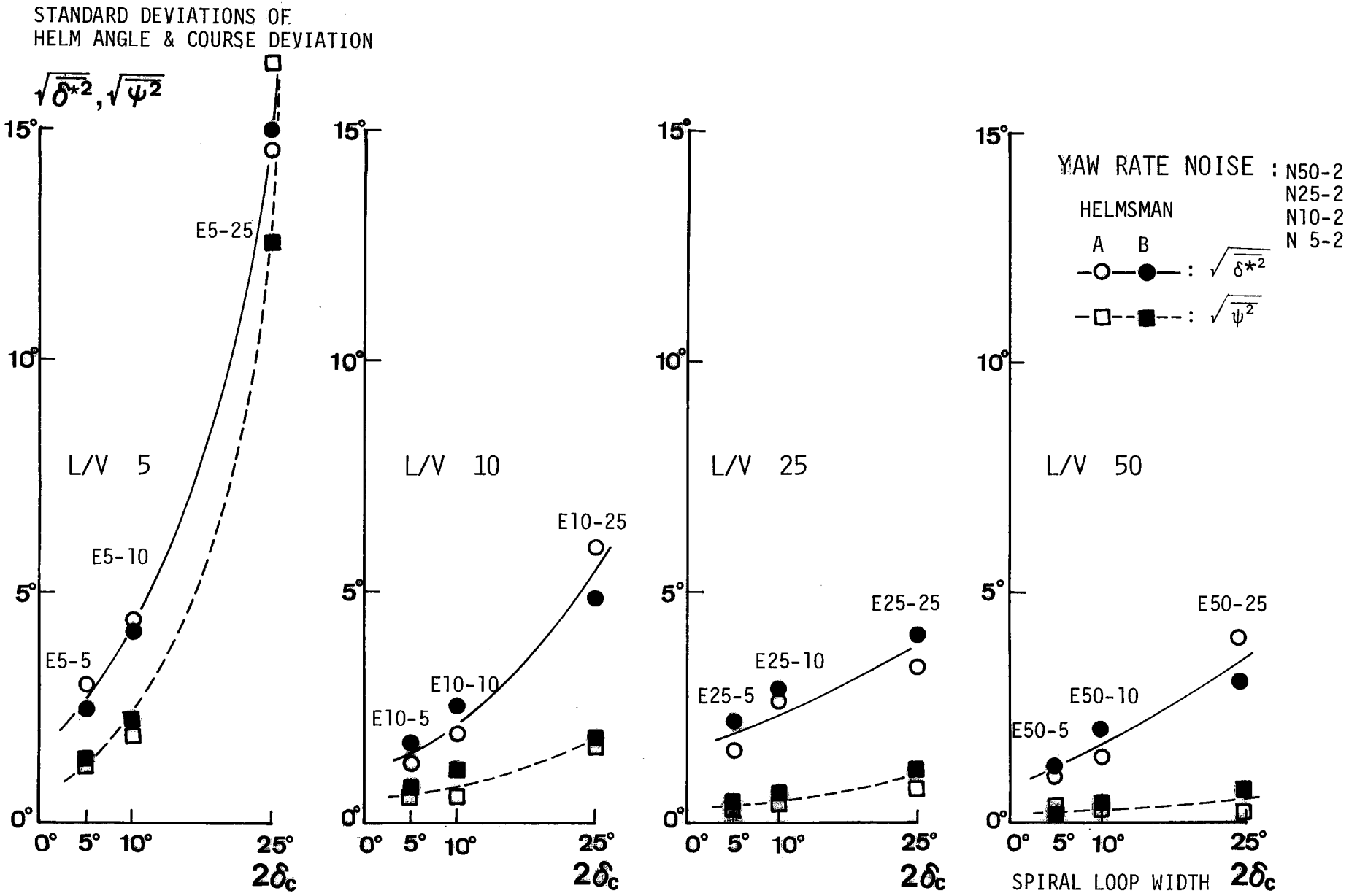


Fig. 6.13 Standard deviations of helm angle and course deviation during course-keeping operations with various E-series models. (Yaw rate noise : 2)

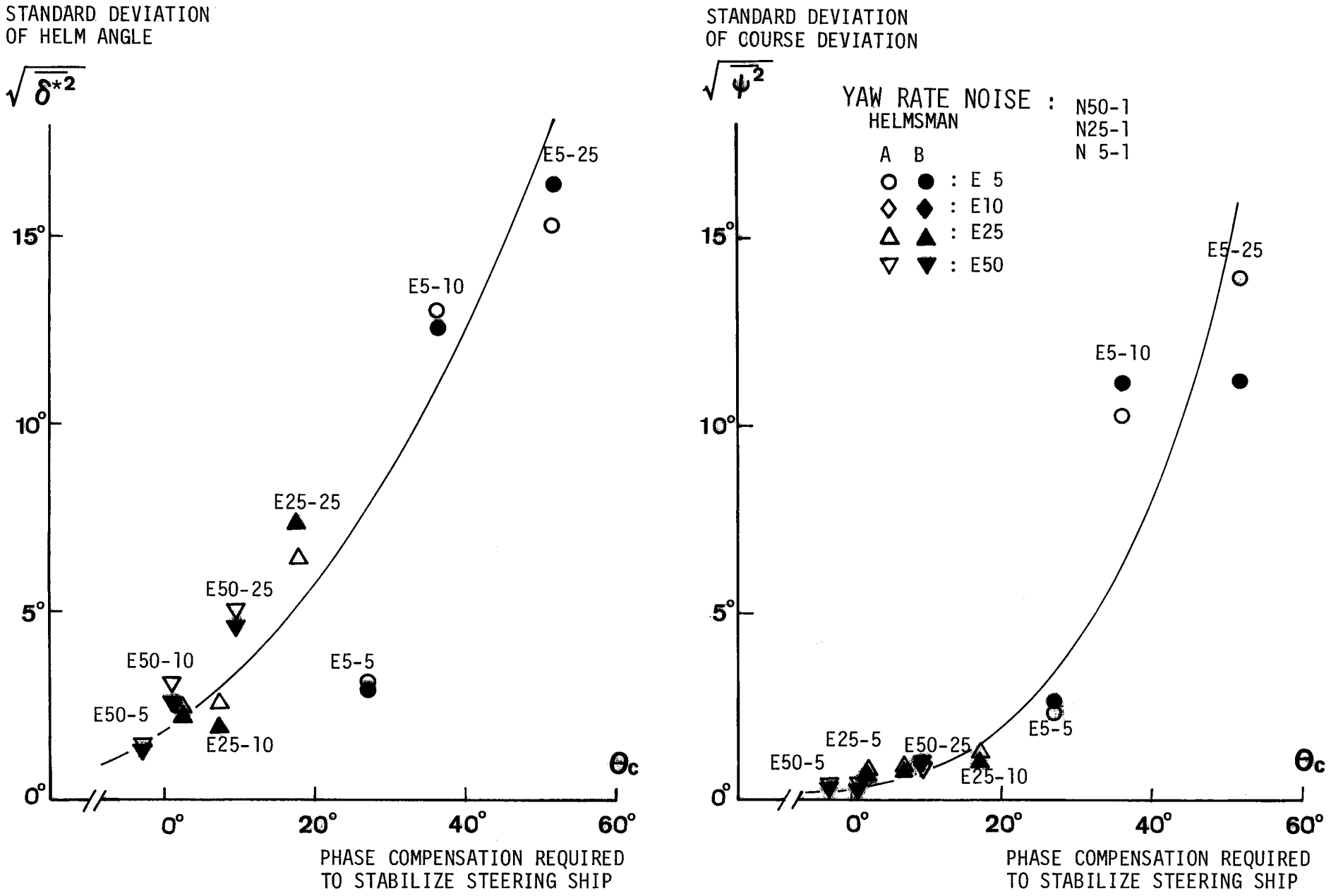


Fig. 6.14 Relation between necessary phase compensation θ_c and standard deviations of helm angle and course deviation. (yaw rate noise : 1)

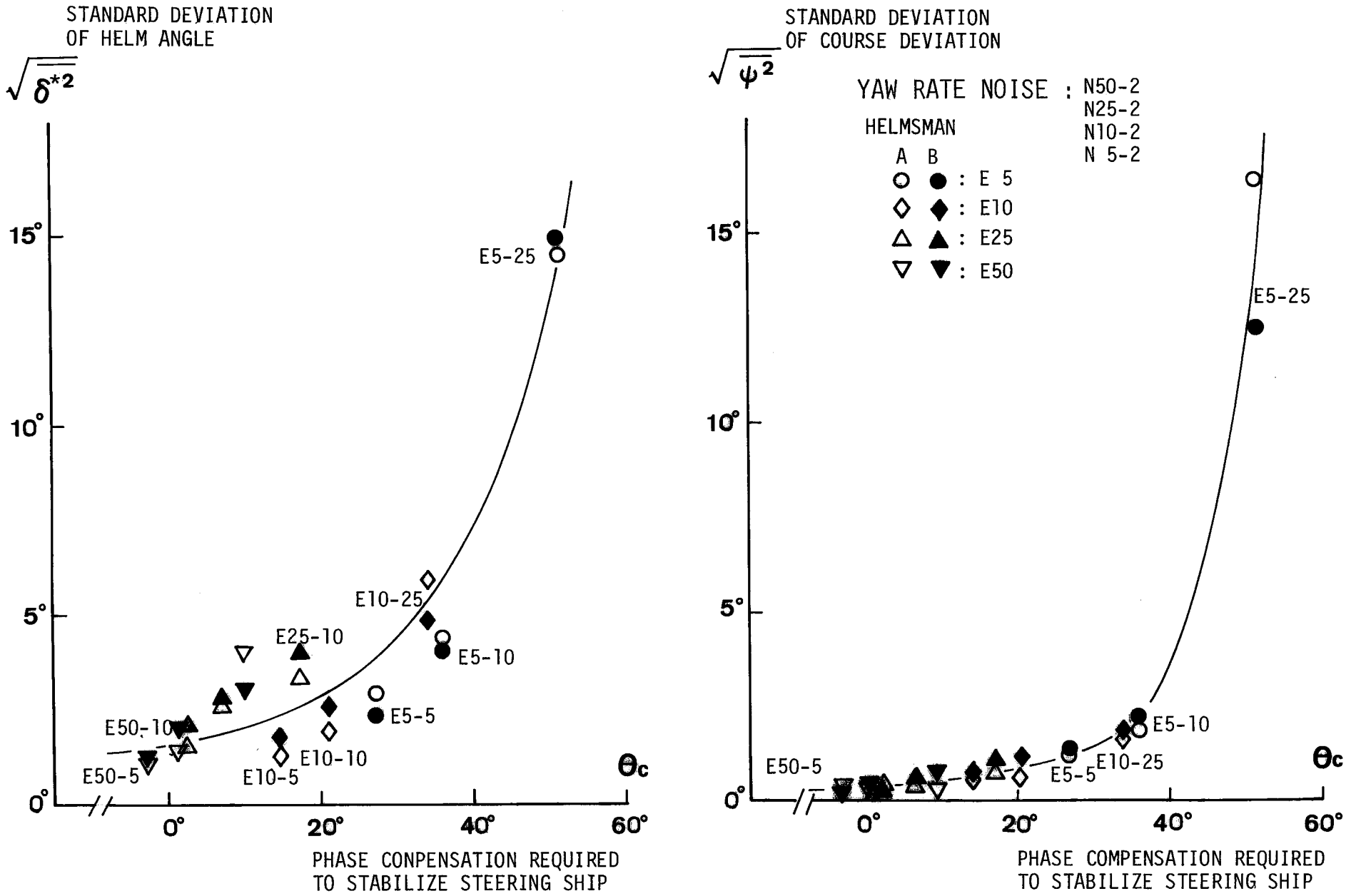


Fig. 6.15 Relation between necessary phase compensation θ_c and standard deviations of helm angle and course deviation. (yaw rate noise : 2)

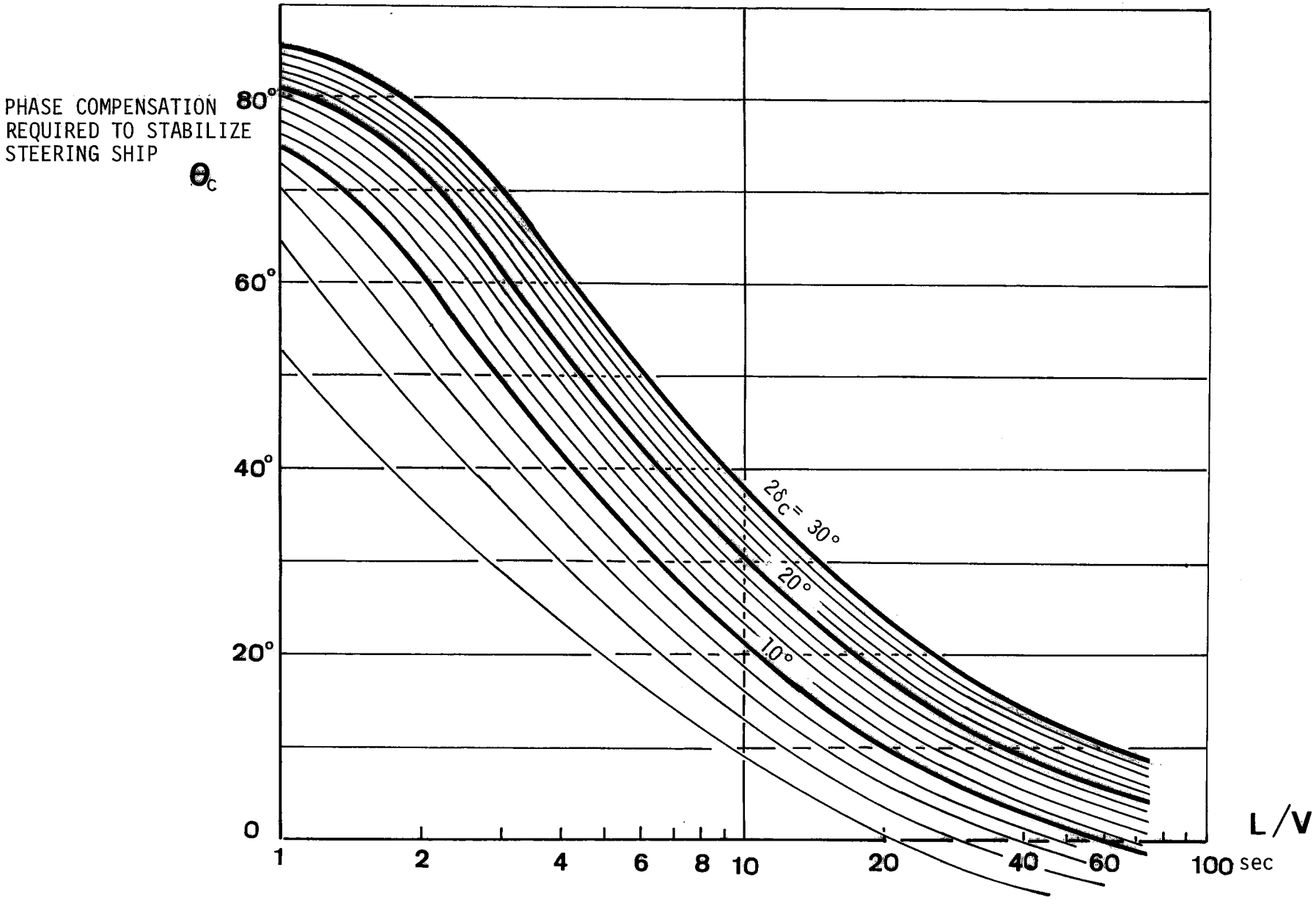


Fig. 6.16 Necessary phase compensation of E-series models.

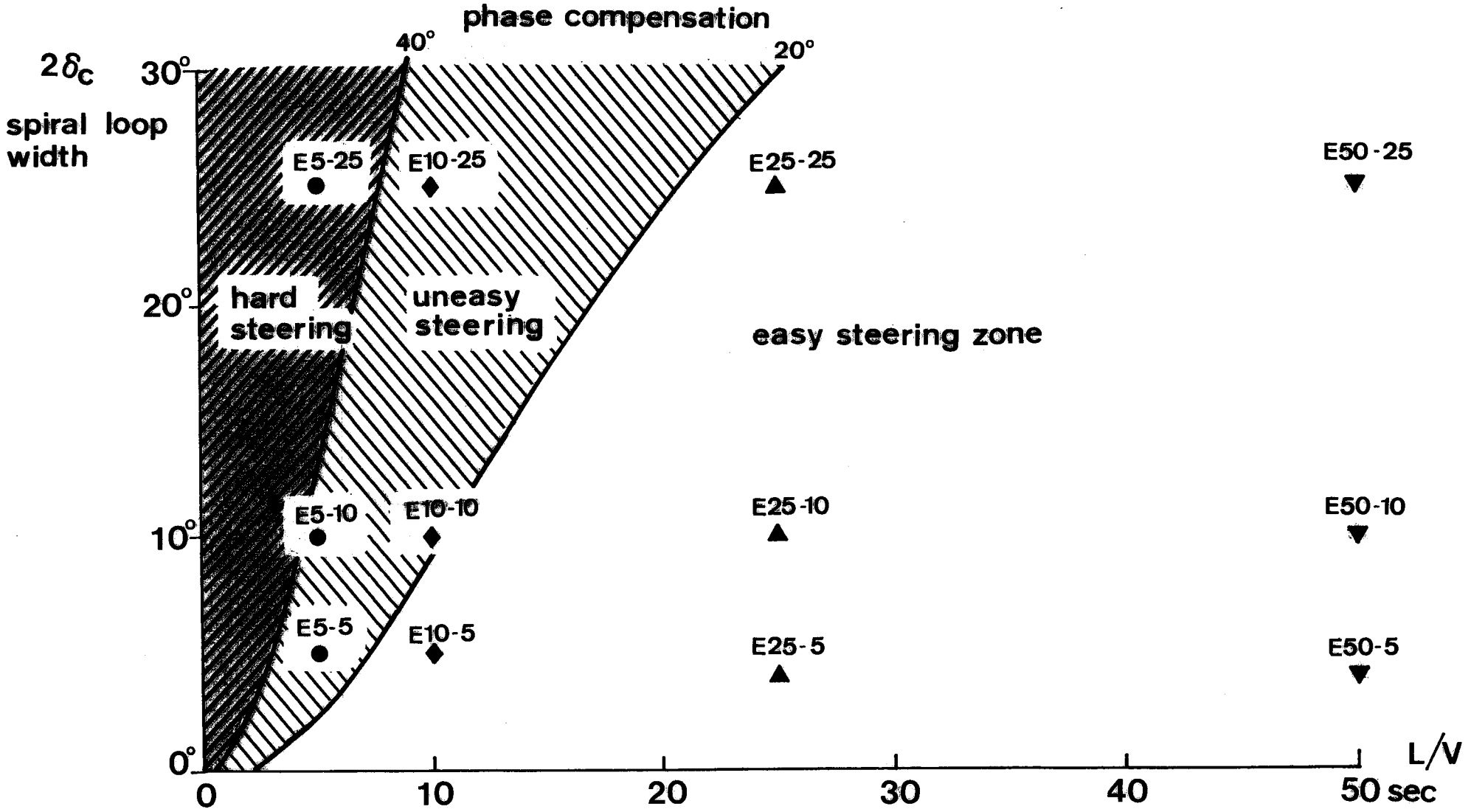


Fig. 6.17 Map demonstrating ease of manual steering.

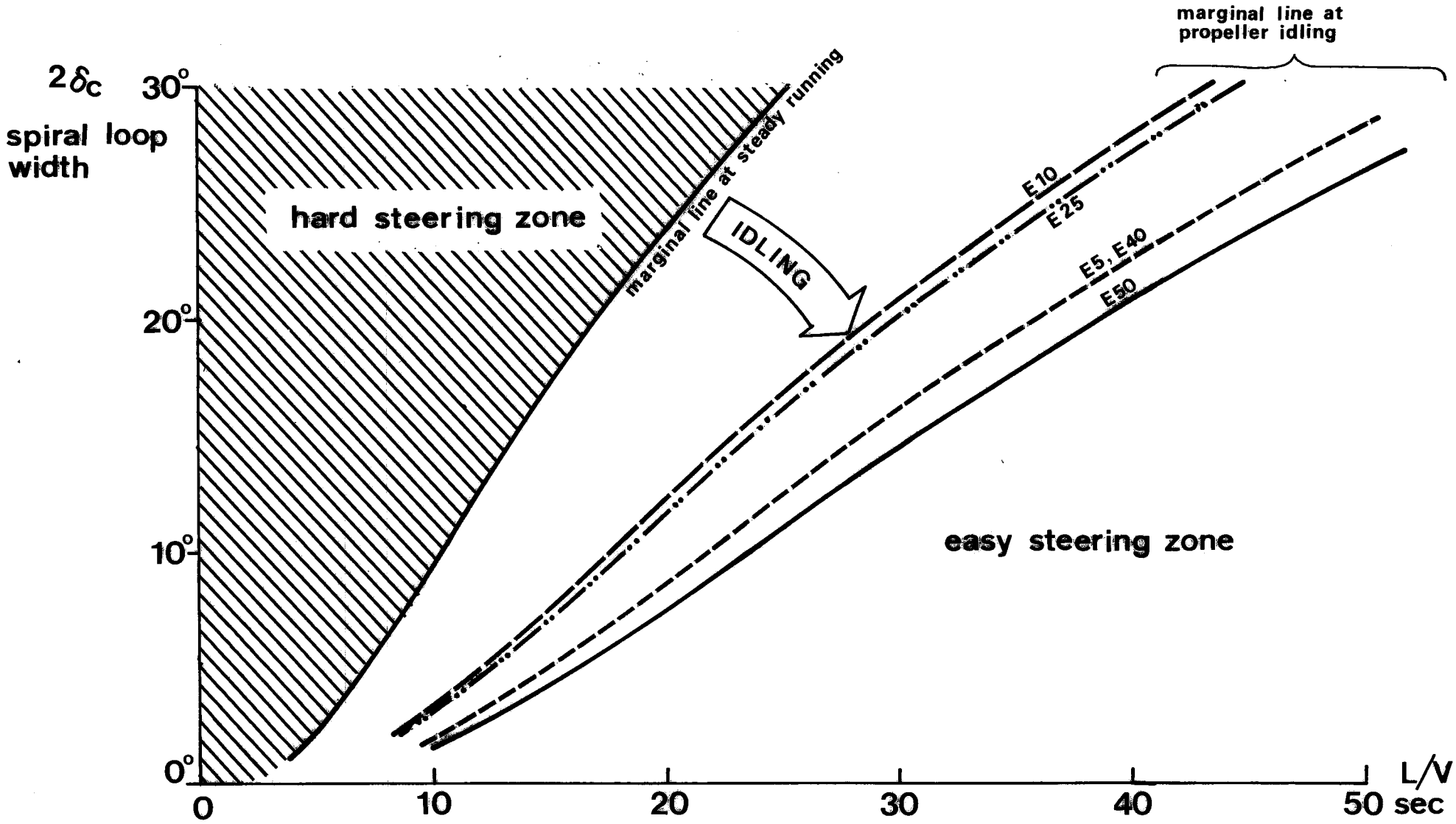


Fig. 6.18 Map demonstrating ease of manual steering at propeller idling.

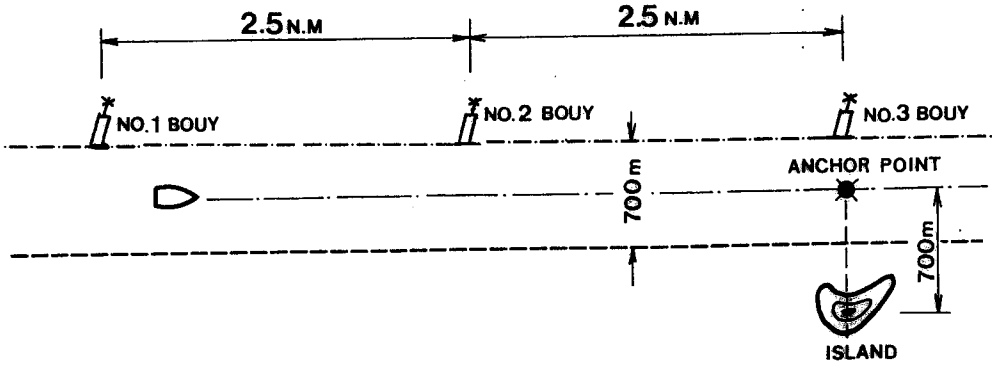


Fig. 6.19 Chart of a waterway as employed in the stopping simulator experiments.

Fig. 6.20 Sample record of stopping operation at the simulator experiments, E50-5 .

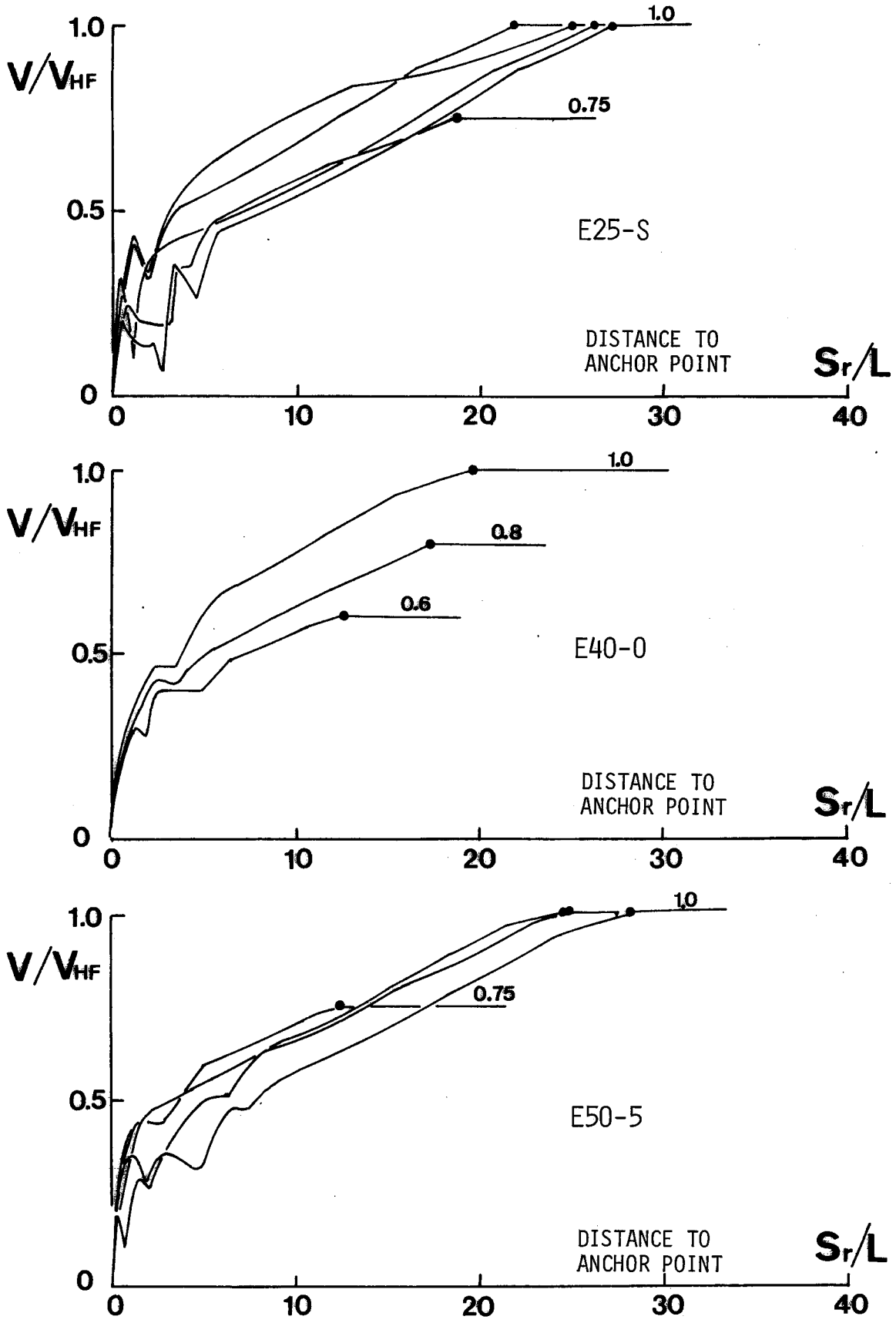


Fig. 6.21 Speed retardation curves against distance to anchoring point.

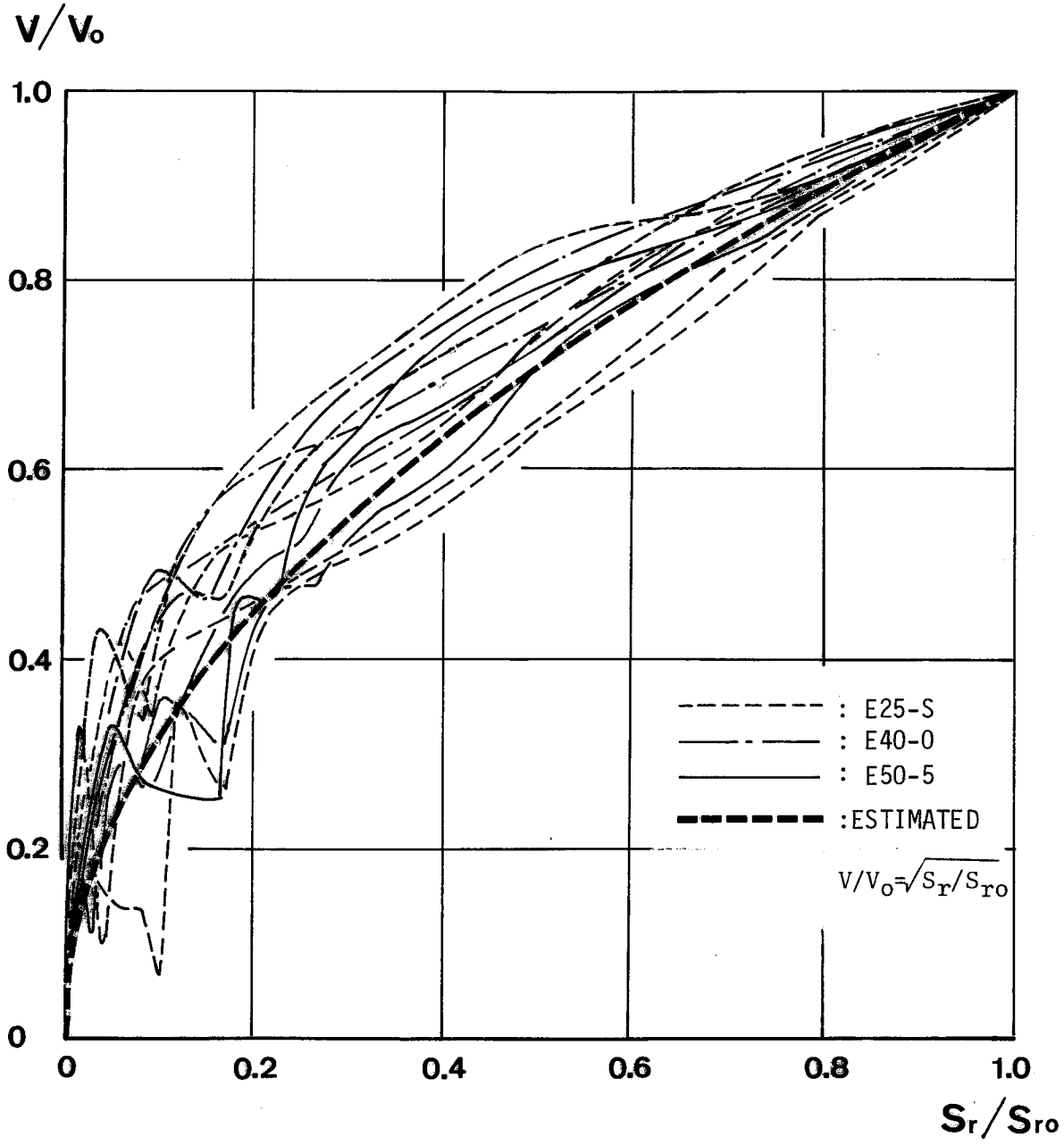


Fig. 6.22 Non-dimensional speed retardation curves, observed and estimated.

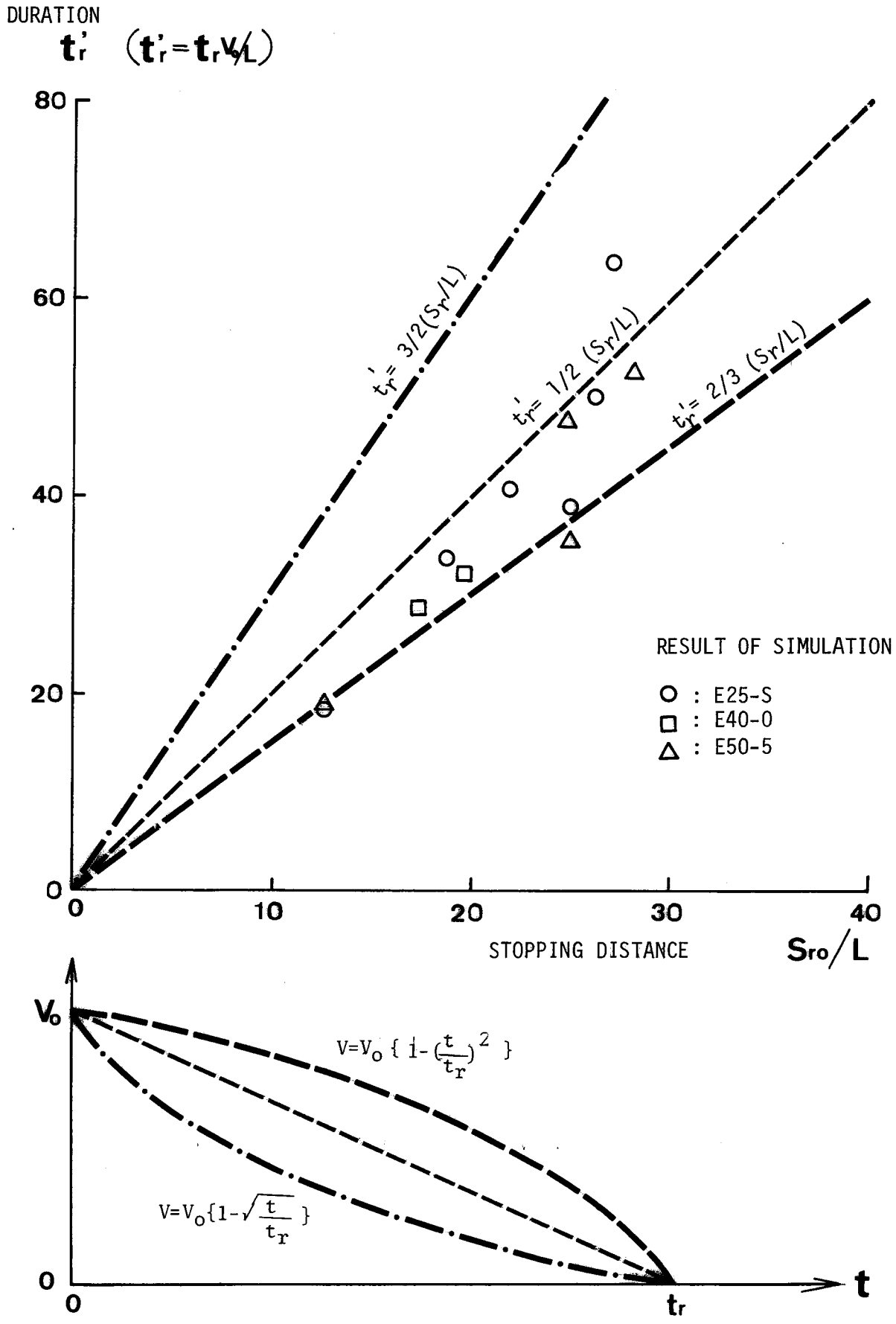


Fig. 6.23 Relation between duration and distance of stopping.

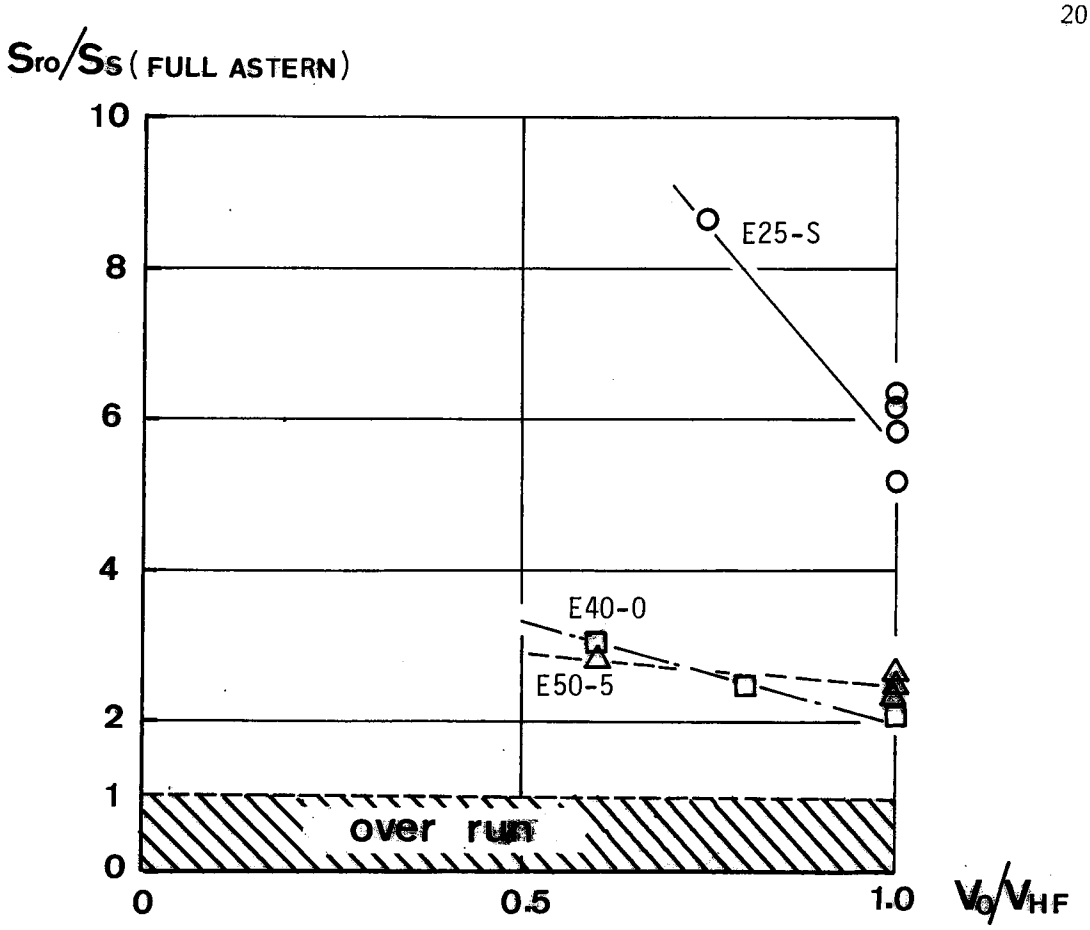


Fig. 6.24 Stopping margins for various ship sizes.

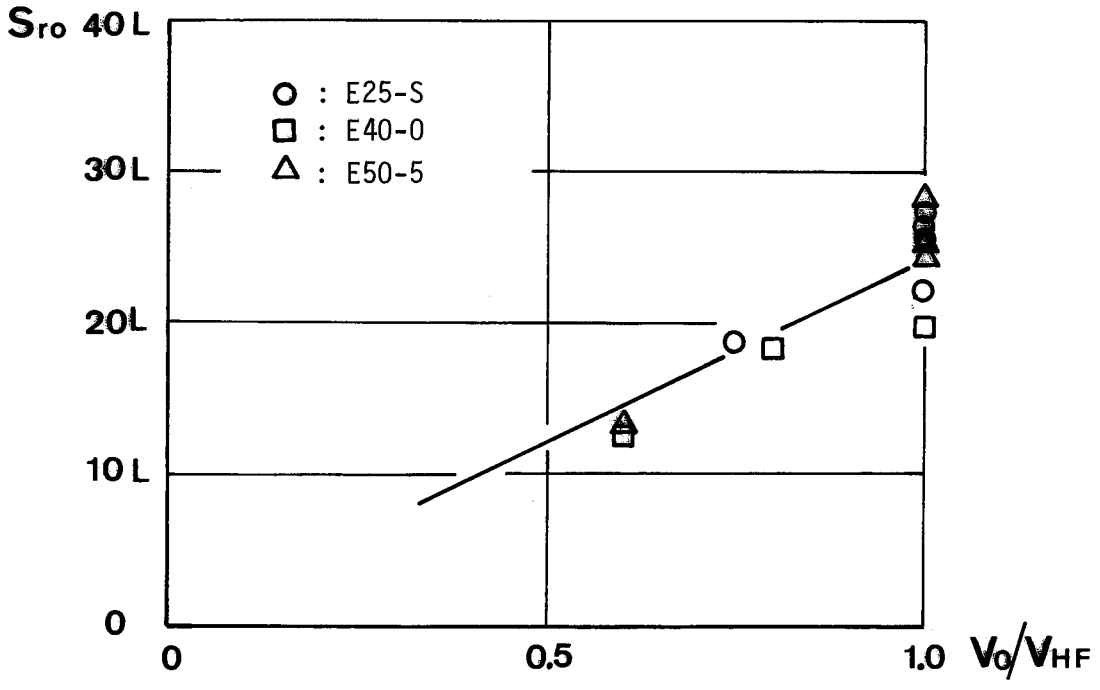


Fig. 6.25 Stopping distances at various initial speed ranges

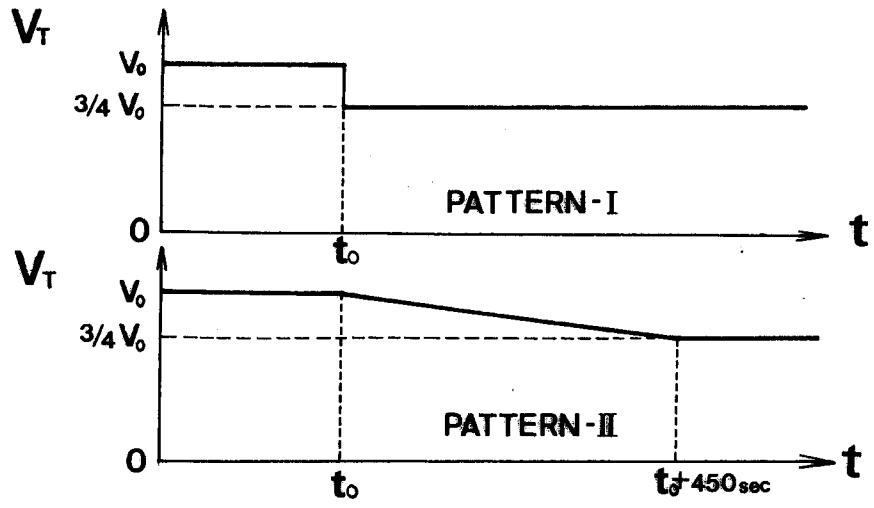


Fig. 6.26 Speed retardation patterns of a foregoing ship.

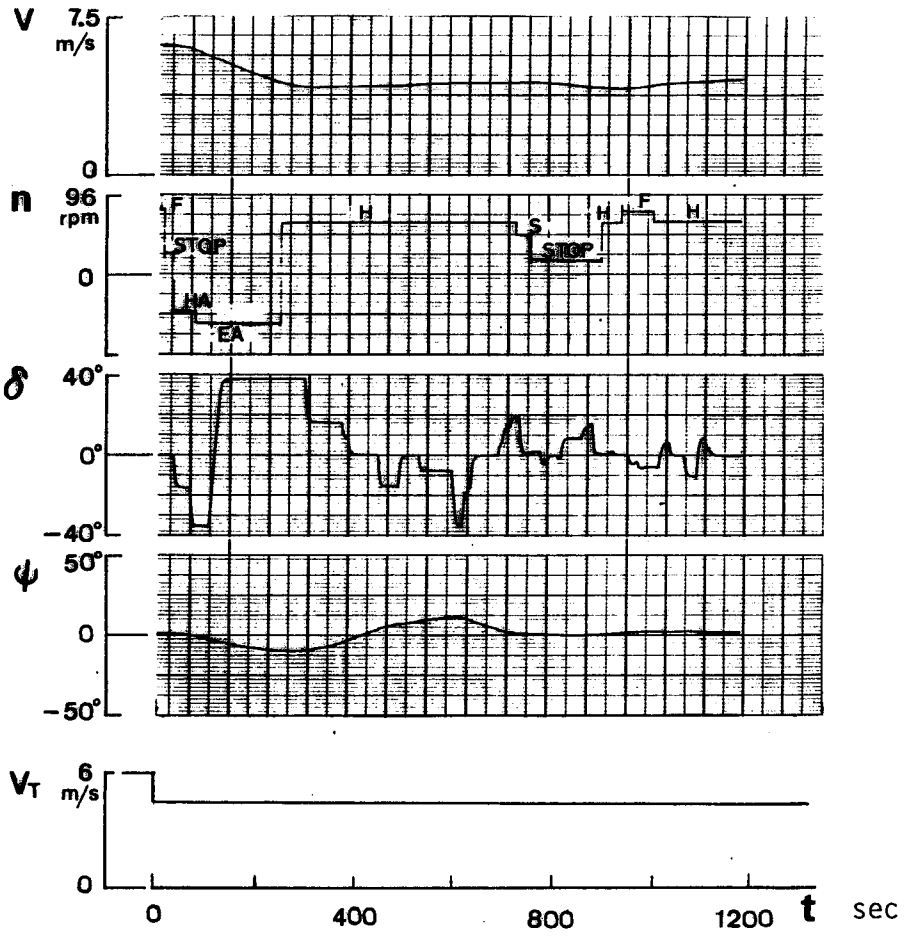


Fig. 6.27 Sample record of following operation at the simulator experiments, E50-5.

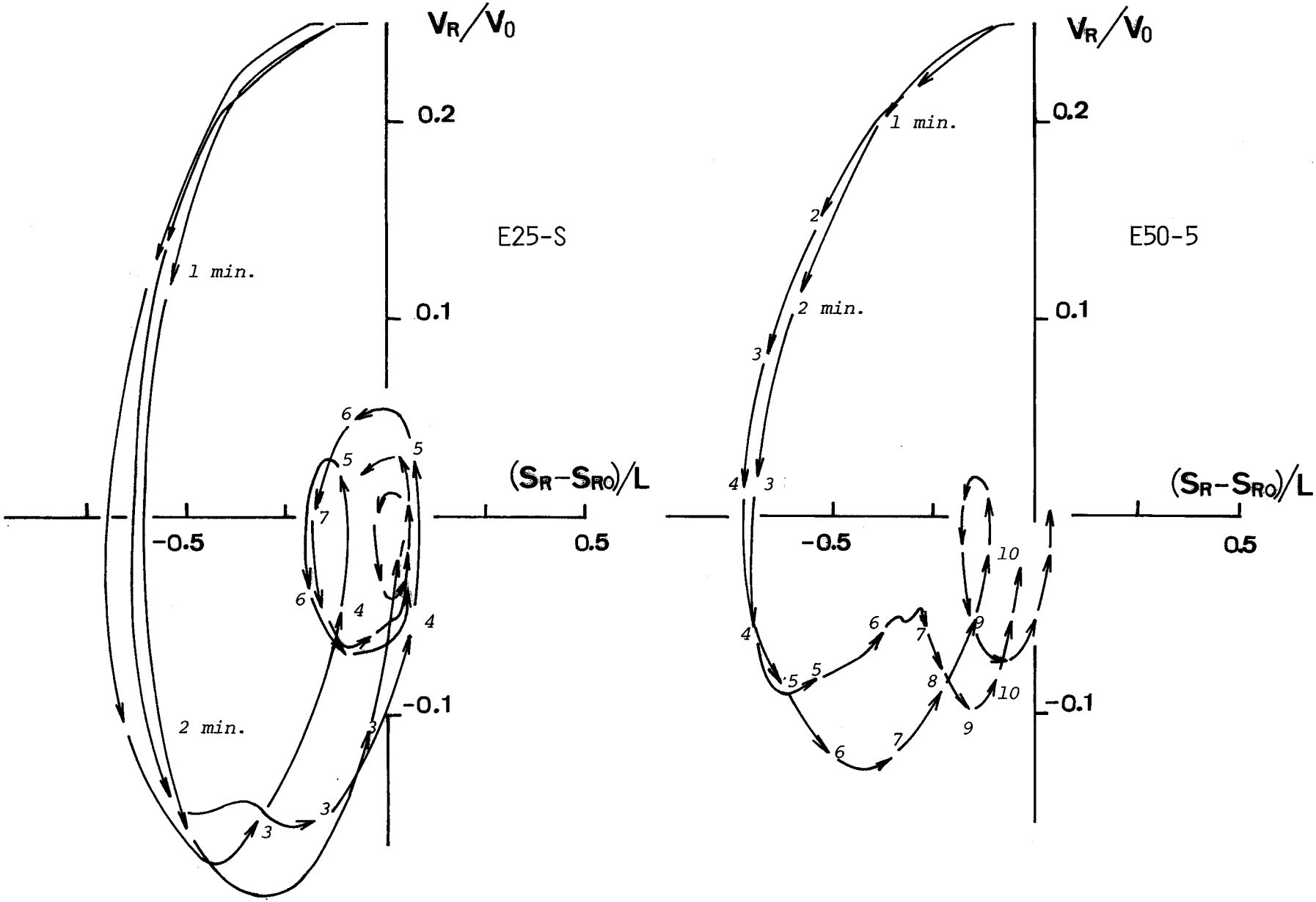


Fig. 6.28 Phase plane trajectories of relative speed and distance during following operations, pattern-I.

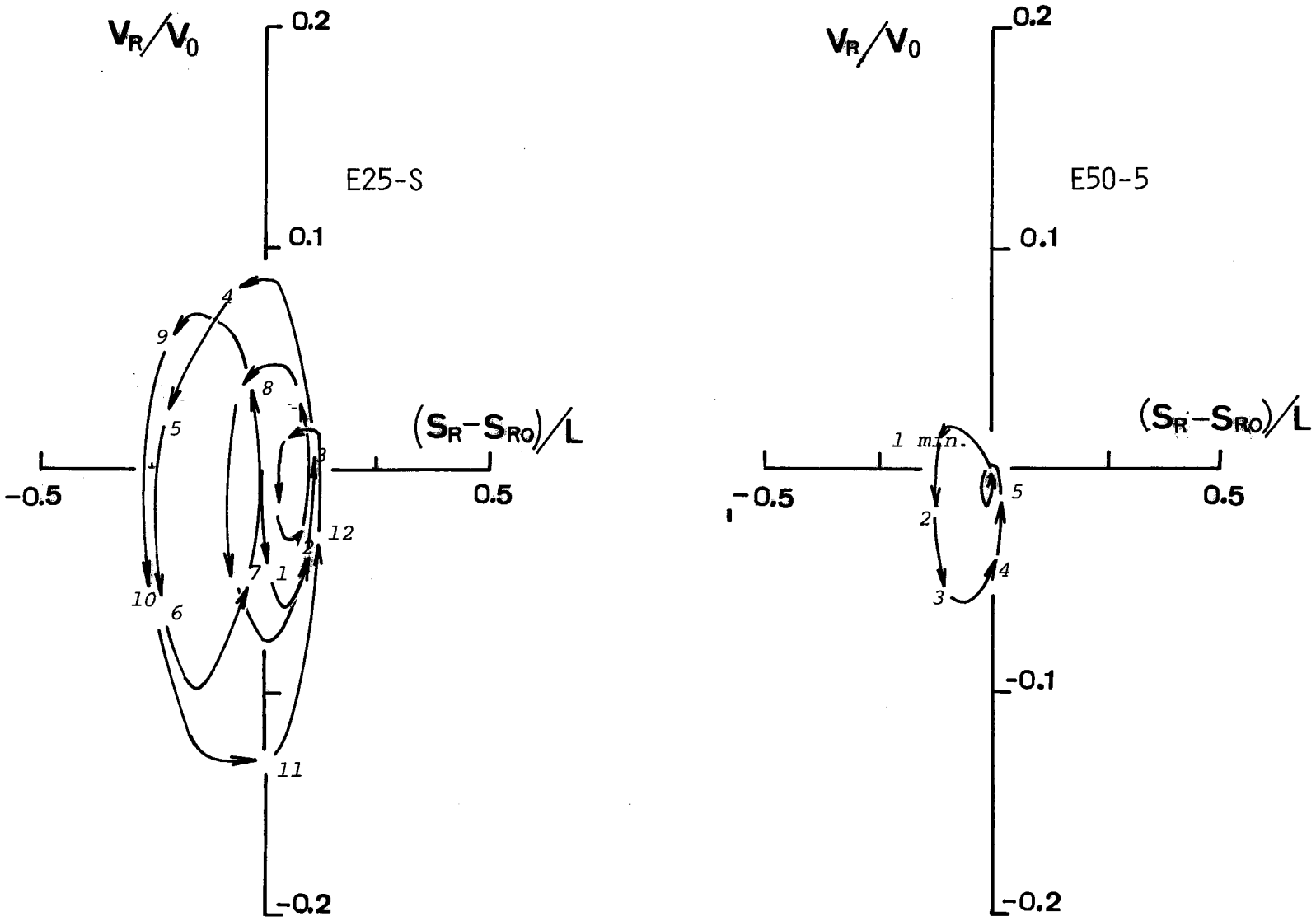


Fig. 6.29 Phase plane trajectories of relative speed and distance during following operations, pattern-II .

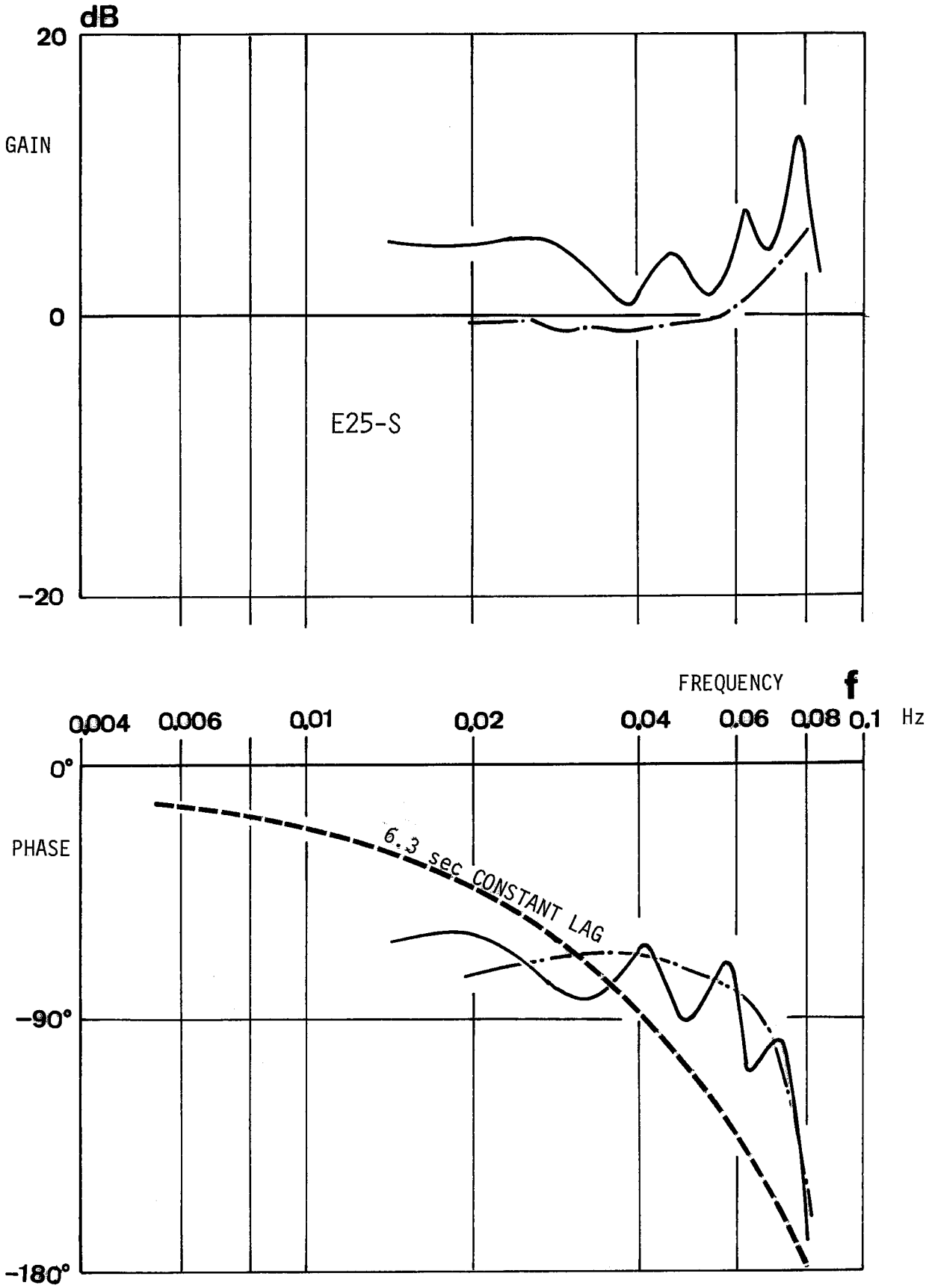


Fig. 6.30 Relative distance to rpm frequency response, E25-S.

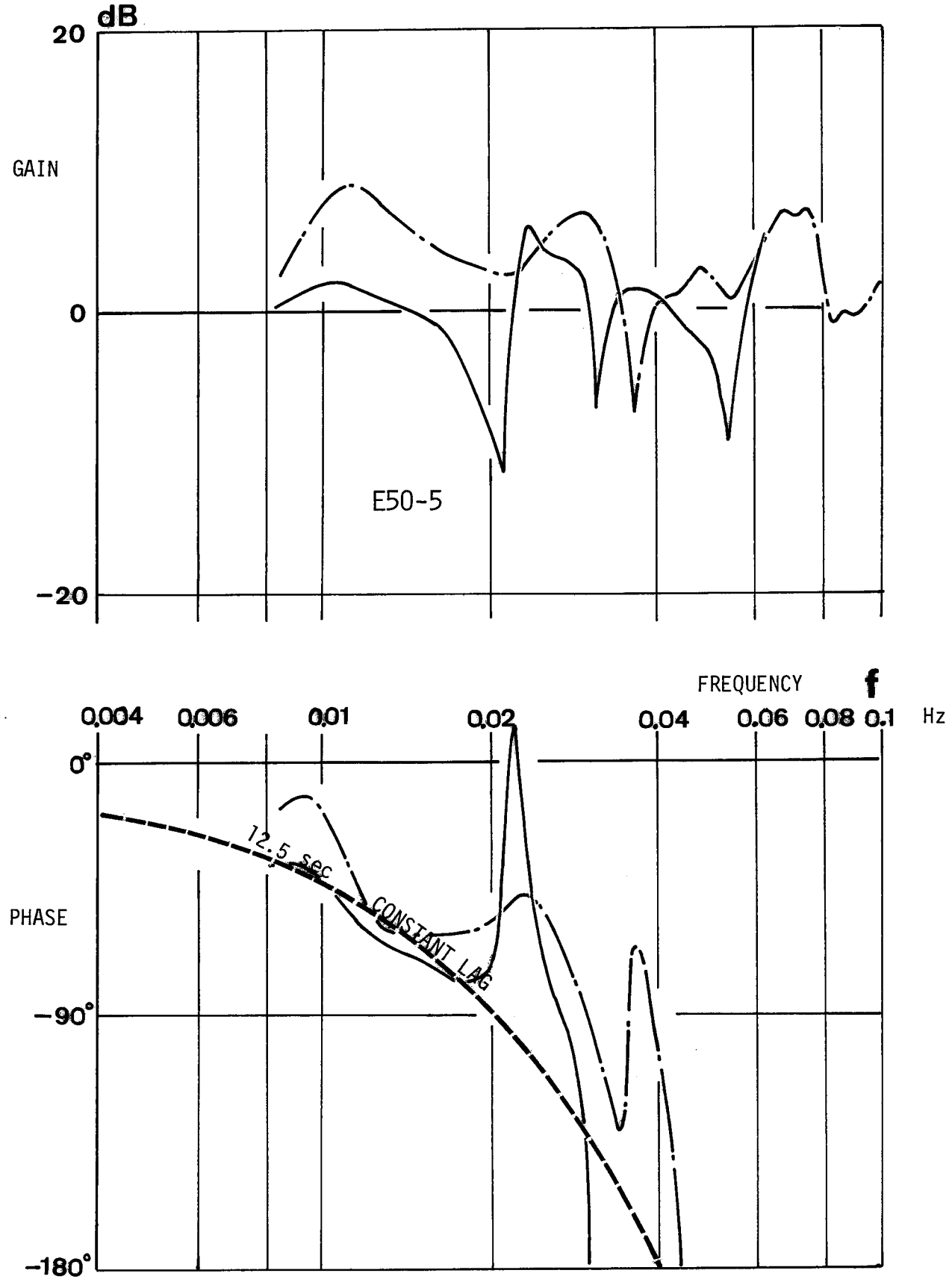


Fig. 6.31 Relative distance to rpm frequency response. E50-5.