The University of Osaka
Institutional Knowledge Archive

Title	耐航性理論及び造波抵抗理論を応用した船型設計法に関する研究
Author(s)	塙, 友雄
Citation	大阪大学, 1977, 博士論文
Version Type	VoR
URL	https://hdl.handle.net/11094/2741
rights	
Note	

The University of Osaka Institutional Knowledge Archive : OUKA

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

The University of Osaka

耐航性理論及び造波抵抗理論を応用した船型設計法に関する研究

昭和52年1月

塙　　友　雄

耐航性理論及び造波抵抗理論を応用した船型設計法に関する研究

目　　次　　頁

緒論　1

第1章　沖縄航路貨客船の耐航性の研究

1・1　緒言　3

1・2　就航実績の分析　6

1・3　航海海象の分析　7

1・4　Swaanの計算の応用　11

1・5　不規則波中における抵抗増加率の計算　15

1・6　シーマージンの推定　16

1・7　まとめ及び設計への指針　18

第2章　瀬戸内海航路客船のシーマージンの研究

2・1　緒言　22

2・2　シーマージンの分類　24

2・3　船底汚損によるシーマージン　25

2・4　潮流によるシーマージン　26

2・5　風によるシーマージン　27

2・6　波によるシーマージン　28

2・7　当舵によるシーマージン　29

2・8　まとめ　29

2・9　航海実績との比較　30

第3章　高速船型設計の研究

3・1　緒言　32
3・2　理論造波特性のずれと船型要素　34
3・3　水槽試験結果の分析　36
3・3・1　資料整理の方針　36
3・3・2　実船の主要目等　36
3・3・3　理論船型の主要目等　37
3・3・4　主要目上の特徴　39
3・3・5　横断面積及び水線面曲線　40
3・3・6　船型要素と最適速力　40
3・3・7　Aシリーズ（Fn≒0.29～0.31）　42
3・3・8　Cシリーズ（Fn≒0.335～0.35）　45
3・3・9　Dシリーズ（Fn≒0.34）　45
3・3・10　付加物の影響　47
3・3・11　自航要素及びアドミラルティ係数　47
3・3・12　結果の考察　47
3・4　船型設計の手法　50
3・4・1　最適Cpf の決め方　50
3・4・2　最適lcb の決め方　51
3・4・3　横断面積曲線の決め方　51
3・4・4　水線面曲線の作図　54
3・4・5　形状影響係数と船体線図　56
3・4・6　正面線図の変形と整理　57
3・4・7　計画船正面線図の作成　59
3・4・8　まとめ　60

3・5　実船設計への応用　61
第4章　航洋プッシャーバージの研究
4・1　研究の背景　62
4・2・1　1P：1B システムの経済性　63
4・2・2　フロートバージシステム（集団バージシステム）の経済性　67
4・2・3　まとめ　71
4・3　耐航性能に関する模型実験と理論計算　72
4・3・1　規則的縦波中における耐航性能　72
4・3・2　斜め規則波中における耐航性能　84
4・3・3　結言　96
4・4　設計への適用性　97
4・5　設計上留意すべき特性　98
4・5・1　固定連結のプッシャーバージの耐航性　98
4・5・2　ヒンジ連結プッシャーバージの耐航性　99
4・5・3　その他の確認事項　100
4・5・4　連結機構の開発　100
4・5・5　連結機の特徴　102
4・6　フロートバージシステムの構想　102
4・7　不規則波中耐航性への拡大　102
4・8　抵抗・推進性能の実験　103
結　論　107

謝辞 111
参考文献 112
図表

緒　論

過去15年間，造船及び海運は技術革新の力を借りてめざましい発展を遂げた。船舶の設計内容，設備，使用材料，建造工作法等においてめざましい進歩の跡が認められる。これらは各方面の多数の研究者と技術者の精力的な努力の賜であるが，特に船舶工学の耐航性，抵抗，推進，操縦性，構造強度，振動等の各分野における理論の発達とそれに伴う実験の進歩は造船設計の分野に革新的な影響をもたらした。そして巨大船の建造，自動化の採用，高速コンテナ船やフェリーの誕生，各種の専用船出現，荷役装置の合理化，安全の強化と機器信頼度の向上等を推進するうちに造船設計法の内容と設計思考は大きく変貌しつつある。船舶の設計者にとって性能の向上と安全性の確立は常に心掛けている命題であり，願いともいうべきものである。しかしながら一昔前までは，船舶工学における研究や実験の成果は造船設計に理論的な方法論を与えるまでに至らず，新造船の建造は専門の技術者の経験的な知識と勘に委ねられ，水槽実験等も速力や機関出力の確認を主な目的として行われてきた。船舶の建造は対象が海洋であるがゆえに，「経験」が第一義的に尊重され，従来の実績に立脚して設計することが何よりも優先された。したがって一度，新しい船舶を設計する立場に立ったとき，従来の船舶工学が与えてくれる知識は少なく，未知の分野が余りにも多いことを痛感する。この状況を打開する方法は，設計に際して，場当り的実験でその場をつくろうのでなく，

船舶にとって最も基本的問題である海洋特性の解明からスタートし，急速に発展しつつある最新の船舶工学の理論を実用設計にとり入れることである。最近の船舶工学においては，すでに多くの専門研究者の努力により，理論研究は大きな進展をもたらした。この成果を実船建造に応用するにはそれなりの方法を見出さなければならない。純理論と離れた設計的判断と思考から，数々の応用的処理をしながら，終局的に実際の役に立ち，その実績からまた次の設計へフィードバックさせる結果を獲得しなければならない。この心掛けが設計者に課せられた役割りであると信ずる。本論文は著者が関西汽船（株）に同社新造船建造の技術担当として在職し，実務を通じ，上記の理論と実験の応用を実践した事項の中からいくつかを選定し，その内容と思考について論じるものである。

第1章　沖縄航路貨客船の耐航性の研究

1.1　緒言

1960年(昭35) 阪神，奄美諸島経由沖縄行の航路に貨客船浮島丸[1]が就航した。当時の社会経済状勢から総トン数2600T，Lpp 82.5m の小型船として建造され，約14kt の速力で航海した。沖縄航路の海象は海流(黒潮) の影響を受け，台風銀座と言われるだけに熱帯性低気圧の影響等で船速に偏差が多く，かつ本船荷役時間の不均一もあって定期ダイヤの狂いが甚しく，旅客サービスにとって好ましい状態ではなかった。個々の海象についての同船の耐航性は定性的に把握されていたが，将来の新造計画は必然的にスピードアップ，定期践行の確実化，乗心地の快適化等を要求される状況であり，具体的計画のために統計的手法を用いた定量的な基礎調査が強く望まれた。よって，1962年(昭37) 4月より1964年(昭39) 4月まで2年間の航海実績を分析し，日本造船研究協会で行われた「シーマージンに関する調査」に関する資料[2]から同海域における平均海象の仮想エネルギースペクトルを作成し，他の海域と比較することによりその航路特性を把握した。浮島丸のように船の長さが80m程度の小型船は，波浪中の速力低下の度合いが大きく，船体動揺も激しく，時により甲板が冠水し，将来の高速化を考えるとき，大馬力機関を搭載しても波浪と船体運動により主機減速を強いられ，大幅なスピードアップは望めないということが一般的に論じられていた。以上の背景のもとに，耐航性把握のために次の検討を行った。

(1) 当時の耐航性理論は波スペクトルを応用した不規則波への拡大研究の初期の状態であったが，前記の仮想スペクトルを用いて，主要寸法（特に L_{pp}），縦方向の重量分布状態すなわち縦環動半径がどのように耐航性に影響するかの度合いを分析する。

(2) 模型実験による規則波中応答特性を用いて同航路における馬力増加率を計算する。

(3) 航海実績から判明する速力低下特性と総合的に比較検討を行い，一つの資料の分析のみでは得られない同航路の耐航特性を解明し，L＝100m 以下の小型船設計の指針を確立する。

研究の結果は次のとおりである。

i) 沖縄航路の往航は本土寄りに迂回し逆潮を避けるが，それでも平均 −0.2kt の逆潮影響を受ける。復航は海流に乗り直線コースを選び，平均速力 +0.5kt のメリットがある。

ii) L＝80m 型（$F_n \fallingdotseq 0.25$）の船舶の平均シーマージンは約30％と推定される。これに対し L＝130～140m では約15％程度であり，小型船の場合は主機の選定，推進器設計に注意を要する。

iii) 縦環動半径の影響は小型船では著しく，タンク配置等を中央部に集中させ，縦環動半径の減少を図る必要がある。

iv) 小型船の平均縦揺角は大きく，船首所要乾舷の値は大型船と余り大きな相違はない。80m 型の場合，船首最小乾舷は少なくとも 6m 以上必要である。

V）小型船の船首における動揺加速度は平均海象において大型船の150％以上に達するから，居住区配置に留意しないと容易に許容限度を超過する。横揺れに対しても減揺装置が必要である。

以上の指針は沖之島丸[3]の設計に全面的に採用され，同船は昭40年から就航し，約16ktの定期速力で優れた実績を樹立した。その後，沖縄航路では日本復帰と海洋博開催の運びとなり，スピードアップと船舶大型化の機運が高まり，阪神から1泊で到着（約30時間）の計画が進められるようになった。航海速力に換算して22～23ktが必要であり，Lppは120m程度まで大きくできるが，フルード数は0.35という異常高速となる。（奄美諸島寄港を目的としたので，港湾事情から当時は120m以上のLppは好ましくなかった）。静水中速力は船型の改善により達成可能としても，旅客定期船として年間を通じダイヤの維持ができうるかどうかが課題となった。沖縄航路の平均波スペクトルと船体応答の検討結果は高速化と大型化がかえって船体動揺を減ずる傾向にあることを示唆したので，波浪衝撃は大きくなるが22kt以上の定期確保の見通しを与えてくれた。1971年（昭46）5000総トン型黒潮丸[4]（22kt），1973年（昭48）5500総トン型若潮丸（23kt）が建造され，いずれも計画どおりの実績を示した。

本研究において減揺装置の必要性を述べたが，昭40年建造の沖之島丸にはアンチローリングタンクを設備した。1か月間の実船計測によりその効果を確認したが，同船のGMが航海ご

とに大きく変動し，適切な減揺効果を発揮するために減揺タンクを区画分割する必要が生じた。同船は実用上の予備清水確保の目的から同タンクをバラストタンクに切替え，減揺装置の登場は昭46年建造の黒潮丸からフィン式スタビライザーとして実現した。

1.2　就航実績の分析

浮島丸航海撮要日誌と機関撮要日誌をもとに，その航海実績を調査，分析した。対象とした期間は1962年(昭37)4月，72次航から1964年(昭39)4月，142次航までの2年間である。その航路図をFig. 1.1に示す。下り便は毎月1日，11日，21日に大阪発，上り便は5日，15日，25日に沖縄那覇発である。下り便では海流(黒潮)の逆潮を避けるために本土寄りに航海し，上り便では海流に乗ってその速力を利用し，ほとんど直線コースをとる。各次航ごとの航海距離はその都度若干異なるがFig. 1.2に掲げるように往航，神戸ー名瀬間では，503マイルが圧倒的に多く，復航，名瀬ー神戸間は487～489マイルが多い。本航路の耐航性を論じる場合，全航程の約70%以上が神戸ー名瀬間の海域であるからこの区間を第一義的に取扱う。この区間における航海実績はTable 1.1(各1年毎の集計)に示される。この2年間の速力，主機回転数，排水量の平均値を求めると次のとおりである

区　間	平均速力	回転数	排水量
下り便　神戸ー名瀬	13.45 kt	204 rpm	3265 t
上り便　名瀬ー神戸	14.2	201	3000

回転数，排水量を両区間同一のものに修正すれば，下り便の方が上り便より平均速力が約 0.7 Kt 劣っている。これは海流の影響によるものと判断される。往航は 3200～3300 t，復航は 3000 t の排水量となっている。これは往航に貨物の積取りが多く，復航は非常に少ないからである。シーマージンの調査としては海流の影響の多い復航の資料は捨て，往航のみを検討することにした。各航海ごとに排水量を平均値の 3245 t となるように修正し，主機回転数の順序に並べると Table 1・2 のようになる。発時刻が不揃いなのは積荷の遅れのため常時延発していることを示し，定められた発時刻は 16.00 時である。航海時最高主機回転数は 210 rpm で，甚しく出発が遅れた場合に限られているから，本船はこれ以上回転をあげ難い機関状態であることがわかり，海象による抵抗増加その他で排気温度上昇等が起っていることを示している。ちなみに本船の no sea margin のときの主機常用回転数は 220 rpm である。次に同一回転数における速力を比較するとその値に約 1 Kt の偏差があり，海象による速力低下の影響と認められる。

1.3 航海海象の分析

日本造船研究協会の「シーマージンに関する調査」の資料[2)]を用いて分析する。Fig. 1・3，Table 1・3 に示されるとおりこの航路海域は ISSC 4b 海域である。

(1) 風

それぞれの季節における風向の最多方向を次表に示す。

春		夏		秋		冬		年	
風向	%	風向	%	風向	%	風向	%	風向	%
N	17.25	S	24.36	NE	25.11	N	27.00	E	17.83

平均風速（m/sec）を次表に示す。

春	夏	秋	冬	年	四季平均
5.8	6.0	7.0	7.0	6.4	6.5

Fig. 1・4 に風向別風速頻度の分布を示す。

(2) 波浪

それぞれの季節における波向の最多方向を次表に示す。

春		夏		秋		冬		年	
波向	%	波向	%	波向	%	波向	%	波向	%
E	17.75	S	24.50	NE	26.50	N	26.91	NE	17.57

風向計を利用しない場合は波の方向から風向を推定することが多いので，このような結果になったと思われる。

平均波高（m）を次表に示す。

春	夏	秋	冬	年	四季平均
1.38	1.30	1.58	1.62	1.46	1.47

波高別波高頻度を Fig. 1・5 に示す。

次表は顕著な波高（m）の年間出現頻度（%）を示す。

Code 5	波高 5¾ ～ 7¾	0.56
6	7¾ ～	0.18
	計	0.74

次表はそれぞれの季節の平均波周期（sec）を示す。

春	夏	秋	冬	年	四季平均
6.3	5.8	6.2	6.5	6.1	6.2

Fig. 1・6 に波高別波周期頻度を示す。

また Fig. 1・7 に波高，波周期の組合せ出現頻度を示す。

(3) 波と風の関係

風速(kt)	0~5	5~10	10~20	20~30	30~40	40~50	50~60	60~
波高(m)	0.74	1.00	1.60	2.65	3.79	5.91	(7.75)	(6.95)

風速(kt)	0~5	5~10	10~20	20~30	30~40	40~50	50~60	60~
波周期(sec)	5.8	5.4	6.2	7.8	8.5	11.5	(15.3)	(13.5)

以上の（　）内は資料が10個以内のもの。

以上は日本造船研究協会の調査資料の抜萃であるが，各図を用いて次のとおりとなる。

Fig. 1.4 から

			累積頻度
風速	0 ~ 10 kt (0 ~ 5.14 m/sec)	45.12%	
	10 ~ 20 (5.14 ~ 10.28 〃)	40.97%	86.09%
	20 ~ 30 (10.28 ~ 15.42 〃)	11.86%	97.95〃

Fig. 1.5 から

			累積頻度
波高	0 ~ 1.25 m	51.45%	
	1.25 ~ 2.75	39.74〃	91.19%
	2.75 ~ 4.25	7.19〃	98.38〃

			累積頻度
波周期	0 ~ 5 sec	43.86%	
	5 ~ 7	26.46〃	70.32%
	7 ~ 9	17.04〃	87.36〃
	9 ~ 11	5.75〃	93.11〃

以上の結果から，この海域では風速 10 m/sec，波高 2.75 m，波周期 9 sec 程度までの風浪が多く，これらを超す場合は稀であることがわかる。風速ベースにした波高及び波周期の関係を

Fig. 1.8, Fig. 1.9 に示す。また，この図中に比較のため北大西洋，北方定点，ISSC 3海域（北太平洋）等の観測結果を記入してある。これによると波高は北大西洋，北方定点観測値と比べると4b海域は少し低目で，波周期は高目になっている。

(4) 波高の出現頻度

実海面の有義波高の長期分布は対数正規分布になるので対数正規確率紙にプロットし，両端は直線で延長したものをFig. 1.10に示す。Fig. 1.11は Fig. 1.10 の観測点の位置を示したものである．これによれば50%の出現頻度の波は波高1.2mまでで，北大西洋ではこれが1.9mとなっている。Fig. 1.10 を用いて0.5m間隔の波高の出現頻度をつくると Fig. 1.12 のようになる。

(5) 波のエネルギースペクトル

現在用いられている海洋波のエネルギースペクトルはPierson-Moskowitz 型でスペクトル関数は $[f(\omega)]^2 = \frac{A}{\omega^5} e^{-\frac{B}{\omega^4}}$, $\omega = \frac{2\pi}{T}$ で表わされるが，当時の計算では Neumann 型スペクトルが用いられた。すなわち $[f(\omega)]^2 = \frac{A}{\omega^6} e^{-\frac{B}{\omega^2}}$ で表わされる。沖縄航路の平均海象の仮想スペクトルをつくるために観測波周期及び波高をT，Hとし，

$$A = 8.29\pi^4 H^2/T^5 \qquad (m^2/sec^5)$$

$$B = 6\pi^2/T^2 \qquad (sec^{-2})$$

とおき，平均海象のT，Hを代入してA，Bを決めた。(Swaanの方法)[5]

現在用いられている Pierson－Moskowitz 型のときは

$$A = 173\,H^2/T^4$$

$$B = 691/T^4$$

となり，これがISSC 及びITTC の標準スペクトルである。北大西洋におけるRoll の観測値を使用して，ビューフォート風力階級 7，5，3 の場合について，それぞれの H，T を算式に代入して求められた仮想スペクトルを Fig. 1.13 に示し，Swaan（Neumann 型）の式と ISSC（Pierson－Moskowitz 型）の式によるものの両者を比較した。ISSC の式は Swaan の方法によるものに比べ，スペクトルのピークが右寄り（ω の高い方）である。沖縄航路海域の年間平均風速は 6.4 m/sec，年間平均波高は 1.46 m，風速と波高の関係は Fig. 1.8 と大略一致している。これをビューフォート風力階級に照合すれば階級 4（風速 5.5 m/sec ～ 7.9 m/sec）に相当する。北大西洋における階級4の平均波高が約 1.9 m（Roll）に対し，沖縄航路では 1.46 m とやや低く，穏やかな海域と言える。ただし仮想エネルギースペクトルの計算に当っては，安全のため大西洋なみの風速，波高，周期の関係をとり入れた。すなわち

風力階級		4
風速	U	6.4 m/sec
平均波高	H	1.92 m
平均波周期	T	6.3 sec

これを Swaan の式で計算し，Fig. 1.13 に示した。

本論文では耐航性計算にこのスペクトルを使用する。

1.4 Swaan の計算の応用

Swaan の論文[5] (1963) を応用して浮島丸の耐航性を論じる。シリーズ60の船型を使用し，$L_{pp}=100^m$, 150^m, 200^m の3種類につき，また縦環動半径 $k_{yy}/L_{pp}=0.22$, 0.24, 0.26 の3種について水槽実験結果による規則波中応答特性と仮想エネルギースペクトルを用いて不規則波中計算を行ない耐航性の有義値を求めている。またシーマージンの実船調査を参考にするためLUKUGA号の結果[6]を引用するので，それらの船の主要目をTable 1.~~3~~4 に掲げる。同表からわかるように，F_n は等しく，主要寸法比の差は比較的少なく，主要寸法比の影響が耐航性に及ぼす影響は少ないことがわかっているから，シリーズ60船型の計算でも本論の目的は果たしうると考える。82m 型浮島丸の耐航性を論じるため Swaan の計算結果を整理し，L_{pp} ベースに馬力増加率及び縦揺角，船首相対変位，船首加速度の各有義値をビューフォート階級別の相当海象をパラメータとしてFig. 1.14 (a)～(d) に示す。図は $k_{yy}/L_{pp}=0.22$, 0.24, 0.26 の3つの場合を示している。

就航中の浮島丸の k_{yy} を求めることは困難であるので，ここでは近似計算として縦揺周期 $T_p=4.6$ sec ($T_p/\sqrt{L/g}=1.58$) を使用した。したがって $k_{yy}=0.265\,L_{pp}\fallingdotseq 0.26\,L_{pp}$ になる。

(1) 馬力増加率の推定 ($F_n\fallingdotseq 0.25$ の場合)

a) 波浪中の馬力増加を静水中の馬力の%で表わすことは，理にかなわないが，初期計画のとき，シーマージンを馬力に対する百分率で扱う習慣があるのでやむを得ない。また，本文の対象が $F_n=0.25$ の貨客船 ($C_b=0.63$) に限定されており，海

象も苛酷でない平均海象についてであるから%を用いても大きな誤差は起らない。Fig. 1.14(a) より浮島丸の $k_{yy}/L_{pp}=0.26$, 沖縄航路の平均海象ビューフォート階級4に対する値を読みとる。求められた値は向波に対してであるから，平均シーマージンに直すときは妥当な係数 0.6 を乗じた。

b) 風によるシーマージンの推定

後述第2章で風によるシーマージンを統計的に分析した結果から推定し，浮島丸の本航路の風によるシーマージンを5%とした。

c) 船底汚損によるシーマージンの推定

実績値として船底汚損により入渠直前（6か月ごとに入渠）燃料消費量が10%増加する。これを馬力増加に直すと7～8%増と推定する。年間平均値として3%を見込むことにする。

d) 実船実験からの判断

文献 6) 及び 7) から判断した。

以上を整理して表にしたのが Table 1.5 である。

結果を要約すると次のとおりである。

i) Swaan の計算から求めた値は一般の実船実験の値とよく合っている。

ii) 82.5 m L_{pp} の浮島丸は 136 m L_{pp} 型の貨物船より大きなシーマージンの値を必要とする。

iii) 沖縄航路における 82 m 型は平均32%のシーマージンが必要である。一方 136 m 型は平均15%のシーマージンでよい。136 m 型は大洋を航海（平均海象5）する

ときは平均20%のシーマージンを要する。

iv) 82m型における k_{yy} の影響は大きく，できるだけ k_{yy} は小さい方がよい。

(2) 甲板冠水及び船首乾舷

Fig. 1.14(c)より読みとると浮島丸型の船首における波面に対する相対変位の有義値は次のとおりである。

k_{yy}/L_{pp}	船首相対変位(m)
0.22	2.0
0.24	3.0
0.26	3.5

Longuet-Higgins が示した平均値と期待値の関係により1時間に起りうる期待値を考えると，1時間では約650回の動揺となるので，確率 1/650 の最大期待値は 1.87×(有義値)となり次表で与えられる。

k_{yy}/L_{pp}	船首相対変位(m)
0.22	3.75
0.24	5.60
0.26	6.55

船首相対変位は小型船であっても大型船と比較してわずかしか変らない。1時間の期待値が上記の値であるから，甲板冠水，プロペラレーシング現象に注意を要する。

(3) 船首上下加速度と船齢

Fig. 1.14(d)から船首における上下加速度は次表で与えられる。

k_{yy}/L_{pp}	船首上下加速度
0.22	0.4g (3.9 m/sec²)
0.24	0.34g (3.3 〃)
0.26	0.30g (2.9 〃)

大型船の有義値は0.2g以下であろう。

富の研究[8]によると半振幅の力度の 1.8 m/sec³ が船酔の許容限度と思える。

力度は $a\omega_e$ (m/sec³) (a: 加速度, ω_e: 出会円周波) である. 沖縄航路の ω_e は 1.0 ~ 2.0 sec⁻¹ であるから加速度の許容値は 1.9 m/sec² となり, 同船の加速度は有義値において船酔の許容限度を超えていることになる。

1.5 不規則波中における抵抗増加率の計算

規則波中模型試験結果による推力増加率を利用して不規則波中の場合に適用する。浮島丸あるいは計重船に主要目が類似の模型がないので小型客船の模型試験結果[9]によった。その主要目と浮島丸, 計重船(86 m) とを比較するとTable 1.6 のとおりで大差はない。模型試験の結果を整理して, 次式で表わされる推力増加係数 τ_H と波周波数 ω の関係を Fig 1.15 (a)(b) に示す。

$$\tau_H = \Delta T / \rho g \frac{B^2}{L} H^2$$

ここに, ΔT: 推力増加, ρ: 海水の密度

L: 船の長さ(m), B: 船の幅(m), H: 波高(m)

同図は $L_{pp} = 82.5$ m, $V = 13 \sim 16$ Kt, $T_P\sqrt{g/L} = 2.03$ と 1.60 の場合をとっているので, T_P はそれぞれ 5.89 sec, 4.68 sec に相当する。参考のために $L_{pp} = 86.0$ m の場合についても併記した。

不規則波中の推力増加は次式で計算できる。

$$\widetilde{\Delta T_H} = 2\rho g \frac{B^2}{L} \int_0^\infty \tau_H(\omega) [f(\omega)]^2 d\omega$$

$\widetilde{\Delta T_H}$ ： 不規則波中平均推力増加 (Kg.)
ρ ： 海水の密度 (Kg sec²/m⁴)
B ： 船の幅 (m)
L ： 船の長さ (m)
$\tau_H(\omega)$ ： 規則波中推力増加係数
g ： 重力加速度 (m/sec²)
$f(\omega)$ ： 波のスペクトル

上記の線形重ね合せ法により求められた値を Fig. 1.16 (a)(b) に示す。図は $L_{pp}=82.5^m$ の場合である。計算結果を静水中抵抗と比較し Table 1.6 に示す。$F_n \fallingdotseq 0.25$ (14 kt) で $T_p \fallingdotseq 4.6^{sec}$, $k_{yy}=0.26\,L_{pp}$ の状態で風浪階級4(沖縄海域)では抵抗増加率は 35.8%, 風浪階級5では 45.0% となる。抵抗増加率は馬力増加率と同一とみられるから, Swaan の計算値とおおよそ合致するものとみられる。

1.6 シーマージンの推定

Fig. 1.17 に浮島丸の馬力ー速力曲線を示す。実線は同船の海上試運転解析結果から排水量を 3245 t に修正して描き直したもので, 静水中における performance を示す。1.2で往航の速力は復航より平均 0.7 kt 遅いことを述べた。黒潮の逆潮を避けるために本土寄りに迂回するものの都井岬と屋久島間はどうしても約 1.5 kt の逆潮を受ける。復航は種ヶ島と足摺岬間は追潮 2.5 kt 程度は利用できる。夏期は黒潮は帯域が狭く急流であるが, 冬季は帯域が広く速度も遅い。従って航海ごとに潮流の影響は異なるであろうが, 年間平均往復の差が 0.7 kt であり, 上記のことを考慮に入れて全航程についての往航と復航

の潮流影響速度を推定すると，往航は－0.2kt，復航は＋0.5ktと言える。図にプロットした点は往航神戸－名瀬間の各航海ごとの実績である。主機出力の計測値が得られないので，回転数，機関操縦ノッチ，排気温度等から推定した。ディーゼル主機の波浪中航海の操縦方式は次の3とおりがある。

(1) 操縦ハンドルノッチを一定としていると波浪その他の抵抗増加により回転が降下する。主機過給空気量も回転降下に比例して減少するので，噴射される燃料に比べ若干空気量不足となり排気温度が上昇するが，逆に有効圧力は下る。したがって回転降下による船速低下以上に出力不足による低下も加わる。

(2) 回転数一定で航海するとき，波浪によりプロペラトルクが変動増加するとその都度燃料噴射量が変動し，平均有効圧力も変動する。過給空気量との釣合いがくずれ，ひどいトルク増が海象により衝撃的に与えられると有効圧力はその許容値を超過することになり，ハンドルノッチは減速に切替えざるを得ず主機出力を確保できなくなる。

(3) 波浪その他の海象により回転数降下が甚しいときは，少しでも速力低下を防ぐために操縦ハンドルノッチをやや高めにセットする場合があるが，このときは平均有効圧力が増大し許容値を超さない限度が存在する。

浮島丸の場合，船底清浄，無風，静水中のときは85％の主機負荷で220 rpmの回転を出し得るが，波浪その他により，上記のように主機排気温度が上昇し，馬力低下，主機ノッチダ

ウンの悪現象が生じている。図中にプロットされている各点は同一の主機出力で約1kt の偏差があり，その平均値は常用出力（72.5％負荷）において 13.6kt である。このときの no シーマージン速力は逆潮 −0.2kt を考慮すると図に示すように 14.5kt となるから 0.9kt が海象による船速低下（平均値である。13.6kt の点を通る破線の曲線がこの海象下の平均馬力曲線でプロットの各点は ±0.5kt の偏差をもつ。この平均曲線より左側にプロットされている航海は船体運動も激しい。レーシングの恐れがあるときには回転数を 200rpm 以下（図では 2000 馬力以下）に減速しなければならないようである。下側のプロットのなかには入港時刻に余裕があるため故意に減速しているケースも多い。平均馬力曲線は船底清浄，無風，静水中の場合の馬力に対して 32％ のシーマージンとなる。この値は Table 1.4 に記載の理論計算，他の実船資料等から推定した値とよく一致する。

1.7 まとめ及び設計への指針（$F_n \fallingdotseq 0.25$ の場合）

(1) まとめ

a) 沖縄航路の平均海象は北大西洋及び北太平洋に比べ穏やかで，年間平均をビューフォート風力階級で表現すると階級4（風速 5.5 ～ 7.9 m/sec），平均風速 6.4 m/sec，有義波高 1.46 m，平均波周期 6.0 sec で代表させることができる。同じ風浪階級の北大西洋と比較するとき，波高はやや低く，周期は若干大きいがスペクトルの累積エネルギー密度は小さい。

b) 同航路に1万トン級貨物船（Lpp = 130 ～ 140 m）が就

航するときはシーマージンは一般に妥当と言われている馬力に対し15%の値を使用してもよいが，L＜100m の小型船舶は波浪中の船体運動が激しく，馬力増加の比率も大きく，浮島丸型では13～14Kt の速力でシーマージン30%以上に達することが推定される。海象と船の大きさとシーマージンとの関係をFig. 1.18 に表わした。就航中の縦環動半径が小さいときはシーマージンも比較的少なく，縦環動半径が増すとシーマージンが急増する。このように小型船は縦環動半径の値がシーマージンに与える影響が大きい。

c) 船体固有縦揺周期はできるだけ小さくしなければ小型船は船首甲板冠水，プロペラ空転の生じるregionに突入し，馬力の余裕の如何にかかわらず速力を落さなければならない場合がある。Critical region は規則波で言えば同調率 $\Lambda=\frac{T_p}{T_e}\fallingdotseq 1$ wave factor $2>\frac{\lambda}{L}>1$ の条件において起るが，そういう状態が就航中に発生する可能性がある。

(2) 設計への指針

a) 縦揺固有周期の減少を図る必要がある。水線面の縦慣性モーメントの減少を図ると共に重量の縦方向分布をできるだけ中央部に集中させるのがよい。このためF.O.タンク，F.W.タンク等は中央部に集中させるのが望ましい。

b) 小型船（L≒82m）ではプロペラの設計は30%抵抗増の状態に対して最適設計をするのがよい。波浪による回転数の減少が過給空気量の不足，それに伴う排気温度の上昇，機関燃焼のアンバランス，平均有効圧力の急上昇等の悪循環が発生

しないようにしなければならない。主機の選定にも注意が必要である。

c) 狭義の船型としては，静水中においても，波浪中の船体運動，抵抗等すべての面に優れるよう船首水線の狭い，大きなフレヤーをもつ，球状船首型を採用し，船首船底はスラミングの影響を局所でとどめるようバルブを延長したU型とする。

d) 船首乾舷は最小6mを確保し，強いシヤーを付し，甲板冠水を最小限にとどめる。船首船尾に居住区は設けない。

e) 本海域における高速化（$F_n \fallingdotseq 0.34$）の可能性

$L_{pp}=82.5^m$ の小型船は本海域において，波との同調が多く，船体運動が激しいことを述べた。海象が悪化すると，主機回転数を故意に下げ，波との出会を遅らせて，同調を避けるケースが比較的に多い。すなわち同調率をより大きくして，縦揺れを避ける方法であるが，波のスペクトルをみると本海域は大洋と異なり，スペクトルが極値をとる波周期が 8.5^{sec} というように短い。（大洋では $9\sim10^{sec}$）したがって，船の長さを大きくし，かつ船速を思いきって高速化し，同調率を2に近づけて，船体同調を逆に減らすことも考えられる。沖之島丸型の波浪中水槽試験による応答特性をもとに試算をしたのが Fig. 1.19 である。船長 L_{pp} を 115^m まで大きくし，$F_n \fallingdotseq 0.34$，速力を 22^{kt} とし，$L_{pp}=82.5^m$，$F_n \fallingdotseq 0.25$，14^{kt} の浮島丸型と累積エネルギー密度（m^2）を比較した。図の中段に描かれているように，F_n を大きくしたために応答関数の極値は大きくなるが，既に1.0に近づいているため，大きくなる度合は少ない。船体

固有周期が5secから6secになるのと，22ktという高速のために出会い周期が短くなるのとの相乗で応答曲線R.A.O.の座標はωの低い方（周期の大きい方）へずれる。したがって，波スペクトルの低周波数側と線形重ね合せすることとなるが，本海域の波スペクトルは高周波数よりである。結論として動揺の累積エネルギー密度は高速化した方が小さくなる。以上はもちろん平均海象での議論で，海象悪化がひどいときは，波スペクトルのピークも図の左側に移り，激しく動揺することは当然で，こういうときは減速が必要であるが，少なくとも平均値論として22kt以上の高速定期が可能であり，シーマージン的にみて浮島丸の14kt定期運航より楽であることを示している。この場合，超高速船は波を突ききって進むことになり波浪衝撃に対する配慮が必要になってくる。

第2章　瀬戸内海航路客船のシーマージンの研究

2・1　緒言

1960年(昭35) 阪神，別府航路にくれない丸型[10]が就航した。同船は性能，安全性，設備とも時代を代表し，Lpp＝80m，航海速力 18kt，総トン数 3000T の重期的な旅客船であった。瀬戸内海は冬期，季節風時期の1～2月を除いて平穏な特殊な海域で，南北が山脈により囲まれ，航路がその間を縦走する水域で高空から眺めると試験水槽を走る模型船の状態を連想させる。この特殊海域は潮流の影響が激しく旅客船の定期時刻の厳守の難しい航路である。それまでの客船は速力も 13～14kt，上部構造も比較的小さく耐航上の問題は少なかったが，並行路線である国鉄の近代化に伴い，ますます要求されることは客船のスピード化と上部構造の大型化であった。(船型の大型化は別府の港湾事情から当時は実現し難かった) したがって高速を維持するために，潮流，風力，船底汚損等の影響を知り，平穏とはいいながら播磨灘，伊予灘における波の影響等の特性や数値を把握することが必要であった。1963年(昭38) すみれ丸型が就航し，同型4隻の循環配船が実現し，統計調査ができるようになり，瀬戸内海航路のシーマージンを分析した。海象資料として 1951年(昭26)～1955年(昭30) の4年間の灯台及び測候所の観測値[11] (波) 及び本船観測値 (風) が，船の応答特性として，くれない丸風洞実験値[12]，沖之島丸波浪中模型実験値が使用された。以上の分析結果の要点は次のとおりである。

(1)　風

年間頻度80％以下が10m/sec以下の風速で強風の卓越したものは冬期Wからの風向である。

(2) 波

うねりがなく，波長が短い。波高は冬季，季節風吹続のとき，伊予灘，播磨灘で最大3～4mの波高がみられるが，年間60％累積頻度では，伊予灘1.0m，播磨灘0.7m，備後灘0.5mと穏やかである。

(3) シーマージン（$F_n \fallingdotseq 0.32$の場合）

上部構造が大きいため，風による影響と潮流影響が大きい。年平均シーマージンは，主機馬力に対し約14.2％（0.5ktの船速低下）で，潮流は順逆打消されて含まれない。80％累積頻度の場合，約38％のシーマージンとなり，平均船速において約1.4kt程度の損失があり，潮流影響が大きい。定期時間（阪神，別府間）約40分の余裕が望まれる。波浪による影響は2～3％で問題にならない。なお，80％累積頻度に対する38％のシーマージンは大潮位時の潮流資料が用いられているから，長期的予測には20％のシーマージンでよい。この結果は1967年（昭42）就航のあいぼり丸型建造に際して，設計や定期時間決定の資料として用いられた。なお播磨灘についての分析は大型双胴フェリーがこの海域に好適であることを示しており，同船開発の計画が進められた。播磨灘は冬季3m以上の波高を観測するが風向，波向がほぼ一定し航路との角度は20°前後であり，波長と出会周期が小さい。したがって本船の固有動揺周期を5sec以上とすれば航海中船体運動がほとんど

生じない。双胴船は広大な甲板，長四辺形の形状，桁はずれの復原力，損傷時安全性のよさ，操縦性能の優秀さ，風による横流量の僅少等カーフェリーにとって大きなメリットを有するが波に同調しやすい性質が欠点であった。L＞70 m，Δ＞3000t，乾舷＞3 m 以上の大型双胴船は欠点を完全に解消し，利点をフルに発揮できると判断し，高速船型問題，構造強度の問題等の解決と建造計画が促進され，1969年（昭44）生駒丸型[13]が出現した。就航以来7年間になるが，計画の的確さを裏付けている。

2・2　シーマージンの分類

シーマージンを次のとおりに分類する。

i）船底汚損による抵抗増加

ii）潮流による速力変化

iii）風による抵抗増加

iv）波浪による抵抗増加

v）当舵による抵抗増加

vi）主機の経年変化による性能低下

vii）その他淡水，制限水路通行による減速

vi）は使用船舶が新しく，vii）は全体に占める比率が非常に小さいから，本文では無視する。

対象航路　大阪－高松－松山－別府（Fig. 2.1）

別府航路　下り晝便

上り夜便

対象船舶　くれない丸，むらさき丸，

すみれ丸，こはく丸　　4隻

航海速力（NO. sea margin）　　約18kt

諸計算に必要な船舶主要目及び風洞試験結果はくれない丸のものを使用した。

海域の区分 {播磨灘, 伊予灘, 備後灘} 3区域に分割した。（Fig. 2.1）

資料　風力 ---- 各船舶の観測値より。

波浪 ---- 気象庁資料[11]より

昭26～30年. 航路に面する灯台及び測候所の観測資料.

シーマージンの値は現在の実績と比較するために年平均と，実際に航海に応用する場合を考えて累積頻度80%の値の両方を求めた。

2・3　船底汚損によるシーマージン

船底汚損によるシーマージンは，それ相当の実船実験をすれば正確に求められるが，実際には困難であるので，ここでは4隻の入渠前後2か月の燃料消費量と平均速力より，出渠半年後の馬力増加率を推定した。なお，入渠のインターバルは6か月間である。船底汚損の影響調査をTable 2.1に示す。この資料は潮流その他種々の要素を含んでいるが，2か月の長期にわたる平均値であるから，ここに掲げた値はほぼ船底汚損によるシーマージンの値とみてよいと考える。同様に燃料消費量も主機出力に比例すると考えた。また，速力低下を馬力増加率に換算

するにはくれない丸確定速力の馬力曲線によった。ここでTable 2.1をみて注意しなければならないのは経年変化に従ってマージンが変っているということである。(くれない丸，むらさき丸は昭35年建造，すみれ丸，こはく丸は昭38年建造)。すなわち古い船ほど船底汚損によるシーマージンが大きい。以上を判断して，船底汚損のシーマージンは半年で5%，1年間で10%とする。年平均については汚損の進行速度が不明であるから判然としないが3%とする。

2.4 潮流によるシーマージン

瀬戸内海の潮流は来島海峡を除いてその時刻により漲潮，落潮が交互に繰返され，規則正しい潮流となる。航海中はその時刻により逆潮，順潮が入れ替り，全航路に対する平均影響度合いはまちまちであるが，各港間における実績から潮流が最高を示すときの影響を求めると区間ごとに次の流程となる。

航行区間	区域間流程(浬)
神戸→高松	1.18
高松→松山	1.35
高松→別府	0.65
神戸→別府	1.86
別府→高松	7.25
高松→神戸	1.12
別府→神戸	8.73

i) 西行の場合は逆潮の及ぼす影響は比較的少なく神戸，別府間で約2浬である。

ii) 東行の場合は，逆潮は時によりほとんど全航程に影響し，最高は 8.5 浬に達する。

以上のように，潮流が船の速力に及ぼす影響は大きく，他のシーマージンとは異質であり，航海時間の推定には特に考慮しなければならない問題である。ここに述べる潮流の計算は各区間における航海時の流量の合計を潮流図面の積分により求めた。それから潮流の平均速力を求め，それを航走所要馬力に換算し馬力増加率を求め，結果を Table 2・2 に示す。大潮時以外の潮流の分布を求めることが望しいが，ここでは大潮時の平均のみを求めている。しかも注意しなければならないのは，これは各区間における最高値であって Table 2.2 の値は同時には発生しないということである。

以上は逆潮の場合であるが，順潮についても同様に発生し，シーマージンの年間平均値は 0 と考えても差支えない。

2・5 風によるシーマージン

(1) 風の分布状態

風による空気抵抗を求めるためには，正確な気象状態の把握が必要である。正確な計測は難しく，ここでは播磨灘，伊予灘，備後灘の各海域の真中で各船の観測による風向，風速を 45°，5 m/sec ごとに頻度を集計し，Table 2.3 (a)～(c) に示す。

(2) 計算式

船の針路は播磨灘，備後灘では 20° 南よりの西行，伊予灘では 30° 南よりの西行とした。

$$R = \frac{1}{2}\rho C_R V^2 (A\cos\psi + B\sin\psi)$$

ただし，　R ：　空気抵抗
ρ ：　空気の密度
C_R ：　抵抗係数
V ：　相対風速
ψ ：　相対風向角
A ：　水線上正面投影面積
B ：　水線上側面投影面積

抵抗係数はくれない丸の風洞実験の結果[12]より求めた。(Fig.2·2)

(3) 計算結果

(1)，(2)より各海域ごとの風による抵抗を求め，Table 2·4 (a)，(b) に示す。風速 10 m/sec 以上は頻度が少ないので省略した。この図から風圧抵抗の頻度曲線を求めると Fig. 2·3 (a)，(b) のとおりとなる。また，Table 2·4 (a)，(b) から各海域における 80% 頻度及び平均の風圧抵抗を求めると Table 2·5 のようになる。無風状態のときの空気抵抗は船速 18 kt で 432 Kg. であるから，この表から風による抵抗増加量が求められ，主機出力の増加率を計算し，結果を Table 2.6 に示す。

2·6　波によるシーマージン

波の実態は灯台及び測候所の気象観測記録[11]〔1950年（昭25）～1954年（昭29）〕によった。各灯台観測の資料を対数正規分布確率紙にプロットして Fig. 2·4 に示す。図に記入されているように，3つの灘における推定値を太線で示した。瀬戸内海における波のシーマージンは小さい値であるから，80% 累積頻度の値のみを求める。往航（西行）が迎い風が多いので，波によるシーマージンも往航の方が大きいと思われるが，その差は僅少であろう。瀬戸内海は風向と波高がほぼ一致

するから，計算は規則波として扱った。

$$\delta = H/\lambda$$

$$C = \sqrt{g/2\pi\cdot\lambda}$$

$$Te = \lambda/(C+V)$$

$$Tp = 0.5\sqrt{L}$$

$$\Lambda p = Tp/Te$$

ただし，
δ ： 波の峭度
H ： 波高（m），λ：波長(m)
C ： 波速（m/sec），V ： 船速（m/sec）
L ： 船長（m），Te ： 出合周期（sec）
Tp ： 船の縦揺固有周期（sec）
Λ ： 縦揺の同調率

波高HはFig. 2・4より求め，波の峭度δは経験的に推定した。

Fig. 2.5，Fig. 2・6は沖之島丸の水槽試験の結果を整理した図で，正面向波同調時の推力増加率（Fig. 2・5）にFig. 2・6のτ（ピーク時に1となるように係数化している）をかければ，FnとΛpがわかったときの馬力増加率が推定できる。瀬戸内海は波長が非常に短く，Λpが問題なく大きく船体運動が生じない。推力増加についてもFig. 2・5，Fig. 2・6の範囲外であるが，同図の傾向を延長してTable 2・7を求めた。

2・7　当舵によるシーマージン

操舵が一定せず，具体的把握は困難であるから，経験的な値として3%とする。

2・8　まとめ（Fn≒0.32の場合）

瀬戸内海航路における各シーマージンの検討結果をまとめ，

Table 2・8 (a), (b) に示す。更に，神戸－高松間 61.1 浬，高松－松山間 83.9 浬，松山－別府間 69.1 浬であることを考慮に入れて平均値を求めると，Table 2・9 のごとくなる。

これない丸の馬力曲線を描き，Fig. 2・7 に示す。

2・9 航海実績との比較

瀬戸内海航路客船の航走状態を Fig. 2.8 に示す。航走距離をベースに船速を表わしたものである。図中 T, D, V はそれぞれの区間における航海時間，航走距離（浬），平均船速（kt）を表わす。

V_d がシーマージンを含んだ航海速力であり，Vc は実績から求めて 14 kt である。T_a, T_b, T_c, T_d, T_e, T_f 等の所要時間及び航走距離は実績から Table 2・10 (a), (b) のとおりである。

次に，今までのシーマージン調査結果の数値を使って，上表から各港間の平均速力 $\left(\frac{D}{T_b+T_c+T_d+T_e}\right)$ を計算し Table 2・11 (a), (b) に示す。主機は 85% 出力を出すものとして計算している。80% 累積頻度のものに潮流の影響が加味されている。別府一往復の航走時間が約 1.5 時間長くかかることになり定期時間の設定には潮流の影響を無視できないことを示している。Table 2・12 は各船平均速力の実績値である。計算値では平均速力 17.5 kt（平均値）（Table 2・11 参照）で Table 2・12 の実績値よりやや大きいが，実船値は長期にわたる全航海の平均であり，いろいろな要素，たとえば回航中における減速その他が含まれているから，主機負荷率 85% として計算し

たものより低目に出てくると思われる。この点を判断して17.5 kt という値はおおよそ実績と一致するものと思われる。

第3章　高速船型設計の研究

3・1　緒言

船舶の初期設計の段階において，早急に船型を設計し，精度よく要求性能に合致させることは，総合計画にとり重要な課題である。設計者は常に推進性能の向上に意をそそいでいるが客船，カーフェリー，コンテナ船のように C_b が 0.6 以下で，計画フルード数が 0.28 を超すものは船型と造波現象との関係の良否が支配的に推進抵抗を左右する。造波抵抗の理論は近年急速に発達し，この理論の知識と成果を実用設計に応用する方法も数多く発表された。たとえば極小造波抵抗理論から導かれた横断面積曲線を使用する方法，球状船首設計へ特異点による干渉理論を応用する方法，船体を水面貫通部と没水体に分けそれらの複合により造波抵抗を減らす半没水船理論の方法，細長船理論による造波抵抗の精密計算法等数多くの理論的設計法が実用化された。特に船体形状をそれに対応する等価な吹出し分布形に置換して抵抗を計算し，流線を追跡することによって逆に船型を求める手法が用いられるようになり，電算機の普及とともに汎用化の傾向にある。しかし理論では取扱いを簡単にするため，水の粘性を無視し理想流体の運動として問題を捕え，かつ船体による水の攪乱が小さいという条件で運動方程式を線形化しなければならない。現在の造波抵抗理論の根幹をなすものは，J. H. Michell と T.H. Havelock の公式であるが，その特徴は水面における非線形の境界条件を水平面上の線形の条件で近似することによって，その取扱いを容易にすることで，こ

の線形化が許されるためには，Havelock は水面における物体による攪乱速度が前進速度に比べてふさいと仮定し，Michell はこれを船体表面の前進方向の傾斜がふさいこと，特に船体前後端では尖っているという条件によって満足させている。また，理論式では船体の形状を等価な吹出し分布に置替え，船体内部に配置して造波抵抗を計算するため，プリズマチックカーブの形状と抵抗は直接結びついていない。以上のような各仮定は実用設計への応用に際して障害となり，特に本文で論じる高速船では計画フルード数は 0.28 以上と高く，造波干渉が微妙に行われる範囲であり，大きな L/B，B/d は水面上に攪乱を生じ計算誤差は大きくなる。したがって，計算の補正のため度重なる実験を要し面倒である。

一方，従来から広く一般に使用されている方法，すなわち類似船の船体線図を幾何学的に変形して計画船の船型を得る方法は簡単であるが，造波抵抗の忌避領域である $F_n = 0.28 \sim 0.32$ の速力範囲では，造波特性に関するデータ不足から思わぬミスをおかすおそれがあり危険である。次に Taylor，Todd，山縣等によって代表される系統的模型実験資料は，Taylor 船型を除いてはここで考える高速船とは船型が合わない。Taylor 船型は現在でも優れた性能を示しているが，球状船首をもたず，造波干渉による抵抗減少が得られず前記フルード数領域の船型としては役立たない。また回帰方程式を用いた統計解析を設計に応用する手法も資料不足のため使用できない。以上述べたことから，$F_n = 0.28 \sim 0.35$ の高速船型設計の鍵は，船型要素（特

にプリズマチックカーブ）と造波機構の特性の分析にあり，理論計算と実験値のずれ量の把握と系統的整理，理論船型と実用船型の実験値差異等をプラクティカルに表現することにあると判断し，解析に当った。この結果を整理し，更に設計目的のための線図修正法，すなわち復原力向上のため水線面積を増大したり，傾斜船側に修正するために，フレームオフセットを機械的に変更できうる幾何学的手法を案出し，両者を巧みに組合わせることにより計画速力で剰余抵抗がホローとなる船体船図を導き出すことができた。この手法は実際の設計作業の中から生み出されたものであり，この方法によって設計された船舶も既に就航している。水槽試験の分析，設計上の注意事項を折込んでこの設計法につき報告する。また本法は馬力推定にも用いることができる。

3・2　理論造波特性のずれと船型要素

既に述べたように，理論式の取扱いを容易にするために線形近似や，高次項の省略が行われるので，造波特性は実際とくい違いを生じる。船型設計を行うに当ってこのずれの量と船型要素との関係を把握する必要がある。本文は水槽試験結果を系統立てて分析することにより，この問題へアプローチするが本題に入る前に，理論のずれについて思考的に概説する。

フエリー，旅客船，コンテナ船等いわゆる瘠型高速船は幅が広く喫水が浅いという特徴をもっている。これらの影響で剰余抵抗は増大し，造波干渉のホローがフルード数の高い方へ移動する。理論計算では Hess & Smith，荻原等以外は船体形状

に対応する等価な吹出し分布（以下 $m(\xi)$ と称する）を船体中心面や中心軸（薄い船の理論，細長船理論）又は船体中心面と船体表面の中間面（Pien の船型）というような流体の存在しない船体内部に仮定する。船幅が長さに比べ十分に小さい場合はよいが，幅の広い実船，特にフェリー等ではこのための誤差が大きくなる。この船幅を無視して $m(\xi)$ を船体中心面等に置くために，$F_n > 0.28$ における理論上のハンプは実測より大きくなり，ホローの位置は実測の方が約 0.02 程度高フルード数となる。（3・3 で後述）つまり理論計算では $F_n \fallingdotseq 0.29$ でホローが生じるものが実測では $F_n \fallingdotseq 0.31$ でホローが生じ，それより高速の抵抗実測値は理論ほどは急増しない．換言すると船体 square station 5 ～ 7½ において実測波は理論より造波量が少なく，これは本来外板面からでる波を船体内部の閉囲された空間に流体が満たされたものとみなすことから生じ，このため実際の造波は $m(\xi)$ のピークをけずりとった理論計算の波に近くなる。したがって計画速力で最適結果を得るためには当初からややピークの高い $m(\xi)$ を選んでおく。すなわちやや低速むきの C_{pf} のやせた船型を選んでおく必要がある。理論では水の攪乱は小さいものとして線形扱いをしているが，船幅過大の実船では特に自由表面に近い水線部分の入射角が大きくなり線形の仮定から外れる。幅が大きくなることは吹出しの強さが大きくなって造波がふえるが，それとともに波形の位相がずれる。次に喫水が浅くなることも造波現象の強い水面直下に排水量が集中することで非線形影響による波形のずれが生

じる。肋骨線形状がV型になることも同様な現象を伴い，フェリー等はこの影響が強い。波形観測的に述べれば，拡散される船首波紋は理論の波紋より外側におし広げられ，かつ前進方向にクレストが移動する。船の約半幅分だけ波も横へおし広げられ，波の前方移動量は約5～8%Lで浅吃水や肋骨線のV型化がはげしいほど大きく，最適速力の高速への移動と見合っている。実測波形が理論よりずれることは自由表面近くで船首部により横方向へ攪乱速度が生じ，非線形影響等で大きな速度となっているためであり，このように波紋がずれることは $m(\xi)$ も変形されるとみなすべきで，計画速力においては予期する造波干渉減は達成できない。更にフルード数が高くなると速力影響によって $m(\xi)$ 形が当初予期した形状となり造波抵抗のホローが得られる。

3.3　水槽試験結果の分析

3.3.1　資料整理の方針

対象とする実船の選定は著者が基本計画に参画し，またその運航成績を把握できる船舶に限定した。使用した資料は船型決定のための水槽試験成績を主として，これに馬力推定のための自航試験，実船の海上試運転成績等を総合的に付加し，不明確な数値については運航実績から判断して修正を加えた。整理に当っては，船型要素と剰余抵抗の関係に重点を置き，造波機構を想像するために理論船型と対比した。

3.3.2　実船の主要目等

計画フルード数が0.28～0.35の領域にある実船をその横断

面積曲線や肋骨線形式からA，C，Dの3種のシリーズに分類した。

○ Aシリーズ： A-1, A-2, A-3　　3隻

A－3は船体前半部がU型肋骨線形状のTaylor船型，wall sidedな船側で球状船首なし。A-1, A-2はA-3と同一肋骨線形状をもつが中央部船側は傾斜型で，小型球状船首を付けている。計画フルード数＝0.29～0.31

○ Cシリーズ： C－1, C-2　　2隻

船体前半部はU型，中型球状船首付，同一肋骨線形状をもつ。計画フルード数＝0.335～0.35

○ Dシリーズ： D－1, D-2, D-3　　3隻

船体前半はV型，小型球状船首付，同一肋骨線形状をもつ。計画フルード数＝0.34

以上8隻の主要目をTable 3.1に，その正面線図をFig. 3.1 (a)～(c)に，横断面積曲線（Cp曲線）及び水線面曲線（Cw曲線）をFig. 3.2 (a)～(d)に示す。

3.3.3　理論船型の主要目等

理論船型の主要目，横断面積曲線をTable 3.1, Fig. 3.2 (a)～(d)にあわせ記載して実船と対比させた。

(1) 浅喫水極小造波抵抗理論船型[14]（丸尾，別所教授）
Ship forms of minimum wave resistance (shallow draft) theory

Michellの薄い船の式を発展させ，Δ/L^3を一定とする条件のもとに極小条件を表わす積分方程式を導き，喫水が微小であ

る場合の数学的極小解を求めて得られた船型である。船型は横断面積曲線の形状として与えられる。肋骨線形状，球状船首等は求めることができない。計算において高次の項は省略されている。L/B は十分に大きいという仮定（L/B≧50 とみられる）がある。

(2) 半没水理論船型[15),16)]（丸尾教授，石井博士）

Ship forms of semi-submerged theory

水面を貫通する船体（bridge）と水面下ある深度を航走する回転楕円体（ovoid）の複合体を仮定し，bridge の横断面積曲線を $\cos^2$ curve で表現し，ovoid は Rankine のものとする。bridge の中央横断面積（A_1）と ovoid の中央横断面積（A_0）の比率 A_1/A_0，船の長さ（L）と水面から ovoid 中心までの深さ（f）の比 L/f の組合わせをパラメータとして極小造波抵抗値，最適フルード数が求められる。フェリーのように喫水が浅い場合は L/f を一定とするときの A_1/A_0 と F_n の関係を求めることになる。

(3) 高次船型 "Pienoid"[17),18),19)]（乾教授外）

Ship forms generated from undulatory source distributions

"Pienoid" とは Pien が発表した理論船型を Weinblum が名付けたもので，船体中心面に対称な wallsided な曲面の等価吹出し分布を有し，船底平面をつくるために水面下一定深度に bottom doublet 分布を付加した船型，吹出し分布を四次式とした高次項を含む船型で，高次項が造波抵抗に減算効果を

発揮して極小抵抗が得られる。喫水方向の吹出し分布密度を変化させ，肋骨線形状の影響を解析する研究が行われている。流線追跡法により求められた船型要目，船体線図及びその模型水槽試験成績を本論文に利用している。

以上各理論は水を非粘性，理想流体として取扱っている。

3・3・4　主要目上の特徴

(1)　C_b

就航状態において $C_b \fallingdotseq 0.50$ が多い。機関室配置，軸系配置，船首船尾形状等の設計上の理由からこれ以上瘦型の船は扱いにくい。

(2)　Δ/L^3

$\Delta/L^3 = 3.0\times10^{-3} \sim 4.0\times10^{-3}$ の範囲が多い。コンテナ船の Δ/L^3 が 4×10^{-3} を超していることに比べて小さな値で，高速船型にとって有利な要素と言える。しかしこのことは逆に d の過小，B の過大につながり propeller immersion 不足のもととなる。

(3)　L/B，B/d，L/d

フェリーは船の幅が広く，$L/B \leq 5.7$，$B/d \geq 4.0$，$L/d \geq 25$ が珍しくない。A−1 は代表的なフェリー船型，C−1 は L/B が比較的大きく，ロールオン・オフ式の貨客船型（黒潮丸）（C−2は双胴船（生駒丸））で，$\Delta/L^3 > 4.9\times10^{-3}$，$L/B > 11$，$B/d < 1.6$，$L/d$ 18 と全く逆の傾向を示し，両極端を形成していることは興味深い。理論船型“Pienoid”3隻（Table 3.1 の B シリーズ）は $L/B = 6.2 \sim 6.3$，$B/d = 3.0 \sim 3.2$，$L/d = 19 \sim 20$

とコンテナー船型に近いが他に資料がないためこれを選定した。

3・3・5　横断面積及び水線面曲線

理論船型の C_p, C_w 曲線は実船 ℓ_{cb} に対応できるよう，船体中央部より後方にずらす修正を行っている。Taylor 船型の C_p 曲線についても同様である。実船の C_p 曲線は船首部を除いて各理論曲線に近似している。

Taylor 船型の C_p 曲線は $C_{pf} = 0.52 \sim 0.53$, $F_n = 0.30 \sim 0.305$ の場合に理論に近似する。"Pienoid" の C_p 曲線はキールが垂れ下っている状態の場合で，平底化の修正は行っていない。平底化のためには垂れ下った部分の船体をカットオフし，その分だけ排水量をキールより上方の船体へ移すために肋骨線底部形状を一部修正するという方法がとられている。この場合，船体中央部の修正量が大きく，C_m が変り，修正後の C_p 曲線は square station 6～7において若干肩張りとなる。極小造波抵抗理論は ovoid が bridge に複合される結果，船首部分は球状となる。実船の C_p 曲線はそれぞれ実用設計的立場から程度に応じた球状船首を付けている。Fig. 3・2 (b) に "Pienoid" における水線面曲線の相違を示し，比較のためA－1のものを併記した。A－1 は M－5 に近い傾向をもっている。

3・3・6　船型要素と最適速力

A－3，C－1，D－3の水槽試験結果を Fig. 3・3 に F_n をベースに剰余抵抗係数 $r_R = \frac{R_R}{1/2 \rho \nabla^{2/3} V^2}$ で比較した。なお，参考のために双胴船 C－2 の結果も併記し，各船の計画速力

を▲印で記入している。A－3，C－1，D－3は Δ，L，Cb が一定で，L/B，B/d，L/d はほぼ等しく，かつ同一尺度，同一場所で試験されたものである。Cp 曲線の形状が最適フルード数に及ぼす影響が明白に理解できる。以下抵抗係数の表現に Y_R を用いるがそれは次の理由による。当初，造波抵抗係数を採用しようとしたが，摩擦抵抗の形状影響係数Kは主要寸法比により著しく変動し，また船型によっては $F_n < 0.14$ でKを決定することとなり，小型模型の場合はレイノルズ数が 10^5 に近づき層流影響が入りそうで計測値に自信がもてない。また設計的に考えればKを含めた剰余抵抗として比較する方が妥当である。使用された模型船の寸法は2ᵐ LM 型が5隻，2.5ᵐ LM 型が3隻，3ᵐ LM 型が1隻，5.5ᵐ LM 型が2隻で，試験水槽や計測時の水温もまちまちである。したがって各計測値を整理して，2ᵐ LM 模型，水温13°C，摩擦抵抗算式は Schoenherr，形状影響係数Kは Y_R に含むよう correlate した。また，付加物は相似則に従わないから舵，ビルジキール，シャフト，シャフトブラッケット，ボッシングなどすべてを除外した裸殻で比較し，バウスラスタのダクト影響のみは含むようにした。なお，双胴船及び理論船型を除き全部がバウスラスタ付である。2隻の模型船（D－1，D－2）は裸殻の計測を行っていないので，全付加物付の資料から推定した。

次に各理論式から求められる Cpf と最適フルード数の関係を文献[14)17)]から引用し，それに実船から推定値を記入し Fig. 3・4 に示す。丸尾，別所教授の浅喫水極小造波抵抗理論曲線

と乾教授の高次船型理論曲線との間に差異があるのは，それぞれにおける吹出し分布と船型の対応のさせ方に差があるためであろう。フエリー船型は浅喫水極小造波抵抗理論曲線よりも最適フルード数が約 0.01 ～ 0.02 程度高速側へずれる。これは $L/d = 22 \sim 26$ と超浅喫水であることに起因していると考える。（“Pienoid” は $L/d < 20$ である）また図中に Taylor 船型に対する曲線を併記している。$B/d = 3.75$ の Taylor 曲線は $F_n = 0.30$ で浅喫水極小造波抵抗理論曲線と合致する。このときの $C_{pf} \fallingdotseq 0.53$ で Taylor 船型の C_m は 0.926 一定であるから $C_b \fallingdotseq 0.49$ となる。A－3はこの状態の Taylor 船型に近く，小さな γ_R が記録されている。しかし，Taylor船型は C_p を大きくすると $C_m = 0.926 =$ 一定 であることが災いして C_b も大きくなり，最適船型からはずれる。従って，Taylor chart による計算は F_n が 0.32 を超え，C_p を大きくする場合に大きな γ_R を示すことになり，馬力推定の評価対象としない方がよい。双胴船 C－2 の単胴は $L/d = 17$ と普通の船なみに小さい。この場合の最適フルード数は浅喫水極小造波抵抗理論曲線によく適合するようである。（Fig. 3.5 (c)）

3・3・7　A シリーズ（$F_n \fallingdotseq 0.29 \sim 0.31$）

Fig. 3.5 (a) に A－1, A－2, A－3 の γ_R 曲線を F_n ベースで示している。A－1, A－2 は傾斜船側型で，A－2 は A－1 よりも浮心の位置が前よりである。A－3 は A－1，A－2 と同一肋骨線形状をもつ wall sided 型で，かつ球状船首がない。A－1 の船体前半部線図は A－3 のフレームオフセットから幾

何学的方法で船側が傾斜するように修正され，計画喫水が8.6%深くなり，それに伴ってCm，Cbは7.9%減少している。しかしCp，Δ，フレームラインのミクロな性質等は母型と同一に保たれている。このようにして母型のフレームオフセットから機械的に傾斜船側への修正が行える。(3.4.6で述べる)。このような修正による船側傾斜の抵抗推進上への影響は微小とみなしてよいであろう。傾斜量が大きくならないかぎり設計上の利点，すなわち車両甲板幅と水線幅の食い違いや，喫水過小による操縦性の悪化を解消することができて都合がよい。A-1とA-3の船型要素における大きな差異はL/B，B/dの差で，A-3がL/B≒7.3，B/d≒3.5の一般型とすれば，A-1はL/B≒5.7，B/d≒3.9の幅広，浅喫水の典型的なフェリー型である。図示のとおりB/L，B/dの増大により最適フルード数が約0.01程度高速側へずれるとともに，Y_Rが約2.8×10^{-3}程度大きくなるほかはY_R曲線の特性はよく一致している。

満載状態，3/4載貨状態，試運転状態相互間の差，すなわちdの変化によるY_Rの変動量は少ない。これはU型肋骨線形状，水線形状の関係によるものと思われるが，この肋骨線形状はTaylor船型に近い。図には記入してないがトリムの変化による影響も僅少である。A-2のY_RがA-1のものより大きいのはlcbが前よりにずれているのと，それに伴う船首部水線形状の太型化のためと思われる。(Fig. 3.2 (a) 参照) 理論船型"Pienold"のM-5(∧U型)，M-2(UU型)，VU121型(∧U型とは船前が倒立V型，すなわち船首船底にふくらみ

があり，それに続く船体前半部の後よりがU型肋骨線形状をしていることを意味する）とA−1 とのYRをFig. 3.5(b)で比較している。Fn≒0.28〜0.32 の速力領域においてはM−5のようにsquare station 8½〜F.P. を極度にホロー状に瘠せさせると造波抵抗が減少することがわかる。船体の等価吹出し分布の第1のピークが船首端底部に生じ，第2のピークが船首後方水線部近くに発生し，それが合成されると減算的効果が生じ，少ない船首造波に止めうることが了解できる。以上のとおり，この速力領域においては水線面曲線形状の決定は横断面積曲線形状の決定に劣らず設計上重要な条件で，造波抵抗理論の成果を応用することの有効性がAシリーズとM−5，M−2，VU−121 等の成績比較から説明できる。不用意な船型設計により船首造波の減算効果が図れない場合は，造波抵抗のセカンドハンプが発生し，YR はA−1 船型より容易に20〜30%増加するから注意を要する。

lcb は資料の範囲では約3.0% Lpp A. がよい。後よりの数値が大きいのは，船首にふくらみをもつCp 曲線形状，船首にホローをもつ水線面曲線形状の関連がlcb を後方においた方が造波現象的に有利であり，かつCb≒0.50 という瘠形の船型は浮心の後方移動による形状抵抗成分増加の不利を招かないからであると判断する。

球状船首をF.P.より前方に突出させ，複合船型理論により更に造波抵抗を減少させることが可能であるが，船首を岸壁に密着して自動車をロールオン オフさせる場合が多く，球状船首突

端及び岸壁基部が損傷を受けやすくなる問題があり，就航する港湾の個々の問題として解決しなければならない。A−1 も設計途上この問題によりバルブ尖端をカットオフした。

3・3・8　　C シリーズ（$F_n \fallingdotseq 0.335 \sim 0.35$）

C−1, C−2 の Y_R 曲線を Fig. 3.5(c) に示す。C−2 は双胴船の単胴，C−1 は理論船型に近い Cp 曲線をもち，船首部分にバルブを付け，複合船型の効果を図るように計画されている。C−1 の計画速力は最適よりやや高めの $F_n = 0.35$ に設定している。C−1 と C−2 とは L/B, B/d, L/d が相違するが，C−2 が $L/B = 11.6$, $B/d = 1.52$, $L/d = 17.6$ と細長であるのに対し，C−1 は $L/B = 7.14$, $B/d = 3.64$, $L/d = 26.0$（3/4 D.W. 状態）と一般型になっている。そのために最適フルード数が約 0.01 程度高速側へずれ，かつ，Y_R は 4.6×10^{-3} 程度増加している。C−2 を双胴中心線間隔 0.23 Lpp で双胴船としたときの Y_R が Fig. 3.3 に示してある。双胴間の造波干渉により複雑なハンプとホローが現われている。Fig. 3.5(c) には C−1 において喫水及びトリムが変化する場合の影響も図示している。3/4 D.W. の就航状態では 0.6 m の船尾トリムがよい成績を示している。従って lcb は約 3.5% Lpp A. が適している。次に C−1 の Y_R を理論船型及び他の実船と比較して Fig. 3.5(b) に示す。$F_n > 0.335$ の高速域において C−1 は最適効果を発揮して小さな Y_R となる。

3・3・9　　D シリーズ（$F_n \fallingdotseq 0.34$）

D−1, D−2, D−3 の Y_R 曲線を Fig. 3.5(d) に示す。

V型の肋骨線形状をもち，Cp曲線は理論のものの船首部をややホローにして小型バルブを付加している。ただし，水線面曲線は設計上の理由から，すなわち，メタセンタ高さや甲板面積確保の面から太型で船首部形状は直線的である。喫水の変化と水線面曲線の変化との関係を知るために，D−1におけるCp，Cw曲線の満載状態と3/4 D.W.状態をFig. 3・2 (a) に併記した。D−1，D−2，D−3間のB/L，B/d，L/dの相違によるYRの変化，D−1，D−3における喫水の影響，D−3におけるトリム変化の影響等がFig. 3・5 (d) から判読できる。これらはAシリーズ，Cシリーズと同様の傾向を示している。Dシリーズは肋骨線形状がV型であるために，喫水の変化によりYRは相当量変動する。Lcbは約4.0% Lpp A.がよい成績を示している。次にD−1のYRを理論船型及び他の実船と対比したのがFig. 3・5 (b) で，D−1は幅広，浅喫水の影響により形状影響係数及び造波抵抗係数が増加し，図示のとおり比較的大きなYRを示している。しかし計画フルード数＝0.34以上では他の船型に比べまずまずといった程度である。これより更に減少を図るために次のことが言える。

D−1のCp曲線は理論曲線近似であるが，Cw曲線は前述のとおり設計上の要求で太型で，理論船型VU−121に近い傾向をおびている。D−2計画時，このままの水線形状で球状船首の大きさを種々変更しての実験が行われたが，球状船首をF.P.より突出させないかぎり，大型球状船首はよい結果を与えない模様であった。したがって球状船首効果を高めるためにはC−1

のように水線面曲線形状を，やや瘠型にすることが必要である。

3・3・10　付加物の影響[19]

付加物による抵抗増加は瘠型船型のため，設計の良否が大きく影響する。また実船における抵抗増加量の推定は付加物抵抗が相似則に従わないため扱いにくい。系統的資料不足のため一例のみ Fig. 3・6 に示すにとどめる。ビルジキール，マリナー型舵，シャフトブラッケット，ボッシング等全付加物の浸水面積をSとし，レイノルズ数を $R_n = \frac{V\sqrt{S/2}}{\nu}$ としたものをベースとし付加物抵抗増加係数 $\delta_r = \frac{\delta_R}{\frac{1}{2}\rho S V^2}$ を Schoenherr の C_F と比較している。ビルジキールは適切に取付けた場合に比較的抵抗増加は少ない。ボッシング，双舵は造渦抵抗が容易に大きくなるから注意しなければならない。

3・3・11　自航要素及びアドミラルティ係数

Fig. 3・7 に自航試験結果を解析した自航要素を示し，Fig. 3・8 にはアドミラルティー係数 $C_{adm} = \left(\frac{\Delta^{2/3} V^3}{DHP}\right)$ を総合的評価として示し，在来の内航フェリーの曲線[20]と対比している。

3・3・12　結果の考察

計画速力が $F_n = 0.28 \sim 0.35$ の領域にあるフェリー船型の水槽試験成績を根拠に，船型要素と剰余抵抗係数との関係を調査し，浅喫水極小造波抵抗，半没水造波抵抗，高次造波抵抗の各理論船型ならびに Taylor 船型と対比した結果次の事項を確認した。

(1)　フェリー船型要素の傾向は $\Delta/L^3 = (3.0 \sim 4.0) \times 10^{-3}$

と小さく，$C_b \fallingdotseq 0.50$，$L/B \leq 5.7$，$B/d \geq 4$，$L/d \geq 22$ と瘠型幅広，超浅喫水となっている。

(2) Cp 曲線

造波抵抗理論から求められる横断面積曲線を採用すると小さな Y_R が得られる。Cp 曲線の形状は剰余抵抗係数の値，ハンプ，ホローの位置に支配的影響を与える。この速力領域で剰余抵抗を減らすためには，計画速力に抵抗のホローがくるようにしなければならない。実際のホローの位置は幅広，浅喫水の影響により理論値から 0.01～0.02 程度高速側へずれる。

(3) 水線面曲線

水線形状は横断面積曲線に劣らず支配的な要素で，同一の Cp 曲線を使用しても Cw 曲線の形状が悪いと簡単に造波抵抗が増加する。この速力範囲においては船首部の個々の要素波が減算的に作用しあって，船首波系全体の造波量が抑制されることが必要で，水線形状はこのために重要な役割を果たす。推奨する水線の形状は $F_n < 0.32$ では瘠型で船首部をホローとし，ふくらんだ船首端底，突出した球状船首付が望ましく $F_n > 0.32$ になると船首ホローを減じ，$F_n > 0.35$ では水線形状を直線状に近づけるのがよいと考えられる。

(4) 幅広浅喫水の影響

B/L，L/d，B/d が大きくなると Y_R の増大とともに最適フルード数は高速側へ移行する傾向がある。これらの影響を表わしたのが Fig. 3.9 (a)～(d) である。図からわかるように主要寸法比の変化を，$L/B = 6.5$，$B/d = 3.7$ を基準値として，

その r_R を100 とした場合，L/B，B/d の変化により r_R が増減する有様を百分率で示している。この r_R の増減の中に形状影響係数の増減が大きな割合をしめている。Fig. 3·9 (d) は船体前半部の柱形係数 Cpf と最適フルード数（造波抵抗がホローとなる）と関係を示したもので，理論値（丸尾，別所の無限喫水，乾の Pienoid）と実船のずれは B/d をパラメータとして幅広になるほど増大する。このずれが生じる原因は，幅広浅喫水の度合が強まると水面付近の攪乱による非線型影響及び船体表面による流体閉塞の影響等が増大し，波紋の前方，外側へのずれがひどくなるからと考えられる。

(5) l_{cb} の影響[20 (4)]

最適 l_{cb} は Fig. 3·10 に示すように Fn = 0.30 の場合 3.0 % LppA.，Fn = 0.35 の場合 4.0 % LppA. が妥当とみられる。

(6) 形状影響係数[21]

形状影響係数は裸殻の状態について摩擦抵抗の計算に Schoenherr の式を用いて求めた。Fig. 3·11 (a)(b) に示すように瘠型のため値はふさく 0.12～0.20 の範囲である。（Fig. 11 (b) の横軸における l_{cb}，Cb はイーブンキールのときの値を代入している） K の値は B/Lr（Lr：船体のランの長さ）にほぼ比例し，また表現を変えると B/d，Δ/L^3 が大きくなると増加する。また大きなトリム（Trim/Lpp > 0.005），形状のよくない球状船首をつけると K は急増する。

(7) 付加物の影響は設計の良否で非常に変動する。[20 (4)] その量

は詳細資料不足のため把握できなかった。また相似則に従わない影響が顕著に現われる船型であり注意を要する。

(8) 自航要素も設計の良否に左右されやすいが，総合的推進性能の目安となる Cadm の値をとりあげて論じるとき，フェリー船型は2軸，幅過大，超浅喫水というハンディキャップをもつにもかかわらず，従来は200以下であったものを $F_n=0.30$ において300以上，$F_n=0.35$ において250以上までパーフォーマンスを改善することが可能となった。

3・4 船型設計の手法

3・4・1 最適 Cpf の決め方

前掲の Fig. 3・9(d) に示すように，カーフェリーのほかに旅客船の資料を加えて船型要素によりフルード数に対する最適の Cpf 値がずれる有様をまとめた。幅及び喫水の影響の因子としてパラメータを $B/L \times L/d = B/d$ にとると図に示すとおり平均曲線をひくことができる。理論値（乾教授：丸尾，別所教授の無限喫水）との差は横軸方向が最適フルード数の高速化，縦軸方向がフルード数をおさえた場合の最適 Cpf 値が小さくなる傾向を示している。計画船の最適 Cpf はこの Fig. 3・9(d) を用いて求めることができる。この図は球状船首先端の突出が F.P. から約 0～1.0% Lpp の実船資料によっている。大きな突出値（たとえば3～4% Lpp）を用いたい場合は突出量に応じて最適 Cpf は図のものより大きく見積らなければならない。（3・4・3 (3・1) 式）。バルブを前方に突出させると対応する船体前部のホロー形状は弱まり Cpf は肥える。考

え方を変えればバルブを突出させることは実測波形が前方へずれることに適した処置であるから，最適 Cpf の理論値に対するずれは小さくなる。このようにして Cpf を決めれば Cp の予想がつけられる。Cp は後部船体の形状により変化するが Cpf より，小型船首バルブ付のもので約 0.025，中型船首バルブ付のもので約 0.012 程度大きいと考えればよい。Cm，Cb の値は他の設計要素も含めて決定する。

3・4・2　最適 lcb の決め方

3・3・12 (5) で既述しているからここでは省略する。Cp 曲線で最大値をとる位置は lcb が 2, 3, 4 % LppA. の場合に対し，それぞれ square station 4 3/5, 4 1/2, 4 2/5 付近におけばよい。

3・4・3　横断面積曲線の決め方

Michell の理論によれば吹出し分布 $m(\xi)$ は船体表面の前進方向への傾斜 $\frac{\partial f(\xi)}{\partial \xi}$ に比例する。細長船理論によれば船体断面における吹出しの総量 $M(\xi)$ は Cp 曲線の傾斜に比例する。したがって設計にあたって Cp 曲線の検討は等価吹出し分布形に見合った Cpf の微分曲線（以下 $\dot{\varphi}$ 曲線と書く）を作って行う方がよい。とくに本論文で扱う速力範囲は吹出しの m'，m'' など高次項の干渉と連続性が問題となるから微係数のチェックを要する。Fig. 3・12 (a)～(c) は理論船型の Cpf 曲線から求めた $\dot{\varphi}$ 曲線である。横軸に square station を，縦軸に微係数を示し，パラメータに Cpf がとってある。これらの曲線群の形状は等価吹出し分布形を想像させる。半没水理

論船型の Cpf 曲線は $\cos^2(\frac{\pi x}{L})$ を水面貫通部に，Rankine's ovoid を没水体として，ovoid の大きさを変化して Cpf を求めたものである。参考のために ovoid のみの $\dot{\varphi}$ 曲線も Fig. 3・12（C）に併記した。各船型とも Cpf ≒ 0.48 ～ 0.50 と肥型のとき，船首のふくらみはほとんどないが，Cpf が大きくなって最適フルード数が高くなるとともに船首のふくらみは増大し，$\dot{\varphi}$ 曲線の船首後方形状にホローが生じ，その位置は高速化とともに高く，また後方へ移動する。造波抵抗が船首要素波の干渉により減少するためには図のように $\dot{\varphi}$ 曲線が速力に応じた逆S字形をつくる必要がある。高速船型になるほど square station 8½ 付近まで広がるが，Cpf ≒ 0.50（$F_n = 0.28$ 前後）では要素波の波長が短いためホロー部は square station 9½ ～ F.P. にとどまる。このホローの範囲と形状が造波抵抗の減少に重大に作用する要素である。半没水船型では ovoid の point source は F.P. にあり，ovoid が大きくなるほど没水体は船首から突出する。極小造波抵抗船型と "Pienoid" は船体が F.P. から突出しない型である。したがってこの両船型は高速になるほど船首のふくらみが逆に後方へ移るようになる。3つの船型をこのままで比較しても意味がないので，船首のふくらみの位置ができるだけそろうように船体引伸しの修正を行うことにした。Fig. 3・13 のように船首突出値を $\ell_0' = \frac{2S}{L_{PP}}$（S：突出量，$\ell_0'$：無次元値）とすると実船の $\dot{\varphi}$ 曲線は破線に引伸ばされる。次に突出した斜線の部分を切取ってその端をまるめると1点鎖線のような球状船首となる。このとき Cpf

は次のように変化する。

$$C_{pf} = (C_{pf} - C_{po})(1 + \ell_c') \qquad (3\cdot1)$$

C_{pf} ：修正後の前半部船体柱形係数

C_{po} ：船首端切除部に相当するもの

ℓ_c' ：引伸し率

たとえば $C_{pf} = 0.535$, $\ell_c' = 0.1$, $C_{po} = 0.009$ ならば修正後の $C_{pf}' = 0.580$ となる。このようにして各船型の船首ふくらみが square station 9¼ ～ F.P. にそろうように修正し，修正後の C_{pf}' が 0.54，0.56，0.58 となるように調整して比較したのが Fig. 3·14 (a) ～ (c)，また Table 3·1 に記載の実船 A−1，C−1，D−1 の $\dot{\varphi}$ 曲線を Fig. 3·15 に示し，点線で Fig. 3·14 に記入して比較している。A−1，C−1 は結果的に半没水船型に近い球状船首付であり，D−1 は他の2つの理論船型に近い。各理論船型は発想や数式の取扱いが異なるが，求められた船体形状は近似していると言える。$\dot{\varphi}$ 曲線の特性を知る要素として H/P を選び（Fig. 3·13），横軸に最適 C_{pf} をとって図化すると Fig. 3·16 のとおりとなる。この図から設計しようとする H/P の値を判断し，理論船型や実船資料と比較しながら，計画船の $\dot{\varphi}$ 曲線を描くことができる。この曲線で最大値の位置を後方にずらす修正を行い，しかる後，積分して所要の C_{pf} 曲線が求められる。次に後半部船体（3.4.5 で後述）を描いて C_p 曲線が得られる。C_{pf} の大きさを設計上の理由から最適値より大きくしたいときは丸尾教授の修正法を適用すればよい。

3・4・4　　水線面曲線の作図

もし Cp 曲線と Cw 曲線が一致するならば Cp 曲線の形状を適切に設計するのみで造波抵抗を減少させることができる。しかしながら実船は復原性や甲板面積確保の目的で Cw 曲線は Cp 曲線より太型となる。肋骨線形状は船首部分では最近の船はバルブのため∧型となるが，square station 5～9 は上広がりのU型かV型としなければならない。このために水線部の $m(\xi)$ 形状はゆがめられ，換言すれば中位の喫水における等価吹出し分布形状に見合うものとなる。$Fn < 0.27$ では肋骨線を傾斜させても，横断面積を一定に保てば吹出し総量は不変で，造波抵抗はあまり変らない。しかし $Fn > 0.28$ では等価吹出し分布形状のミクロな変化がセカンドハンプの造波干渉の度合に大きな影響を及ぼすから水線形状の設計は重要となる。いま Cw 曲線と Cp 曲線のオーディネイトの差を $\Delta\eta$ $(=\frac{2y}{B}-\varphi)$ で表わし，square station を横軸として $\Delta\eta$ 曲線を描けば，この形状をいかにするかに問題がしぼられる。$\Delta\eta$ 曲線の実績値が Fig. 3・17 である。水線の最大幅位置を midship とするとき $\Delta\eta$ 曲線は square station 7½ 付近にピークを有するゆるい山形で，square station 8½～F.P. はストレートか，浅いホローとなっている。D-1 はこの部分がふくらんでいるが，これは造波抵抗上好ましくなく若干性能が落ちている。$\Delta\eta$ 曲線のピークが高いことは水線面積が大きいことを意味する。この図を作るための Cp 曲線は船首のバルブ部分を削除して使っている。Fig. 3・18 に $\Delta\eta$ 曲線の描き方を示す。

C_{pf} 曲線と（$1-C_{pf}$）曲線を図示のとおり描き，両曲線と基線との間に囲まれた空間から $\Delta\zeta$ 曲線を生みだしてゆく。square station 8½ ～ F.P. の間は造波干渉に重要な場所であるから，C_w 曲線はできうれば C_{pf} 曲線に比例させた方がよい。そのために $\Delta\zeta$ 曲線も C_{pf} 曲線に比例させる。この場合の C_{pf} 曲線は斜線で示すようにバルブ部分を削除する。球状船首を F.P. から大きく突出させる場合のバルブ削除の方法はまず ζ 曲線において船首ホロー部の面積をけずりとり，しかるのち積分して C_{pf}（without bulb）を求めるという手順をふむとよい。次に square station 5～6の間は $\zeta+\Delta\zeta$ が1を超さないために，$\Delta\zeta$ の値は（$1-C_p$）曲線より低くなるように考える。square station 6付近と8½付近で C_{pf}，（$1-C_{pf}$）の曲線にフェヤーに接し square station 7½ 付近でピークを有する曲線（C）を描き，曲線（A）（C）（B）と基線に囲まれる面積を C_A とし，縦座標に

$$\frac{C_{wf}-C_{pf}\,(\text{without bulb})}{C_A}$$

（C_{wf} ：所要のメタセンタ高さをもつ前半部船体水線面積係数，fullest section が船体中央部にあるときの前半部船体水線面積係数をいう。）

の値を係数として乗じた比例曲線を描けばそれが計画船の $\Delta\zeta$ 曲線となる。これから計画船の C_{wf} 曲線が得られる。C_w の値は上部構造の大きさ等から船によって異なるが，一般に 0.70 ～0.83 で $C_{wf}=(0.80\sim0.90)\times C_w$ である。こうし

て描いた C_{wf} 曲線の船首部分は尖鋭となり，C_p 曲線船首のふくらみは船底部に排水量が集中されAV型肋骨線船型となる。後半部船体の C_{wa} 曲線も前半部船体に準じて描くことができる。

3・4・5　形状影響係数と船体線図

この種船型の低速域の形状影響係数は小さな値で，摩擦抵抗がSchoenherrの式ベース，裸殻で0.10～0.20である。実績をプロットするとFig. 3・19のように一箇所に集中して船型要素との関連がつかみにくい。しかしイーブルキールの値のみに注意するとほぼ B/L_r（L_r：後半部船体のランの長さ）に比例する。図中に満載状態の肥大船型の例を文献[21]から引用しているが，肥大船が B/L_r の3乗に比例するのに対し春型高速船はリニヤーに近い変化を示し，摩擦抵抗成分，圧力抵抗成分ともに小さく，設計にあたっては船型要素やランの長さに肥大船ほど気をつかう必要がない。ここではNACA翼型の風洞試験結果からつくられた笹島教授外の肥大船に対する算式にイーブンキールの C_b，l_{cb} をあてはめて横軸の値とした。図に示す記号はTable 3.1の実験である。喫水の変化による影響等は微少であるが，トリム変化の影響は比較的大きく，このため図上でプロットが縦軸の方向に分散している。ほぼTrim/Lに相関し，Trim/L＝0.005，0.01のパラメータ線を記入した。このように船尾トリムによる変動量は B/L_r によるものより大きい。したがって船型設計においては過度のトリムは避けるように考慮する必要がある。また，図中▲印のものは軽微なスワ

ンオックが船首水線部にあるだけで形状影響係数が約0.05～0.07程度増大することを示し，この量は全水抵抗の2～3％程度に相当するから，船首形状は造波のみならず整流に気をつける必要がある。船首端の流線が船首船底へ回りこむことを考慮して，球状船首の設計は外板表面が流線にそって負の傾斜をもたないように留意しなければならない。たとえばFig.3.20の左側は好ましくなく，右側がよい。Cp曲線を作図するにあたって後半部船体は最大値の位置から後方へ約0.175Lの長さまではできるかぎり前半部に対称とし，それから後方はふくらみがないようなだらかな曲線形状とする。

3.4.6　正面線図の変形と整理

横断面積を一定とし，肋骨線のミクロな性質を保ちながらフレームを傾斜させる幾何学的手法について述べる。

(1) 水線幅を不変，喫水を変化させて肋骨線を傾斜させる場合（船側傾斜の修正）

Fig.3.21のように水線面上の船体中心を原点とし，横方向にη，喫水方向にζの無次元座標（$\eta=\frac{y}{y_0}$，$\zeta=\frac{z}{z_0}$）を考えるとき，図における実線の肋骨線は傾斜量をk（無次元値）とするとき横断面積一定な破線の肋骨線に変更される。変更後の半幅をη'，縦座標をζ'とすると

$$\eta'=(1+k\zeta)\eta$$

$$\zeta'=\frac{\log_e(1+k\zeta)}{k}=\frac{\log_{10}(1+k\zeta)}{0.43429\,k} \qquad (3.2)$$

ここに，kは舷側より外側へとるとき正の値，内側へとると

き員の値とする。

Wall sided な正面線図を傾斜船側に修正するとき，またその逆を行う場合，又は Cm を変えた線図を求めたい場合に使用して便利である。

(2) 喫水を不変，水線幅を変化させて肋骨線を傾斜させる場合

Fig. 3・21 において破線の喫水が変更前よりも深くなる倍率は $\frac{\log_e(1+k)}{k}$ 倍であるから，今度は喫水をもとの大きさに縮小し，代りに水線幅を拡大する（横断面積一定）と1点鎖線のようになる。水線幅が拡大される倍率を m とすると

$$m = \frac{\log_e(1+k)}{k} = \frac{\log_{10}(1+k)}{0.43429\,k} \qquad (3.3)$$

新しい肋骨線の半幅 η' 及び縦座標 ζ' は

$$\left.\begin{aligned} \eta' &= (1+k\zeta)\,m\eta \\ \zeta' &= \frac{\log_e(1+k\zeta)}{k\,m} = \frac{\log_{10}(1+k\zeta)}{0.43429\,k\,m} \end{aligned}\right\} \qquad (3.4)$$

(3.3)(3.4) 式を図化したのが Fig. 3.22 (a)～(c) である。この方法を使用して排水量，Cp 曲線等を一定とし，船体線図を任意の水線形状に変形することができる。ただし，(3.3)(3.4) 式の計算は対数表を使っての手計算では誤差が大きい。電算機を使用するか，Fig. 3・22 のような図表を読みとって行うとよい。

(3) 実船正面線図の整理

実船の正面線図を上記の手法により変形し，Cp 曲線や Cw

曲線の影響を除去し，一元化して比較することができる。実船の C_w 曲線が C_p 曲線に一致するように各ステーションの肋骨線を傾斜させ，φ の値が 0.2, 0.3, 0.4 ----- となるような断面を選んで無次元の正面線図に描き直すと Fig. 3.23 ~ Fig. 3.25 のようになる。これはA，C，Dの実船シリーズ（Fig. 3.1の正面線図）を修正整理した例であり，後半部船体にも適用できる。ただし，大きなふくらみのバルブ部分に対しては適用を避けた方がよい。図中に最大横断面に比例した elementary ship を点線で記入した。修正された実船の肋骨線はこの elementary ship からずれる個性をもっている。なお，A－1の前半部船体の肋骨線形状は Taylor 船型に近いものである。Fig. 3.26 は各船の最大横断面の形状を参考のために比較したものである。これら正面線図のフレームオフセットを保存しておけば，いつでも任意の C_p，C_w 曲線をもつ線図に前記計算式を適用して復元できる。また，C_w を変えた線図を求める場合は (i) 母船型に (2) 式の船側傾斜法を適用する。(ii) 中央横断面を任意に変更し他の肋骨線形状は Fig. 3.23 ~ Fig. 3.25 の実船と elementary ship の差から割出す等により，これらの正面線図を修正することができる。

3.4.7　計画船正面線図の作成

応用例をあげ，計画船線図の求め方について述べる。計画フルード数 $F_n = 0.317$ と $B/d = 3.5$ が与えられたとする。Fig. 3.9 (d) から最適 $C_{pf} = 0.550$ となり，後半部船体による増加分を 0.017 と推定すれば $C_p = 0.567$ となる。Fig.

3・12～Fig.3.15（任意の Cpf に対し $\dot{\varphi}$ が求められるようクロスカーブを作っておくと便利である）を参照し，Fig.3.16 に例として示すように H/P ＝0.357 と決めると Fig.3.18 の $\dot{\varphi}$ 曲線を作ることができる。メタセンター確保の条件から Cw ＝0.756 とし，$\frac{Cwf}{Cw}=0.85$ とすると Cwf＝0.642 となる。この Cwf 値と Cp 曲線を使って $\Delta\eta$ 曲線を描き，同図のように Cwf 曲線ができあがる。最大幅の位置を square station 4.55（lcb 2.6% LppA.）とし，Fig.3.23 の A−1 修正正面線図を基として Cm を修正し，中央船側傾斜 β＝0.135 とし，(3.3)(3.4) 式の計算による肋骨線形状の変更を行う。Square station 9～F.P. の間はバルブの形状を Cpf 曲線に従いながら修正すると Fig.3.27 の正面線図ができあがる。後半部船体もこれに準じて描くことができる。

3・4・8　まとめ

造波抵抗のハンプが生じやすい，瘦型高速船の船体線図を，メタセンタ高さや甲板面積確保の要件を満たしながら，機械的に，電算機を利用して早急に求めることができる。

(1) 計画速力に対し最適な Cp の値を理論と実船のずれについて検討し，設計図表を作った。

(2) Cp 曲線は Cp 微分曲線（$\dot{\varphi}$ 曲線）において可否を検討した上で所要のものが求められる。

(3) Cpf 曲線と所要 Cw 値を用いて，水線面曲線をほぼ手順どおり描くことができる。

(4) 母船型の正面線図を整理し，Cp 及び Cw の影響を除去

し，一元的に比較できる資料を得ることができ，これを基にして任意の船型に発展できる。

(5) 横断面積を一定として，対数によるオーディネイトの垂直移動法により肋骨線傾斜を任意に変更した線図を求めることができる。

(6) 以上の方法を総合して，任意の船型要素に合わせた船体線図をほぼ機械的に得ることができる。

3・5　実般設計への応用

この船型設計法により船体線図が描かれた船舶に，にちなん丸（6200総トンフェリー，19.5 kt）と4000総トン貨物フェリー（20 kt）がある。いずれも水槽試験を省略した。試運転結果は本文を用いて推定した馬力，速力とよく一致し，計画速力（$F_n \fallingdotseq 0.32 \sim 0.34$）において造波抵抗を減少することができた。一例として Fig. 3・28 に"にちなん丸"計画中に描いた馬力ー速力推定曲線に公試運転記録を記入して示す。試験状態の排水量が大きいのは全バラストタンクに張水したためであり，図をみてわかるように試運転成績は推定値に一致し $F_n \fallingdotseq 0.32 \sim 0.34$ で造波抵抗のホローが得られ，この船型設計法が役立ったことを示している。

第4章　航洋プッシャーバージの研究

4・1　研究の背景

海上輸送の近代化，合理化は急速に推進され，飛躍的に増大する輸送需要に対処した船舶の巨大化，高騰する人件費節減のための船舶自動化，稼働率向上のための種々の荷役設備改善，コンテナリゼーションや専用船の建造というように改善に改善が重ねられてきたが，これらの近代化，合理化も一応の限界に達した観がある。しかも，今後の海運を展望するとき，人件費上昇の様相はなお続き，これらに対処して今後は効率のよい新しい輸送方式をあみだし新分野を開拓する必要が痛感される。従来のような船舶1隻当りの採算から脱却し，複数の押船と複数の倉庫船（バージ）を適切に組合せ，海上輸送を総合一貫システムに切替える方式が存在する。これにより物資を連続的に搬送し輸送効率を大幅に改善することができるが，この方式は古くからプッシャーバージシステムとして河川輸送において優れた経済効果を発揮してきた。しかしながらこのシステムを航洋として拡大するためには，経済性の検討と共に，耐航性，抵抗推進，操縦性，構造強度，振動その他の船舶工学上の諸問題を解決する必要がある。

従来のプッシャーバージはワイヤーもしくはロープにより連結され速力はせいぜい10kt程度の低速で，河川や沿岸海域で使われ，rough sea のときは連結を解きバージは曳航されるのがほとんで，船体運動や連結荷重に関する研究例は非常に少なく，たとえば連結部に働く荷重が斜波中で最大となることが

予想されるものの，連結機構の安全かつ合理的な設計のためには，理論計算式の開発と実験による確認が先決であった。そのため Table 4.1 に示す実験を行い，連結システムに対する船体運動と連結部に働く波浪荷重をストリップ法により計算し実験と比較検討した。

4.2 経済性の検討

4.2.1 1P：1B システムの経済性

1P：1B システムは1隻のプッシャーが1隻のバージを押航するプッシャーバージシステムのことをいう。後述のフロートバージ（集団バージ輸送）と区別するためにこう表現している。

プッシャーバージシステムとは積み地，揚げ地等数港湾間を効率的に運航するシステムであり，バージを常時1隻以上各港湾に停泊させて荷役を行うことにより輸送効率の向上を目指したものである。ここでは，本輸送方式の有効性を，同一貨物重量を有する在来の専用船と対比し，経済面からの検討を行った。すなわち，両者に対する

年間支出／年間輸送量（以下トン当り輸送コストと称する）

を比較することにより，その経済性を推定した。

(1) トン当り輸送コストの算定

a) 年間支出

Table 4.2 に支出項目とその推算条件を示した。ただし，荷役費，管理費等は含んでいない。年間支出はこれら各項目の合計で与えられると仮定した。

(b) 年間輸送量

年間輸送量は，1航海に輸送される貨物重量と年間輸送回数がわかると求められる。簡単のため，プッシャーバージ，専用船とも ① 貨物重量 $W_0 = 40{,}000$ t，② 航海速力 $V = 15$ kt，③ 年間航海可能日数 $T_0 = 340$ 日，④ 2港間輸送（港間距離 d 海里）であると仮定した。また，プッシャーバージの連結に要する時間は無視できるものとした。

(i) プッシャーバージシステム

ここでは，プッシャーバージシステムとして，プッシャー n_P 隻，バージ $n_B = n_P + 2$ 隻からなるシステムを標準とし，その一例を Fig. 4.1 に示した。

イ) 荷役によるプッシャーの待ち時間がない場合

すなわち，プッシャー間隔（日数）が荷役日数 t_ℓ より大きい場合（$t/n_P \geq t_\ell$）

貨物の年間輸送回数 N_{P1} はプッシャーの連続稼動回数に等しく次式で与えられる。

$$N_{P1} = (T_0/t) \times n_P \qquad (4.1)$$

ただし，$t = 2d/24V$ （プッシャーが連続稼動する場合，1ラウンドに要する日数）

したがって，年間輸送量 W_{P1} は

$$W_{P1} = W_0 \times N_{P1} \qquad (4.2)$$

ロ) プッシャーに待ち時間がある場合（$t/n_P < t_\ell$）

この場合貨物の年間輸送回数 N_{P2} はバージの連続稼働回数に等しく

$$N_{p2} = \{ T_0/(t+2t_l) \} \times (n_p + 2) \qquad (4.3)$$

となる。年間輸送量 W_{p2} は

$$W_{p2} = W_0 \times N_{p2} \qquad (4.4)$$

(ii) 専用船

n_c 隻の専用船を考えると，貨物の年間輸送回数 N_c は

$$N_c = \{ T_0/(t+2t_l) \} \times n_c \qquad (4.5)$$

ただし，　$t = 2d/24V$（専用船が1ラウンド航海するに要する日数）

年間輸送量 W_c は

$$W_c = W_0 \times N_c \qquad (4.6)$$

で与えられる。

(2) トン当り輸送コストの比較

上述の算式よりプッシャーバージシステムならびに専用船に対するトン当り輸送コストを求め，両者の比較を行った。Fig. 4.2，4.3 は一例として港間距離 $d = 4{,}500$ 海里の場合におけるプッシャーバージシステムならびに専用船のトン当り輸送コストの傾向で，年間輸送量を横軸にとり荷役日数別に表わしている。Fig. 4.2 で実線はプッシャーに待ち時間がない場合（$t/n_p \geq t_l$）で，破線は待ち時間がある場合（$t/n_p < t_l$）である。また Fig. 4.2，Fig 4.3 で点線はプッシャー又は専用法の隻数の一定値に対する曲線である。

Fig. 4.4 (a)～(d) はそれぞれ，港間距離 $d = 800$，1500，4500 及び 6000 海里の場合に対しプッシャーバージシステムと専用船の輸送コスト比を年間輸送量を横軸にと

り，荷役日数別に表わしたものである。図中実船と破線の区別はFig. 4.2と同様で，点線はプッシャーの隻数 n_p 別の曲線で，それに対する専用船の隻数は(4.5)(4.6)式より求めることができる。Fig. 4.5は，港間距離を横軸にとり，$n_p=2$ の場合の輸送コスト比を示している。またFig. 4.6は，標準型（$n_B=n_p+2$）以外のシステムに対する輸送コスト比を図示したものである。

(3) 考察

a) Fig. 4.4 (a)～(d) の実線部分はプッシャーに待ち時間がない場合（$t/n_p \geq t_\ell$）で，年間輸送量及び隻数が多いほど，また，港間距離が短く荷役に日数を要するほど，プッシャーバージは専用船に比べて輸送コストが低くなる。しかし，港間距離がある程度長い場合は，余程荷役に日数を要しない限り，$n_p=1, 2$ 程度の隻数ではプッシャーバージシステムは専用船に比べ不利になる。$t/n_p=t_\ell$ のとき（Fig. 4.4 (a)～(d) の● 印の屈折点）は，プッシャー間隔と荷役日数が等しく輸送効率上最適となる。

b) Fig. 4.4 (a)～(d) の破線部分は荷待ちの生じる場合（$t/n_p < t_\ell$）で，年間輸送量，隻数が多くなるほど輸送コスト比は高くなり，年間輸送量がかなり大きな範囲では荷役日数が多いほど輸送コスト比は高くなる。また，Fig. 4.5に示すごとく港間距離は短い方が専用船との輸送コスト比は低くなる。

c) 標準型のプッシャーバージシステム（$n_B=n_p+2$）では，年間輸送量が大きく，多数の隻数が必要な航路において

は荷役待ちによる輸送効率の低下を無視できない。荷役待ちを解消するにはバージの隻数を増す必要があり，たとえば Fig. 4.6 のように $n_B = n_P + 4$, $n_P + 6$, $n_P + 8$, ‥‥とバージを増してゆくと点線のごとく屈折点（輸送効率最適）の輸送コスト比に保つことができる。したがって，荷役日数が長く，年間輸送量が大きくともバージの隻数を増すことにより最適輸送効率を保つことができる。

d) ここでは，貨物重量 $W_0 = 40{,}000t$ について述べたが，専用船，プッシャーバージシステムともこれより大型化するほど輸送コストは低くなる。しかしながら喫水制限等の港湾事情により前述の計算例より小さい船型による運航が必要である航路では専用船の輸送コストは上がるが，プッシャーバージシステムでは隻数を増すことにより，その低減が可能である。

4.2.2 フロートバージシステム（集団バージシステム）の経済性

親バージをバラスト操作で沈下及び浮揚させることにより，集団の小型バージを親バージの甲板上にフロート・オン・オフし，プッシャーで押航し，揚地及び積地には1組以上のバージ集団を待機させて荷役を続行しながら，プッシャーと親バージ（便宜上フロータと仮称する）は常時航海を継続することによって輸送の向上を目指すシステムをフロートバージシステムと称する。このシステムは狭隘な港湾を対象に，小型バージ集団を河川を経て各需要地に一貫輸送できる利点を有する。ここでは，本輸送方式の採算を，同一貨物重量を有する在来の専用船

及び 1P：1B システムと対比する検討を行った。

(1) トン当り輸送コスト算定

在来の専用船の年間設備費，船員費ならびに年間輸送量の指数を 100 とし，1P：1B システム及びフロートバージシステムのそれ等を専用船と対比して η_E（年間設備費），η_S（年間船員費）及び η_W（年間輸送量）の各指数で表わすとき，1P：1B システム及びフロートバージシステムにおいて，トン当り輸送コストの中に占める船費分（設備費分＋船員費分）は指数 $\frac{\eta_{ES}}{\eta_W}$ で表現され，これを求めることにより専用船と経済性を対比することができる。ただし，η_{ES} は次式で与えられる。

$$\eta_{ES} = k_E \eta_E + k_S \eta_S$$

$$\left.\begin{aligned} &\text{ここに，}\quad k_E = \frac{C_E}{C_E + C_S} \\ &\qquad\qquad\quad k_S = \frac{C_S}{C_E + C_S} \\ &C_E：\text{専用船の年間設備費} \\ &C_S：\text{専用船の年間船員費} \end{aligned}\right\} \qquad (4\cdot7)$$

1P：1B システム，フロードバージシステムの一航海当りの運航費は専用船のものと等しく，輸送回数に比例して年間運航を計算できるとすれば，トン当り運航費は，輸送稼働率に関係なく，各システム間で不変となる。したがって，ここでは，上記のトン当り輸送コストの船費分の指数 $\frac{\eta_{ES}}{\eta_W}$ を求め，それを比較することで経済性を論じる。もし，専用船の年間費用の内訳，年間輸送量がわかる場合は $\frac{\eta_{ES}}{\eta_W}$ を使用して，ただ

ちに1P：1Bシステムあるいはフロートバージシステムのトン当り輸送コストを推算することが可能となる。

Table 4.3 (a)(b) に1P：1B システム及びフロートバージシステムの年間設備費を同等の積高をもつ専用船を基準として推定し，更に組合せ隻数が複数となる場合の設備費指数 η_E の計算結果を示す。

(2) トン当り輸送コストの比較

船員数は予備員も含め一般船は28人/隻，プッシャーは20人/隻，したがってプッシャーバージシステムの指数 $\eta_S = 71.4$ とし，第三国船員配乗とし，年率10％アップ，10年間の平均年間船員費を500万円/人とした。ここでは6,600t DW，11,000t DW，22,000t DW 及び33,000t DW（DWは貨物重量の110％とした）について専用船の建造船価を推定（Fig. 4.7付表）し，Table 4.3 と (4.7) 式を用いて1P：1Bシステム及びフロートバージシステムの各システムのトン当り船費 η_{ES} を計算した。Fig. 4.7 にフリートの組合せ隻数を横軸にとりそれを示す。

次に，港間距離を d（海里），荷役日数（片）を t_ℓ（日）とし，船速を $V = 12$ kt と仮定すれば専用船の停泊率 X は次式となる。

$$X = \frac{t_\ell}{t_\ell + \frac{d}{288}} \qquad (4.8)$$

1P：1B システム及びフロートバージシステムの停泊率を実情を考慮して0.1とすれば η_W は次式で表わされる。

$$\eta_W = \frac{0.9}{1-X} \qquad (4.9)$$

(4.8)(4.9) 式を図化したのが Fig. 4.8, Fig. 4.9 である。港間距離，荷役日数，停泊率及び年間輸送量指数の相互関係が一目でわかる。Fig. 4.10 は種々の隻数の組合せ及び船の大きさ（DW）別に，η_{ES} と η_W が等しくなる専用船停泊率 X を求め図示したものである。すなわち，1P：1B システム及びフロートバージシステムと専用船の採算優劣が分岐する専用船停泊率を示したもので，1P：1B システム及びフロートバージシステムの経済性はそれと同等の積高を有する専用船と対比して同図から優劣を判断することができる。Fig. 4.11 は専用船の停泊率 X = 0.2, 0.3, 0.4, 0.5 の場合についてトン当り輸送コストの船費分指数 $\frac{\eta_{ES}}{\eta_W}$ をそれぞれ計算し図示したものである。

(3) 考察

a) 年間船費（設備費と船員費）の比較

Fig. 4.7 からわかるように，1P：1B システム及びフロートバージシステムの年間船費はともに専用船の指数を上回り経費高であることを示すが，隻数の組合せが増大するにつれ，その指数は低くなり一定値に達する。しかし，1：3 の組合せでは専用船の 1.35 倍から 2 倍まで経費がかさむ。1：3，2：4 までの組合せではフロートバージシステムの船費は 1P：1B システムより安い。これは予備バージ分の船価が 1P：1B システムでは大きく影響するからである。DW 別比較では大型になるほど 1P：1B システム及びフロートバージシステムともに専用

船に対する船費指数が高くなる。船費の中に占める予備バージによる設備費の増大が大型船ほど強く作用し，一方船員費減少のメリットが大型船ほど減じるからである。

b) トン当り輸送コストの比較

(i) Fig. 4・10，Fig. 4・11からわかるように，組合せの隻数が1:3，2:4のとき，フロートバージシステムはトン当り輸送コストが1P:1Bシステムより低く，経済性においてまさっている。これも予備バージの設備費の影響がそのままトン当り輸送コストに受け継がれるからである。

(ii) 専用船の停泊率が高い場合ほど1P:1Bシステム及びフロートバージシステムは有利である。Fig. 4・8よりわかるように輸送距離が短いか，荷役日数が長いほど停泊率が急増するから，前節で述べた説明を裏付けるものである。停泊率が0.4以上の専用船との比較では，組合せ隻数が2:4以上ならば，ほとんどの場合，1P:1Bシステム及びフロートバージシステムはいわゆるお手玉方式の効果により専用船より輸送コストが低減される。

(iii) 小型船になるほど1P:1Bシステム及びフロートバージシステムはともに，専用船と比べてトン当り輸送コストが低減する度合いが強まる。これも船員費節減の効果が，小型船における場合の方が大型船の場合よりも有利に作用するからである。

4・2・3　まとめ

以上河川等において優れた実績を持つプッシャーバージを航洋システムとして拡大する場合の経済性を1P:1Bシステム

とフロードバージシステムに分けて検討したが，この結果を要約すると次のとおりである。

(1) トン当り輸送コストを在来の専用船と比較すると，プッシャーバージシステムによる輸送方式は

a) 荷役に日数がかかる

b) 港間距離が比較的短い

c) 年間輸送量が大きい

等の運航条件を満たす場合有効であると言える。

(2) 同等の積高を有する専用船と対比し，プッシャーバージのコスト低減は，大型のDWのものより小型の場合における方が甚しい。

(3) 使用隻数の組合せが1：3，2：4程度の小規模輸送の場合はフロートバージシステムの経済性は1P：1Bシステムより優れる傾向にある。

(4) 以上の利点の外にフロートバージシステムの特性として，河川を有する狭隘な浅水深の港湾を対象に，内陸需要地との一貫輸送に使用できるということがあげられる。

4・3 耐航性能に関する模型実験と理論計算

4・3・1 規則的縦波中における耐航性能

(1) 模型実験

a) 供試模型

供試模型は実船に換算して40,000t DW型のプッシャーバージの1/40縮尺でその要目をTable 4・4に，プッシャーとバージの連結方式及びプッシャーの形状をFig. 4・12に示す。

その連結方式はプッシャーの前半部船体がバージ船尾のリセスにはまり込む形式で，プッシャーとバージを一つの剛体となるように結合する固定連結方式と，プッシャー両舷に取付けた一対のヒンジで連結するヒンジ連結方式の２つを選定した。これらの両連結方式のプッシャーバージに対し，規則波中（向波及び追波）における船体運動と，連結部に作用する波浪荷重の計測及び理論計算を行い，両者の比較と連結方式による相違を調べた。Fig. 4・12 (a) はヒンジ連結方式でその回転軸がプッシャーの square station 6 にある。一方，Fig. 4・12 (b) は固定連結方式で，上記の連結ヒンジ（後方連結部）の外にプッシャー前端にヒンジ（前方連結部）を加え回転を拘束している。なお，ヒンジ連結方式と固定連結方式とではプッシャーとバージの位置関係，プッシャー重量及び重心位置，バージ船尾形状が若干相違している。（Table 4・4，Fig. 4・12 (a) (b)）

b) 計測項目及び計測法

(i) 波高

出会波高を抵抗線型波高計により計測した。

(ii) 船体運動（上下揺，縦揺及び前後揺）

ヒンジ連結においてはバージの重心位置，固定連結においてはプッシャーとバージを一体としたトレインの重心位置における運動を動揺計により計測した。また，ヒンジ連結方式におけるプッシャーの運動としては，バージに対する相対縦揺角を計測した。

(iii) 連結部波浪荷重（上下力及び前後力）

連結部の板ばねに取付けた抵抗線型歪計により計測した。すなわち，ヒンジ連結方式では Fig. 4・13 (a) の板ばね①，②によって上下力を，③，④により前後力を計測した。固定連結方式に対しては Fig. 4.13 (b) の板ばね①，②，⑤により上下力を，⑥によって前後力を求めた。

(iv) 上下方向加速度

バージの船首尾部に取付けた抵抗線歪ゲージ型加速度計により計測した。その位置を Fig. 4.12 (a)(b) に示す。

c) 実験状態

模型実験は，大阪大学船舶試験水槽において Table 4・4 (b) に示す状態に対し実施した。

(2) 理論計算法

実験結果との対応を調べるため，各連結方式に対する船体運動（上下揺，縦揺及び前後揺）と連結部波浪荷重（上下力及び前後力）を線形ストリップ理論により計算した。ただし，上下揺，縦揺，連結部上下力と前後揺，連結部前後力の連成は考えていない。

a) 上下揺，縦揺及び連結部上下力

ストリップ法によれば単一船体の上下揺，縦揺の運動方程式は

$$\left.\begin{aligned} a_z\ddot{Z}_G + b_z\dot{Z}_G + c_z Z_G + d_\theta\ddot{\theta} + e_\theta\dot{\theta} + g_\theta\theta &= F_z \\ A_\theta\ddot{\theta} + B_\theta\dot{\theta} + C_\theta\theta + D_z\ddot{Z}_G + E_z\dot{Z}_G + G_z Z_G &= M_\theta \end{aligned}\right\} \quad (4.10)$$

ただし，　Z_G, θ ：重心位置の上下揺及び縦揺

F_z, M_θ ：上下揺に対する波浪強制力及び縦揺に対する波浪強制モーメント

(4・10)式を解けば上下揺，縦揺が次の形で得られる。

$$\left.\begin{aligned} Z_G &= Z_c \cos\omega_e t - Z_s \sin\omega_e t = Z_a \cos(\omega_e t + \varepsilon_z) \\ \theta &= \theta_c \cos\omega_e t - \theta_s \sin\omega_e t = \theta_a \cos(\omega_e t + \varepsilon_\theta) \end{aligned}\right\} \quad (4.11)$$

ここに，Z_a, θ_a ： 上下揺及び縦揺振幅

ε_z, ε_θ ： 船体中央部における波隆起に対する上下揺及び縦揺の位相角

(i) ヒンジ連結方式 (Fig. 4・14 (a))

プッシャー及びバージの上下揺，縦揺と連結部上下力を求める連成方程式は(4・10)式に連結部での上下力 P_z が未知数として加わった形で与えられる。これに，連結部においてプッシャーとバージの上下変位が同一であるという条件を加え，次式を得る。

$$\left.\begin{aligned} & a_{zP}\ddot{Z}_{GP} + b_{zP}\dot{Z}_{GP} + c_{zP}Z_{GP} + d_{\theta P}\ddot{\theta}_P + e_{\theta P}\dot{\theta}_P + g_{\theta P}\theta_P = F_{zP} - P_z \\ & A_{\theta P}\ddot{\theta}_P + B_{\theta P}\dot{\theta}_P + C_{\theta P}\theta_P + D_{zP}\ddot{Z}_{GP} + E_{zP}\dot{Z}_{GP} + G_{zP}Z_{GP} = M_{\theta P} - l_P P_z \\ & a_{zB}\ddot{Z}_{GB} + b_{zB}\dot{Z}_{GB} + c_{zB}Z_{GB} + d_{\theta B}\ddot{\theta}_B + e_{\theta B}\dot{\theta}_B + g_{\theta B}\theta_B = F_{zB} + P_z \\ & A_{\theta B}\ddot{\theta}_B + B_{\theta B}\dot{\theta}_B + C_{\theta B}\theta_B + D_{zB}\ddot{Z}_{GB} + E_{zB}\dot{Z}_{GB} + G_{zB}Z_{GB} = M_{\theta B} + l_B P_z \\ & Z_{GP} + l_P\theta_P - Z_{GB} - l_B\theta_B \end{aligned}\right\} (4.12)$$

ただし，Z_{GP}, θ_P ： プッシャーの上下揺，縦揺

Z_{GB}, θ_B ： バージの上下揺，縦揺

F_{zP}, $M_{\theta P}$ ： プッシャーの上下揺に対する波浪強制力及び縦揺に対する波浪強制モーメント

F_{zB}, $M_{\theta B}$ ： バージの上下揺に対する波浪強制力及び縦揺に対する波浪強制モーメント

P_z ： 連結部における上下力でプッシャーに対

し下向きに働く方向を正とする。(Fig.4.15)

l_P, l_B ：プッシャー及びバージの重心から連結部までの距離で，いずれも連結部が各重心より前方にある場合を正とする。(Fig. 4・14(a))

また，添字のPはプッシャーの，Bはバージに関するものであることを示す。(4・12) 式を解くと，解は次式で与えられる。

$$\left.\begin{aligned}
Z_{GP} &= Z_{PC}\cos\omega_e t - Z_{PS}\sin\omega_e t = Z_{Pa}\cos(\omega_e t + \varepsilon_{ZP}) \\
\theta_P &= \theta_{PC}\cos\omega_e t - \theta_{PS}\sin\omega_e t = \theta_{Pa}\cos(\omega_e t + \varepsilon_{\theta P}) \\
Z_{GB} &= Z_{BC}\cos\omega_e t - Z_{BS}\sin\omega_e t = Z_{Ba}\cos(\omega_e t + \varepsilon_{ZB}) \\
\theta_B &= \theta_{BC}\cos\omega_e t - \theta_{BS}\sin\omega_e t = \theta_{Ba}\cos(\omega_e t + \varepsilon_{\theta B}) \\
P_Z &= P_{ZC}\cos\omega_e t - P_{ZS}\sin\omega_e t = P_{Za}\cos(\omega_e t + \varepsilon_{PZ})
\end{aligned}\right\} \quad (4.13)$$

ただし，Z_{Pa}, θ_{Pa} ：プッシャーの上下揺及び縦揺の振幅

Z_{Ba}, θ_{Ba} ：バージの上下揺及び縦揺の振幅

P_{Za} ：連結部上下力の振幅

$\varepsilon_{ZP}, \varepsilon_{\theta P}, \varepsilon_{ZB}, \varepsilon_{\theta B}, \varepsilon_{PZ}$ ：トレインの中央部における波隆起を基準にした位相角

また，プッシャーのバージに対する相対縦揺 θ_r は，

$$\begin{aligned}
\theta_r &= \theta_{rc}\cos\omega_e t - \theta_{rs}\sin\omega_e t = \theta_{ra}\cos(\omega_e t + \varepsilon_{\theta r}) \\
&= (\theta_{PC} - \theta_{BC})\cos\omega_e t - (\theta_{PS} - \theta_{BS})\sin\omega_e t \qquad (4.14)
\end{aligned}$$

ただし，θ_{ra} ： 相対縦揺の振幅

$\varepsilon_{\theta r}$ ： 位相角

(ii) 固定連結方式 (Fig. 4・14 (b))

この方式では Fig. 4・12 (b) 又は Fig. 4・14 (b) に示すように2箇所の連結部に働く上下力 P_{Zf}，P_{Za} を求める。(i)と同

様に連結部における上下変位がプッシャーとバージで同一となることと，相対縦揺角が0という条件により次の連立方程式を得る。

$$
\left.
\begin{aligned}
&a_{zP}\ddot{Z}_{GP}+b_{zP}\dot{Z}_{GP}+c_{zP}Z_{GP}+d_{\theta P}\ddot{\theta}_P+e_{\theta P}\dot{\theta}_P+g_{\theta P}\theta_P=F_{zP}-P_{zf}-P_{za}\\
&A_{\theta P}\ddot{\theta}_P+B_{\theta P}\dot{\theta}_P+C_{\theta P}\theta_P+D_{zP}\ddot{Z}_{GP}+E_{zP}\dot{Z}_{GP}+G_{zP}Z_{GP}=M_{\theta P}-l_{fP}P_{zf}\\
&\qquad\qquad -l_{aP}P_{za}\\
&a_{z\theta}\ddot{Z}_{GB}+b_{zB}\dot{Z}_{GB}+c_{zB}Z_{GB}+d_{\theta B}\ddot{\theta}_B+c_{\theta B}\dot{\theta}+g_{\theta B}\theta_B=F_{zB}+P_{zf}+P_{za}\\
&A_{\theta B}\ddot{\theta}_B+B_{\theta B}\dot{\theta}_B+C_{\theta B}\theta_B+D_{zB}\ddot{Z}_{GB}+E_{zB}\dot{Z}_{GB}+G_{zB}Z_{GB}=M_{\theta B}+l_{fB}P_{zf}\\
&\qquad\qquad +l_{aB}P_{za}\\
&Z_{GP}+l_{fP}\theta_P-Z_{GB}-l_{fB}\theta_B=0\\
&\theta_P-\theta_B=0
\end{aligned}
\right\}\quad(4.15)
$$

ただし，P_{zf}, P_{za} ：前方及び後方連結部に働く上下力で，プッシャーに対し下向きに作用する方向を正とする。

l_{fP}, l_{fB} ：プッシャー及びバージの重心から前方連結部までの距離で連結部より前方にある場合を正とする。(Fig. 4.14(b))

l_{aP}, l_{aB} ：プッシャー及びバージの重心から後方連結部までの距離

(4.15)式を解けば，解は次式で与えられる。

$$
\left.
\begin{aligned}
Z_{GP}&=Z_{PC}\cos\omega_e t-Z_{PS}\sin\omega_e t=Z_{Pa}\cos(\omega_e t+\varepsilon_{zP})\\
\theta_P&=\theta_{PC}\cos\omega_e t-\theta_{PS}\sin\omega_e t=\theta_{Pa}\cos(\omega_e t+\varepsilon_{\theta P})\\
Z_{GB}&=Z_{BC}\cos\omega_e t-Z_{BS}\sin\omega_e t=Z_{Ba}\cos(\omega_e t+\varepsilon_{zB})\\
\theta_B&=\theta_{BC}\cos\omega_e t-\theta_{BS}\sin\omega_e t=\theta_{Ba}\cos(\omega_e t+\varepsilon_{\theta B})
\end{aligned}
\right\}\quad(4.16)
$$

$$\left.\begin{aligned} P_{zf} &= P_{zfc}\cos\omega_e t - P_{zfs}\sin\omega_e t = P_{zfa}\cos(\omega_e t + \varepsilon_{Pzf}) \\ P_{za} &= P_{zac}\cos\omega_e t - P_{zas}\sin\omega_e t = P_{zaa}\cos(\omega_e t + \varepsilon_{Pza}) \end{aligned}\right\}$$

ただし，P_{zfa}, P_{zaa} ： 前方及び後方連結部に働く上下力

$\varepsilon_{Pzf}, \varepsilon_{Pza}$： 前方及び後方連結部に働く上下力の位相角で，トレインの中央部における波隆起を基準としている。

固定連結方式に対する模型実験ではトレインの重心位置における船体運動を計測しており，その点における上下揺は次式で与えられる。

$$\begin{aligned} z_T &= z_{Tc}\cos\omega_e t - z_{Ts}\sin\omega_e t = z_{Ta}\cos(\omega_e t + \varepsilon_{zT}) \\ &= (z_{BC} - x_{BT}\theta_{BC})\cos\omega_e t - (z_{BS} - x_{BT}\theta_{BS})\sin\omega_e t \end{aligned} \quad (4.17)$$

ここに，x_{BT} ： トレインとバージの重心間距離（バージの重心がトレインに対して前方にあるときを正とする）

トレインの縦揺はプッシャー又はバージのものと同一であるから，

$$\theta_T = \theta_P = \theta_B = \theta_{Ta}\cos(\omega_e t + \varepsilon_{\theta T}) \quad (4.18)$$

b) 前後揺及び連結部前後力

流体力として，Froude-Kriloff の仮定による強制力のみを考えると，前後揺の運動方程式は単一船の場合次式で求められる。

$$\frac{W}{g}\ddot{x}_G = F_x \quad (4.19)$$

ただし，W ： 船体重量

x_G ： 前後揺の変位

F_x ： 前後揺に対する波浪強制力で Froude

－Kriloff 力に基づく圧力の前後方向成分を船体表面にわたって積分することにより求められる。

トレインの前後揺及び連結部に働く前後力は連結方式に関係なく次式となる。

$$\left.\begin{aligned}\frac{W_P}{g}\ddot{x}_G &= F_{xP} - P_x \\ \frac{W_B}{g}\ddot{x}_B &= F_{xB} + P_x\end{aligned}\right\} \qquad (4.20)$$

ただし，　P_x ：連結部に働く前後力で，Fig. 4・15 に示すように，プッシャーに対し力が後向きに働く方向を正とする。

(4.20) 式に対する解は次の形で得られる。

$$\left.\begin{aligned}x_G &= x_c \cos\omega_e t - x_s \sin\omega_e t = x_a(\omega_e t + \varepsilon_x) \\ P_x &= P_{xc}\cos\omega_e t - P_{xs}\sin\omega_e t = P_{xa}\cos(\omega_e t + \varepsilon_{Px})\end{aligned}\right\} \qquad (4.21)$$

ただし，　x_a, P_{xa} ：前後揺及び連結部に働く前後力の振幅

$\varepsilon_x, \varepsilon_{Px}$ ：前後揺及び連結部に働く前後力の波に対する位相角

C) 計算プログラムについて

上記計算式に基づく計算プログラムは，既存の単一船に対するプログラムを改造することにより作成した。ただし，トレインに対する運動方程式 (4.12) 式又は (4.15) 式では，各船体の中央部を基準に求めた強制力に対し位相修正したものを用いている。たとえば，バージの船体中央部がトレインの中央部に

対し $l_{\infty BT}$ だけ前方に位置する場合，バージを単一船として求めた波浪強制力に対し $k\,l_{\infty BT}$ だけその位相が進んだものを(4.12)式又は(4.15)式の波浪強制力とする。

ただし，$k = 2\pi/\lambda$，波数

プッシャーについても同じく位相修正を行うが，$l_{\infty PT}$ は負であるので，プッシャーを単一船として求めた波浪強制力に対し $k\,l_{\infty PT}$ だけ位相遅れのものを用いる。

(3) 実験及び計算結果

実験及び計算結果は下記のごとく無次元化し，$\sqrt{L/\lambda}$ を横軸にとり Fig. 4.16 ～ Fig. 4.33 に図示した。

すなわち，

上下揺	: Z_{Ba}/ζ_a, Z_{Ta}/ζ_a
縦揺	: θ_{Ba}/ζ_a, θ_{Ta}/ζ_a
相対縦揺	: θ_{ra}/ζ_a
前後揺	: x_a/ζ_a
加速度	: $\ddot{Z}_{fa}/g\zeta_a/L$, $\ddot{Z}_{aa}/g\zeta_a/L$
連結部上下力	: $P_{zfa}/\rho gLB\zeta_a$, $P_{zaa}/\rho gLB\zeta_a$
連結部前後力	: $P_{xa}/\rho gLB\zeta_a$

ここに，

ζ_a	: 波振幅
$k\zeta_a$	: 最大波傾斜，$k = 2\pi/\lambda$
λ	: 波長
L	: トレインの長さ
B	: トレインの幅

図中，Fig. 4.16 ～ Fig. 4.25 はヒンジ連結方式，Fig. 4.26 ～ Fig. 4.33 は固定連結方式に対するものである。

(4) 結果の考察

a) ヒンジ連結方式

(i) バージ上下揺，縦揺及び相対縦揺（Fig. 4.16 ～ Fig. 4.18）

バージの上下揺及び縦揺に関する計算と実験結果を比較すると，全体的にはかなり似た傾向を持つが，普通形状の単一船型に対してみられるほどの良い一致を与えていない。しかし，バージの L/B が5以下であることを考慮すると細長体を仮定したストリップ法による計算にしては，一応有用な結果を与えている。実験結果については，追波状態における実験点にかなりのばらつきがみられる。

プッシャーの相対縦揺は，$F_n = 0$，向波状態においては計算と実験結果はかなり良い一致を与える。一方，$F_n = 0.15$ のときは，波長の短い領域で実験的の方が相当低い値を示している。これは波がバージを通過中に減衰するためであると思われる。また，追波状態ではバージの上下揺及び縦揺と同様に，実験点にばらつきがある。

(ii) 連結部に働く上下力（Fig. 4.19）

上下力もプッシャーの相対縦揺と同じ傾向を持っている。すなわち，計算と実験結果の対応は，向波状態で船速0においては良好な一致を示し，船速を有するときは短波長領域において実験結果は小さな値を与える。また，追波状態では実験点のばらつきが大きい。

(iii) 上下方向加速度（Fig. 4.20，Fig. 4.21）

バージの船首尾部における上下加速度は，バージの上下揺や縦揺同様ほぼ良い一致を与えている．

(iv) 前後揺及び連結部に働く前後力（Fig. 4.22, Fig. 4.23）

前後揺については，その計算式が大胆な仮定のもとに導かれたにもかかわらず実験値とかなり良い一致を与えている。しかし，連結部に働く前後力は $\sqrt{L/\lambda}=0.8\sim1.2$ の領域で計算結果は実験値に比べかなり高い値を示している。また，前後力の計測記録をみるとこの範囲においては，高周波成分が混入し，正弦波形とはかなり異なった複雑な形状を呈している。これは，バージによって乱された波がプッシャーに作用すること等に原因があるのではないかと推測される。

(V) 連結部の前後位置が相対縦揺及び上下力に及ぼす影響（Fig. 4.24, Fig. 4.25）

Fig. 4.18 に見られるごとく，プッシャーのバージに対する相対縦揺がかなり大きいので，連結部位置を変えて計算のみを行った。すなわち，連結部がプッシャーの square station 6の位置にある場合と，前方 square station 9 の位置に移した場合とについて，相対縦揺及び上下力の計算結果を比較した。相対縦揺は波長の短い領域で連結部位置をプッシャーの前方へ寄せた方が少し小さくなっているが余り大きな相違はない。一方，上下力については連結位置が square station 9の場合の方が square station 6の場合に比べかなり小さな値を与えている。

b) 固定連結方式

(i) トレインの上下揺及び縦揺（Fig. 4.26, Fig. 4.27）

プッシャーとバージを一体としたトレインの重心位置における上下揺の計算値はヒンジ連結の場合より実験結果と良く合っている。縦揺に関しても $F_n = 0.15$，向波状態の $\sqrt{L/\lambda} = 0.6 \sim 0.8$ において，実験値が大きくなっていることを除けばほぼよい一致が得られている。

(ii) 連結部に働く上下力（Fig. 4.28, Fig. 4.29）

この方式では，前方ヒンジ部に働く上下力と後方ヒンジ部に働く上下力のそれぞれに対し，計算結果を実験値と比較した。前方ヒンジ部に働く上下力は，後方ヒンジに比べて値も小さく，計算と実験との対応に関してはヒンジ連結方式の場合と同様のことが言える。すなわち，$F_n = 0$，向波状態においては良好な一致を示し，$F_n = 0.15$ のときは短波長領域において実験結果は小さな値を与える。しかるに後方ヒンジ部に働く上下力は，追波状態を除いて，計算結果は実験値と異なった傾向を示している。特に，$F_n = 0$，追波状態の $\sqrt{L/\lambda} = 0.7 \sim 1.0$ において実験値は計算結果よりかなり大きい。ヒンジ連結方式においてはこのような差異がなかったことを考えると，プッシャー船底とバージ船尾部の間隙における水の動きが原因しているものと思われる。

(iii) 上下方向加速度（Fig. 4.30, Fig. 4.31）

ヒンジ連結方式の場合と同じく，ほぼ良い一致がみられる。

(iv) 前後揺及び連結部に働く前後力（Fig. 4.32, Fig. 4.33）

前後揺はヒンジ連結方式の場合と同様，計算及び実験結果は

良く合っている。しかし，前後力については定性的，定量的差異がみられる。特に，$\sqrt{L/\lambda}=0.8\sim1.2$ において，実験値は計算結果に対して2倍近くの値を与えている。

4・3・2　斜め規則波中における耐航性能

(1) 模型実験

a) 供試模型

実験に使用した船型は実船に換算して 9,000tDW型のプッシャーバージで，その連結方式はプッシャーの船首部分がバージ船尾のリセスにはまり込み，両者が強固に一体となって連結される固定連結方式である。

供試模型は想定実船の 1/29.17 で，プッシャーとバージを連結したトレインの Lpp が約 4m の木製模型である。その主要目を Table 4.5 に，プッシャーとバージの形状及び連結状態を Fig. 4.34 に示す。

船型は平水中抵抗性能の優れている貨物船船型を基にし，船尾部分をプッシャーに適するように手を加え，その船型から独立のプッシャーを切り出したもので，プッシャーとバージを合わせると喫水線下は不連続部がなく完全にフェアにつながっており，水槽試験で平水中推進性能の優れていることが確認された。なお，模型プロペラは，直径 12cm，ピッチ比 0.8 の MAU-5 型のプロペラを使用した。

b) 計測項目及び計測法

上記プッシャーバージの模型船について斜め規則波中における船体運動，加速度及び連結部波浪荷重を水槽実験により調べ

た。計測項目及び計測法は次のとおりである。

(i) 波高　容量式定置波高計により計測した。

(ii) 船体運動　前後揺，上下揺及び左右揺は，バージの重心位置に取付けたポテンショメーター型動揺計により計測し，縦揺と横揺はバーティカルジャイロ，船首揺は方位ジャイロにより計測した。

(iii) 上下方向及び左右方向加速度　バージの船尾に取付けた歪ゲージ型加速度計により計測した。

(iv) 連結部波浪荷重計測装置　想定実船の連結方式はプッシャーの中央両舷及び船首端の3箇所の連結機で固定されるが，ここで用いた連結機構は波浪荷重計測装置を兼ね，Fig. 4.35 に示すごとく4本のパイプを組合せたもので，それぞれのパイプに貼付けた歪ゲージにより6成分の力及びモーメントを計測した。すなわち，計測装置に働く3軸方向の力はパイプの曲げ歪，3軸まわりのモーメントはその捩り歪を検出することにより求めた。それらの較正曲線と干渉度を調べるため，その連結点に既知の力及びモーメントを加え，それぞれの出力を求めた。結果は Fig. 4.36 に示すとおりで，図の縦軸は波浪中実験で計測されたそれぞれの力及びモーメントの最大値（片振幅）に対する割合で示されている。直線性は非常に良好であり，干渉度についても，Fig. 4.35 に示す N_z のモーメントを加えたとき，N_x，P_y 及び P_z に約5%程度の干渉が現れる外は小さい。

c) 実験状態及び実験方法

模型実験は，東京大学船舶航海性能試験水槽[26]において，下記のように船速，波長及び船と波との出会角を変化させて行った。

船速　：　$F_n = 0,\ 0.15$（平水中）

波長　：　$\sqrt{L/\lambda} = 0.6 \sim 1.5$

出会角　：　$\chi = 0°$（追波），$60°, 90°, 120°, 180°$（正面向波）

波高　：　$2\zeta_a = 4^{cm}$（$2\zeta_a/L \fallingdotseq 1/100$）

模型船はモータで自航させ，指定の針路を保つように操舵を行い，XY型曳引車で追跡した。ここで，実験法として，モータ制御電圧を平水中自航点（$F_{n0} = 0.15$）に対応する一定値に保ったまま航走させる方法をとったため，波浪中で波長及び出会角に応じ，Fig. 4・37 に示すような船速低下がみられた。ただし，波高を $L/100$ と比較的低くしたので，正面向波では $F_n \fallingdotseq 0.1$ 程度に低下しているが，その他の出会角では，$\sqrt{L/\lambda} = 0.7$，$\chi = 60°$ の場合を除いて船速低下の割合は小さいと言える。

(3) 理論計算法

固定連結方式の場合，プッシャーとバージの連結部に働く波浪荷重を求めるのに，連結船を一体と考え，その連結位置における縦剪断力，横剪断力及び捩りモーメントをストリップ法により計算することができる。しかし，この計算法では重量分布曲線が必要で，模型船に対し精度良く推定を行うことは難しい。ここでは，連結部に働く波浪荷重を未知数とし，これをプッシ

ャー，バージそれぞれの運動方程式の外力項に入れ，更に連結部における拘束条件式を用いて，プッシャー，バージそれぞれの船体運動及び連結部波浪荷重を求める計算式を導いた。この方法では，重量分布曲線は必要なく，プッシャー，バージそれぞれの環動半径，重心と連結位置との距離などが計算入力として必要であるが，これらはかなり正確に知ることができる。また，船体運動は船体中心線面に対して対称な運動である縦運動と反対称な運動である横運動とに分けて別々に取扱い，それぞれの運動に基づく連結部波浪荷重も縦運動によるものと横運動によるものとに分けて考える。

a) 座標系

Fig. 4.38 に示すように，空間固定座標系 $O-X_1Y_1Z_1$ 及びバージ，プッシャーに対する船体固定の座標系 $O-x_By_BZ_B$，$O'-x_Py_PZ_P$ を定める。波は X_1 の負の方向から正の方向に進み，船はその波の進行方向に対して χ の角度に速度 V で斜行するものとする。

b) 単一船体の運動方程式

斜め波中における船体の6つのモードの動揺の中，前後揺は他のモードの運動と連成することが少ないとして独立に取扱い，縦運動として上下揺と縦揺の連成運動方程式，横運動として左右揺，船首揺及び横揺の連成運動方程式を示すと次のように表わされる。[27]

前後揺　$A_{xx}\ddot{x} = F_x$　(4.22)

上下揺　$A_{zz}\ddot{Z} + B_{zz}\dot{Z} + C_{zz}Z + A_{\theta z}\ddot{\theta}$ ⎫

$$
\left.\begin{array}{ll}
 & +B_{\theta z}\dot{\theta}+C_{\theta z}\theta=F_z \\
\text{縦揺} & A_{\theta\theta}\ddot{\theta}+B_{\theta\theta}\dot{\theta}+C_{\theta\theta}\theta+A_{z\theta}\ddot{Z} \\
 & +B_{z\theta}\dot{Z}+C_{z\theta}Z=M_\theta
\end{array}\right\}\quad(4.23)
$$

$$
\left.\begin{array}{ll}
\text{左右揺} & A_{yy}\ddot{y}+B_{yy}\dot{y}+C_{yy}y+A_{\psi y}\ddot{\psi}+B_{\psi y}\dot{\psi} \\
 & +C_{\psi y}\psi+A_{\varphi y}\ddot{\varphi}+B_{\varphi y}\dot{\varphi}+C_{\varphi y}\varphi=F_y \\
\text{船首揺} & A_{\psi\psi}\ddot{\psi}+B_{\psi\psi}\dot{\psi}+C_{\psi\psi}\psi+A_{\varphi\psi}\ddot{\varphi}+B_{\varphi\psi}\dot{\varphi} \\
 & +C_{\varphi\psi}\varphi+A_{y\psi}\ddot{y}+B_{y\psi}\dot{y}+C_{y\psi}y=M_\psi \\
\text{横揺} & A_{\varphi\varphi}\ddot{\varphi}+B_{\varphi\varphi}\dot{\varphi}+C_{\varphi\varphi}\varphi+A_{y\varphi}\ddot{y}+B_{y\varphi}\dot{y} \\
 & +C_{y\varphi}y+A_{\psi\varphi}\ddot{\psi}+B_{\psi\varphi}\dot{\psi}+C_{\psi\varphi}\psi=M_\varphi
\end{array}\right\}\quad(4.24)
$$

これら運動方程式の左辺の諸係数及び右辺の波浪強制力は線型ストリップ理論に基づいて計算され[27]，これらの運動方程式を解けば，各モードの船体運動の振幅及び位相が求められる。

C) 連結船体の運動及び連結部波浪荷重

プッシャーバージの連結船体（トレイン）の運動及び連結部に働く波浪荷重を求める方程式は，プッシャーとバージそれぞれの船体に対して上記（4.22),(4.23),(4.24）式を適用し，これに固定連結されるという拘束条件式を加えることにより求められる。以下の記号で添字のPはプッシャー，Bはバージに関するものであることを示す。

(i) 縦運動

$$
\left.\begin{array}{l}
A_{xxP}\ddot{x}=F_{xP}-P_x \\
A_{zzP}\ddot{Z}_P+B_{zzP}\dot{Z}_P+C_{zzP}Z_P+A_{\theta zP}\ddot{\theta}_P+B_{\theta zP}\dot{\theta}+C_{\theta zP}\theta_P \\
\qquad\qquad\qquad\qquad\qquad\qquad\qquad\qquad =F_{zP}-P_z \\
A_{\theta\theta P}\ddot{\theta}_P+B_{\theta\theta P}\dot{\theta}_P+C_{\theta\theta P}\theta_P+A_{z\theta P}\ddot{Z}_P+B_{z\theta P}\dot{Z}_P+C_{z\theta P}Z_P
\end{array}\right|
$$

$$
\left.
\begin{aligned}
&\qquad\qquad\qquad\qquad\qquad\qquad = M_{\theta P} + (l_{Pz} - l)P_x + N_y \\
&A_{xxB}\ddot{x}_B = F_{xB} + P_x \\
&A_{zzB}\ddot{z}_B + B_{zzB}\dot{z}_B + C_{zzB}z_B + A_{\theta zB}\ddot{\theta}_B + B_{\theta zB}\dot{\theta}_B + C_{\theta zB}\theta_B \\
&\qquad\qquad\qquad\qquad\qquad\qquad = F_{zB} + P_z \\
&A_{\theta\theta B}\ddot{\theta}_B + B_{\theta\theta}\dot{\theta}_B + C_{\theta\theta B}\theta_B + A_{z\theta B}\ddot{z}_B + B_{z\theta B}\dot{z}_B + C_{z\theta B}z_B \\
&\qquad = M_{\theta B} - (l_{Bz} - l)P_x + (l_{Px} + l_{Bx})P_z - N_y \\
&x_P = x_B \\
&\theta_P = \theta_B \\
&z_P - l_{Px}\theta_P = z_B + l_{Bx}\theta_B
\end{aligned}
\right\} (4.25)
$$

(ii) 横運動

$$
\left.
\begin{aligned}
&A_{yyP}\ddot{y}_P + B_{yyP}\dot{y}_P + C_{yyP}y_P + A_{\psi yP}\ddot{\psi}_P + B_{\psi yP}\dot{\psi} + C_{\psi yP}\psi_P \\
&\quad + A_{\varphi yP}\ddot{\varphi}_P + B_{\varphi yP}\dot{\varphi}_P + C_{\varphi yP}\varphi_P = F_{yP} - P_y \\
&A_{\psi\psi P}\ddot{\psi}_P + B_{\psi\psi P}\dot{\psi}_P + C_{\psi\psi P}\psi_P + A_{\varphi\psi P}\ddot{\varphi}_P + B_{\varphi\psi P}\dot{\varphi}_P + C_{\varphi\psi P}\varphi_P \\
&\quad + A_{y\psi P}\ddot{y}_P + B_{y\psi P}\dot{y}_P + C_{y\psi P}y_P = M_{\psi P} - l_{Px}P_y - N_z \\
&A_{\varphi\varphi P}\ddot{\varphi}_P + B_{\varphi\varphi P}\dot{\varphi}_P + C_{\varphi\varphi P}\varphi_P + A_{y\varphi P}\ddot{y}_P + B_{y\varphi P}\dot{y}_P + C_{y\varphi P}y_P \\
&\quad + A_{\psi\varphi P}\ddot{\psi} + B_{\psi\varphi P}\dot{\psi} + C_{\psi\varphi P}\psi = M_{\varphi P} - (l_{Pz} - l)P_y + N_x \\
&A_{yyB}\ddot{y}_B + B_{yyB}\dot{y}_B + C_{yyB}y_B + A_{\psi yB}\ddot{\psi}_B + B_{\psi yB}\dot{\psi}_B + C_{\psi yB}\psi_B \\
&\quad + A_{\varphi yB}\ddot{\varphi}_B + B_{\varphi yB}\dot{\varphi}_B + C_{\varphi yB}\varphi_B = F_{yB} + P_y \\
&A_{\psi\varphi B}\ddot{\psi}_B + B_{\psi\varphi B}\dot{\psi} + C_{\psi\varphi B}\psi_B + A_{\varphi\psi B}\ddot{\varphi}_B + B_{\varphi\psi B}\dot{\varphi}_B + C_{\varphi\psi B}\varphi_B \\
&\quad + A_{y\psi B}\ddot{y}_B + B_{y\psi B}\dot{y}_B + C_{y\psi B}y_B = M_{\psi B} - l_{Bx}P_y + N_z \\
&A_{\varphi\varphi B}\ddot{\varphi}_B + B_{\varphi\varphi B}\dot{\varphi}_B + C_{\varphi\varphi B}\varphi_B + A_{y\varphi B}\ddot{y}_B + B_{y\varphi B}\dot{y}_B + C_{y\varphi B}y_B \\
&\quad + A_{\psi\varphi B}\ddot{\psi}_B + B_{\psi\varphi B}\dot{\psi}_B + C_{\psi\varphi B}\psi_B = M_{\varphi B} + (l_{Bz} - l)P_y - N_x
\end{aligned}
\right\} (4.26)
$$

$$\left.\begin{aligned}\psi_P &= \psi_B\\ \varphi_P &= \varphi_B\\ y_P + l_{Px}\psi_P &= y_B - l_{bx}\psi_B\end{aligned}\right\}$$

ただし，　$P_x, P_y, P_z, N_x, N_y, N_z$ ：　Fig. 4.35 に示す連結部荷重計測装置に働く力及びモーメントで，それぞれの正の方向は図示のとおりである。

$l_{Pz}, l_{Bz}, l_{Px}, l_{Bx}, l$　：　Fig. 4.38 に示すような距離である。

(4.25),(4.26) 式の左辺の諸係数及び右辺の波浪強制力は単一船体の場合と同様に，プッシャー及びバージそれぞれに対し線形ストリップ理論により計算される。従ってこれら2組の連成運動方程式を解けば，プッシャー及びバージの重心の運動ならびに連結部に働く波浪荷重がすべて求められる。ただし，左辺の係数中横揺の付加質量 $A_{\varphi\varphi}$ 及び減衰係数 $B_{\varphi\varphi}$ のみは自由横揺試験より得られた固有周期 T_φ と横揺減衰率 κ を用いて求めた。すなわち，

$$A_{\varphi\varphi} = W\overline{GM}\,(T_\varphi/2\pi)^2,$$

$$B_{\varphi\varphi} = \kappa\, A_{\varphi\varphi}(2\pi/T_\varphi)$$

このため，プッシャー，バージそれそれ単独及び連結状態について航走時自由横揺試験を大阪大学船舶試験水槽で実施し，その結果を Fig. 4.39 に示す。ただし，プッシャー単独は模型が小さく，航走中の実験が困難なため，船速零の場合のみ行い，

この値を航走時の場合にも使用した。

d) 加速度

バージの任意断面位置 x における上下方向加速度 $\ddot{z}$ 及び左右方向加速度 $\ddot{Y}$ は，船体運動が求まるとそれぞれ次式で求められる。

$$\ddot{z} = \ddot{z}_B + (x - x_G)\ddot{\theta}_B \qquad (4.27)$$

$$\ddot{Y} = \ddot{y}_B + (x - x_G)\ddot{\psi} - h\ddot{\varphi}_B - g\varphi_B \qquad (4.28)$$

ここで，　x_G ：　バージの重心位置の x 座標

h ：　バージの重心より加速度計までの鉛直距離で，重心より下方にあるときを正とする。

(4) 実験及び計算結果

実験及び計算結果は，それぞれ下記のごとく無次元化して，波長 $\sqrt{L/\lambda}$，出会角 χ との関係を調べた。

前後揺：x_{Ba}/ζ_a，上下揺：z_{Ba}/ζ_a，縦揺：$\theta_{Ba}/k\zeta_a$

左右揺：y_{Ba}/ζ_a，船首揺：$\psi_{Ba}/k\zeta_a$，横揺：$\varphi_{Ba}/k\zeta_a$

上下加速度：$\ddot{z}/(g\zeta_a/L)$，左右加速度：$\ddot{Y}/(g\zeta_a/L)$

連結部に働く力：$P_{xa}/\rho gLB\zeta_a$，$P_{ya}/\rho gLB\zeta_a$，$P_{za}/\rho gLB\zeta_a$

連結部に働くモーメント：$N_{xa}/\rho gL^2B\zeta_a$，$N_{ya}/\rho gL^2B\zeta_a$，$N_{za}/\rho gL^2B\zeta_a$

ここに，　ζ_a：波振幅，k：波数$=2\pi/\lambda$，λ：波長，

L：トレインの長さ，B：トレインの幅

実験は前述のごとく，$F_n=0$ の場合と航走時とについて行ったが，ここでは航走時の結果のみを示す。波浪中航走時の実験では，推進用モータの電圧を一定にして行い，船速が波長及

び出会角により変化しているため，計算もそれぞれの船速を用いて実施し，実験値と比較した。

Fig. 4.40 ～ Fig. 4.42 はそれぞれバージの船体運動，連結部波浪荷重及びバージの船尾における加速度の振幅の応答関数を出会角をパラメターとして示し，Fig. 4.43 ～ Fig. 4.45 は各応答の出会角に対する変化を $\sqrt{L/\lambda}$ をパラメターとして示したものである。また，Fig. 4.46 は連結船を一体と考え，その連結位置に働く縦剪断力，横剪断力及び捩りモーメントを計算し，上記計算法による連結部荷重の中の P_z，P_y，N_x と比較したものである。

Fig. 4.47 は，連結部に働く上下力 P_z を基準にとり，その他の方向の力 P_x，P_y 及びモーメント N_x, N_y, N_z の P_z に対する位相差 ε_{Px}，ε_{Py}，ε_{Nx}，ε_{Ny}，ε_{Nz} の $\sqrt{L/\lambda}$ による変化を示している。

(5) 結果の考察

a) 船体運動（Fig. 4.40, Fig. 4.43）

(i) 縦運動

前後揺の計算値は実験値と極めてよく一致しており，流体力として Froude－Kriloff の仮定による強制力のみを考慮した計算が斜め波中においても有用であることがわかる。上下揺，縦揺に関しては，$\chi = 90°$ の場合上下揺の計算値が実験値より小さい外は，全体として計算値と実験値との一致はよい。

(ii) 横運動

$\chi = 90°$ の場合左右揺の計算値が実験値より大きいが，そ

れを除いては左右揺，船首揺とも計算値は実験値とかなりよく一致している。

横揺の計算値は斜め追波の長波長の場合に極めて大きな値を示すが，実験ではこのような場合の測定は困難であった。また，この模型では横メタセンター高さ $\overline{GM}$ が小さく，横揺固有周期が非常に長いため，今回の実験の波長範囲では同調点が現れず，横揺振幅は小さくなっている。従って計算値と実験値との詳細な比較は横揺に関しては難しいが，かなりよく一致していると言える。

b) 連結部波浪荷重（Fig. 4.41, Fig. 4.44）

(i) 縦運動による荷重

連結部に働く前後力 P_x は，前後揺振幅が計算値と実験値とでよい一致を示すにもかかわらず，あまりよい一致を示していない。この原因としては，プッシャーとバージとの連結部間隙における水の動きが影響しているものと考えられる。

上下力 P_z は，横波に近い場合は短波長領域で大きく，追波及び向波に近い場合は船長に等しい波長付近で最大となる。計算値と実験値の一致は大体よいが，横波から向波にかけての短波長領域で実験値の方が低い。

モーメント N_y は，上下揺，縦揺の運動振幅の小さい短波長領域でかえって大きな値をとる。これはトレインに対しては短い波長であっても，プッシャーにとっては動揺の大きくなる長波長に相当するためである。計算値と実験値は上下力と同程度の一致を示しているが，向波中の特に短波長の場合に実験値がか

なり低い。これは上下力の場合にも言えることであるが，到来波がバージを通過し，プッシャーとの連結部付近では波高がかなり減少しているためと思われる。

以上より縦運動による荷重は，大体は向波あるいは追波の状態で短波長の場合に大きくなる傾向であるが，上下力のように向波では $\lambda/L = 1.0$ 付近で最大となり，短波長ではむしろ横波で大きくなるものもある。計算値と実験値との一致は一部よくないところもあるが，全体としては満足すべきものと思われる。

(ii) 横運動による荷重

連結部に働く左右力 P_y は，斜め波及び斜め追波の短波長域で大きな値となる。前後力 P_x，上下力 P_z の最大値と比較すると，P_x の約 1.6 倍，P_z の約 0.7 倍である。計算値は実験値とよく一致している。

モーメント N_z の波長及び出会角による変化の傾向は左右力と極めて似ており，$\chi = 60°$ と $120°$ の短波長域で大きな値となり，モーメント N_y の最大値の約 1.4 倍である。計算値と実験値は左右力と同様よい一致を示しているが，$\chi = 90°, 120°$ の場合実験値が若干大きい。

モーメント N_x も P_y，N_z と非常によく似た傾向を示し，計算値と実験値の一致もかなりよいが，N_z と同様に横波から向波にかけての短波長域で実験値が高目である。

以上より横運動による荷重は，斜め向波及び斜め追波の短波長の場合に最大となり，その大きさは縦運動による荷重の最大

値と同程度むしろそれ以上であることがわかる。また，計算値と実験値との比較では縦運動による荷重の場合よりもよい一致を示すことが判明した。

(iii) 単一船体としての計算値との比較

4.3.2 (3) C) の計算法による場合とプッシャーバージを単一船体と考えて求めた場合とを比較すると，船体運動に関しては両者ほとんど差がなく，連結部荷重についてはFig. 4.46 に示すように，単一船体と考えた場合の方が実験値との一致の程度は悪い。

(iV) 位相差

上下力を基準にとつて求めた他の力及びモーメントの位相差に関しても，Fig. 4.47 に示すごとく，計算値と実験値との一致の程度は，$\chi = 90°, 120°$ の ε_{Ny} を除いて大体良好である。

(V) 実船の連結機に働く荷重

模型実験ではプッシャーとバージの連結機構として，Fig.4.35 に示すような荷重計測装置を用い，この装置に働く力及びモーメントを計測し，それぞれ計算値と比較した。しかしながら実船ではプッシャーの中央両舷及び船首端の3箇所の連結機でバージに固定する方式を想定しているので，この連結機に働く荷重を計算する必要があるが，これらは連結機の位置関係と，計測された各力及びモーメントとそれぞれの位相差を用いて計算することができる。

計算の結果，荷重の最大値はプッシャーの中央両舷の連結機にかかる上下剪断力で，斜め追波の場合，次いで斜め向波の場

合の前後剪断力，左右剪断力の順で，いずれも $\sqrt{L/\lambda} > 1.4$ の非常に短い波長の場合に起こる。

C) バージの船尾における加速度（Fig. 4.42, Fig. 4.45）

上下加速度については，計算値と実験値の一致は全体的によいが，斜め向波及び向波状態で応答のピーク付近の実験値が低目になる傾向である。

左右加速度の実験値と計算値も定性的にはよく一致しているが，全般的に実験値の方が低目となっている。

4.3.3 結言

以上 4.3.1 ではヒンジ連結及び固定連結方式の航洋プッシャーバージの模型船により向波及び追波状態の規則波中における実験を実施し，4.3.2 では固定連結方式の航洋プッシャーバージの模型船により，斜め規則波中における船体運動，加速度及び連結部に働く波浪荷重の計測を行い，同時に連結船体の運動及び連結部荷重を求める計算式を導き，計算結果と実験結果とを比較した。それらの結果を要約すると次のとおりである。

(1) 規則波中におけるプッシャーバージの船体運動，加速度及び連結部波浪荷重の実験値は，ストリップ理論を用いて導いた計算式による値とかなりよく一致しており，計算法の実用性が確かめられた。

(2) 6分力の連結荷重計測装置により計測された波浪荷重の内，3軸方向の力の最大値は上下力，左右力，前後力の順であり，3軸まわりのモーメントの最大値は N_y, N_z, N_x の順である。

(3) 左右揺，船首揺，横揺の横運動による連結部荷重は，斜め向波及び斜め追波の状態で，しかも船体動揺の少ない短波長域で大きくなり，その大きさは縦運動による荷重の最大値と同程度あるいはそれ以上になる。

(4) 実船で想定される連結機に働く荷重に換算して考えた場合も，トレインの長さよりもかなり短い波長の斜め向波や斜め追波中で最大値が起り，連結機にかかる荷重を設定する場合斜波中の縦及び横運動による影響を考慮した計算を行うことが必要である。

4・4　設計への適用性

(1) プッシャーバージの船体運動及び連結部に働く波浪荷重の計算には種々の仮定をもつストリップ法（O.S.M）が用いられたが，実験結果と比較的よい一致を示すことが確認され，3種の実験を通じての計算と実験のずれを分析することにより，後は工学的判断値を加味して実船建造に応用することができる。

(2) 波浪により連結部に働く力，モーメントはプッシャーの重心まわりの3つの力と3つのモーメントで求められるから，連結の配置方式，固着方式が異なる種々の固定連結に対し，フレキシブルに適用できる。すなわち設計の自由度が多い。

(3) 規則波中の応答特性から，就航海域の海象観測値を用いて耐航性の長短期予測ができる。計算例については4.7で述べる。初期計画において概略の見通しをつけるときには文献[28)29)]の方法を使用すると便利である。

これらの予測値をもとに連結機，連結部船体構造の設計や就

航率の予測その他に有効に応用することができる。

4・5　設計上留意すべき特性

4・5・1　固定連結のプッシャーバージの耐航性

(1) 固定連結されたプッシャーバージの船体動揺（pitch, heave, surge, roll, yaw, sway）はタンカー船型（肥大船型）のものと同じ特性をもつ。

(2) トレイン（プッシャーとバージが連結されたもの）が船の長さより大きい波長に遭遇して激しく同調動揺を起こすとき，連結機の内力はむしろ小さい。これはプッシャーとバージ双方が波にのり，同じように揺れるために連結機内力がかえって減少するからである。

(3) 連結機内力はプッシャー長さに近い短波長の波を斜め方向から受けるときに極値に達し，特に斜め後方から波を受けるときに甚しい荷重となる。この内力は連結機の取付け位置，固定の構造様式によって相違するが，上下方向，前後方向，左右方向の各分力はともに大きく，合成されたとき相当な値となるから連結機の位置，構造に大きな配慮が必要である。プッシャーが横方向から受ける力とモーメントが予想外に大きいことが定量的に確認された。

(4) 連結部の水平方向，垂直方向の加速度はタンカー船型なみで，設計上それほど問題は起らない。

(5) 連結機の噛み合せが波浪荷重等によってずれ動いたりしないよう，また衝撃を受けることがないようにすること，連結機に生じる集中荷重をプッシャーとバージの支持構造が巧みに

分散させること，応力集中が異常に起こらない構造とすること等の基本的問題を処理すれば，本方式の荷重条件は工学上厳しい値ではなく，十分実用化できるものである。

(b) プッシャーとバージを連結する際，両者の間にはさまった水は船体動揺とともに激しく，かつ複雑に動き，場合によっては相当な高圧力を生じ，これが連結機内力に付加されることがわかった。設計に当って注意すべきである。

4.5.2　ヒンジ連結プッシャーバージの耐航性

(1) ヒンジで連結されたプッシャーバージの連結ヒンジ内力は固定連結機内力より値は小さいが，連結位置をプッシャーの船首より後方にずらすと相当に大きな値となる。（ヒンジの位置がプッシャーの square station 6 にあるとき固定連結の約60％に達し，square station 9 にあるときは25％程度である）ヒンジが回転運動をするから，機構的に注意しないと大きな衝撃，摩擦，繰返し荷重がかかり，構造材料の疲労，応力集中による亀裂，部品の取付のゆるみ，損傷等が発しやすい。設計及び製作等の十分な配慮と保守点検に留意しなければならない。

(2) ヒンジ連結の場合のプッシャーの揺れはバージ自体の縦揺れにプッシャー自身の縦揺れが合成され，一般船舶の縦揺れの2～3.5倍に達する。甚しいときはプッシャーはバージ船尾によって半ば宙吊りの状態に持上げられ，また，強制的に水没させられ，プッシャー内の加速度が高まり，人体や機器に悪影響を及ぼす状態が起こり得る。このことは実船の場合，荒天

により変針を余儀なくさせられる頻度が増すことを意味し，ヒンジ連結方式は比較的海象の穏やかな海域に適していると言える。

(3) 斜め波を受けるとき，lateral force，moment が比較的短波長で極値に達するから，ヒンジの構造は単に縦方向の力及びモーメント（heave, pitch）に抗するだけでなく，横方向荷重に耐えながら船の垂直方向に回転を許すよう配慮しなければならず，必ず緩衝を行わなければならないから相当に大寸法の構造を覚悟しなければならない。

4・5・3　その他の確認事項

(1) 大波高の波を受けるときの連結機内力の非線形性の把握.

(2) 連結機にかかる変動荷重（垂直方向）の上,下成分の分離.

(3) 操舵が変動連結荷重に及ぼす程度の確認.

以上の結果はプッシャーバージの船型，連結機の位置，方式，構造等の設計内容に反映され独自の船型，連結機を開発した。

4・5・4　連結機構の開発

固定連結の耐航性が優れ，計算や実験値の適応性も高いと判断し，合理的な力の配分を考慮しながら Fig. 4.48 に示すような連結機構を考案した。主連結機はプッシャーのほぼ中央部両舷に張出して設置され，副連結機がプッシャーの船首端に内蔵され，プッシャーは一対の主連結機と船首船底の3箇所でバージ船尾ノッチ部に乗上げ固着される方式である。この方式のプッシャーは浮心及び重心の位置が大そう船首寄りになっているのが特徴で，プッシャーの重心は常に3点の連結点で構

成される二等辺三角形の内におさまり固定が安定化される。プッシャーがバージに連結する姿勢は，大型旅客機が着陸するとき，まず主輪が接地して姿勢を安定させ，自重を地面に移しながら機首の補助輪を接地させてランディングを終る有様に似ていると言える。プッシャーの1対の主連結機はバージの船尾のスキッドウエイを滑って定位置にはまり込み，同時にプッシャーの船首船底がバージにランディングする。プッシャーの自重の一部はバージにかかり，就航中変動波浪荷重により連結部が小きざみの動きをしないよう固定化を助ける。また，荒天の際，プッシャーのはね上り，ずれ動きを防止するよう各連結機から頑丈な油圧駆動のピンがバージのピン孔に挿入される。ピン孔にはゴムクッションを用いた緩衝装置が施されている。主連結機は以上のようにプッシャー中央部にあり，前後方向に数メートルの長さを有するから，連結集中荷重をプッシャーやバージ内部構造に分散させるために複数のトランスリングと桁板が配置される。またプッシャーの重心は主連結機の前端と後端の間に位置し，フロートオンオフのときプッシャーは安定した姿勢をとり作業が円滑に行われる。この連結機は航海中の lateral force, moment は支持しないように考えている。すなわち，プッシャーの船側にはゴム入りパネル式のテーパーした接触面をもつフェンダーが取付けられ，バージのディープノッチリセスの内側垂直壁にはテーパーした木製角材を並べたフェンダー（リセス内の寸法の製作誤差をこの木製フェンダーで調整する役目も兼ねる）が設けられ，フロートオンのとき，これらの

テーパー面が互いにウエッジの作用をして間隙を締め，航海中の lateral force, moment を衝撃なく，ユニフォームにプッシャーからバージへ伝達する。

4.5.5　連結機の特徴

(1) 外洋航海に耐え，耐航性は一般船に劣らない。

(2) 構造は簡素，原始的に頑丈で，複雑な精度，保守点検不要。

(3) バージのバラスト調整によりプッシャーが上方からバージにフロート・オン・オフする。緊急離脱可能

4.6　フロートバージシステムの構想

4.2.2 で既述したフロートバージシステムの連結に，前節の連結機を用いることができる。フロートバージシステムは親バージ（フロータと仮称）にバラスト水を注排水し，これを沈下又は浮揚させ，多数の小型バージ（河川用）をフロート・オン・オフ方式で荷役するもので，その利点と，経済性については既に 4.2.2 で述べた。Fig. 4.49 にその概略図の一例を示す。図において小型バージとフロータも連結機により固定されている。フロートバージシステムの耐航性も前述に準じた方法で解明することが可能と思われる。このシステムの設計に関する詳述はここでは省略する。

5.7　不規則波中耐航性への拡大

規則波中における船体応答特性と不規則波海面のエネルギースペクトルとの線形重ね合せより，船体応答の標準偏差Rを計算し，このRを利用して短期波浪海面における船体応答の統計

的計測を行うことができる。また，就航を予定する海面の長期波浪資料（その海面の発現確率がわかる）を用いて，短期の海面における統計的予測を発展させ，船体の応答の極大値がある一定値を超過する長期の確率を計算することができる。一例として 4.3.2 で述べた規則波中応答特性を用いて求めた船体応答の標準偏差 R/H（プッシャー重心まわりの6つの運動，重心に作用する3つの力，3つのモーメント，ならびに加速度）を Fig. 4.50 (a)～(n) に示す。波のエネルギースペクトルは ISSC－1964 を使用し，波スペクトルは（$-\pi/2$ ～ $(\pi/2)$ の範囲に（$\cos^2\theta$）分布するものとしている。次に Walden の北大西洋長期波浪資料（whole year）を用いて，海面の発現確率が 0～2π の間に一様に分布していると仮定し，船体応答が一定値を超す場合の確率の計算を行い，Fig. 4.51 (a)～(e) に図示した。これらの計算結果から次のことが言える。

船体運動に関しては，標準偏差は T が 8 sec から 10 sec の範囲で最大値をとり，連結部波浪荷重は 4 sec から 6 sec の範囲で最大値をとる。また，縦運動に基づく荷重 P_x, P_z, N_y は向波及び追波中で大きい値を示し，一方横運動に基づく荷重 P_y, N_x, N_z は $\chi=60°$ 及び $\chi=120°$ 付近で大きい値を示している。長期分布においても規則波中における場合と同様の傾向がみられる。

4・8　抵抗・推進性能の実験

柱素型のプッシャーバージの抵抗・推進性能は好ましくない。

一般船に比べ 1.5 ～ 2.0 倍の出力の主機関を搭載し，燃料消費も大きい。浅水影響や，高速推進器の採用等うなずける面も多いが，分析の結果から船体の形状に起因する損失が馬鹿にならない程度を示すことがわかる。今回の研究はプッシャーとバージ接続部の形状を改善し，一般船舶に近い抵抗，推進性能を得ることを目的とし，Table.4.6に示す4種類の模型につき比較実験を行った。模型船(1)a，(1)b，(2) は耐航性実験に使用したもので，その形状と連結状態は Fig. 4.12 及び Fig. 4.34 に示される。模型船(1)c は (1)a，(1)b と船首形状は同一で，これらの原型となった貨物船の船体線図を L/B が上記値になるよう変形したもので比較検討のために実験を行った。模型船(2)は (1)a，(1)b，(1)c の実験結果に基づき船型を改善したものである。その船体線図の描き方は次のとおりである。Fig. 4.52 に示すように船尾形状を改善している。

船体可分原理[30] により船体船首，中央，船尾の3部に分割する。この種の船舶は計画フルード数が 0.20 以下で抵抗の主な成分が摩擦抵抗と形状抵抗で，船尾部船型の如何で大勢がきまる。性能の優れた貨物船の Cp 曲線の船尾部分を図のように削りとる。これにより形状抵抗が大幅に減少する。(形状影響係数Kの値が半減する。もしKを一定とするならばそれだけ船の幅を大きくできる) 次に図の斜線部を截りだしてプッシャーを分離する。プッシャーは高中速の主機を搭載し，B，d がバージより大幅に小さいから，Train (プッシャーとバージの合体) の船尾形状を buttock flow にすると，設計的に無理す

ることなく上記船体線図を描くことができる。模型船（2）は L/B ≒ 6 であるが，これは実用設計上の目的からあえて L/B を小さくしなかったものである。各船は L は 4.05 m（模型船 (1)c のみ 3.7 m）で揃っているが，実験時の水温は (1)a，(1)b，(1)c が 16.8°C (2) が 14.3°C であったので (2) の Y_R を 16.8°C の場合に換算し，各船の比較を行ってみる。Fig. 4.53 に F_n をベースにそれぞれの Y_R 曲線を示す。また，形状影響係数 K（Schoenherr）の値を船尾肥大度（笹島の算式）をベースに他船と比較し，Fig. 4.54 に示す。この両図の数値を表にまめたのが Table 4.7 である。実験の状態はすべて満載状態である。

模型船（A）の在来型プッシャーバージは貨物船型より 40% 程度 Y_R が大きい。これはバージ船尾ウエル部の造渦と，プッシャーとバージの連結部形状の影響である。

模型船 (1)c は船型としては良好な L/B = 6.0 の貨物船をそのまま L/B = 4.2 としたため，船尾肥大度が大きく，K = 0.637 となり，船尾肩波が強くなり，F_n = 0.18 で造波抵抗のハンプも現われ，Y_R は L/B = 6 のときに比べ，約 2 倍になる。

模型船 (1)a はバージの幅に比べ，プッシャーの幅がせまく，線図のフェアリングに苦しんだ船型である．かつヒンジ連結のため，どうしてもプッシャーとバージの接続部に段階ができる．K の値が図の平均曲線より相当に上方にあるのはそのためであり，Y_R のハンプがやはり肩波により発生する。

模型船 (1)b は (1)a の船型を固定連結したものでそのため

に連結部造渦が若干減少した。

模型船（B）は標準型のタンカー船型である。

模型船（2）は前述の方法で船型を改善したので，予期どおりK＝0.181と少なく，フェアーなwater line, buttock lineのためγRのハンプもほとんど現われず，γRはタンカー船型より30%減少している。

Fig. 4.55(a)(b)に模型船(1)b及び(2)についての静水中自航試験結果を解析して得られた自航要素を示す。両船とも1軸であるプッシャーバージはB/dが大きいため，プロペラ軸中心線が水面近くなるので，伴流係数wが大きくなるとともに伴流の不均一性も増し，ηRは小さく，両船型とも0.65～0.85であった。自航要素の傾向は，一般貨物船船型よりもむしろフェリー船型に近い。Buttock flowの船型であるから，一般貨物船に比べwの値が低目である。設計的にみれば2軸の採用で推進器効率を高めることもでき，また今後の改善で推進効率を増すことも可能と思われる。

以上のようにプッシャーバージは一般貨物船に比べ，ηが若干低くなるが，船体抵抗を大幅に減らすことができ総合的に一般船に劣らない抵抗推進性を与えることができると判断される。

結論

船舶工学の理論は年代とともに進歩してゆく。しかし種々の仮定をその中に包含しているから，そのままの姿で実用設計に応用できる日はすぐには訪れないであろう。理論を補なうための実験法の改善はますます推進されるであろうが，実験で知りうる範囲はおのずから限定される。したがって，これらの成果を設計に応用するに際しては正しい判断と，当を得た設計思考を必要とし，理論や実験でこなし得ない範囲を設計技法でとりまとめ，たとえ学問的体系から外れるとも実際の役にたつ形に構成する必要がある。この方法は理論や実験の進歩につれ，改善，修正が加えられ，又は新しい応用方法としてその年代の新造船建造にとり入れられてゆくであろう。

著者は過去10年の歴史を通じ，その年代に即応した理論と実験による成果と知識を実船に導入するよう努力してきたつもりである。

緒論においては，過去における理論と実験の発達とその応用の成果を述べ，設計者がこの応用に努力する心掛けについて述べた。

第1章においては，沖縄航路の貨客船の耐航性についての応用研究について述べた。その成果は新造船設計に際し，定期時間の設定に反映され，更には，日本近海航路に他に率先して超高速貨客船が建造された原動力となったことを論じた。すなわち，シリーズ60船型や小型客船船型の水槽試験結果が十分に役立つことを確認して，その模型試験特性を利用し，海象調

査により就航海域のエネルギースペクトルを想定し，同航路における不規則波中耐航特性とシーマージンを推定した。当時における海洋波理論と耐航性理論の進展状況から推察して，このままでは結論を導き得ないため，同航路の2年間の就航実績を分析し理論計算と実情の傾向とを対比検討の結果，総合的判断から，所期の目的を達する耐航性，シーマージンの数値を確認し，その後の計画にとって有用な結論を導いた。

第2章においては，瀬戸内海航路が国鉄なみの定期時間厳守の必要に迫られ，潮流の影響に風，船底汚損，波浪その他の影響が混入されている状況に鑑み，各々の要素を分割し，その結果，潮流と風による影響が特に大きく，船底汚損による影響はまずまずであるが，波による損失は $L_{pp} > 70m$ の船舶では微小であることを確認した。以上の特性は定期時間の設定に，また新造船計画にとり入れられ大きな効果が得られた。シーマージンの分析に当って，就航船舶及び灯台の観測資料が統計分析に用いられ，客船の風洞試験，水槽試験結果が応用された。以上のようにして数学的に把握された瀬戸内海の耐航特性は大型双胴船建造計画に直結し，同船に関する他の技術問題解明の導火線となり，建造実現の運びとなり，双胴船の設計的特徴を十分に発揮する技術革新を現実のものとさせることができた。

第3章においては，驚異的に性能が向上した高速客船，フェリーの船型設計法について論じた。時代の要求から高速化され，造波抵抗の忌避領域である $F_n = 0.28 \sim 0.35$ に突入せざるを得なくなったフェリーにとって，造波抵抗理論を応用して，ハ

ンプの位置を巧みにずらし，ホロー位置で航海することが，船体線図の描き方で簡単にできるようになった。20～30％の馬力を節減し得た経済的効果は大きい。くれない丸の船首波打消しに関する実船実験以来，船型改善の問題に着目し，1船ごとの建造に最適船型への努力を傾注してきたが，ほぼ系統的な思考で計画を進めることができたため，それらの水槽試験結果を整理し，理論計算と実際のずれ量，船型要素と造波特性の関連等を設計的に把握することができた。造波抵抗のハンプをまともに受け，幅広浅喫水，復原力や甲板面積確保のための水線面積太型化等，船型学的に難しい問題を包含する高速フェリー船型に対し，現状の理論のみでは解決し得ない非線形要素によるずれをもつ船型に対し，ミスなく設計できる方法を確立したことを述べた。また，この方法を実船の建造に応用し，優れた成果を示し簡単に優良船型を求め，従来の船より20～30％馬力を節減した効果を述べた。

第4章においては，上述の応用研究の体験から，新しい様式の船舶に対し，理論と実験の成果が絶大であるとの認識に立ち，連結システム開発のための研究を実施していることを述べた。古くから河川において数多く用いられているプッシャーバージシステムが優れた経済性をもつことを立証し，これを航洋システムに拡大するために，このシステムに対するストリップ法による耐航性計算式が完成され，実験の併用により斜波中における諸特性とその精度が明らかになり，不規則波に拡大し，耐航性の短期及び長期予測計算が可能となり，実用設計に利用でき

ることになった。この結果，特殊連結機構が開発された。また船型については，船型可分原理により船尾船型を変更することで大きな改善ができることを確認した。更にストリップ法による計算はあらゆる連結システムに対しても有効であると判断され，今後の造船設計にとって大きな収穫が得られた。

以上，第1章から第4章までの研究は，旅客船，カーフェリー，連結システムという特殊船を対象に実施されたのであるが，その内容は一般船舶にとって共通の問題である。今後の造船設計を展望するとき，現状の不況を打開するためにも，様式の改革，性能改善，燃料消費節約が要求される。本文で論じた方法は変貌してゆくであろうが，理論，実験，設計の3つの分野を密接に連繋させてはじめて新しい技術が誕生するものであると考える。

謝辞

この論文に含まれている研究は，関西汽船株式会社の旅客船，貨客船，フェリーを建造し，また新しい輸送システムを開発するために実施され，応用されたものである。諸研究実施に当り，当初より心からなる御指導を賜り，かつ積極的に理論計算及び実験を実施下され，終始御激励をいただきました大阪大学工学部造船学科の中村彰一教授，八木順吉教授，野本謙作教授，田中一朗教授，長谷川進講師の方々に厚くお礼申し上げます。

耐航性研究について御協力いただきました浮島丸，沖之島丸建造の佐野安船渠株式会社の御担当の方々，沖之島丸，プッシャーバージ等の研究に御参画いただいた大阪大学工学部造船学科の森崎栄七氏，鈴木敏夫氏，斎藤公男氏，清水保弘氏等及び学生の方々，プッシャーバージの斜波中水槽実験実施について，心よく実験場の提供ほか御協力を下さいました東京大学工学部船舶工学科，元良誠三教授はじめ職員の皆様に厚くお礼申し上げます。

客船，フェリー建造のための水槽試験を御担当いただきました，住友重機械工業株式会社，日本鋼管株式会社，林兼造船株式会社下関造船所，波止浜造船株式会社，四国ドック株式会社の各造船所及び東京大学，大阪大学，九州大学，横浜国立大学，日本造船技術センターの各水槽実験室の御担当の皆様に厚くお礼申し上げます。

また本研究達成のために多大の便宜と協力をいただきました，関西汽船の研究当時の役員及び後輩の方々に厚くお礼申し上げます。

参考文献

1) 関西汽船株式会社 工務部：貨客船浮島丸について，関西造船協会誌，第98号（昭35.8）p.39.

2) 日本造船研究協会：船体性能の向上に関する調査報告書（その1）シーマージンに関する調査，調査資料 No.24（昭39.3）

3) 関西汽船株式会社 工務部：沖之島丸（阪神－奄美－沖縄航路定期貨客船），関西造船協会誌，第120号（昭41.3）p.47.

4) 関西汽船株式会社 工務部：ロールオンオフ貨客船黒潮丸について，関西造船協会誌，第141号（昭46.9）p.87.

5) Swaan, W.A. and Rijken, H. : Speed Loss at sea as a Function of Longitudinal Weight Distribution, Trans. NECI, Vol.79, Part 4 (Feb.1964) p.165 ; ISP, Vol.11,No.115 (March 1964) p.99.

6) Aertssen, G. : Service Performance and Seakeeping Trials on M.V. LUKUGA, Trans.RINA, Vol.105 (1963) p.293.

7) Power Allowance Task Group of the Ship's Machinery Committee : Report of Task Group on Sevice Power Allowances, SNAME Technical and Research Bulletin, No.3-9 (feb. 1961)

8) 富 武満：船舶における振動および動揺の許容限界値に関する研究（第1報），関西造船協会誌，第104号（昭36.12）p.18；（第2報），関西造船協会誌，第105号（昭37.3）p.29.

9) Model Experiments in Waves, Researches on Seakeeping Qualities of Ships in Japan, The Society of Naval Architects of Japan, 60th Anniversary Series, Vol.8, Chap.6 (1963) p.103.

10) 新三菱重工業株式会社 神戸造船所：瀬戸内海航路客船くれない丸，
関西造船協会誌，第96号（昭34.12）p.34.

11) 日本灯台及び測候所の気象観測記録

12) 重藤通弥，甲斐敬二：高速客船くれない丸におけるWaveless Bulbの船首波打消しに関する研究（第2報－実船試験），
日本造船学会論文集，第110号（昭36.12）p.91.

13) 関西汽船株式会社 工務部：生駒丸（双胴船），
関西造船協会誌，第142号（昭46.12）p.65.

14) 丸尾 孟，別所正利：極小造波抵抗の船型，日本造船学会論文集，
第114号（昭38.12）p.9.

15) 丸尾 孟，石井正夫：極小造波抵抗を有する半没水船，
日本造船学会論文集，第116号（昭39.12）p.22.

16) 石井正夫：極小造波抵抗を有する半没水船型，
日本造船学会論文集，第123号（昭43.6）p.1.

17) 乾 崇夫，梶谷 尚，福谷直通，山口真裕：高次船型の造波機構，
日本造船学会論文集，第124号（昭43.12）p.9.

18) 乾 崇夫，梶谷 尚：水線および肋骨線形状と造波抵抗（その2），
日本造船学会論文集，第124号（昭43.12）p.27.

19) 乾 崇夫，梶谷 尚，成田秀明，茂里一紘：単純船型の波形解析－
肋骨線形状の影響（その1），日本造船学会論文集，第126号（昭44.12）
p.35.

20) 関西造船協会編集委員会：カーフェリー設計上の諸問題，
関西造船協会誌，第142号（昭46.12）p.10.

21) 多賀野 寛 ： 統計解析による実用船型の造波抵抗推定法に関する研究，関西造船協会誌，第147号（昭48.3）p.43.

22) 山内保文，吉野泰平，菅 信，猿田俊彦： 押航艀輸送方式の操縦性および耐波性に関する実験的研究，船舶技術研究所報告，第3巻，第5号（昭41.9）p. 1.

23) Eda, H. and Ljone, A. : Barge Trains in a Coastal Seaway, Part 1, Model Tests in Oblique Seas, Davidson Laboratory Report, 1494 (1970).

24) Eda, H. : Course Stability, Turning Performance and Connection Force of Barge Systems in Coastal Seaways, Trans. SNAME, Vol.80 (1972) p.299.

25) 田原茂生，草島克明，野尻信弘 ： 波浪中における浮力体の連結荷重について，作業船，第86号（昭48.3）p.27.

26) 元良誠三，小山健夫，藤野正隆 外 ： 東京大学船舶航海性能試験水槽について，日本造船学会論文集，第128号（昭45.12）p.213，第129号（昭46.6）p.103.

27) 福田淳一，永元隆一，小沼 守，高橋 実： 波浪中の船体運動と船体表面に働らく変動水圧及び横強度に関する理論計算，日本造船学会論文集，第129号（昭46.6）p.83.

28) 真能 創，上野洋純： 波浪に対する各種船体応答の長期分布の近似推定法とその応用，日本造船学会論文集，第132号（昭47.12）p.235.

29) 中村一郎，片岡泰治，杢中 勝，服部陽一 ： 変動する物理量の長期予測値の近似計算法，関西造船協会誌，第157号（昭50.6）p.157.

30) 谷口 中，渡辺恭二，田村欣也： 船型可分原理による肥大船型の新設計法，日本造船学会論文集，第120号（昭42.12）p.36.

Table 1.1 (a) 浮島丸航海実績

次航	期間	神戸→名瀬 航海時刻	航海時間	航海距離	平均速力	回転数	排水量	名瀬→神戸 航海時刻	航海時間	航海距離	平均速力	回転数	排水量	備考
	37年	h m h m	h m	マイル	ノット	rpm	トン							
72	4.14~4.24	21.30~10.20	36-25	507	13.9	210	3100	1845~0715	37-10	488	13.1	190	2435	
73	4.24~5.11	17.55~8.40	38-45	507	13.1	205	3620	2320~0945 (翌日)	33-25	494	14.6	210	2595	
74	5.11~5.19	0230~15.50	37-20	512	13.7	210	3315	0820~16.05	31-45	485	15.3	210	2875	
75	5.19~5.28	1600~0725	39-25	516	13.1	205	3585	1855~0720	33-10	488	14.7	190	3035	
76	5.31~6.10	0525~19.10	37-45	506	13.4	210	3620	0750~15.25	31-35	485	15.4	210	2740	
77	6.10~6.19	1545~0625	37-40	508	13.1	205	3500	0745~15.05	31-20	487	15.5	210	2485	
78	6.19~6.29	1545~1605	37-20	506	13.2	206	3885	1710~0815	32-60	486	15.1	200	2540	
79	6.29~7.8	21.50~11.45	37-55	506	13.4	200	3270	11.45~18.50	31-05	485	15.6	210	2585	
80	7.8~7.19	15.15~05.25	38-10	505	13.3	200	2865	0745~14.35	30-50	485	15.7	210	2685	
81	7.19~7.28	2315~12.45	37-30	516.5	13.8	210	3445	0845~0820	36-35	526	14.4	210	2875	
82	7.28~8.7	2230~0815						2200~0915	33-15	489	14.7	200	2550	下関海峡[illegible]
83	8.7~8.15	0145~16.35	38-50	506	13.0	210	3565	0810~1430	30-20	487	16.1	210	2640	
84	8.15~8.23	21.50~0930	35-40	506	14.2	210	2775		37-25	567	15.0	210	2500	下関和泊[illegible]
85	8.23~8.31	0245~18.15	39-30	542	13.7	210	3515	1150~1820	30-30	488	16.0	210	2930	
86	8.31~9.10	0215~18.15	40	507.5	12.7	210	3650	2250~0750	33	501	15.2	205	2585	
87	9.10~9.19	0150~15.25	37-35	513	13.7	203.5	2135	1120~1820	31	486	15.7	204	2625	
88	9.19~9.28	15.25~0600	38-35	510.5	13.2	200	3515	1150~0875	41-30	638	12.0	200	2605	
89	9.29~10.9	15.30~0755	40-25	514	12.7	200	3835	0035~1240	36-05	488	13.5	200	2930	
90	10.9~10.19	15.35~0750	40-15	512	12.7	199.6	3280	1355~1815	34-10	487	14.3	199	2630	
91	10.19~10.26	15.00~0535	38-35	513.5	13.4	200	3655	1355~0830	36-40	486.5	13.3	200	2540	
92	10.30~11.8	15.35~0635	39	512	13.1	201	3630	0310~1200	32-50	488	14.9	202	2580	
93	11.20~11.30	15.15~0500	37-45	512	13.6	193	3235	1305~0810	35-10	488	13.9	194	2460	
94	11.30~12.9	0025~14.35	38-10	507.5	13.3	202	3495	1030~0810	34-50	488	14.6	200	2595	
95	12.9~12.18	1505~0435	37-30	511	13.6	204	3110	1505~0810	32-20	501	15.3	200	2740	
96	12.18~12.28	1540~0440	37	513	13.9	201	3585	0850~17.10	32-10	486	15.1	206	3095	
97	38年 1228~1.9	1630~05.35	36-15	512	13.9	205	2875	1010~0810	40-45	536	13.2	201	3185	
98	1.9~1.19	1550~05.10	37-20	510	13.7	200	3035	2015~0815	34-60	488	14.1	200	3345	
99	1.19~2.1	1605~0710	39-05	512	13.1	200	3115	0815~2200	37-25	504	12.4	208	3565	
100	2.1~2.11	22.25~11.20	36-45	515	14.0	207	3255	1020~0755	37-20	488	13.1	210	3825	
101	2.11~2.19	21.45~0925	35-40	513	14.4	207	2895	1550~0810	38-20	489	12.8	195	3525	
102	2.19~3.2	13.00~0455	37-55	503	13.3	195	2905	1015~0805	39-25	489	12.4	190	3330	
103	3.2~3.12	22.00~10.45	36-45	503	13.8	207	3675	1250~0805	40-30	489	12.1	190	3825	
104	3.12~3.21	21.05~0835	35-30	503	14.2	210	2945	1910~0755	36-45	489	13.3	190	3825	
105	3.21~3.30	23.45~11.45	36	503	14.0	208	3000	1610~0815	34-[illegible]	485.5	14.0	200	4020	
106	3.30~4.10	1600~0615	38-55	537	13.8	202	3290	1835~0805	34-25	489	13.4	200	4055	
107	4.10~4.19	1525~0635	39-10	503	12.9	195	3110	1905~0855	35-40	487	13.1	195	3445	
平均					13.5	208	3305				14.3	208	3000	

Table 1.1(b) 浮島丸航海実績

		神戸 → 石瀬						石瀬 → 神戸						
次航	期間	航海時刻	航海時間	航海距離	平均速力	回転数	排水量	航海時刻	航海時間	航海距離	平均速力	回転数	排水量	備考
108	35年 4.19~4.29	1615~0515	38	503	13.2	195	3110	0210~1145	33-35	487	14.5	205	2200	
109	4.29~5.10	2145~1145	37-30	503	13.4	204	2385	1355~0755	32-20	487	14.6	195	2725	
110	5.10~5.20	1700~0640	37-40	503	13.4	205	2995	0500~1700	33	487	14.8	205	3215	
111	5.20~5.30	1520~0500	41-00	506.9	12.4	205	2810	0210~1110	33	487	14.8	205	2575	
112	5.30~6.10	2285~1440	40-15	503	12.5	198	3145	0625~1700	34-25	487	14.1	206	2545	
113	6.10~6.19	2320~1240	37-20	509	13.6	206	3625	0335~1240	33-05	487	14.7	206	2545	
114	6.19~6.29	1530~0630	39	508	13.0	196	3365	1820~0755	33	487	14.8	195	2620	
115	6.29~7.9	1600~0540	37-40	503	13.4	202	3300	1915~0755	33-47	489	14.4	195	2660	
116	7.9~7.18	1515~0845	40-45	503	12.4	200	3450	0830~1635	31-05	489	15.7	209	2500	
117	7.18~7.27	1600~0630	38-30	503	13.1	207	3195	1040~1750	31-10	489	15.7	210	2585	
118	7.27~8.5	1610~0655	38-45	503	13.0	205	3670	1110~1910	32	488	15.3	210	2575	
119	8.5~8.14	0000~2350	48-05	488.8	14.2	207	3245	1835~0755	33-40	488	14.5	190	2690	西浦沖[illegible]九州[illegible]
120	8.14~8.22	0015~1450	38-35	503	13.0	201	3395	1500~0755	34-45	488	14.0	190	2585	
121	8.22~8.31	1700~0740	38-40	503	13.0	205	3295	1540~0755	34-40	489	14.1	190	2710	
122	8.31~9.10	1605~0610	38-05	503	13.2	207	3280	1855~0755	37	489	13.2	190	2615	
123	9.10~9.19	0525~0625	36-10	503	13.9	205	3060	1255~0755	36-15	489	13.6	190	2710	
124	9.19~9.29	1600~0610	38-50	503	13.0	200	2795	1450~0800	35-40	489	13.7	190	2630	
125	9.29~10.5	1550~0700	39-10	503	12.9	200	3160	1010~1840	32-30	489	15.0	210	2600	
126	10.5~10.19	0050~1400	37-10	503	13.5	210	2990	1925~1055	39-30	489	12.4	200	2755	
127	10.19~10.28	1555~0650	38-15	503	13.9	205	3155	1345~0755	38-20	502	13.1	190	2610	
128	10.28~11.9	0005~1245	36-40	503	13.7	206	3305	1500~0830	35-30	493	13.9	196	2620	
129	11.9~11.19	1600~0600	37-20	499	13.4	202	3150	1525~0845	37	506	13.7	196	2640	
130	11.19~12.9	1600~0645	38-45	511	13.2	200	3300	1620~0820	34-55	494	14.2	192	2630	
131	12.9~12.19	2000~0715	35-15	505	14.3	210	2940	1715~0820	36-10	499	13.8	192	2720	
132	12.19~1.28	1615~0645	38-30	505	13.1	206	3235	0320~0740	35-25	501	14.7	211.6	3040	
133	1.28~1.9	1920~0635	35-15	504	14.3	209	3070	1655~0820	38-40	486	16.0	191	3085	
134	1.9~1.19	1600~0610	38-10	505	13.2	200	3050	2050~0810	35-20	487	13.8	202	3070	
135	1.19~1.30	1615~0815	40	505	12.6	196	3055	0845~2035	35-50	485	13.5	209	3625	
136	1.30~2.11	1625~0705	38-30	502	13.1	209	3245	1755~0800	36-50	488	13.3	200	3600	
137	2.11~2.19	1920~0925	38-05	504	16.0	208	2950	2200~0715	33-15	487.5	14.7	209	2958	
138	2.19~2.29	1720~0645	37-15	513	13.8	206	2990	1940~0800	35-10	485	13.8	206.5	2465	
139	2.29~3.11	1605~0600	36-15	516	14.2	199.3	3030	0850~0750	40-25	509	12.5	200.7	2595	
140	3.11~3.19	2245~1045	35-50	505	14.1	209	3120	0125~1040	33-15	485.5	14.6	209	2700	
141	3.19~3.31	2145~0955	36-10	519	14.4	208.5	2880	1600~0755	36-40	488	13.3	195.3	2925	
142	3.31~4.12	1640~0720	38-40	532	13.7	208	3245	1245~0800	38-15	487	12.7	190	3585	
143	4.12~4.21	0100~1315	36-25	508.5	13.9	209.8	3075	0745~1850	35-05	485.5	13.5	206.3	3920	
平均					13.4	204	3225				14.1	200	3000	

Table 1.2 浮島丸航海実績

次航	発時刻	RPM	平均速力 (kt)
72	21.30	210	13.76
74	02.30		13.76
76	05.25		13.83
81	23.15		13.98
83	01.45		13.27
84	21.50		13.71
85	02.45		13.94
86	02.15		13.03
104	21.05		13.90
126	00.50		13.25
131	20.00		14.00
143	01.00		13.72
133	19.20	209	14.18
136	16.35		13.87
140	22.45		13.97
141	21.45		14.02
105	23.45	208	13.75
120	00.15		13.12
137	19.20		13.70
142	16.40		13.73
100	22.35	207	14.00
101	21.45		14.04
103	22.00		13.63
117	16.00		13.03
119	00.00		14.20
122	16.05		13.23
78	15.45	206	13.2
113	23.20		13.8
128	00.05		13.7
132	16.15		13.1
138	17.30		13.6
73	17.55	205	13.4
75	16.00		13.4
77	15.45		12.4
97	16.30		13.6
110	17.00		13.1
111	15.20		12.9
118	16.10		13.4
121	17.00		13.1
123	18.25		13.8
127	15.55		12.9

次航	発時刻	RPM	平均速力 (kt)
87	01.50	204	13.6
95	15.05		13.4
109	21.45		13.6
106	16.00	202	13.8
94	00.25		13.5
115	16.00		13.4
129	16.00		13.3
96	15.40	201	14.2
92	15.35		13.4
79	21.50	200	13.4
80	15.15		12.9
88	15.25		13.4
89	15.30		13.2
90	15.35		12.7
91	15.00		13.7
98	15.56		13.5
99	16.05		13.0
116	15.55		12.6
124	16.00		12.6
125	15.50		12.9
130	16.00		13.3
134	16.00		13.0
139	16.05		13.9
112	22.55	198	13.0
114	15.30	196	13.1
135	16.15		12.4
102	13.00	195	13.5
107	15.25		12.8
108	15.15		13.1
93	15.15	193	13.6

排水量 $\Delta = 3245^{t}$ に修正

Table 1.3　海区の区分

海区	ISSC海区	緯　　度	経　　度
4a	4 - S	10.0 ～ 22.4°N	120.0°E ～ 139.9°E
4b	4 - N	22.5 ～ 34.9°N	〃
3a	3 - WS	30.0 ～ 39.9°N	140.0°E ～ 169.9°E
3b	3 - WN	40.0 ～ 49.9°N	〃
3c	3 - MS	30.0 ～ 39.9°N	160.0°W ～ 170.0°E
3d	3 - MN	40.0 ～ 49.9°N	〃
3e	3 - ES	30.0 ～ 39.9°N	125.0°W ～ 159.9°W
3f	3 - EN	40.0 ～ 49.9°N	〃

Table 1.4　実験船の主要目

船　名	Series 60			LUKUGA号	浮島丸
L_{pp} (m)	100	150	200	136	82.5
Δ/L^3	5.02×10^{-3}			6.35×10^{-3}	5.7×10^{-3}
L/B	7.0			7.3	6.03
B/d	2.5			2.1	3.0
Height of F'cle above W.L. (m)	9.26	13.89	18.52	9.8	5.4
F_n	0.25			0.23	0.25
C_b	0.60			0.72	0.63

Table 1.5　シーマージンの推定

F_n		0.25				
L_{pp}		87.5 m			136 m	
k_{yy}/L_{pp}		0.22	0.24	0.26	0.24	
Beaufort No.		4			4	5
H (m)		1.46			1.40	2.15
T (sec)		6			4.6	5.5
U (m/sec)		6.4			5.5 -8.0	8.0-10.8
馬力増加率	Swaanの計算から	30 %	30 %	40 %	12 %	17 %
	模型実験結果から	—	—	$\frac{k_{yy}}{L}$=0.268 36 %		
	実船実験から推定	—	—	—	17 %	25 %
シーマージン	波による %	18 } 23	18 } 23	24 } 29	7 } 12	10 } 17
	風による %	5	5	5	5	7
	船底汚損による %	3	3	3	3	3
	合計 %	26	26	32	15	20

Table 1.6

	模型	浮島丸	計画船	模型をL=82.5mに換算
L_{pp} (m)	4.20	82.50	86.00	82.50
L_{OA} (m)	4.21			
B (m)	0.7151	13.70	14.40	14.04
d (m)	0.2445	4.70	4.80	4.81
Trim (m)	0.0571A			
∇ (m^3)	0.3932	3240	3210	2980
S (m^2)	3.525	1300		1250
C_b	0.535	0.61	0.54	0.535
C_p	0.5871	0.632		
C_m		0.965		
C_w		0.740		
C_v		0.797		
L/B	5.874	6.02	5.97	5.874
B/d	2.92	2.915	3.00	2.92
$\nabla/(0.1L^3)$	5.31	5.77	5.06	5.31
l_{cb} (L_{pp}%)	0.395A	1.3584		
H (m)	0.1			1.96
H/L_{pp}	1/42			1/42

Table 1.7 不規則波中抵抗増加率

L_{pp} = 82.5 m

V (kt)	静水中 R (kg)	不規則波中 ΔR (kg)	抵抗増加率 ΔR/R (%)	風浪階級	T_p (sec)
13	7600	4740	62.5	5	5.89
		4020	53.0	5	4.65
		3640	48.0	4	5.89
		3200	42.2	4	4.65
14	9300	4860	52.4	5	5.89
		4180	45.0	5	4.65
		3760	40.5	4	5.89
		3320	35.8	4	4.65
15	11600	5040	43.4	5	5.89
		4600	39.6	5	4.65
		3900	33.7	4	5.89
		3480	30.0	4	4.65
16	15500	5200	33.5	5	5.89
		4800	31.0	5	4.65
		3980	25.7	4	5.89
		3580	23.0	4	4.65

Table 2.1　別府航路船，運航実態における船底汚損の影響調査

船名	航走1日当り燃料消費量				平均速力				推定主機出力増加率 (%)
	出渠後 (kl)	入渠前 (kl)	増加量 (kl)	増加率 (%)	出渠後 (kl)	入渠前 (kl)	減少値 (kt)	相当する馬力増加率 (%)	
くれない丸	22.965	23.170	0.205	0.89	17.12	16.70	0.42	9.12	10.01
むらさき丸	21.465	22.334	0.869	4.04	17.19	17.09	0.10	2.61	6.65
すみれ丸	18.792	19.705	0.913	4.87	17.25	17.20	0.05	1.30	6.17
こはく丸	18.358	18.884	0.526	2.87	17.00	16.97	0.03	0.78	3.65

（注）　上表中，燃料消費量は主機，補機，副缶の合計を示すが，補機，副缶用は比較的少量かつ増減も少ないから比較する場合ほとんど誤差は少ない。平均速力は月間平均であるが比較については差支えないと考える。

上記比較は昭39年および40年度入渠時期における入渠前後，それぞれ2ヶ月の実績値

Table 2.2 潮流による影響（区間別最高値）

	往航			復航		
	神戸→高松	高松→松山	松山→別府	神戸←高松	高松←松山	松山←別府
定期時間内流程（海里）	1.18	1.35	0.65	1.12	7.25	
平均潮流（Kt）	0.34	0.28	0.16	0.32	0.87	
主機出力増加率（%）	8.3	7.4	6.1	8.3	20.1	

Table 2.3(a) 播磨灘における風向，風速分布

風向＼風速	風向分布	～5 m/sec	5～10 m/sec	10～15 m/sec	15～20 m/sec
N	2.0%	2.0%	— %	— %	— %
NE	20.6	19.5	1.1	—	—
E	11.0	11.0		—	—
SE	4.8	4.7	0.1	—	—
S	0.8	0.8		—	—
SW	10.2	9.0	1.2	—	—
W	32.0	17.7	12.3	1.7	0.3
NW	19.0	11.0	6.2	1.7	0.1

Table 2.3(b) 備後灘における風向，風速分布

風向＼風速	風向分布	～5 m/sec	5～10 m/sec	10～15 m/sec	15～20 m/sec
N	6.0	4.2	1.8	— %	— %
NE	6.9	6.5	0.4	—	—
E	3.1	3.1	—	—	—
SE	4.2	3.8	0.4	—	—
S	7.3	4.9	2.4	—	—
SW	18.9	16.7	2.2	—	—
W	29.0	15.0	10.9	2.5	0.6
NW	25.5	13.8	10.1	1.4	0.2

Table 2.3(c) 伊予灘における風向，風速分布

風向＼風速	風向分布	～5 m/sec	5～10 m/sec	10～15 m/sec	15～20 m/sec
N	6.0	4.2	1.8	—	—
NE	6.9	6.5	0.4	—	—
E	3.1	3.1	—	—	—
SE	4.2	3.8	0.4	—	—
S	7.3	4.9	2.4	—	—
SW	18.9	16.7	2.2	—	—
W	29.0	15.0	10.9	2.5	0.6
NW	25.5	13.8	10.1	1.4	0.2

Table 2.4(a) 播磨灘，備後灘における空気抵抗

	往航		復航	
風向	～0.5 m/sec	5～10 m/sec	～5 m/sec	5～10 m/sec
N	2,420 Kg.	6,100 Kg.	2840 Kg	8,540 Kg.
NE	626	1,180	1,790	2,680
E	1,990	4,970	1,350	4,160
SE	617	986	2,940	10,500
S	2,840	8,540	2,420	5,720
SW	1,790	3,970	626	3,770
W	1,350	3,460	1,990	1,360
NW	2,940	9,030	617	1,970

Table 2.4(b) 伊予灘における空気抵抗

	往航		復航	
風向	～0.5 m/sec	5～10 m/sec	～5 m/sec	5～10 m/sec
N	2,110 Kg.	5,720 Kg.	2,880 Kg.	8,650 Kg.
NE	3,040	3,770	1,480	2,680
E	771	1,360	1,840	4,160
SE	2,590	6,970	2,670	10,500
S	2,880	8,650	2,110	5,720
SW	1,480	2,680	3,040	3,770
W	1,840	4,160	771	1,360
NW	2,670	10,500	2,590	1,970

Table 2.5　各海域における風圧抵抗

	往航			復航		
	播磨灘	備後灘	伊予灘	播磨灘	備後灘	伊予灘
80%頻度	3,780Kg.	2,630Kg.	4,340Kg.	2,250Kg.	2,050Kg.	2,818Kg.
平均値	1,790	1,630	2,980	1,320	1,110	1,838

Table 2.6　風による主機出力増加率

	往航			復航		
	播磨灘	備後灘	伊予灘	播磨灘	備後灘	伊予灘
80%頻度	11.4%	9.1%	15.9%	7.6%	6.7%	11.7%
平均値	5.6	4.8	10.6	2.8	2.8	7.6

Table 2.7　波によるシーマージン（馬力増加率）

	播磨灘	備後灘	伊予灘
80%累積頻度の波高	1.2m	0.8m	1.6m
波の粗度δ	0.08	0.10	0.07
Λp	4.5	7.7	3.2
シーマージン	2.4%	2.1%	2.8%

Table 2.8(a)　80%累積頻度のシーマージン

	往航			復航		
	神戸→高松	高松→松山	松山→別府	神戸←高松	高松←松山	松山←別府
船底汚損	5%					
潮流(大潮時)	8.3%	7.4%	6.1%	8.3%	20.1%	
風	11.4	9.1	15.9	7.6	6.7	11.7
波浪	2.4	2.1	2.8	2.4	2.1	2.8
当舵	3					
合計	30.1	26.6	32.8	26.3	36.9	42.6

Table 2.8 (b) 平均シーマージン

	往航			復航		
	神戸→高松	高松→松山	松山→別府	神戸←高松	高松←松山	松山←別府
船底汚損	3 %					
潮流	0					
風	5.6%	4.8%	10.6%	3.7%	2.8%	7.6%
波浪	2.4	2.1	2.8	2.4	2.1	2.8
当舵	3					
合計	30.1	12.9	19.4	12.1	10.9	16.4

Table 2.9 別府航路のシーマージン

	80%累積頻度シーマージン			平均シーマージン		
	往	復	平均	往	復	平均
船底汚損	5%	5%	5%	3%	3%	3%
潮流(大潮)	7.3	16.4	11.9	0	0	0
風	11.9	8.5	10.2	6.9	4.6	5.8
波浪	2.4	2.4	2.4	2.4	2.4	2.4
当舵	3	3	3	3	3	3
合計	29.6	35.3	32.5	15.3	13.0	14.2

(a) Table 2.10 別府航路港内通過時間, 港間距離等

	Ta	Tb	Tc	Te	Tf	Ta+Tb+Tc+Te+Tf	T
神戸	6分	10分	15分	—	—		
高松	5	1	15	2分	4分	>37分	3時-50分
松山	5	1	15	2	4	>27	5-00
別府	5	1	15	2	4	>27	4-10
高松	5	1	15	2	4	>27	9-10
神戸	—	—	—	11	4	>34	3-50

(b)

	D	D'
神戸－高松	63.8 マイル	61.1
高松－松山	85.4	83.9
松山－別府	70.6	69.1
別府－高松	154.1	152.6
高松－神戸	63.8	61.1

Table 2.11　推算による平均速力

(a)　平均シーマージンの場合

		平均シーマージン	航海速力 Kt	Td	T_{BF}	平均速力*
往	神戸 → 高松	14.0%	17.75 kt	3H − 15M	3.70H	17.2 kt
	高松 → 松山	12.9	17.80	4 − 31	4.82	17.7
	松山 → 別府	19.4	17.48	3 − 46	4.07	17.4
復	高松 ← 別府	13.4	17.78	8 − 25	8.72	17.6
	神戸 ← 高松	12.1	17.80	3 − 14	3.65	17.5
平均	神戸 ↔ 別府	—	—	—	24.96	17.5

(b)　80% 累積頻度 シーマージンの場合

		80%シーマージン	航海速力 Kt	Td	T_{BF}	平均速力
往	神戸 → 高松	30.1%	16.89	3H − 25M	3.87H	16.4 kt
	高松 → 松山	26.6	17.20	4 − 41	4.98	17.1
	松山 → 別府	32.7	16.73	3 − 55	4.22	16.7
復	高松 ← 別府	40.3	16.26	9 − 11	9.49	16.2
	神戸 ← 高松	26.3	17.09	3 − 22	3.79	16.8
平均	神戸 ↔ 別府				26.35	16.6

Table 2.12　平均速力の実績値

	39年 1~6月	39年 7~12月	40年 1~6月	40年 7~12月
くれない丸	17.00 kt	17.08 kt	17.16 kt	17.08 kt
むらさき丸	17.05	17.18	17.22	17.40
すみれ丸	17.35	17.45	16.68	17.28
こはく丸	17.26	17.23	16.91	17.06

*

「注」　平均速力とは離着岸時間を除き，港内減速その他を含んだ全航程に対する平均値をいう。

Table 3.1 高速フェリー船型の主要目

Naked hull without appendages

Series		Series A, F_n = 0.30			Series B, Theoretical forms			Series C, F_n = 0.335 ~ 0.35		Series D, F_n = 0.34		
No.		Actual ship A − 1	Test model A − 2	Test model A − 3	Pienoid M−5 (AU)	Pienoid M−2 (UU)	Pienoid VU−121	Actual ship C − 1	Actual ship C − 2	Actual ship D − 1	Actual ship D − 2	Test model D − 3
L_{PP} (m)		94.00	96.00	115.00	2.5 model	2.5 model	2.5 model	115.00	78.00	82.00	82.00	115.00
L_{DWL} (m)		98.60	99.50	119.80				119.80	81.00	85.60	85.60	119.80
Fr. Line at ⊠		Inclined for P. P. $\frac{1}{3.38}$	Inclined for P. P. $\frac{1}{3.3}$	Wall sided	Wall sided	Wall sided	Wall sided	Wall sided	Wall sided Catamaran	Wall sided	Wall sided	Wall sided
Designed F_n		0.305	0.30	0.294	0.29	0.30	0.32	0.350	0.339	0.34	0.34	0.34
Optimum trim (m)		0.60 A. at ¾ D.W.	–	0 ~ 0.60 A. at ¾ D.W.				0.60 A. at ¾ D.W.	18m apart. Distance / L_{PP} 0.23	0.60 A. at ¾ D.W.		0.60 A. at ¾ D.W.
Full Load Cond.	d(m) × Trim(m)	4.61 × 0		5.04 × 0	0.1313 × 0	0.1313 × 0	0.1250 × 0	4.94 × 0		4.0 × 0		4.98 × 0
	Δ (t)	3,800		5,000	∇ = 0.06705m³	∇ = 0.06799m³	∇ = 0.06880m³	5,000		2,415		5,000
	$S/\nabla^{2/3}$	6.70		6.96	6.50	6.33	6.39	7.34		7.0		7.40
	l_{cb}/L_{PP}	2.80%		2.80%	0	0	0	2.88%		2.50%		3.22%
	$C_b \times C_p$	*1 0.495×0.566		0.505×0.543	0.511×0.549	0.520×0.550	0.551×0.581	0.510×0.607		0.495×0.587		0.517×0.607
	C_m	*1 0.874		0.929	0.931	0.947	0.950	0.841		0.843		0.853
	$C_w \times C_v$	0.710×0.697		0.658×0.766				0.769×0.665		0.788×0.629		0.817×0.632
	$L_{DWL}/B \times L_{DWL}/d$	5.73 × 21.4		7.23 × 23.8	6.23 × 19.05	6.28 × 19.05	6.22 × 20.00	7.14 × 24.3		5.86 × 21.4		7.31 × 24.1
	$B/d \times \Delta/L^3$	3.72 × 3.96 ×10⁻³		3.30 × 2.92 ×10⁻³	∇/L³ 3.06 × 4.29 ×10⁻³	∇/L³ 3.03 × 4.35 ×10⁻³	∇/L³ 3.21 × 4.40 ×10⁻³	3.40 × 2.92 ×10⁻³		3.66 × 3.84 ×10⁻³		3.30 × 2.92 ×10⁻³
¾ D. W. Load Cond.	d(m) × Trim(m)	4.36 × 0.60A.	4.27 × 0.60A.	4.67 × 0				4.62 × 0.60A.	4.60 × 0	3.81 × 0	3.91 × 0	4.68 × 0.60A.
	Δ (t)	3,520	3,462	4,525				4,525	2,602	2,245	2,180	4,525
	$S/\nabla^{2/3}$	6.73	6.82	7.06				7.45	9.52	7.10	7.05	7.50
	l_{cb}/L_{PP}	2.60% (3.60) *2	2.14%	2.56% (3.34) *2				2.24% (3.42) *2	0.85%	2.2%	2.55%	2.83% (4.06) *2
	$C_b \times C_p$	*1 0.483×0.558	*1 0.477×0.553	0.494×0.535 *2(0.495×0.537)				0.492×0.593 *2(0.495×0.597)	0.507×0.601	0.483×0.584	0.495×0.588	0.498×0.591 *2(0.500×0.593)
	C_m	*1 0.866	*1 0.862	0.924				0.829	0.843	0.827	0.842	0.844
	$C_w \times C_v$	0.678 × 0.712	0.674 × 0.709	0.647 × 0.763				0.746 × 0.660	0.772 × 0.656	0.756 × 0.639	0.784 × 0.630	0.800 × 0.623
	$L_{DWL}/B \times L_{DWL}/d$	5.73 × 22.6	5.80 × 23.3	7.23 × 25.6				7.14 × 26.0	11.6 × 17.6	5.86 × 22.5	6.39 × 21.9	7.31 × 25.6
	$B/d \times \Delta/L^3$	3.94 × 3.67 ×10⁻³	4.02 × 3.52 ×10⁻³	3.56 × 2.64 ×10⁻³				3.64 × 2.64 ×10⁻³	1.52 × 4.90 ×10⁻³	3.83 × 3.57 ×10⁻³	3.43 × 3.47 ×10⁻³	3.51 × 2.64 ×10⁻³
Trial Cond.	d(m) × Trim(m)	3.80 × 0.60A.		3.90 × 1.00A.				3.97 × 1.00A.		3.57 × 0		4.04 × 1.00A.
	Δ (t)	2,900		3,575				3,575		2,040		3,575
	$S/\nabla^{2/3}$	6.92		7.35				7.75		7.25		7.76
	l_{cb}/L_{PP}	2.20% (3.20) *2		1.97%				0.85%		1.92%		1.87%
	$C_b \times C_p$	*1 0.458×0.540		0.467×0.514				0.455×0.567		0.465×0.568		0.457×0.558
	C_m	*1 0.848		0.909				0.802		0.818		0.820
	$C_w \times C_v$	0.623 × 0.735		0.619 × 0.755				0.687 × 0.661		0.718 × 0.649		0.719 × 0.636
	$L_{DWL}/B \times L_{DWL}/d$	5.73 × 26.0		7.23 × 30.8				7.14 × 30.2		5.86 × 24.0		7.31 × 29.7
	$B/d \times \Delta/L^3$	4.51 × 3.02 ×10⁻³		4.26 × 2.08 ×10⁻³				4.22 × 2.08 ×10⁻³		4.09 × 3.20 ×10⁻³		4.06 × 2.08 ×10⁻³

*1: 傾斜船側船型のためWall Sided型に比べ小さい値となっている。

*2: (　) 内数字は Trim のための修正を行なったもの

Table 4.1 プッシャーバージシステムの模型実験

模型船番号	船型	模型船の縮尺	連結方式	波の種類	実験水槽	実施年度
(1)a	40.000 DW	1/40	ヒンジ	向波及び追波	阪大	1972
(1)b	40.000 DW	1/40	固定	〃	阪大	1972
(2)	7.000 DW	1/29.17	固定	斜め波 0°(追波) 60° 90° 120° 180°(向波)	東大	1973

Table 4.2 プッシャーバージ年間支出の推算条件

支出項目	推算費
1. 建造船価	専用船にはカーゴギヤーレス バルクキャリヤとして貨物重量ベースの統計値から推定した船価を用い，プッシャーバージはその1.07倍（内訳はプッシャー0.55，バージ0.45）とする。 10年間等額償却として船価の1/10を年間支出とする。
2. 建造金利	4分割払い，金利8.5%，10年間等額償却とする。
3. 返却金利	建造船価と建造金利に対して8.5%の金利とし，10年間の平均値を年間支出とする。
4. 船員費	船員数を専用船30人，プッシャー20人，バージ0人とする。 現時点で平均1人当り300万円/年とし，年率13%で上昇してゆくと仮定し，10年間の平均をとる。
5. 船用品費	貨物重量1トン当り160円/年とし，プッシャーバージの内訳は，プッシャー120円/年，バージ40円/年とする。
6. 修繕費	貨物重量1トン当り専用船は1,000円/年，プッシャー1,150円/年，バージ50円/年とする。
7. 保険料	専用船，プッシャーは船価の1.2%/年，バージは船価の2.4%/年。
8. P&I保険*	貨物重量1トン当り専用船，プッシャー150円/年，バージ0円/年とする。
9. 燃料費	船速別常用主機出力を貨物重量ベースの統計値から推定し V=15ノット，W_0=40,000トンでは12,800 PSとなる。 燃料消費率を160g/PS·hrとして低質重油を用いたときの年間支出を計算する。（専用船，プッシャーバージとも同一出力とする）
10. 潤滑油費	シリンダ油（100円/ℓ）0.5g/PS·hr，システム油（70円/ℓ）0.1g/PS·hrとして年間支出を計算する。
11. 港費	年間輸送量1トン当り100円とする。
12. 代理店費	年間輸送量1トン当り10円とする。
13. 雑費	貨物重量1トン当り専用船120円/年，プッシャー120円/年，バージ0円/年とする

* Protection and Indemnity Insurance

Table 4.3(a) 1P：1B システム，フロートバージシステムの設備費推定

年間設備費 $= \alpha \times \frac{P}{100}$

α ： 係数

P ： 専用船の乗出船価（建造船価×1.07）（億円）

α の値

項目		専用船	1P：1B システム			フロートバージ システム		
			1P	1B	1P+1B	1P+1F	1B′	1P+1F+1B′
年間設備費	船価償却	10	6.05	4.95	11.00	10.70	2.00	12.70
	金利	4.95	2.99	2.44	5.43	5.30	0.99	6.29
	保険	1.55	1.59	2.35	3.94	3.94	0.94	4.88
	修繕	1.98	1.69	0.30	1.99	1.64	0.35	1.99
	船用品	0.49	0.39	0.05	0.44	0.38	0.05	0.43
	雑費	0.20	0.20	—	0.20	0.20	—	0.20
	計	19.17	12.91	10.09	23.00	22.16	4.33	26.49
年間設備費指数 η_E		100	67.5	52.5	120	115.5	22.5	13.8

注　1P ： プッシャー 1隻　　1B′ ： フロータ用バージ 1隻

1B ： バージ 1隻

1F ： フロータ 1隻

Table 4.3(a) の付表

Table 4.3(a) は次の前提条件で計算した。

1. 建造船価

1P+1B の船価は専用船の10%増, そのうちプッシャーが55%, バージが45%を占める。

2. 乗出船価 : 建造船価の7%増, そのうち4%を建造金利とする。

3. 船価償還 : 10年等額償還, すなわち乗出船価の1/10とする。

4. 金利 : 年率9%とする。

5. 保険料 : 専用船は乗出船価の1.4%, プッシャーはその船価の2.3%, フロータおよびバージはその船価の4.3%, PI保険は船舶保険料の10%とする。

6. 修繕費 : 年率10%アップ, 10年間の平均値をとる。専用船はその乗出船価の1.98%, 1P+1Bは専用船乗出船価の1.99%, 1P+1F+1B′も1.99%, 1Bは専用船乗出船価の0.3%, 1B′は0.35%とする。

7. 船用品 : 年率5%アップ, 10年間の平均値をとる。専用船はその乗出船価の0.49%, 1P+1Bは専用船乗出(船価の0.44%, 1P+1F+1Bは0.43%, 1Bは専用船乗出船価の0.05%, 1B′も同じく0.05%。

8. 雑費 : 専用船, 1P+1B, 1P+1F+1B′いずれも専用船乗出船価の0.2%, 年率5%アップ, 10年間の平均値とし, 余分のバージ類の雑費は0とする。

「注」 積高がプッシャーバージシステムと同等な専用船のDWは積高(貨物重量(t))の10%増とする。

年間設備費の計算は10年間の平均値で行なっている。各年次についてもη_Eを試算したが, 平均値η_Eとほとんど変らなかった。

Table 4・3 (b)

1P：1B システム，フロートバージシステム η_E の値

隻数の組合せ	専用船	1P:1B システム	フロートバージシステム
1P : 1B	100	120	138
1 : 3	〃	225	183
2 : 4	〃	173	161
3 : 5	〃	155	153
4 : 6	〃	147	150
5 : 7	〃	141	147
6 : 8	〃	138	146
7 : 9	〃	135	145
8 : 10	〃	133	144
9 : 11	〃	132	143
10 : 12	〃	131	142

Table 4.4 模型船(1)の主要目と実験状態

(a)

Items \ Type of connection		Hinged connection			Rigid connection		
		Pusher	Barge	Train	Pusher	Barge	Train
Length betw. P. P.	L	1.000 m	3.657 m	4.101 m	1.000 m	3.657 m	4.047 m
Breadth Mld.	B	0.350 m	0.875 m	0.875 m	0.350 m	0.875 m	0.875 m
Depth Mld.	D	0.302 m	0.390 m	0.390 m	0.302 m	0.390 m	0.390 m
Draft	d_a	0.188 m	0.273 m	0.273 m	(0.188 m)	0.273 m	0.273 m
	d_m	0.150 m	0.273 m	0.273 m	(0.150 m)	0.273 m	0.273 m
	d_f	0.113 m	0.273 m	0.273 m	(0.113 m)	0.273 m	0.273 m
Trim	t	0.075	0.0	0.0	0.075	0.0	0.0
Displacement	∇	0.029 m^3	0.663 m^3	0.692 m^3	0.039 m^3	0.692 m^3	0.721 m^3
Block coefficient	C_B	0.556	0.754	0.701	0.556	0.787	0.746
Prismatic coefficient	C_P	0.650	0.760	0.707	0.650	0.793	0.752
Midship section area coefficient	$C_{\otimes}$	0.856	0.992	0.992	0.856	0.992	0.992
Waterplane area coefficient	C_W	0.775	0.822	0.809	0.775	0.856	0.850
Length—breadth ratio	L/B	2.857	4.179	4.687	2.857	4.179	4.625
Breadth—draft ratio	B/d_m	2.333	3.205	3.205	2.333	3.205	3.205
Center of gravity from midship	$\otimes G$	0.0135 mF.	0.143 mF.	——	0.1110 mF.	0.113 mF.	0.214 mF.
Radius of gyration	k_{yy}	0.288 L	0.252 L	——	0.250 L	0.250 L	0.240 L

( ) ; Connected condition

(b)

Wave direction	Head wave	Following wave
Speed	$F_n = 0, 0.15$	$F_n = 0$
Wave length ratio	$\sqrt{L/\lambda} = 0.6 \sim 1.6$	
Wave height ratio	$2\zeta_a/L = 1/100$	

Table 4.5 模型船(2)の主要目

Item		Pusher	Barge	Train
Length between perpendiculars	L (m)	1.0286	3.6000	4.0457
Breadth moulded	B (m)	0.4114	0.6858	0.6858
Draught mean	d_m (m)	0.1646	0.2229	0.2229
fore	d_f (m)	0.1371	0.2229	0.2229
aft	d_a (m)	0.1921	0.2229	0.2229
Trim by stern	t (m)	0.0550	0.0	0.0
Volume of displacement	∇ (m^3)	0.0358	0.4263	0.4620
Block coefficient	C_B	0.5133	0.7746	0.7470
Midship section coefficient	C_M	0.8236	0.9953	0.9953
Water plane coefficient	C_W	0.8088	0.7899	0.8261
Position of C.G. from ⊗	⊗G (m)	0.0440 F	0.0444 F	0.1331 F
Height of C.G. above base line	KG (m)	0.1969	0.2559	0.2558
Metacentric height	GM (m)	0.0207	0.0255	0.0272
Radius of gyration	k_{yy}/L	0.3314	0.2504	0.2649

Table 4.6

番号	船型	模型の縮尺	トレイン の L_{PP}	L/B	連結方式	実験水槽	実施年次
(1)a	40,000DW PB	1/40	4.05 m	4.62	ヒンジ	阪大	1972
(1)b	40,000DW PB	1/40	4.05	4.62	固定	阪大	
(1)c	40,000DW 貨物船	1/40	3.66	4.20	—	阪大	
(2)	9,000DW PB	1/29.17	4.05	5.90	固定	阪大	1973

Table 4.7

満載状態

番号	種類	L/B	$F_n=0.18$ における γ_R の値	K
Ⓐ	在来 PB	4.0	22.5×10^{-3}	—
(1)c	貨物船型	4.2	16.3 × 〃	0.637
(1)a	ヒンジ PB	4.6	11.0 × 〃	0.385
(1)b	固定 PB	4.6	10.3 × 〃	0.313
Ⓑ	タンカー船型	6.1	8.0 × 〃	0.350
(2)	固定 PB	5.9	5.7 × 〃	0.181

K : by Schoenherr

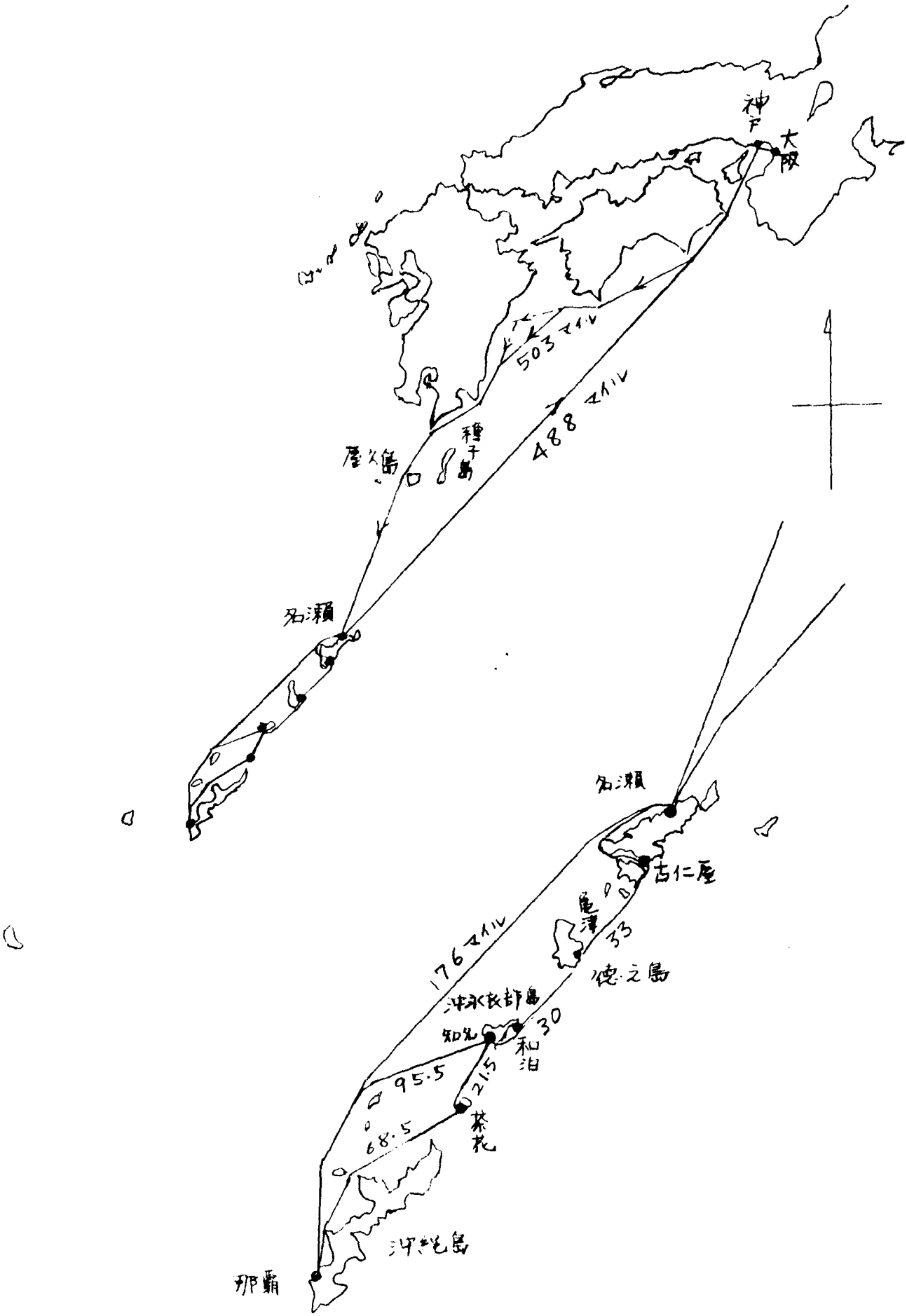


Fig. 1.1 沖縄航路略図

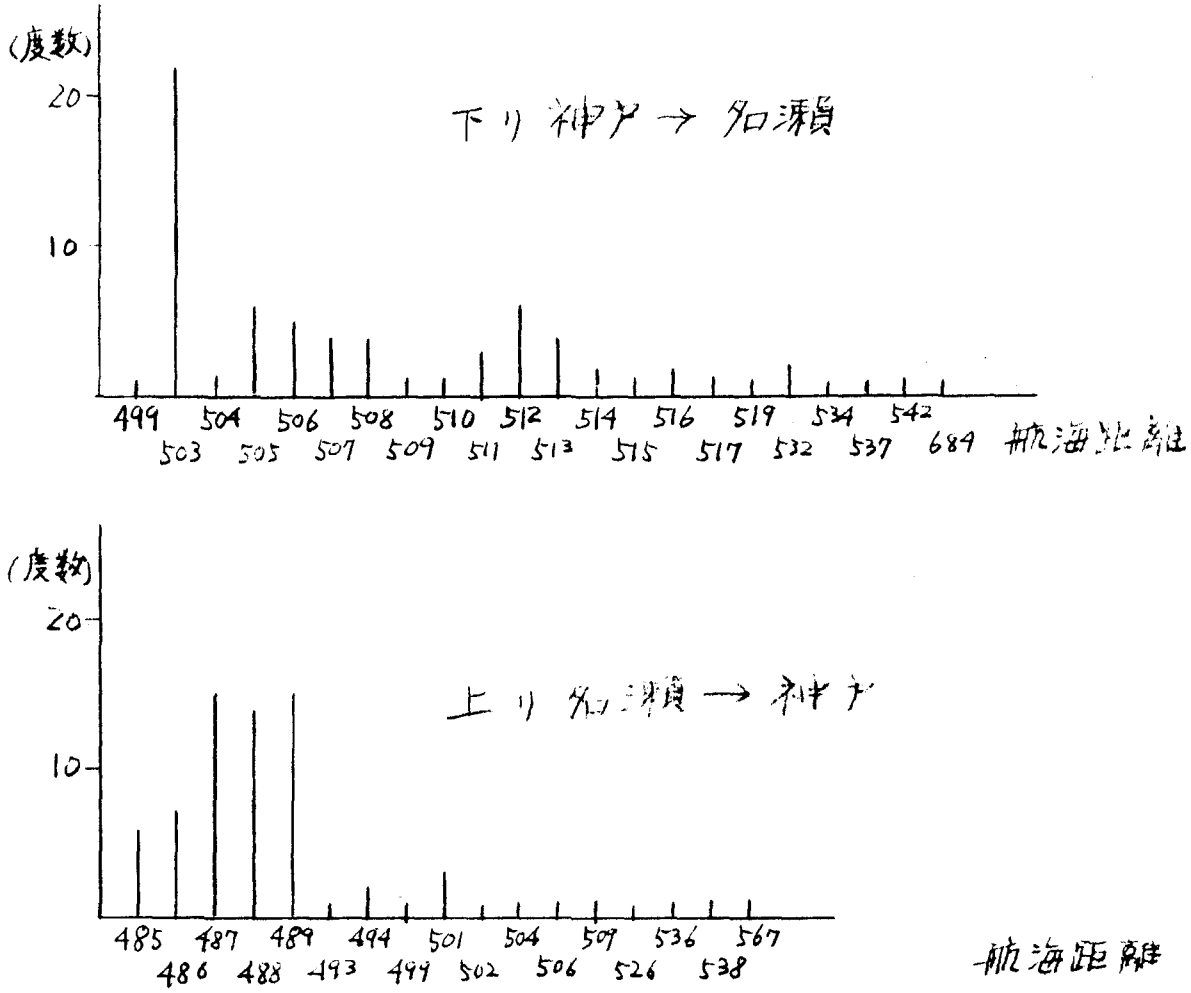


Fig. 1.2 沖縄航路の航海距離

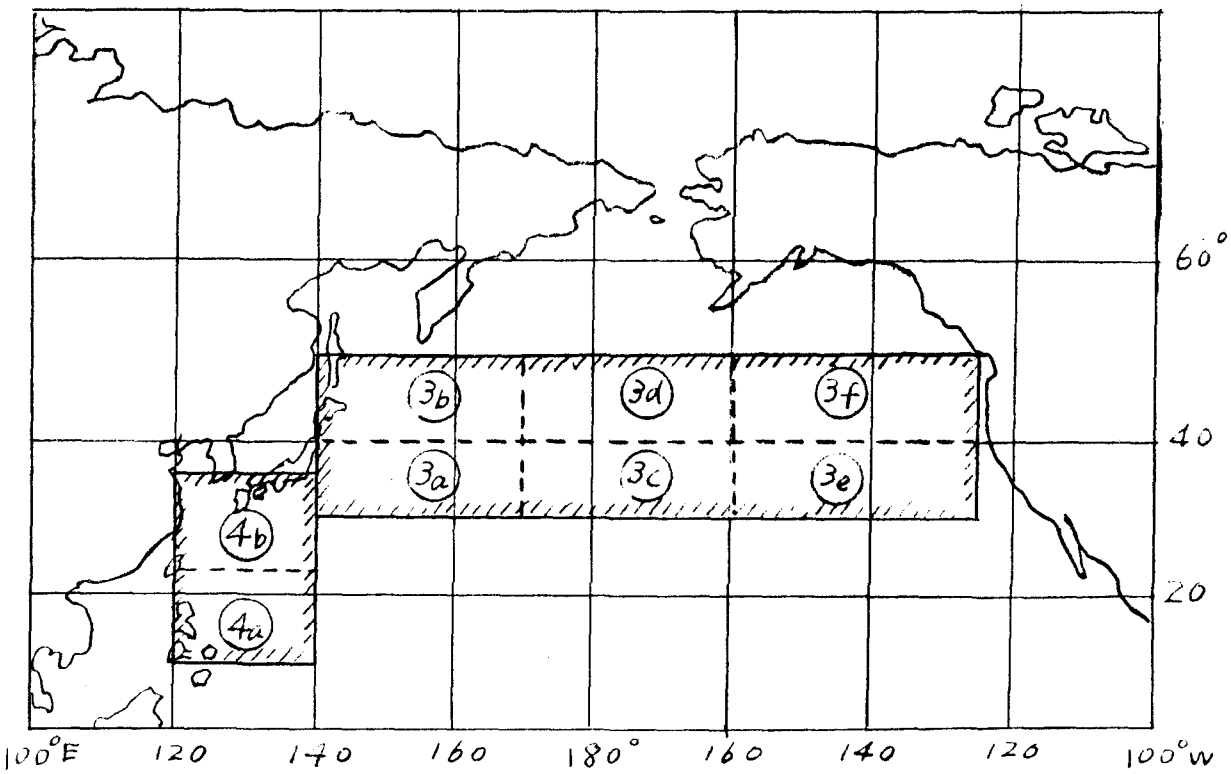


Fig. 1.3 対象海域

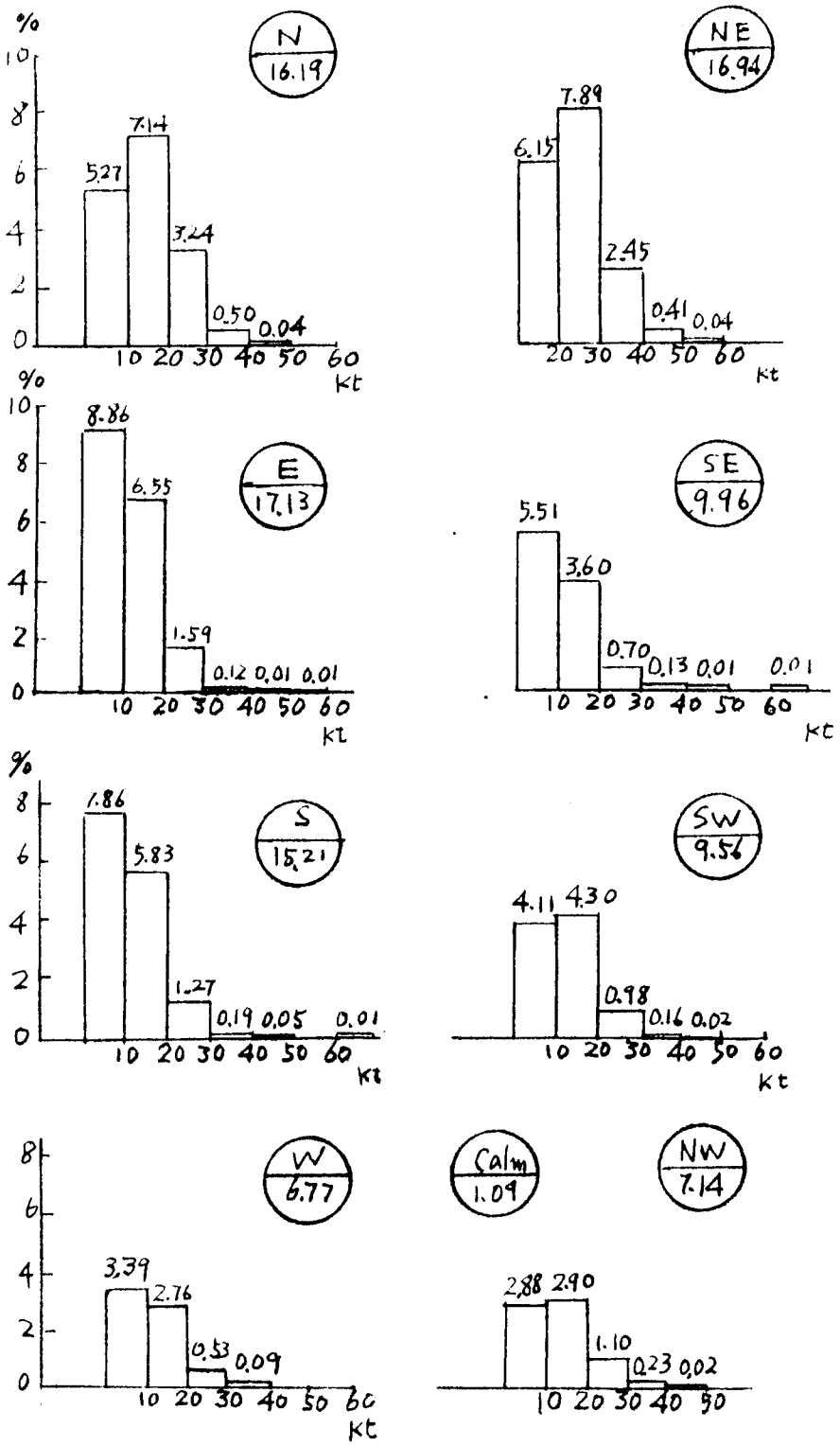


Fig. 1.4 風向別風速頻度 (4b海域)

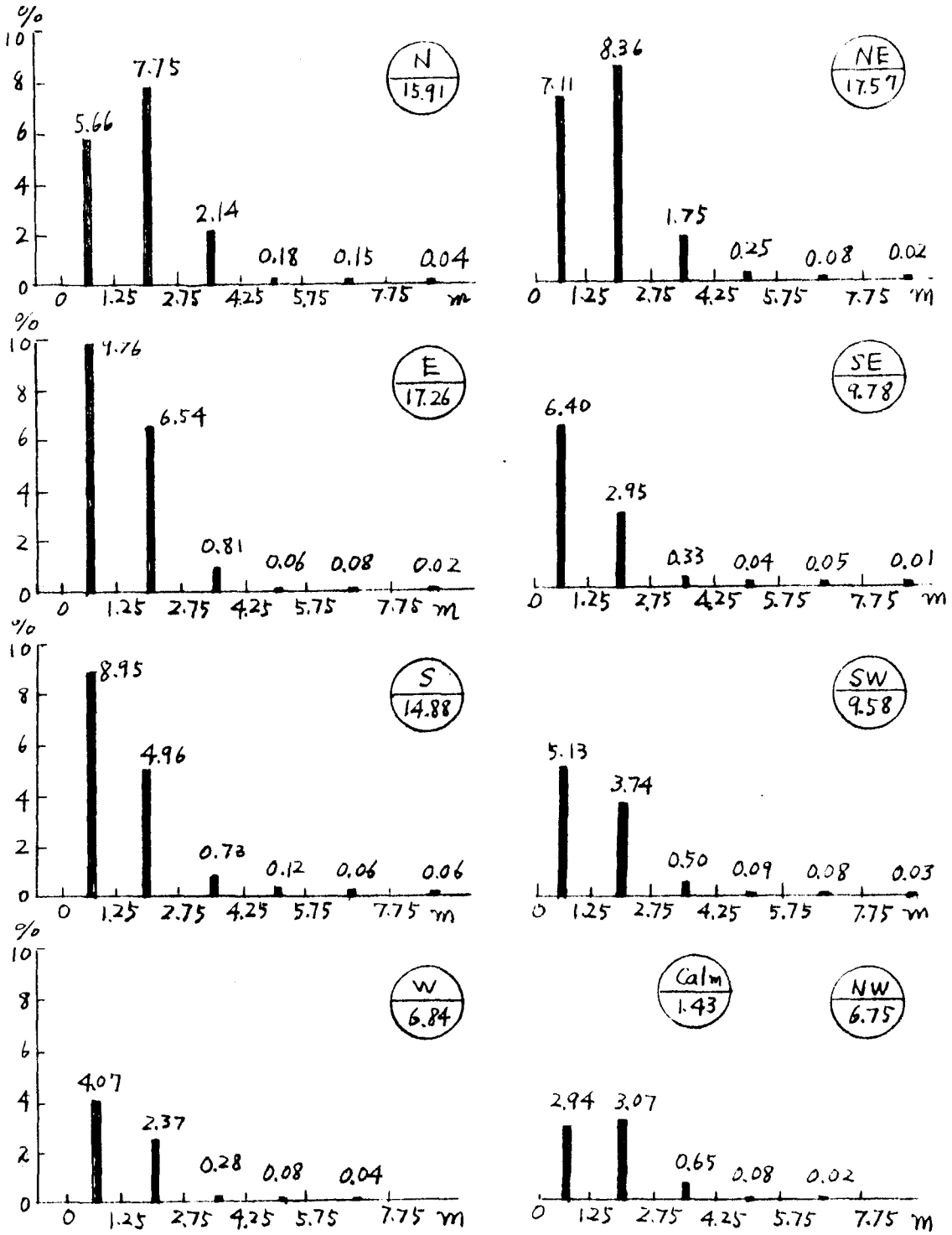


Fig. 1.5　波向別波高頻度（4b海域）

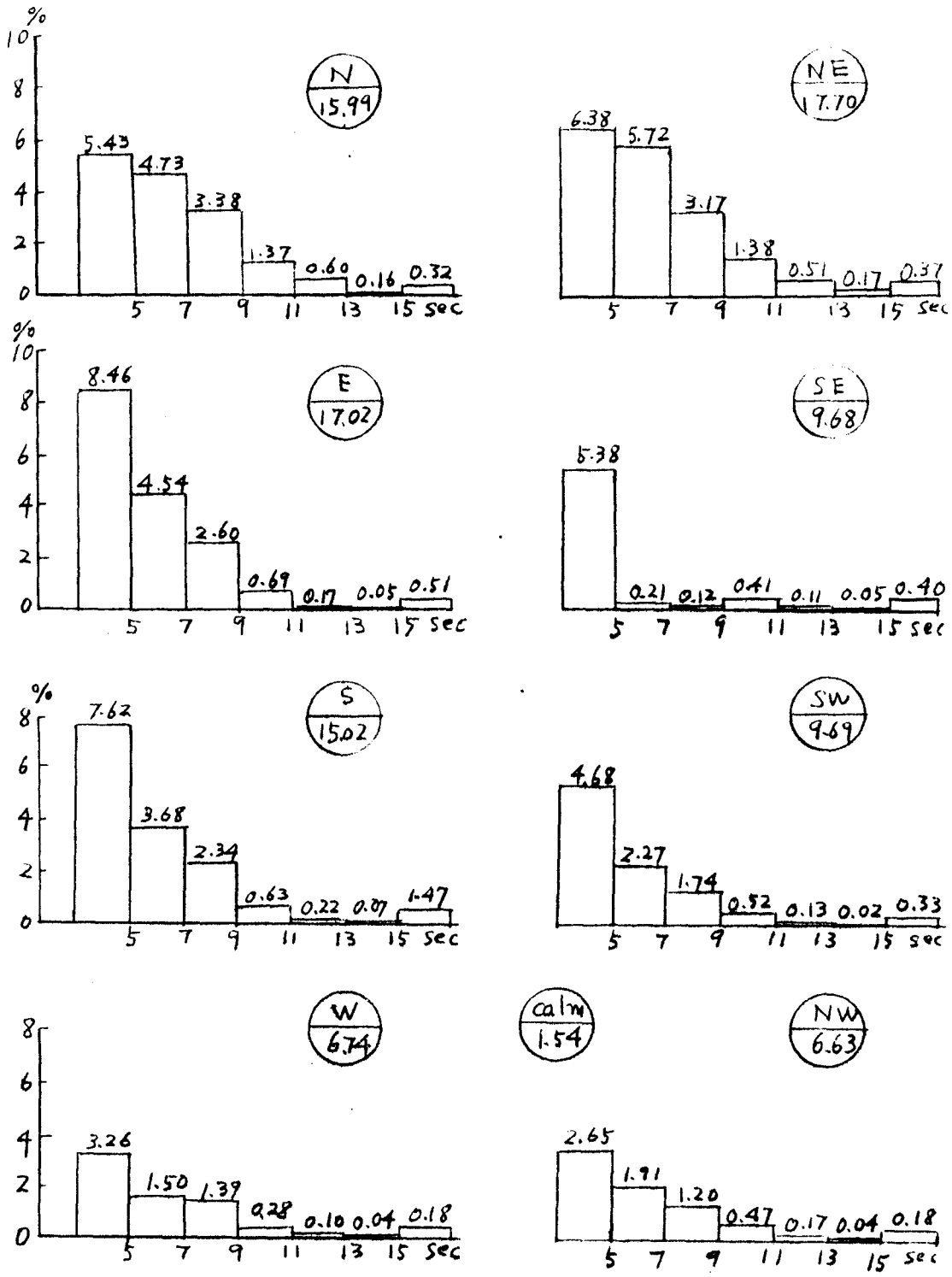


Fig. 1.6 波向別周期頻度（4b海域）

4b 海域

季節 Year 観測数 28,322

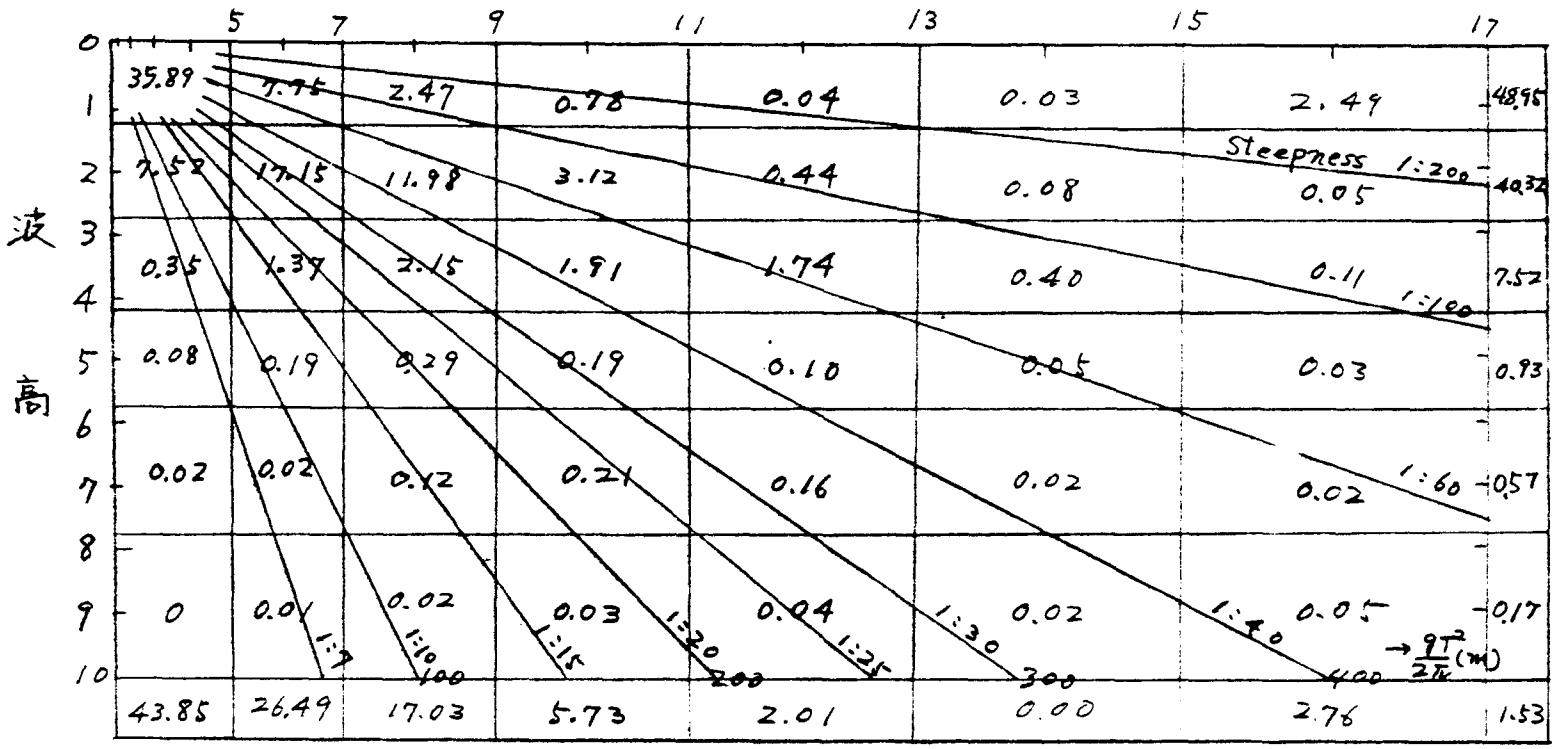


Fig. 1.7 周期波高出現頻度（4b 海域）

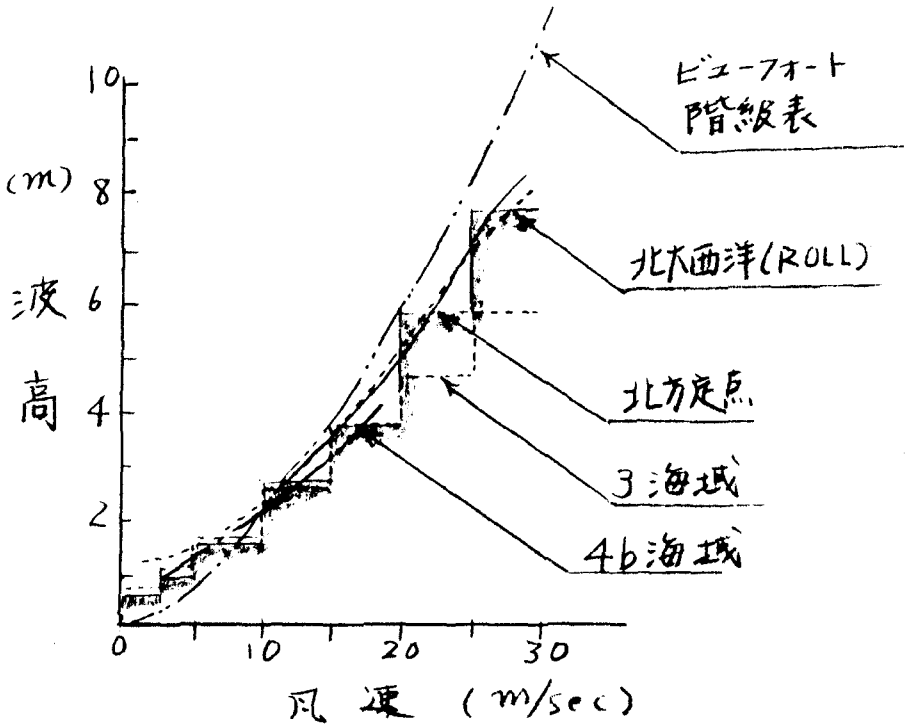


Fig. 1.8　風速と波高の関係

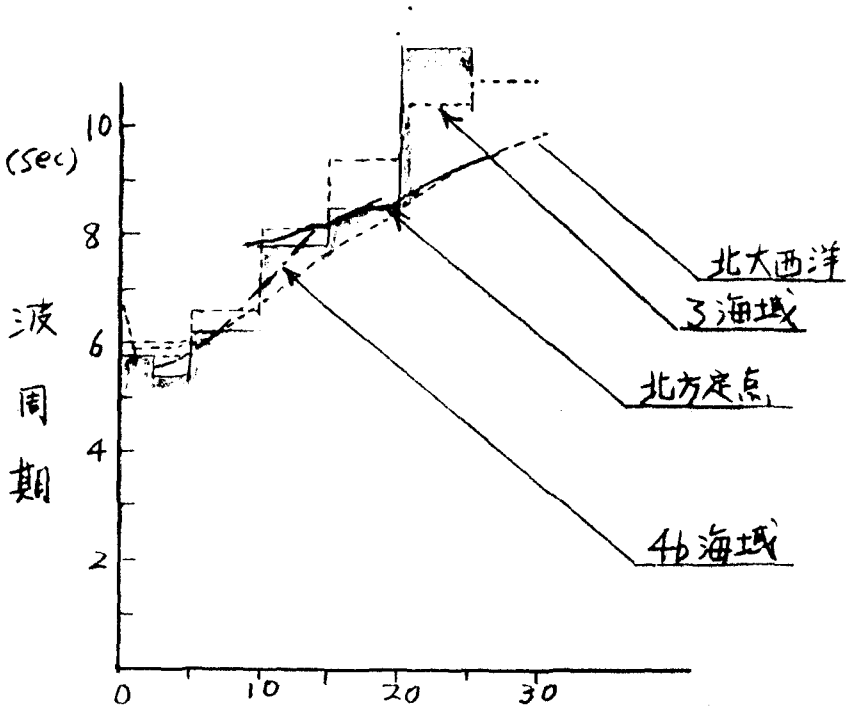


Fig.1.9　風速と波周期の関係

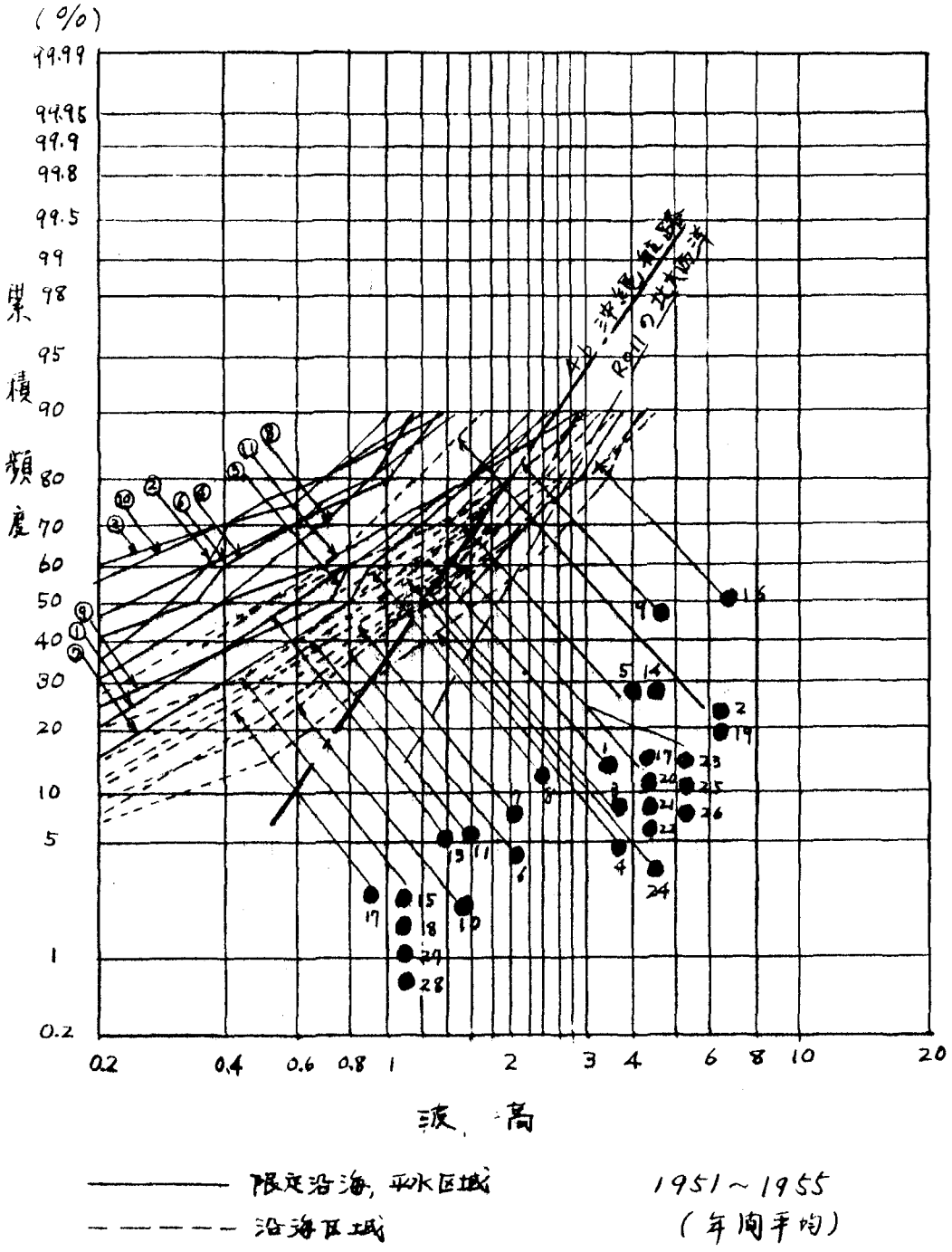


Fig. 1.10　日本沿岸波高頻度

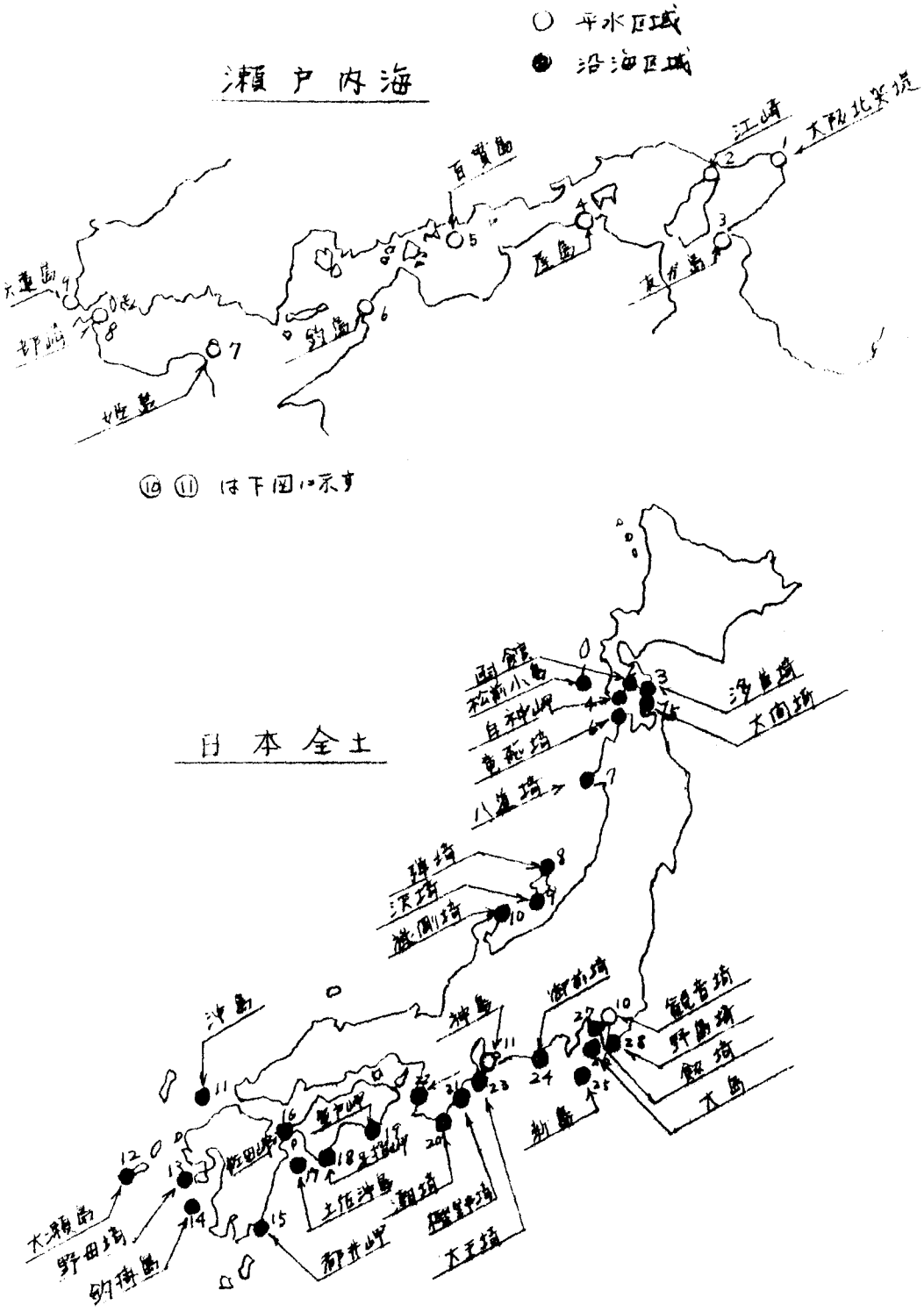


Fig. 1.11 日本沿岸の波浪観測点

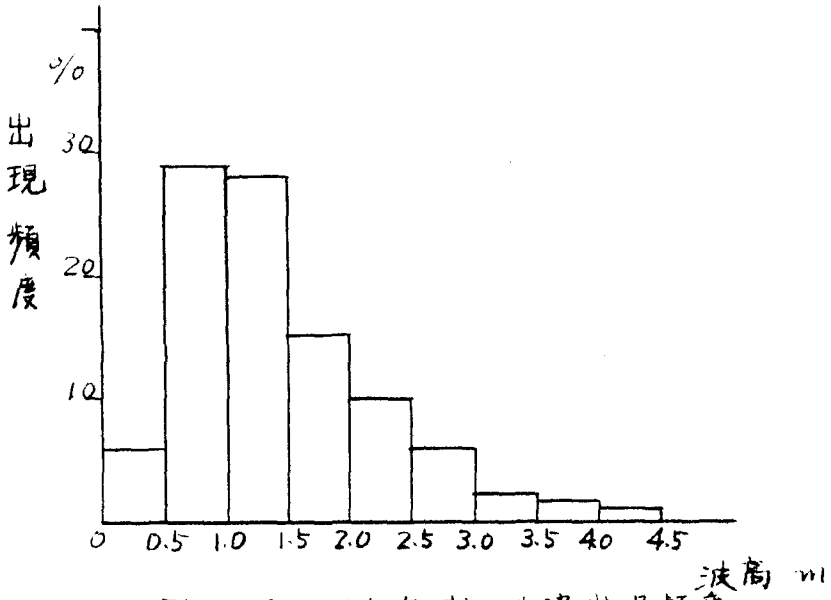
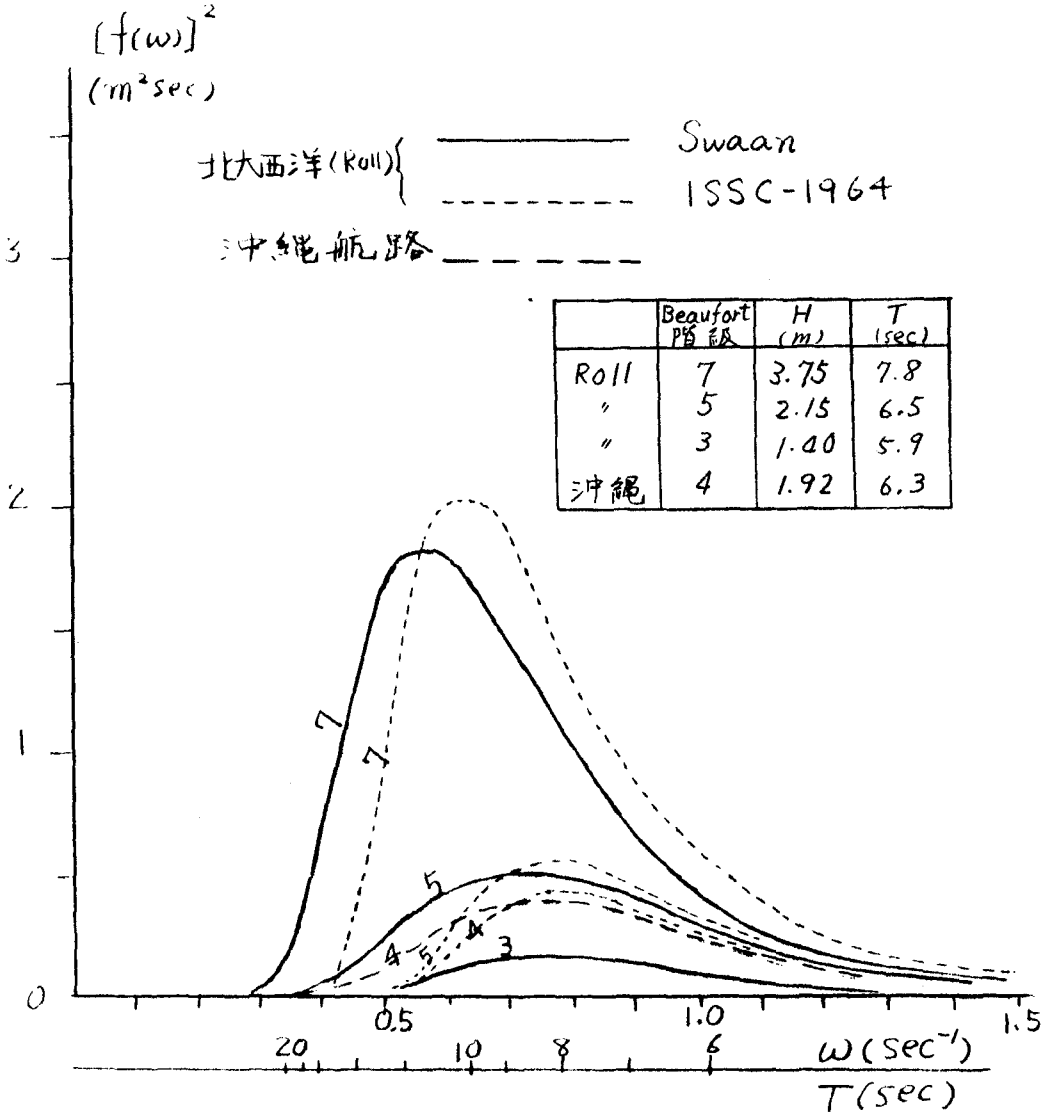


Fig. 1.12 4b海域の波浪出現頻度



	Beaufort 階級	H (m)	T (sec)
Roll	7	3.75	7.8
〃	5	2.15	6.5
〃	3	1.40	5.9
沖縄	4	1.92	6.3

Fig. 1.13. 波のエネルギースペクトル

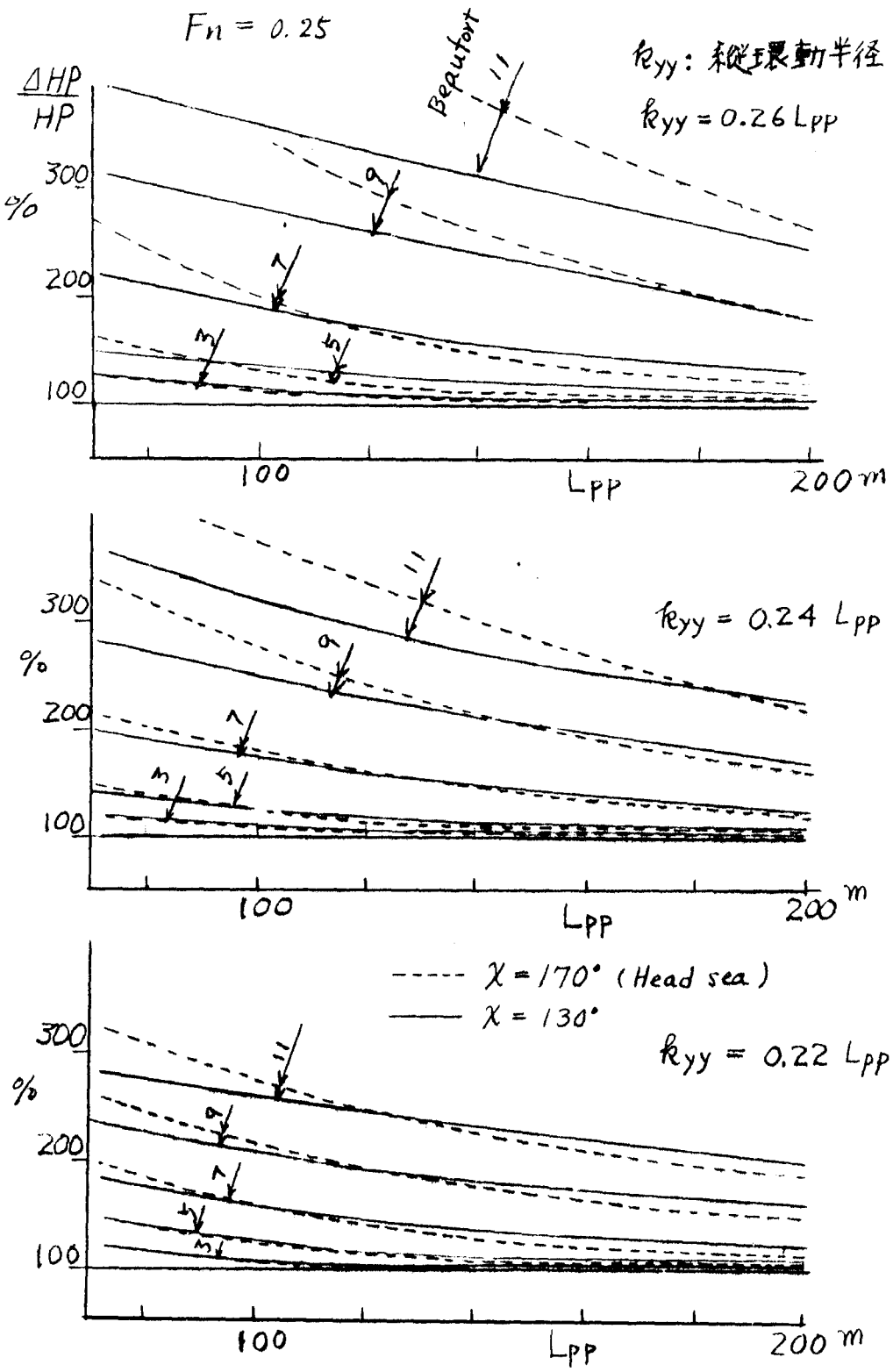


Fig. 1.14(a) 馬力増加率

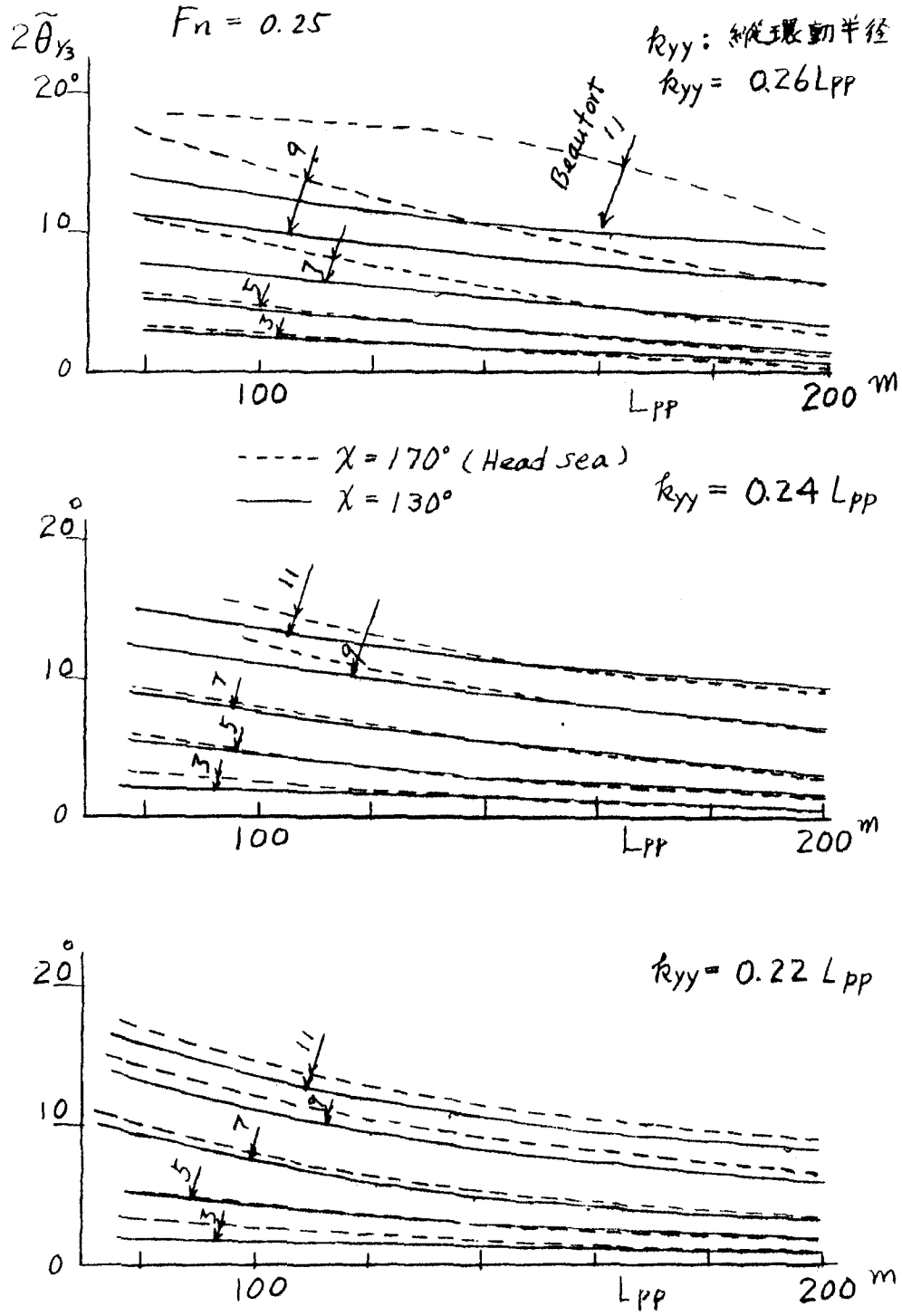

$2\tilde{\theta}_{1/3}$
Fn = 0.25
k_{yy} : 縦揺慣性半径
k_{yy} = 0.26 L_{pp}
Beaufort
20°
10
0
100
L_{pp}
200 m
χ = 170° (Head sea)
χ = 130°
k_{yy} = 0.24 L_{pp}
k_{yy} = 0.22 L_{pp}

Fig. 1.14 (b) 縦揺角

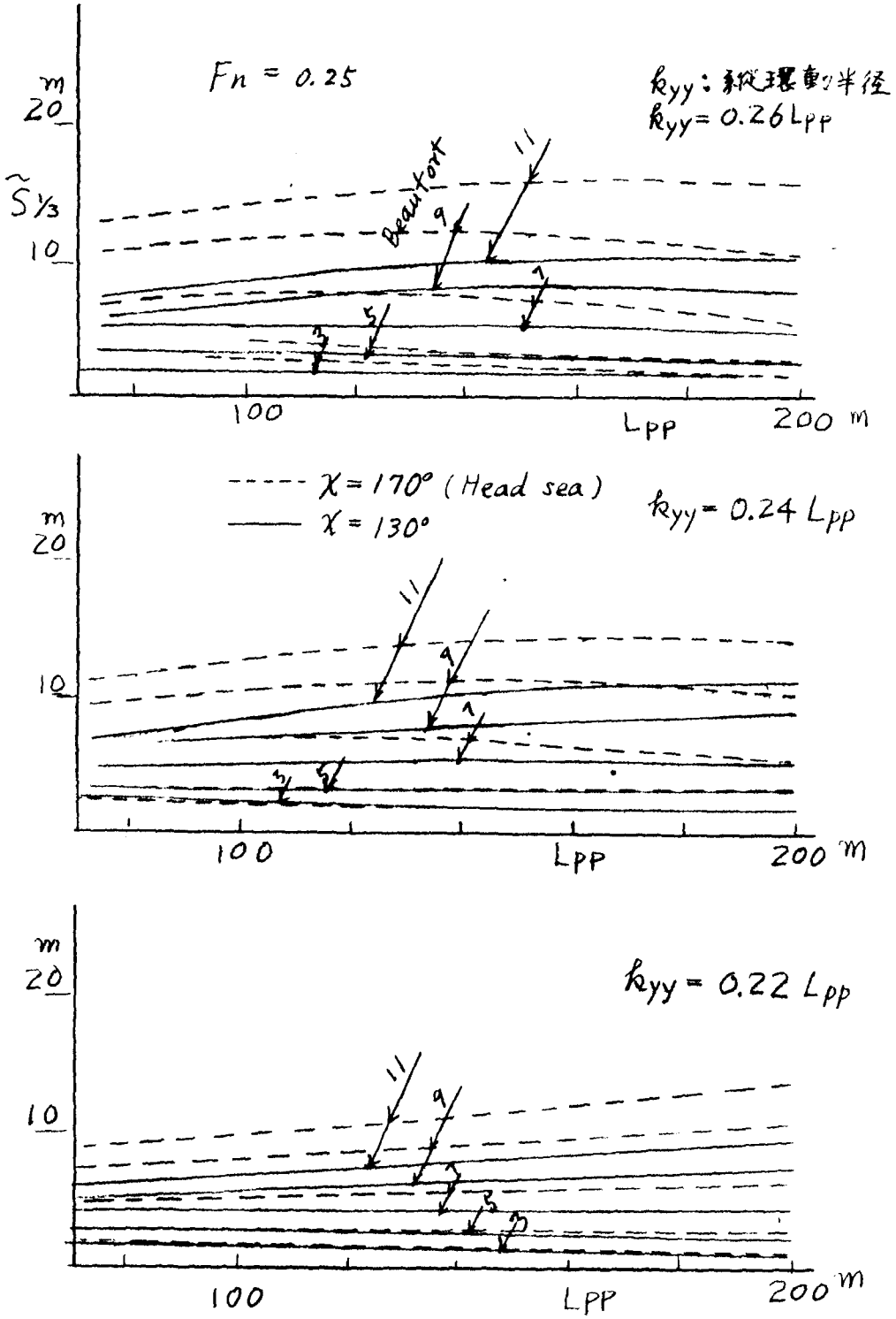


Fig. 1.14 (c) 船首相対変位

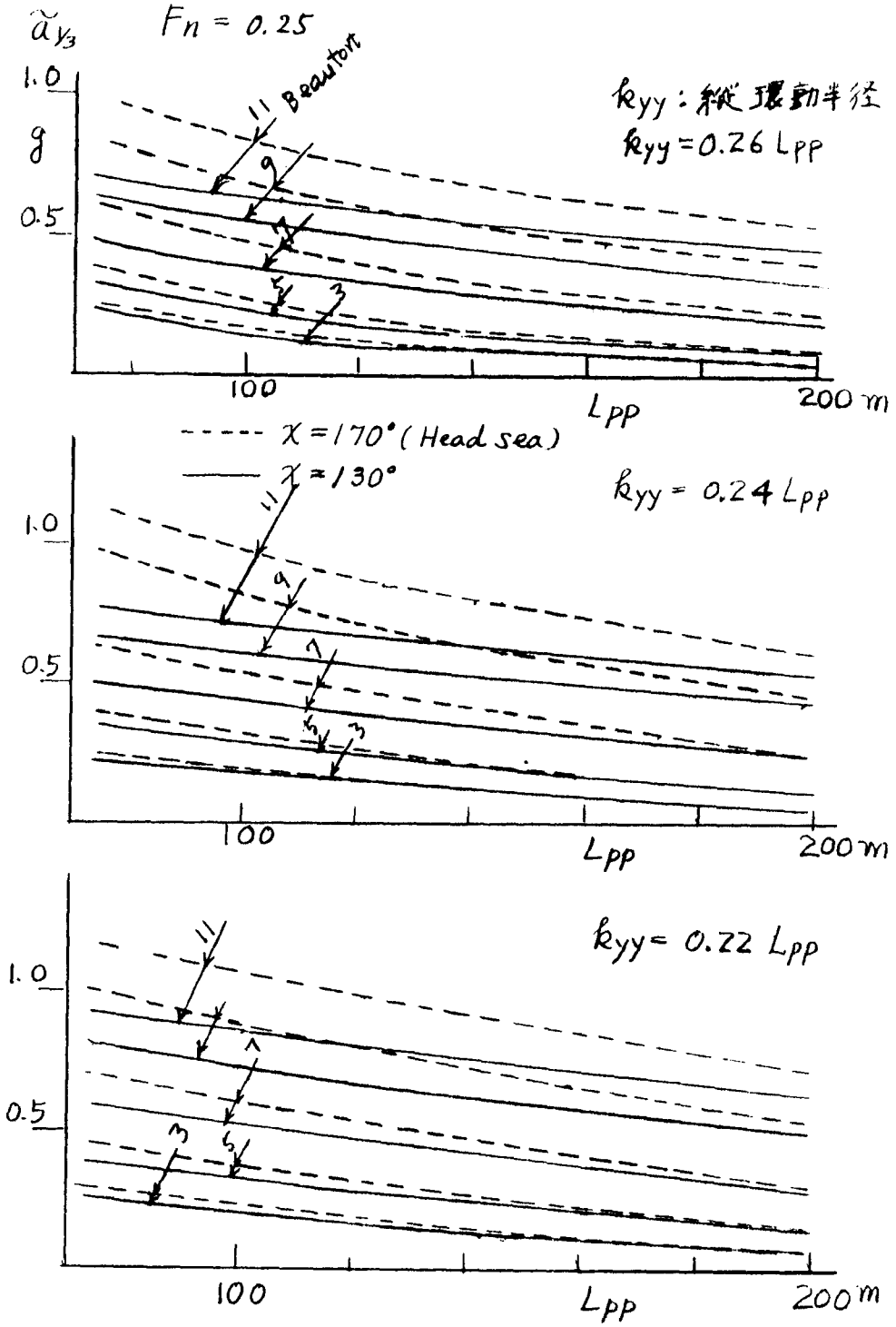


Fig. 1.14 (d) 船首上下加速度

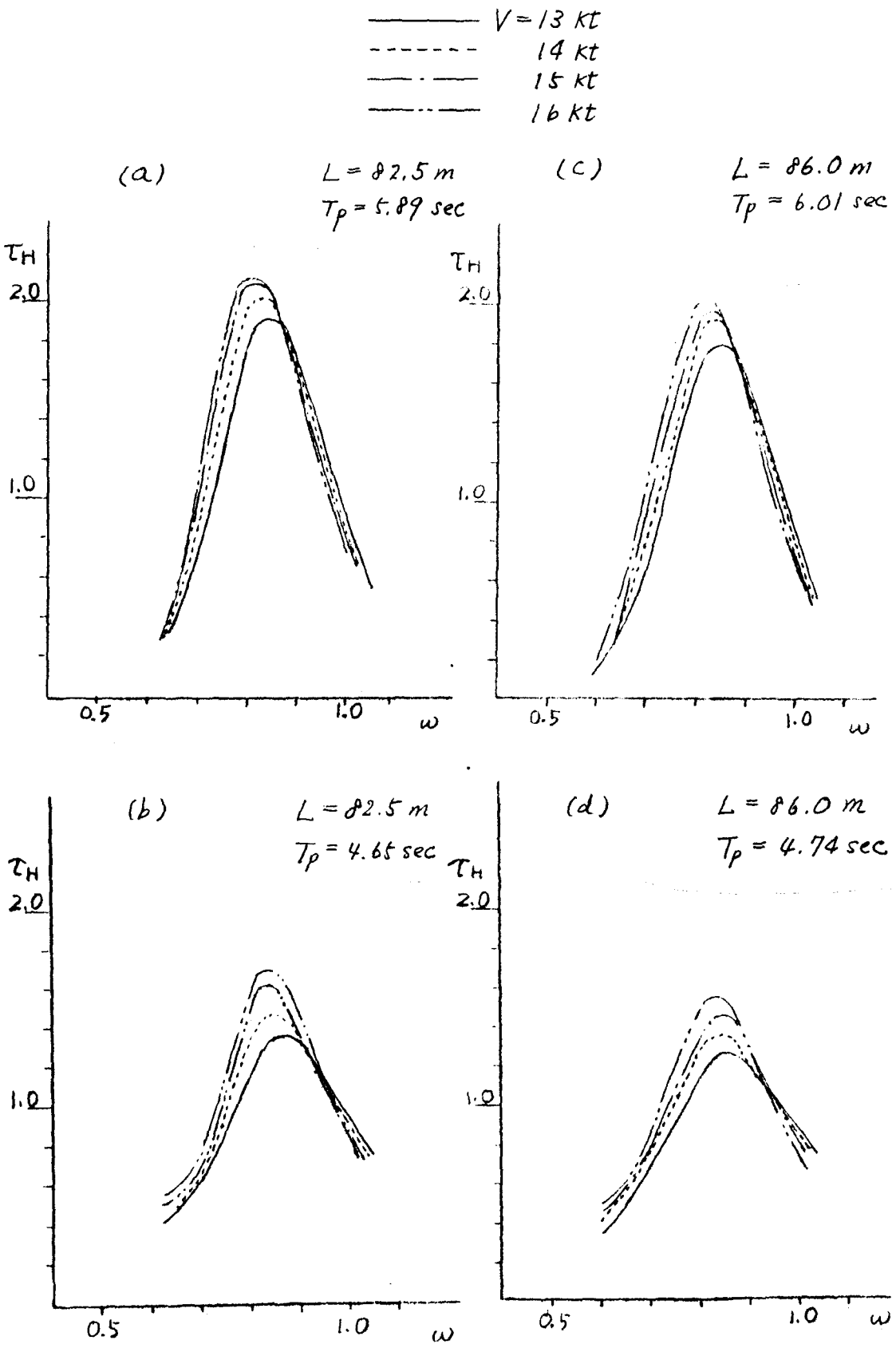


Fig. 1.15 推力増加係数 τ_H と波周波数 ω との関係

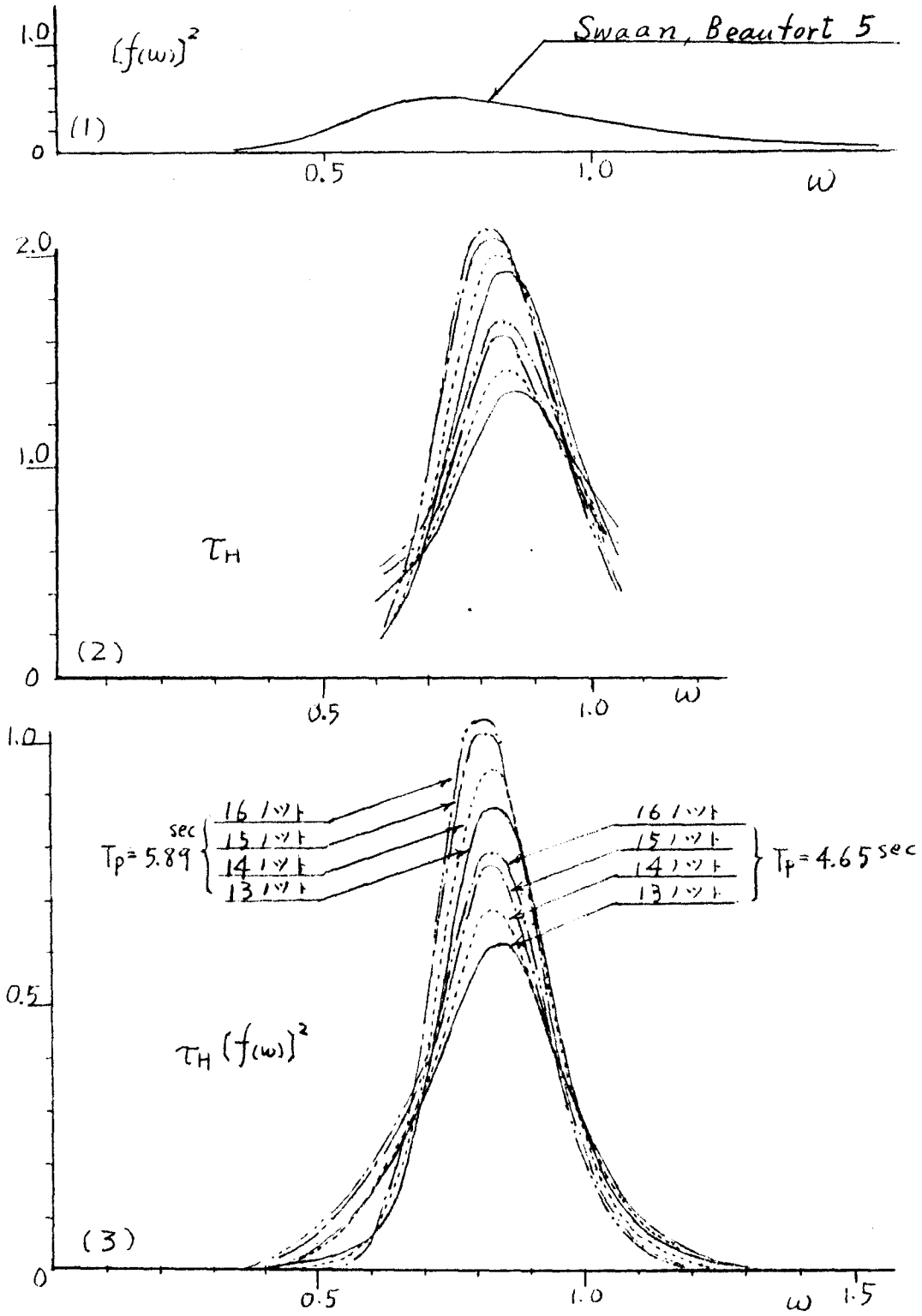


Fig. 1.16 (a) 不規則波中の推力増加 (Beaufort 5)

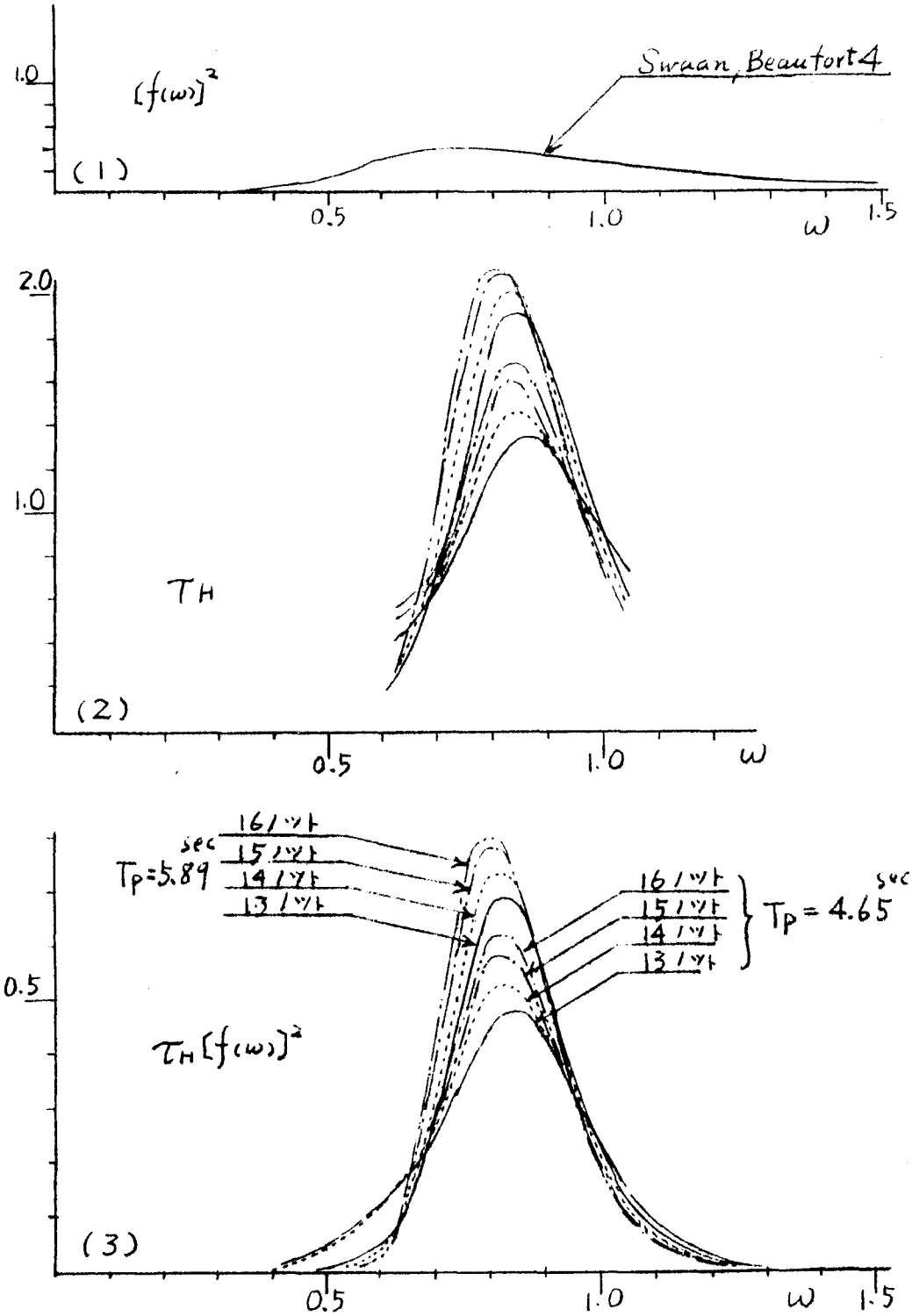


Fig. 1.16(b) 不規則波中の推力増加 (Beaufort 4)

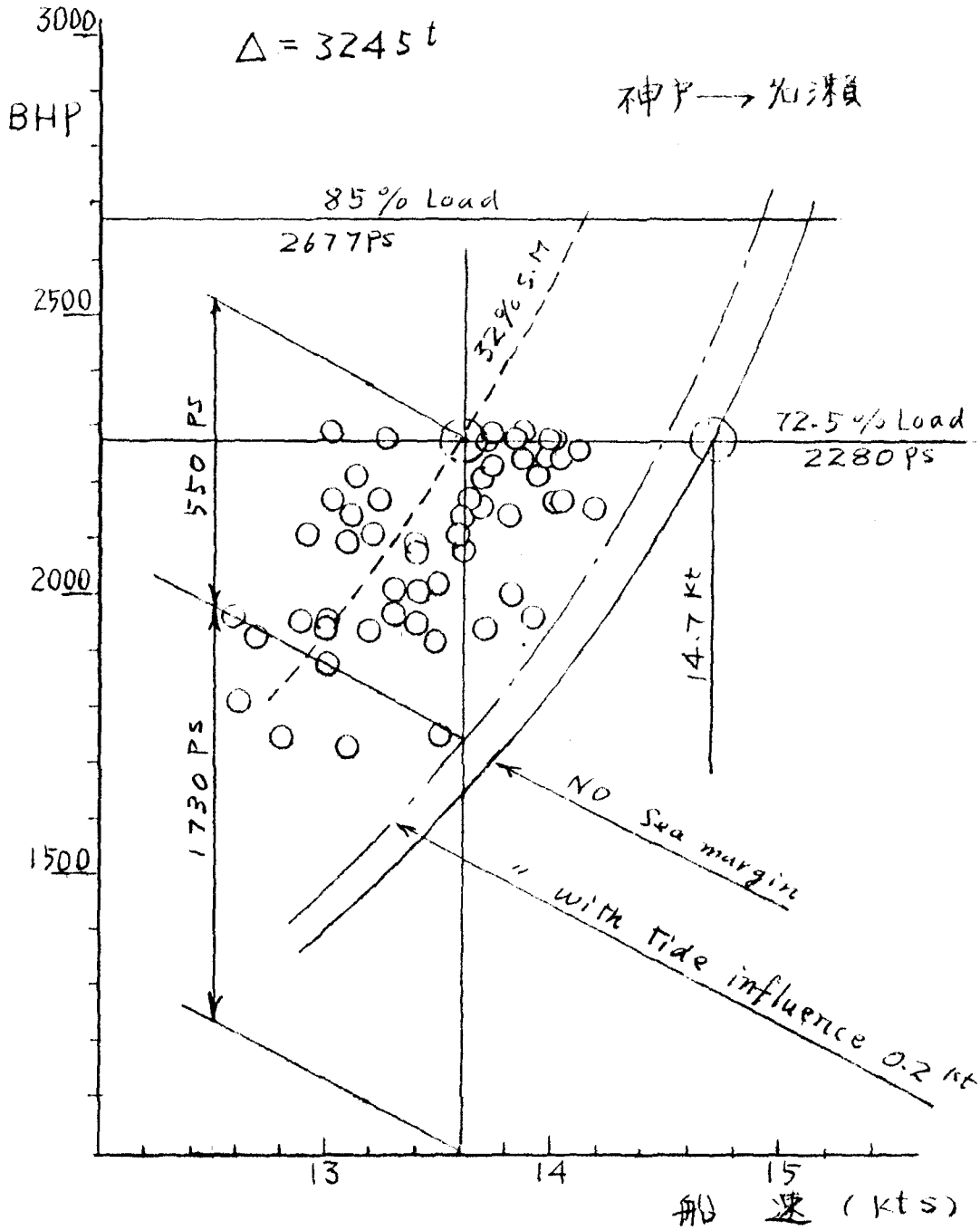
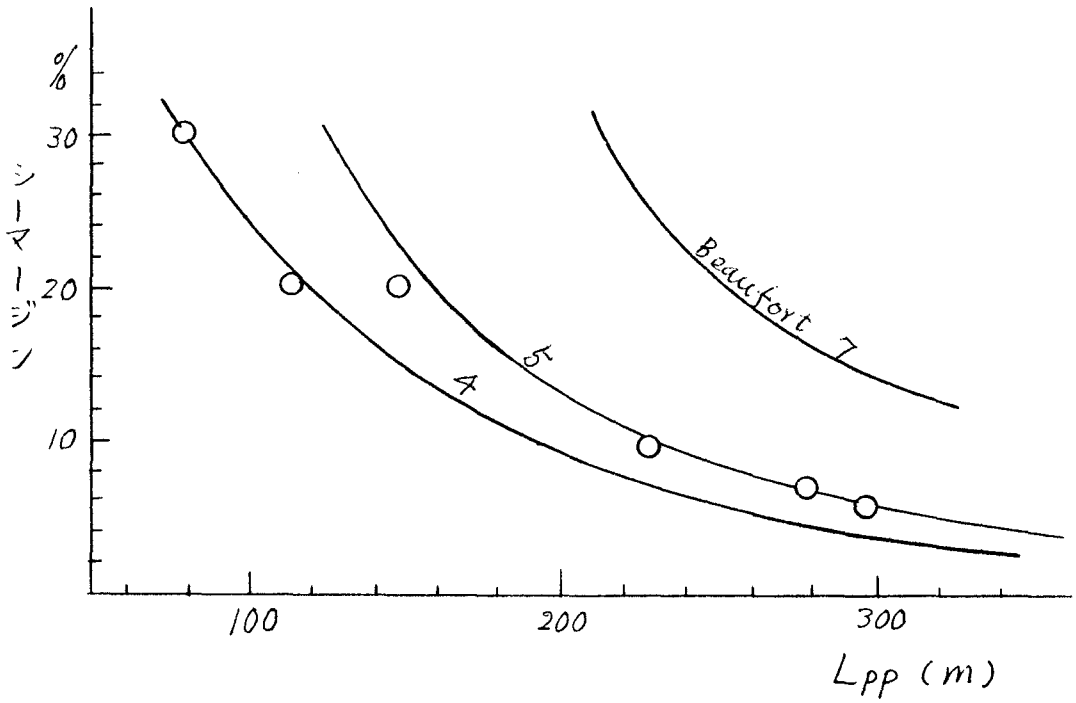


Fig. 1.17 浮島丸航海実績の分析



○印：実績

本図は各実績，理論，波浪中模型実験，海象観測資料等より推定した。

縦環動半径 $k_{yy} = 0.25\ L_{pp}$

$F_n \fallingdotseq 0.25$

平均海象	Beaufort
北太平洋，北大西洋	5 ～ 6
東南アジヤ	4
熱帯海域	3 ～ 4

Fig. 1.18 シーマージンと L_{pp} との関係

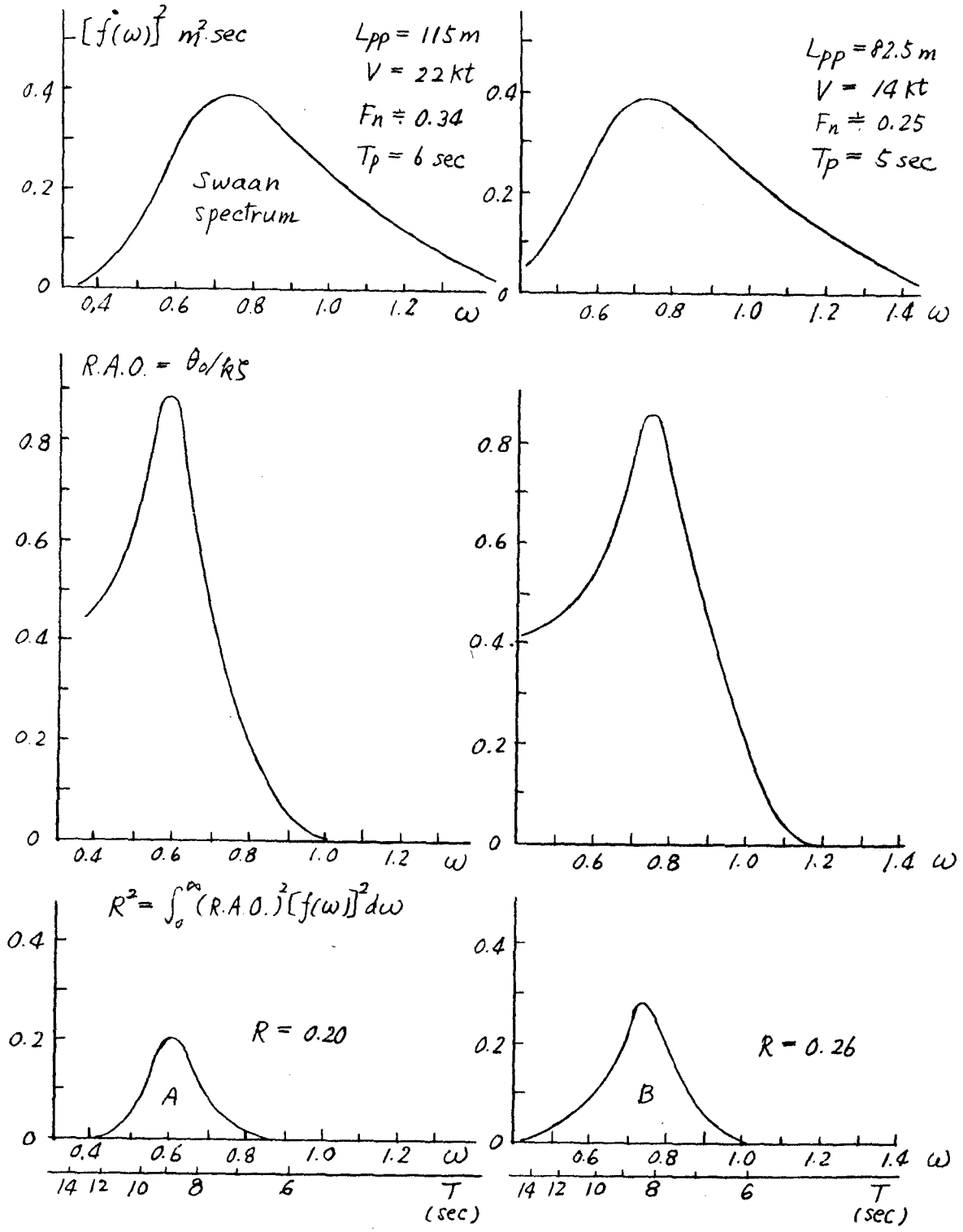


Fig. 1.19　船の長さ，船速と縦揺角との関係

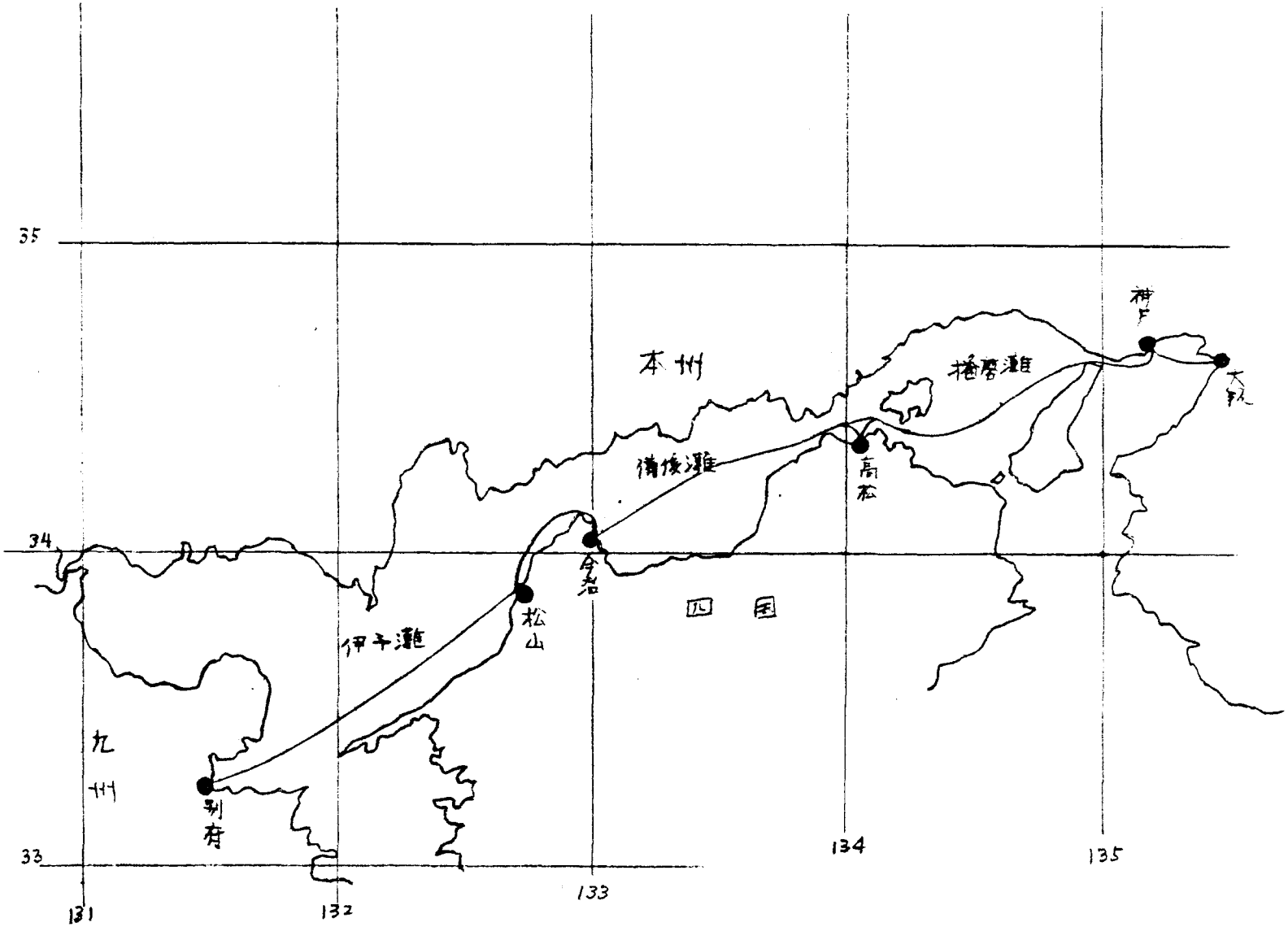
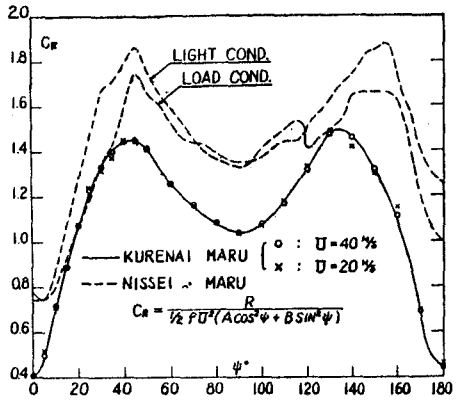
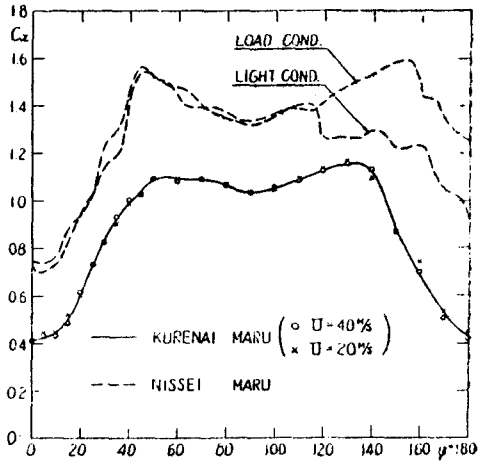


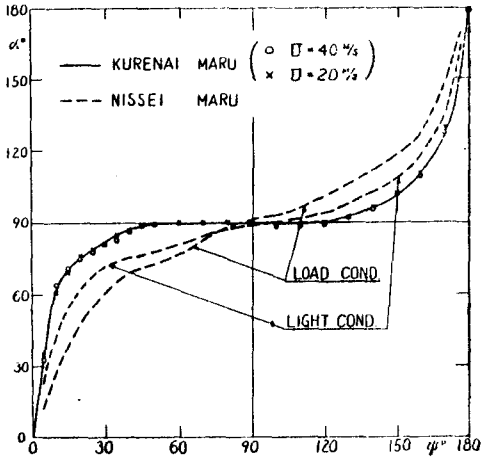
Fig. 2.1　瀬戸内海航路図



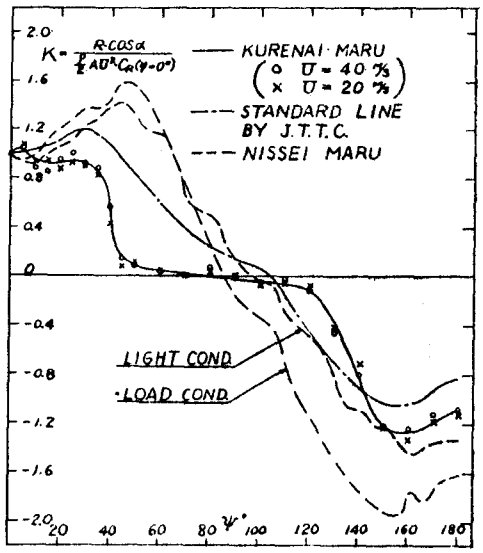
(a) Curves for Resultant Wind Force Coefficient C_R



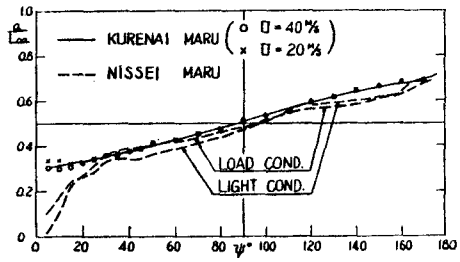
(d) Curves for Wind Drag Coeffient C_x



(b) Curves for Direction of Resultant Wind Force α^0



(e) Curves for Wind Direction Effect Coefficient K



(c) Curves for Distance from Fore Perpendicular a of the Centre of Resultant Wind Force

(a) 風圧合力係数 $C_R = \dfrac{R}{\frac{1}{2}\rho U^2(A\cos^2\psi + B\sin^2\psi)}$

(b) 風圧合力偏角 α

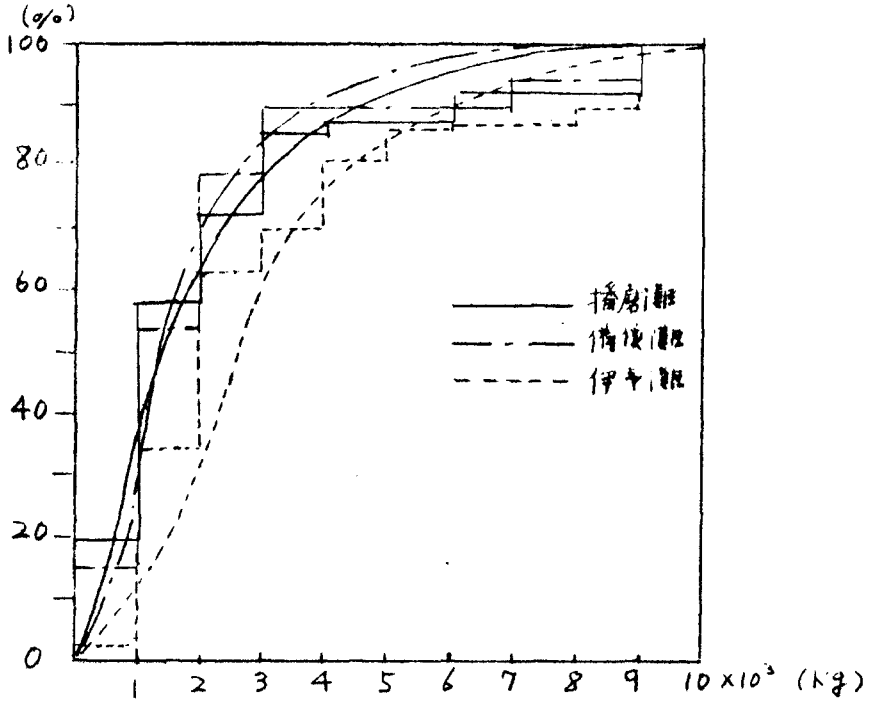
(c) 風圧中心位置 a/L_{OA} (a は F.P. から)

(d) 風圧抗力係数 $C_x = \dfrac{R\cos(\alpha-\psi)}{\frac{1}{2}\rho U^2(A\cos^2\psi + B\sin^2\psi)}$

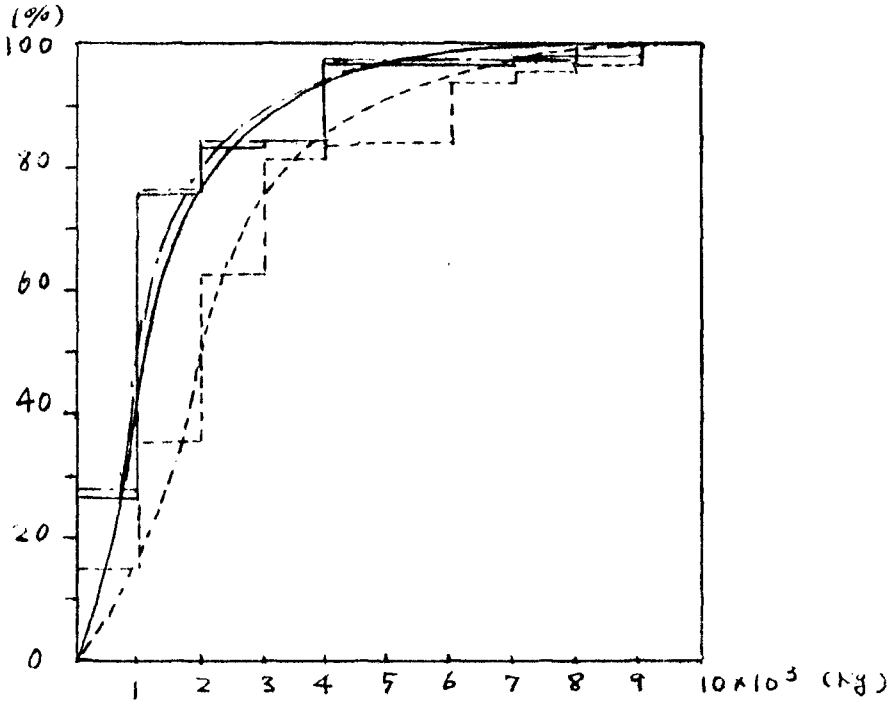
(e) 風向影響係数 $K = \dfrac{R\cos\alpha}{\frac{1}{2}\rho U^2 A\, C_R(\psi=0^\circ)}$

U = 相対風速 (m/sec)
ψ = 相対風向偏角
A = 水線上正面投影面積 (m^2)
B = 水線上側面投影面積 (m^2)

Fig. 2.2 くれない丸の風洞試験結果



(a) 往 航



(b) 復 航

Fig. 2·3 風圧抵抗累積分布曲線

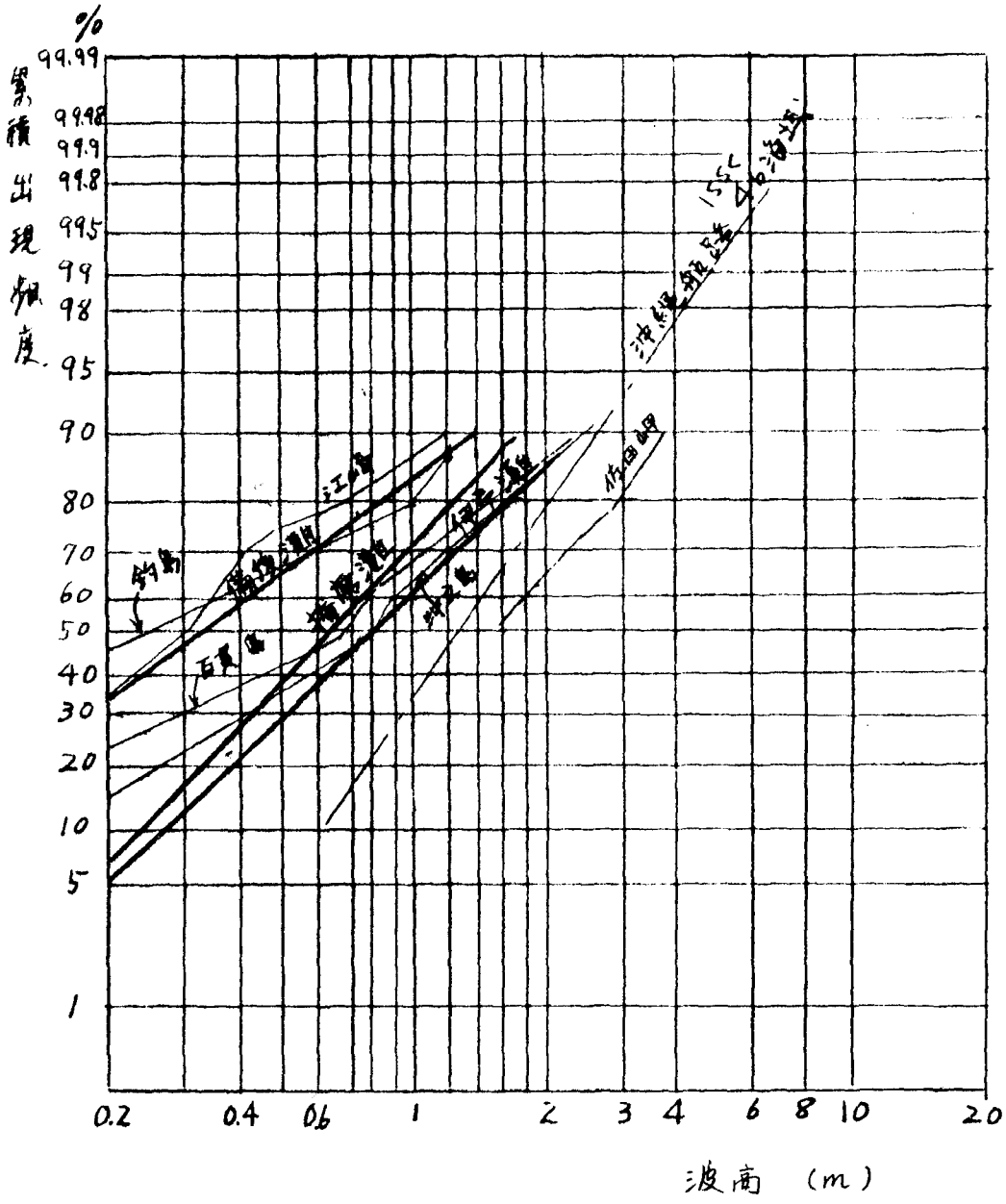


Fig. 2.4 瀬戸内海における波高の分布

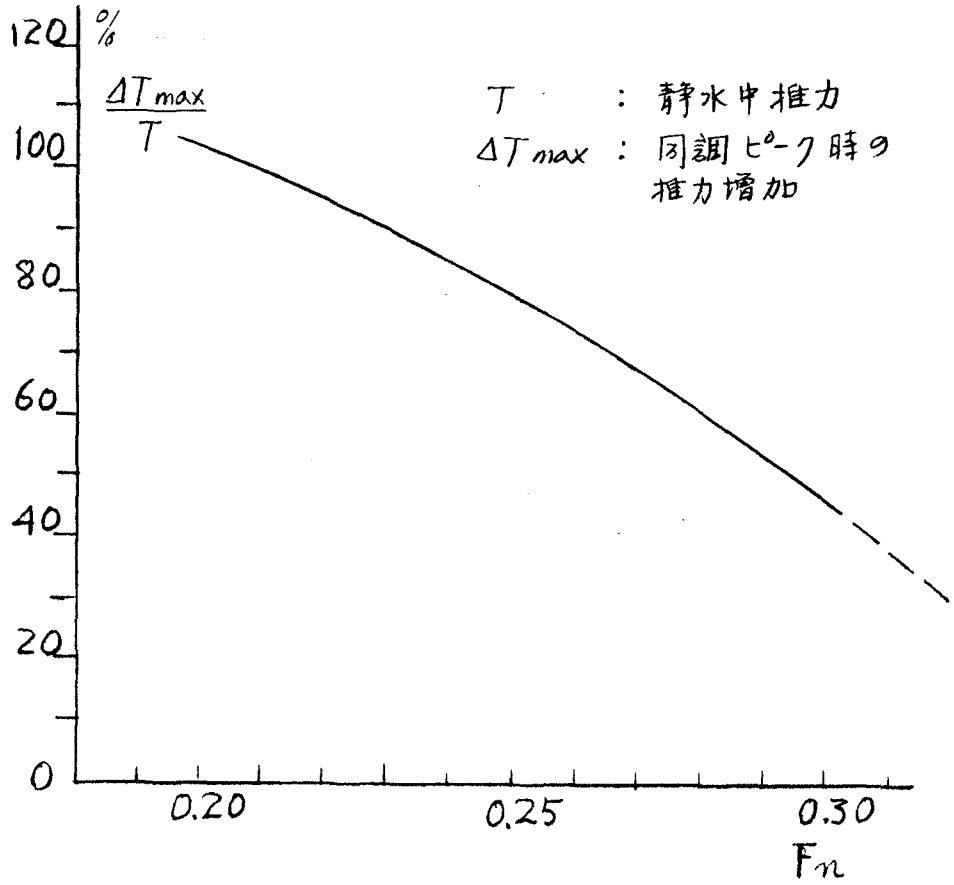


Fig. 2.5 沖之島丸 推力増加率曲線

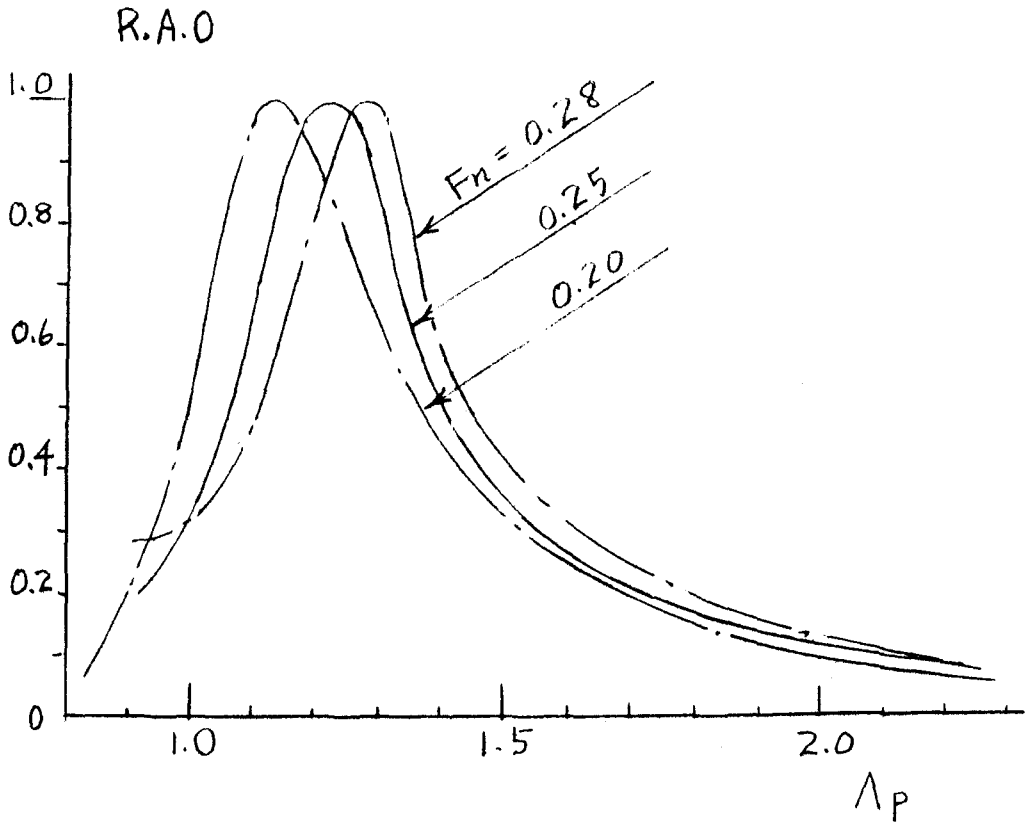


Fig. 2.6 沖之島丸 推力増加応答特性

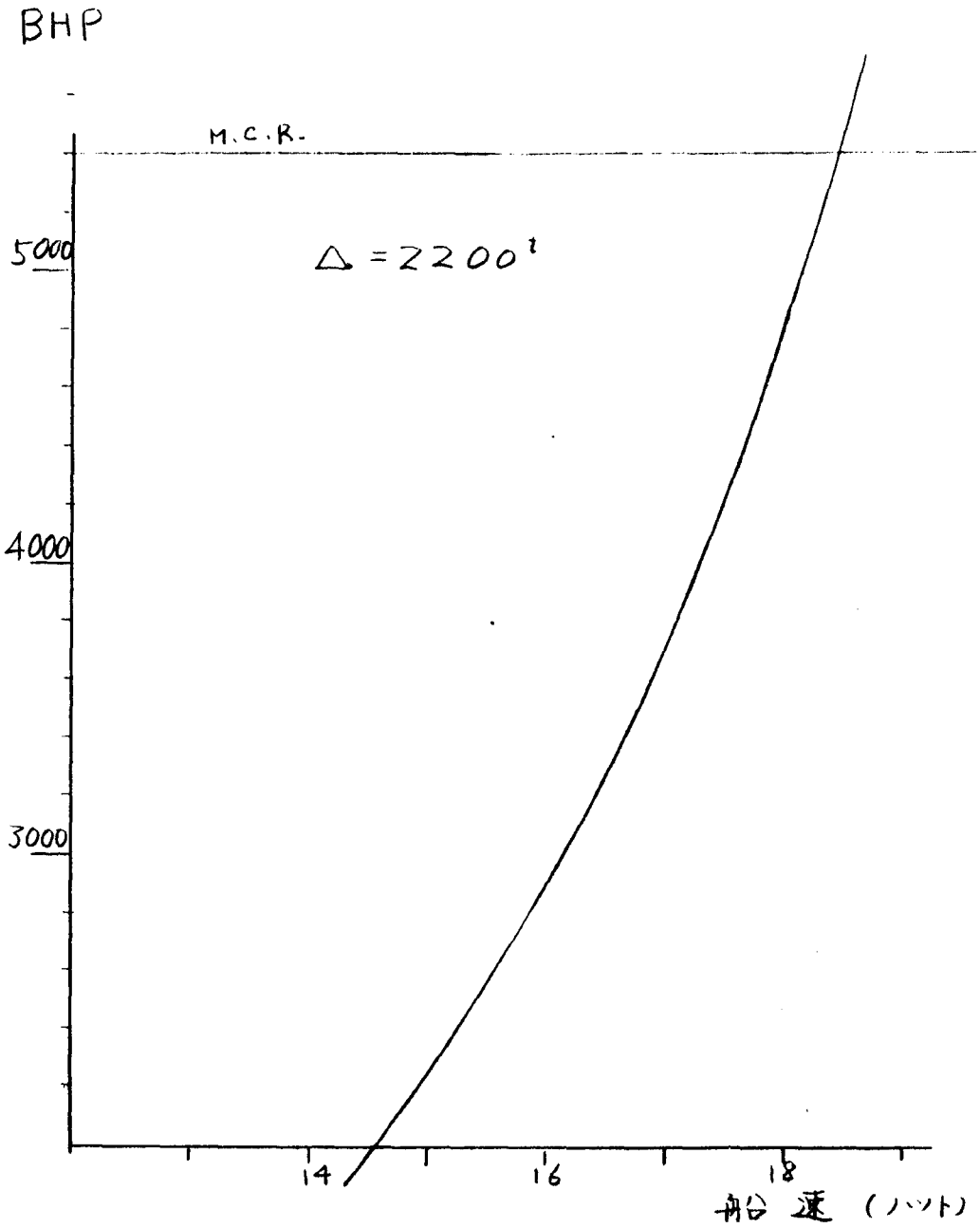
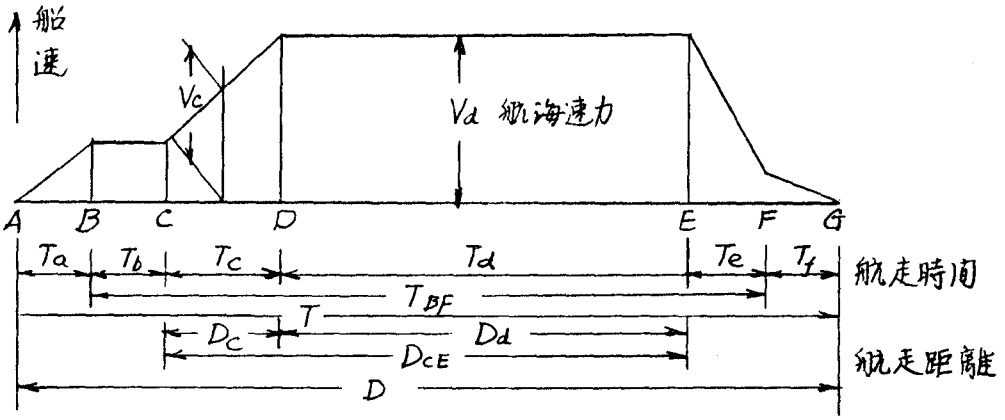


Fig. 2.7　　くれない丸の馬力曲線



A ～ B　：　離岸時間

B ～ C　：　港内通過時間

C ～ D　：　主機不整定時間

D ～ E　：　主機整定時間

E ～ F　：　主機減速時間

F ～ G　：　着岸時間

平均速力：

$$V = \frac{D}{T_b + T_c + T_d + T_e} = \frac{D}{T_{BF}}$$

Fig. 2.8　運航の状態

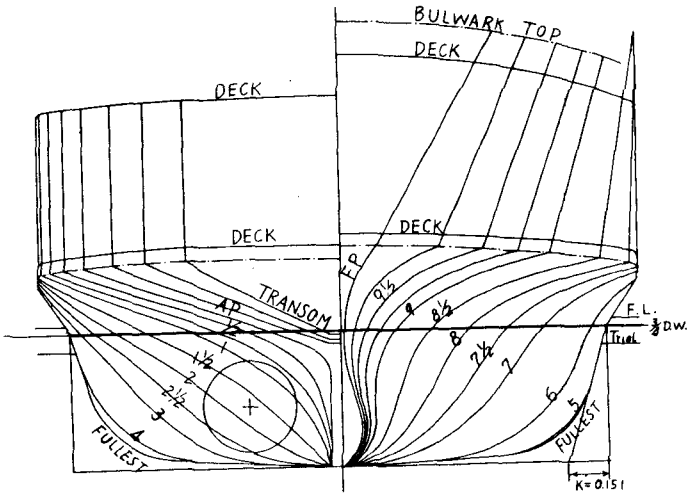


Fig. 3.1(a) Body plan of A-1.

A-2,A-3 : Frame lines are similar with A-1 except stern parts, but A-3 has not bulb.

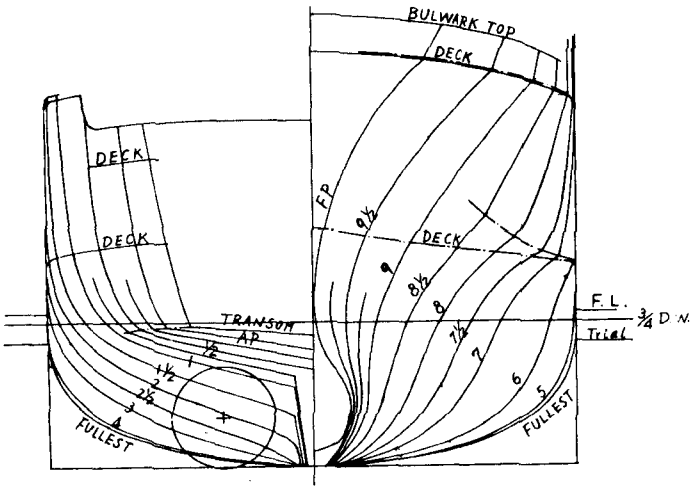


Fig. 3.1(b) Body plan of C-1.

C-2 : Frame lines are similar with C-1 except stern parts.

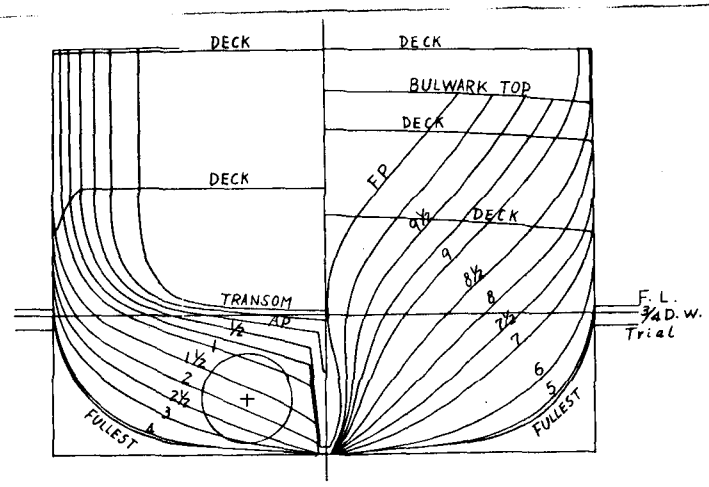


Fig. 3.1(c) Body plan of D-1.

D-2,D-3 : Frame lines are similar with D-1 except stern parts.

Fig. 3.1 高速フェリー船型の正面線図

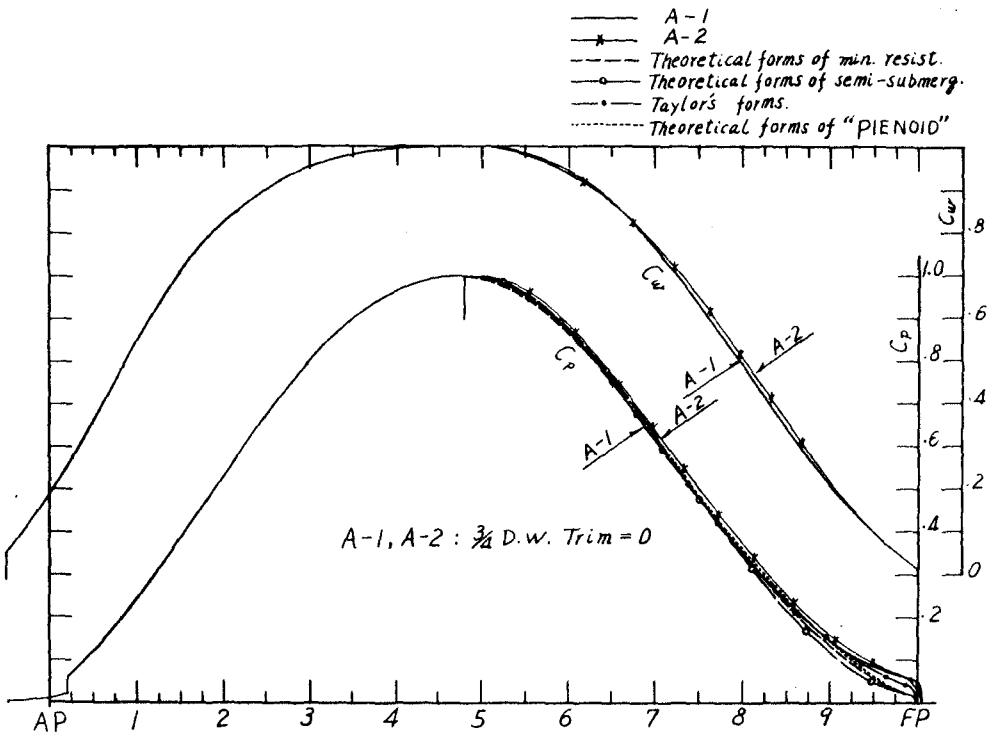


Fig. 3.2 (a) Series A の Cp Cw 曲線
Optimum Fn ≒ 0.30
Cpf = 0.52 ~ 0.53, Cp = 0.54 ~ 0.56

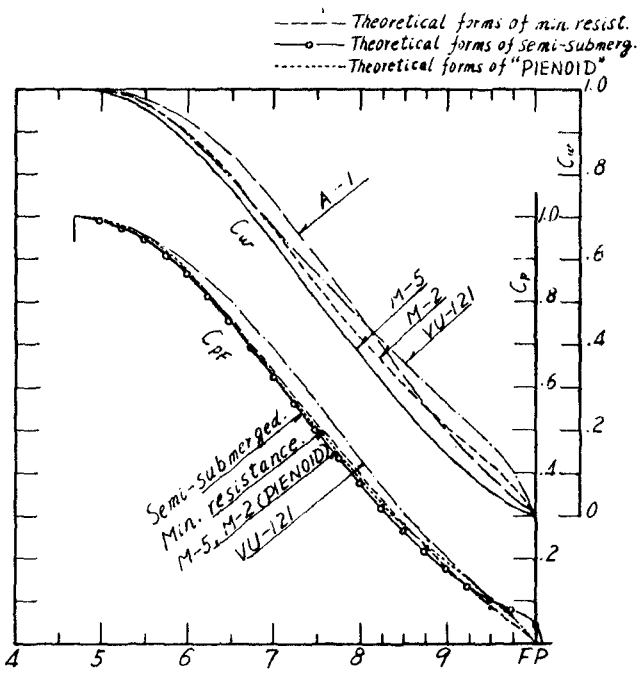


Fig. 3.2 (b) Series B (理論船型) の Cp, Cw 曲線
Optimum Fn = 0.29 ~ 0.32
Cpf = 0.545 ~ 0.58, Cp = 0.57 ~ 0.60

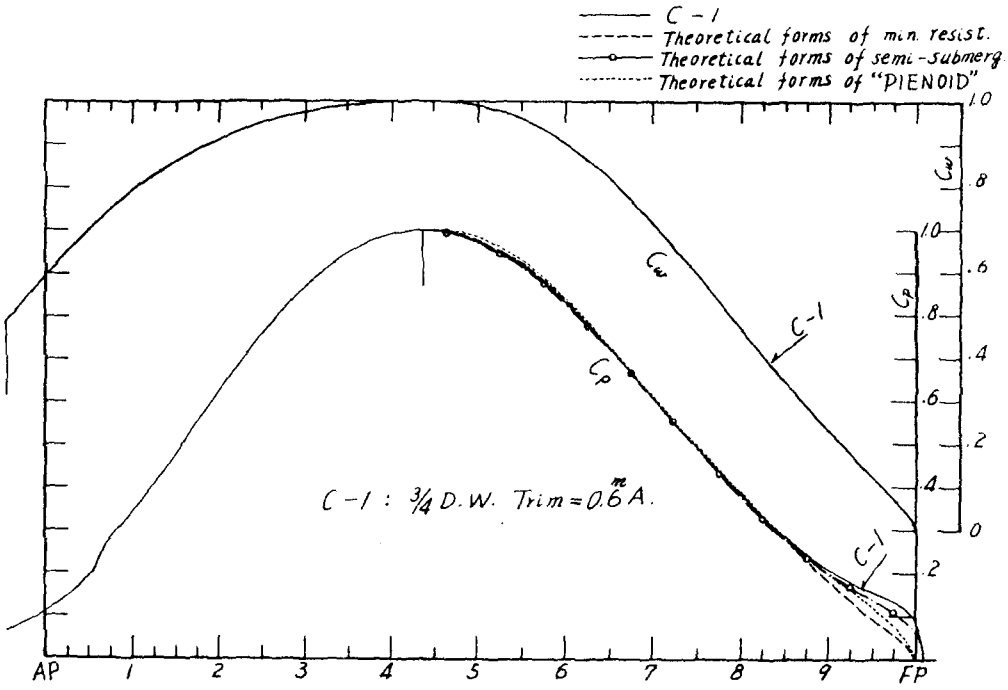


Fig. 3.2(c) Series C の Cp, Cw 曲線

Optimum Fn = 0.335 ~ 0.35

Cpf ≒ 0.57, Cp ≒ 0.595

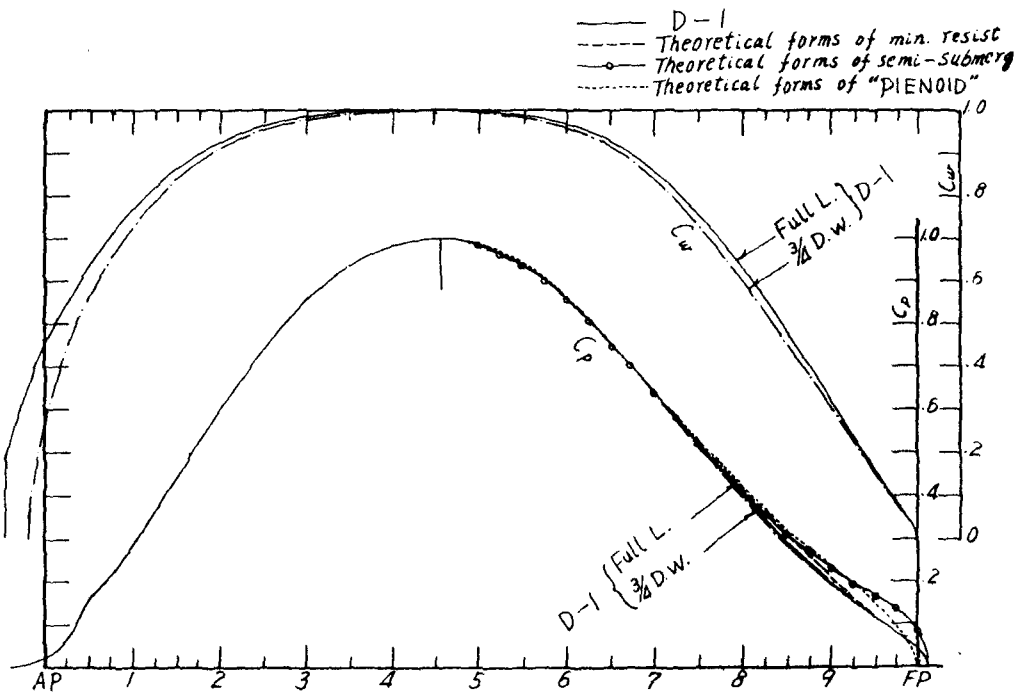


Fig. 3.2(d) Series D の Cp, Cw 曲線

Optimum Fn ≒ 0.34

Cpf = 0.575 ~ 0.584, Cp = 0.59 ~ 0.60

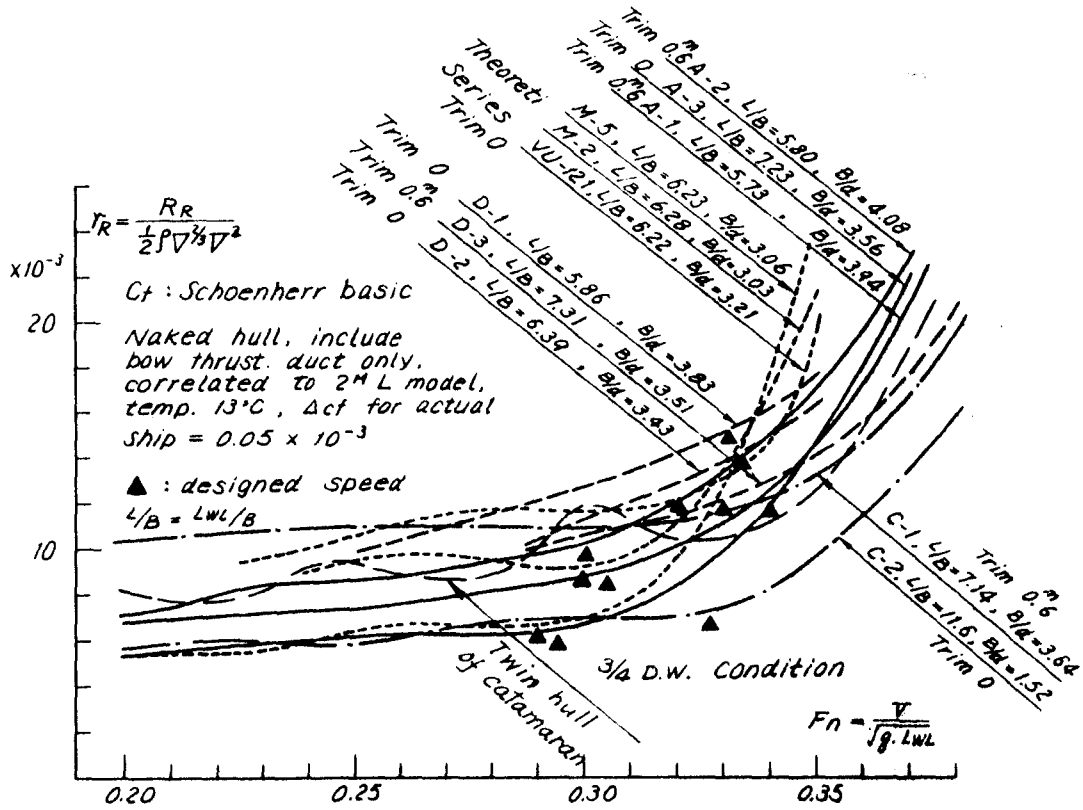


Fig. 3.3 剰余抵抗係数曲線

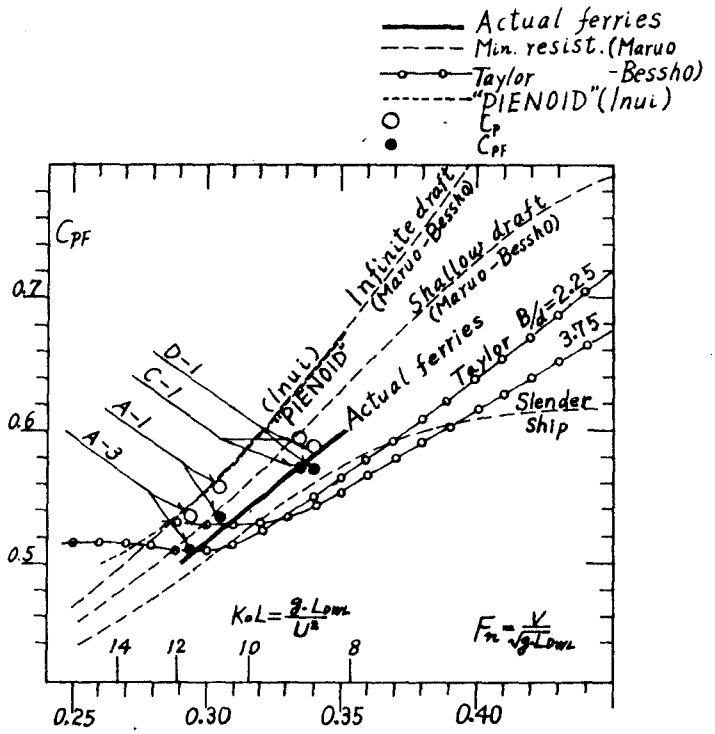


Fig. 3.4 最適 C_{pf} とフルード数との関係

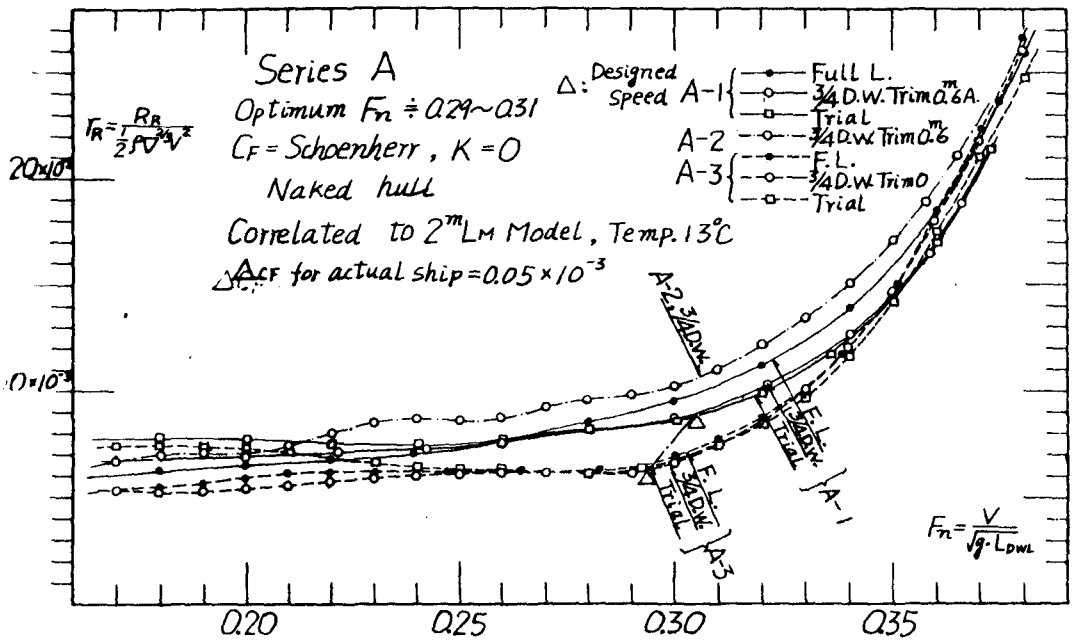


Fig. 3.5 (a) Series A の剰余抵抗係数曲線

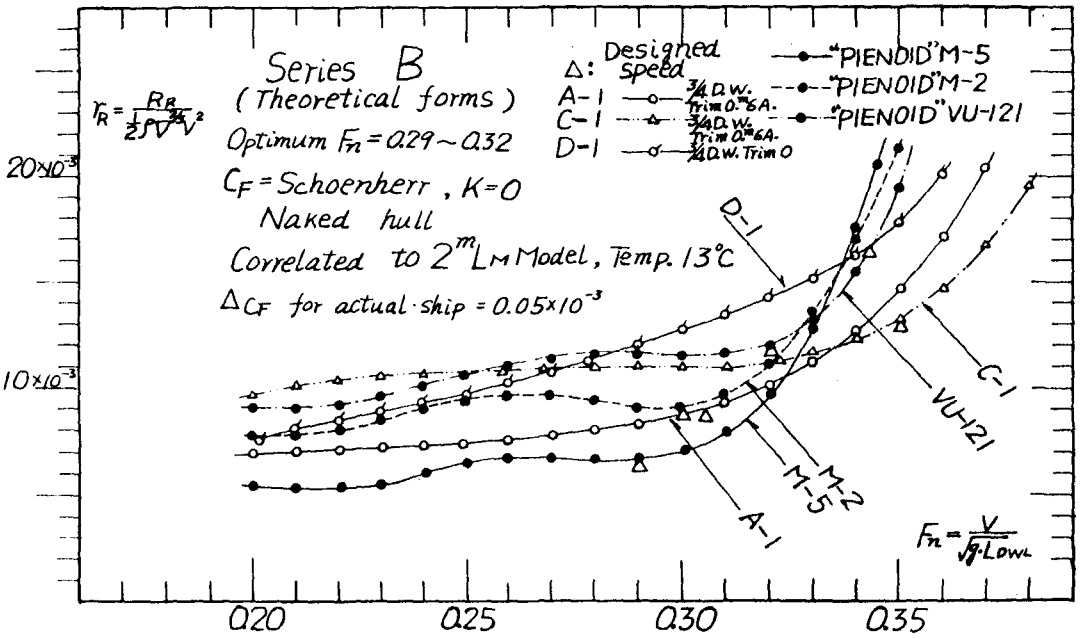


Fig. 3.5 (b) Series B の剰余抵抗係数曲線

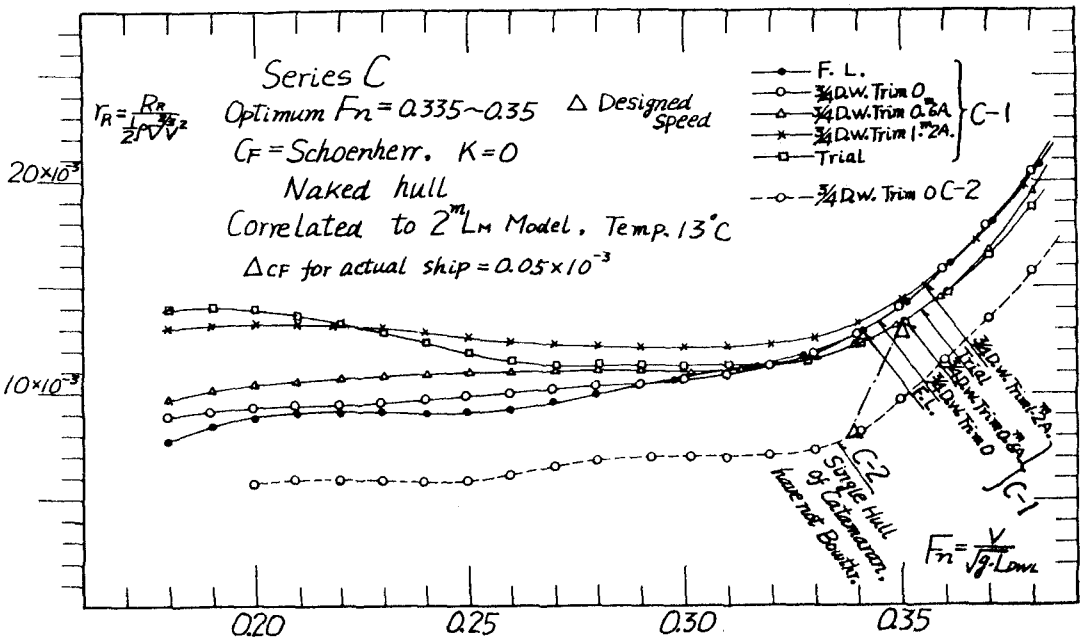


Fig. 3.5 (c) Series C の剰余抵抗係数曲線

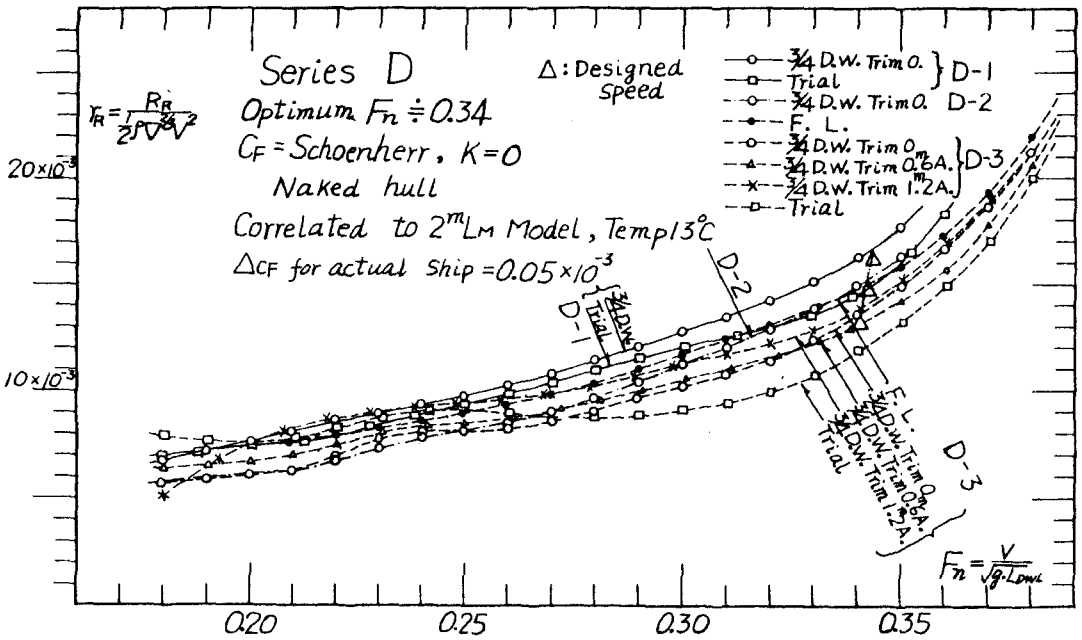


Fig. 3.5 (d) Series D の剰余抵抗係数曲線

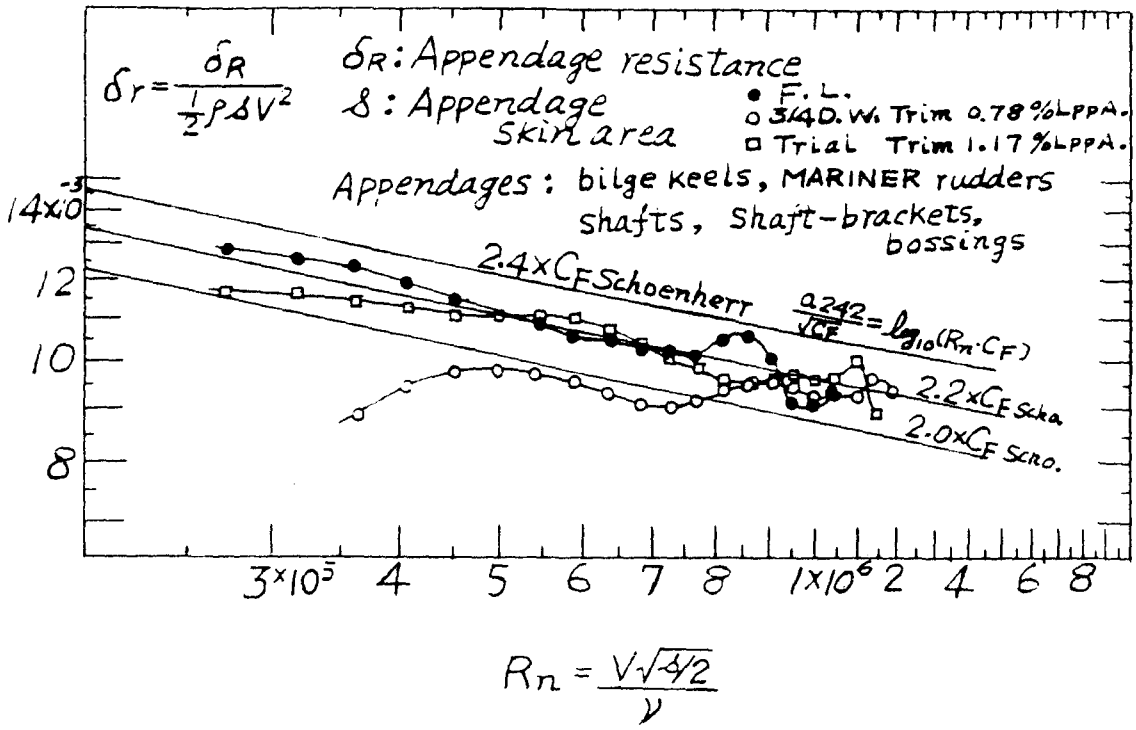


Fig. 3.6　付加物の抵抗係数曲線

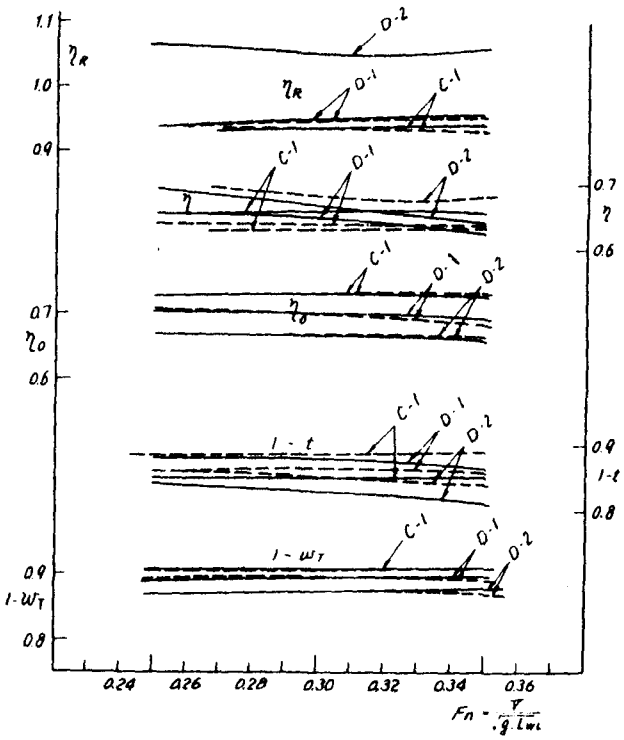


Fig. 3.7　自航要素

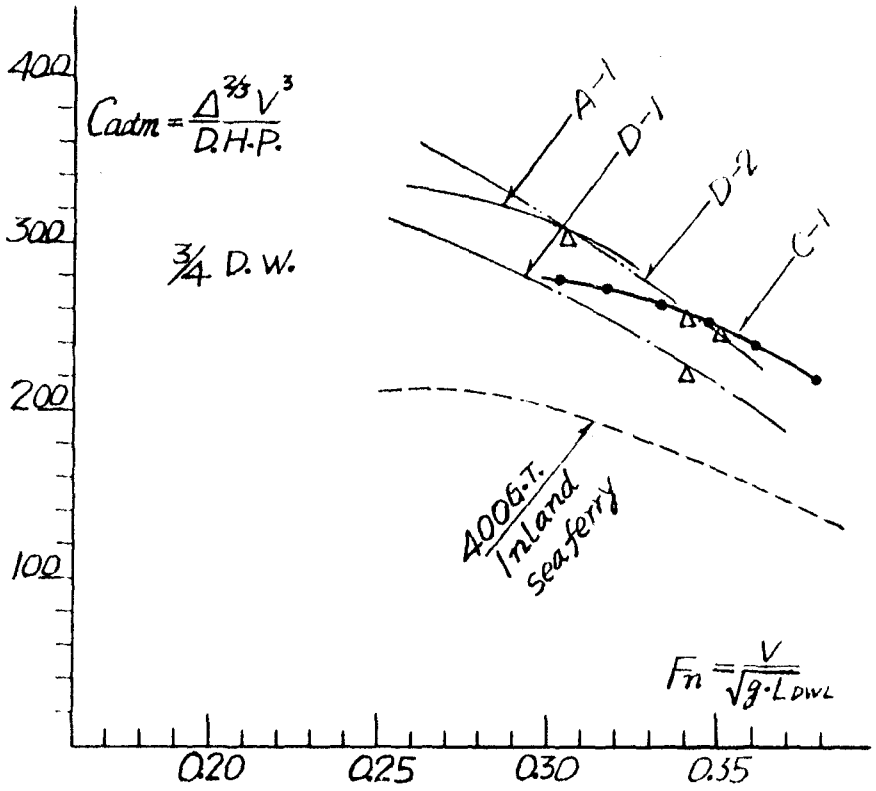


Fig. 3.8 アドミラルティ係数

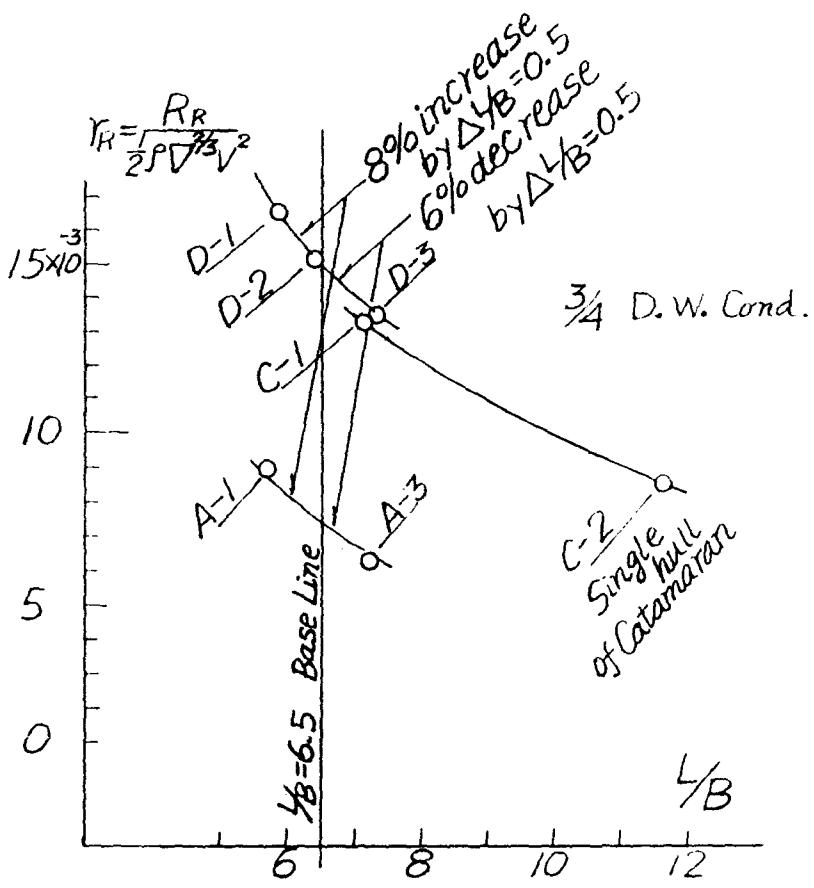


Fig. 3.9 (a) 剰余抵抗係数と L/B との関係

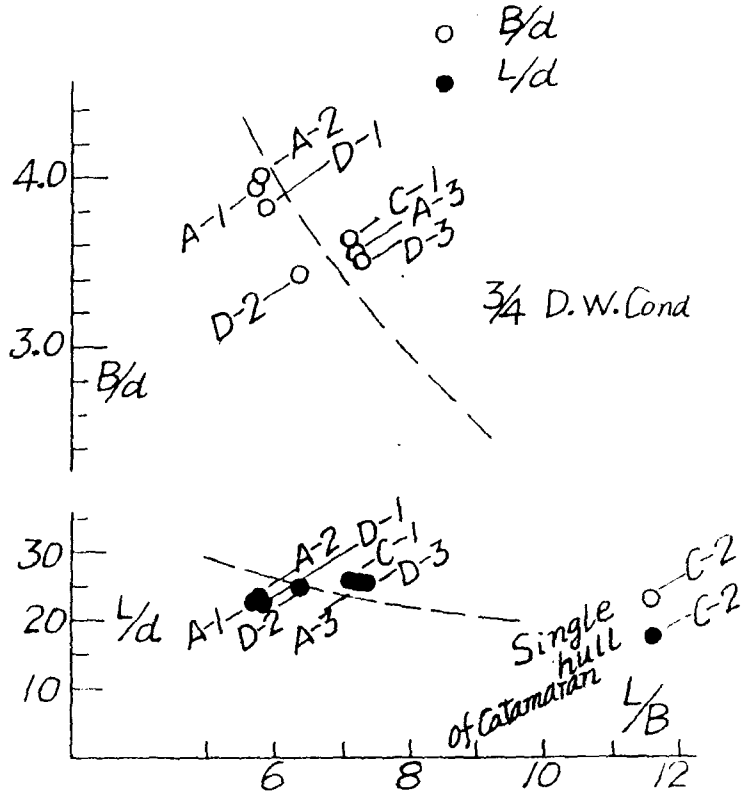


Fig. 3.9 (b) B/d, L/d と L/B との関係

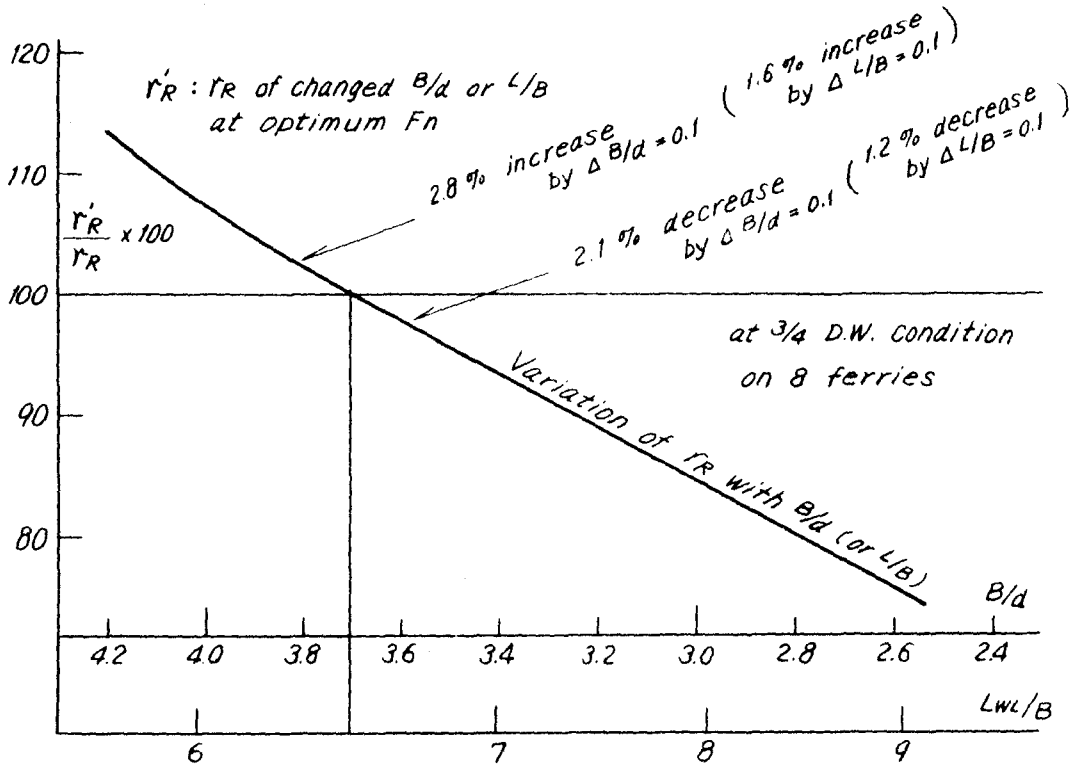


Fig. 3.9 (c) 剰余抵抗係数の増加率と B/d (又は L/B) との関係

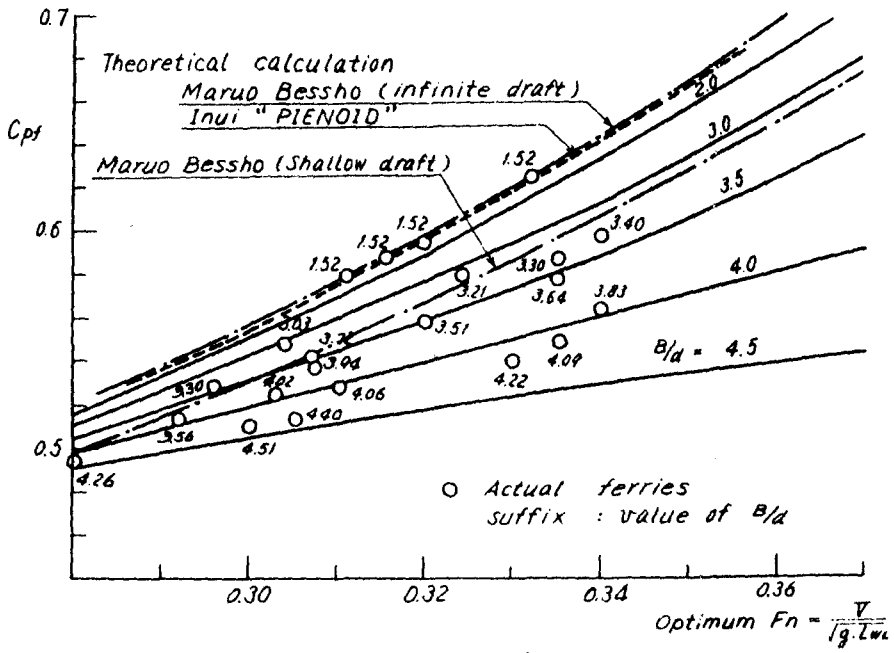


Fig. 3.9 (d) Cpf と最適フルード数との関係

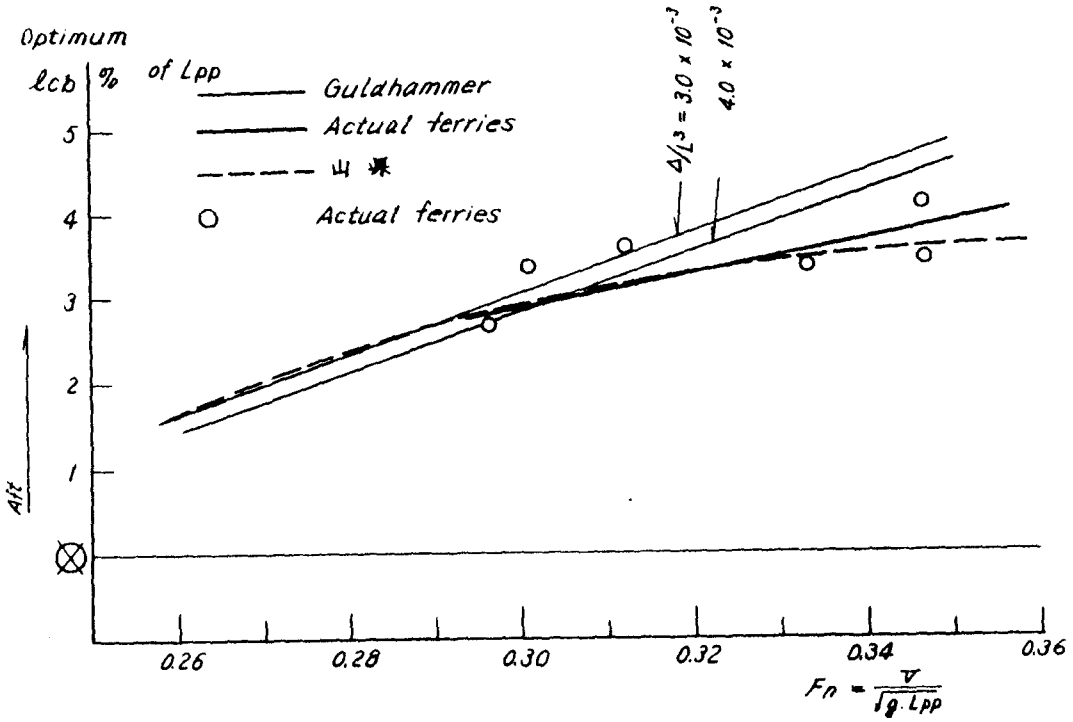


Fig. 3.10 最適浮心位置とフルード数との関係

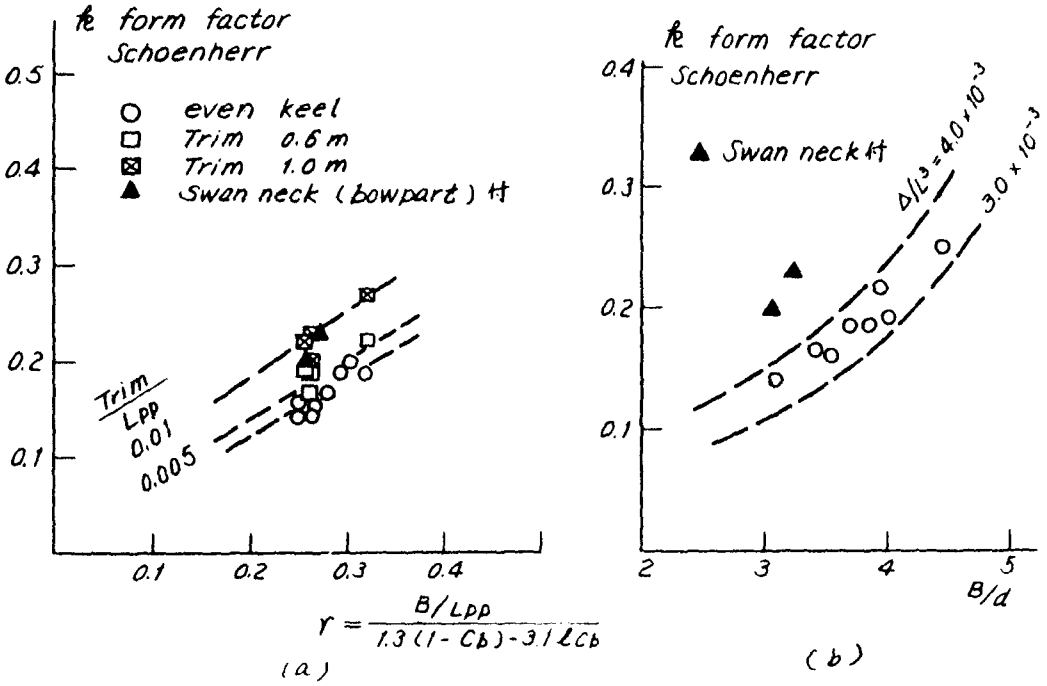


Fig. 3.11 形状影響係数

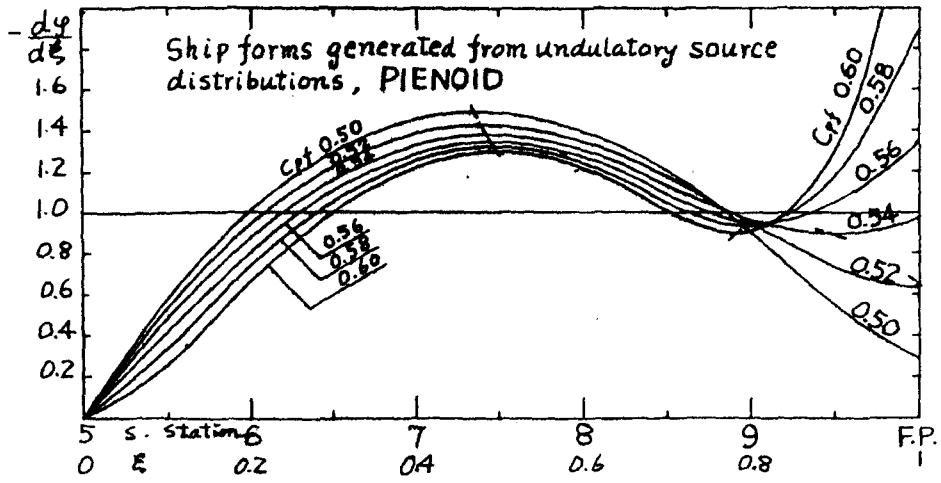


Fig. 3.12 (a) Pienoid 船型の φ 曲線

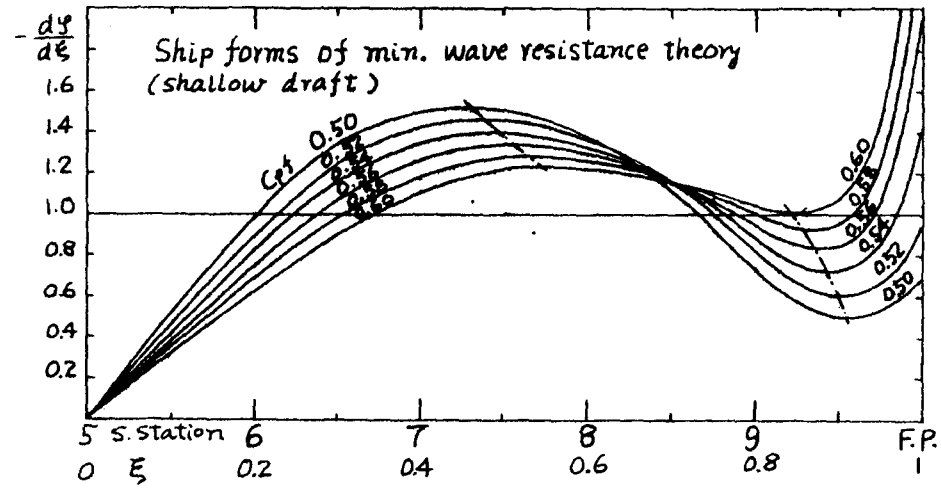


Fig. 3.12 (b) 極小造波抵抗理論船型の φ 曲線

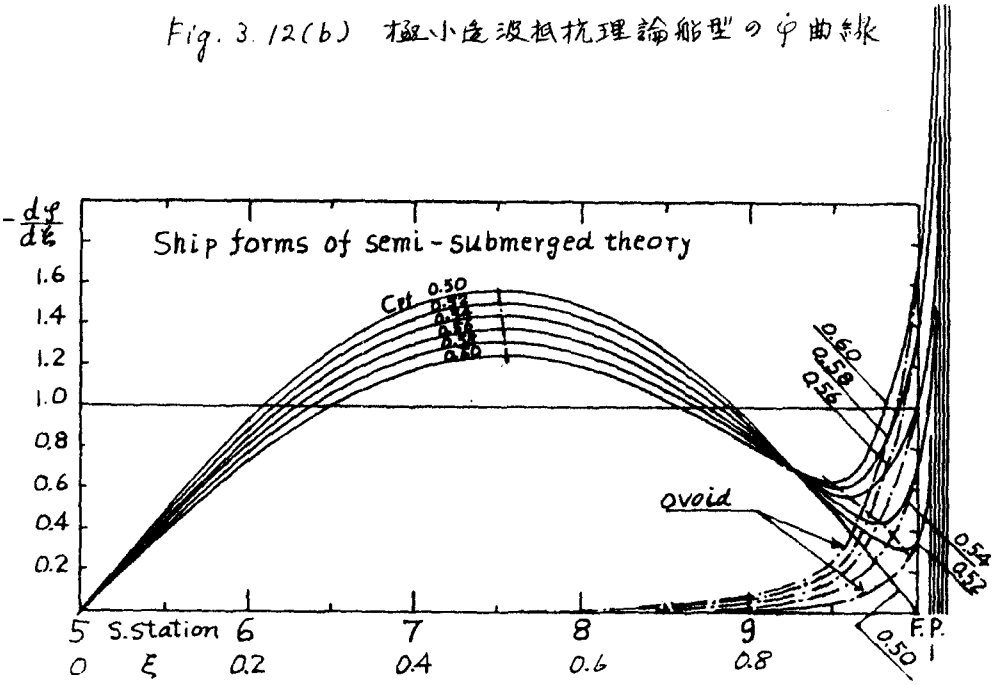


Fig. 3.12 (c) 半没水理論船型の φ 曲線

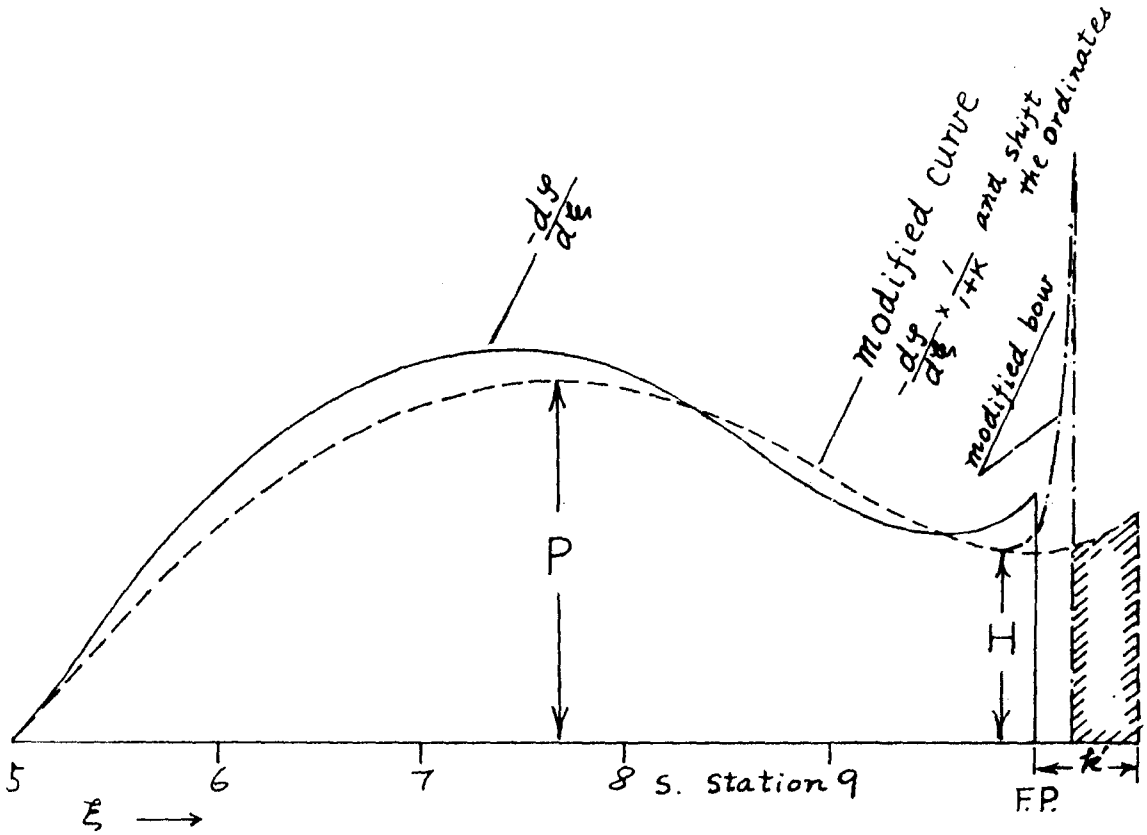


Fig. 3.13 φ̇ 曲線の船首形状修正

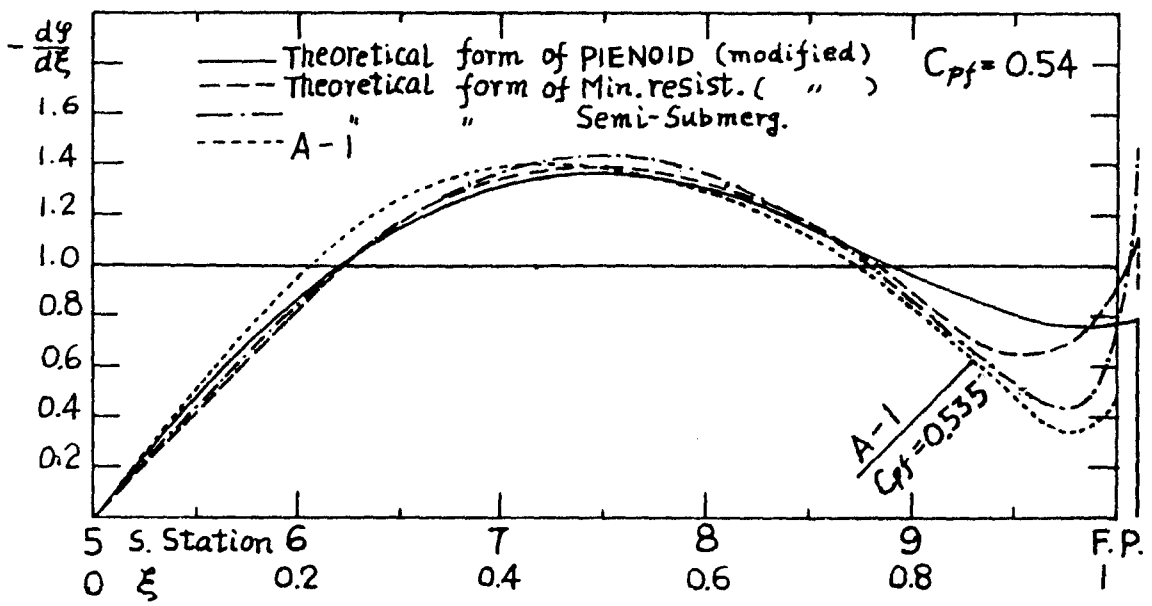


Fig. 3.14 (a) φ̇ 曲線の比較 (C_{pf} = 0.54)

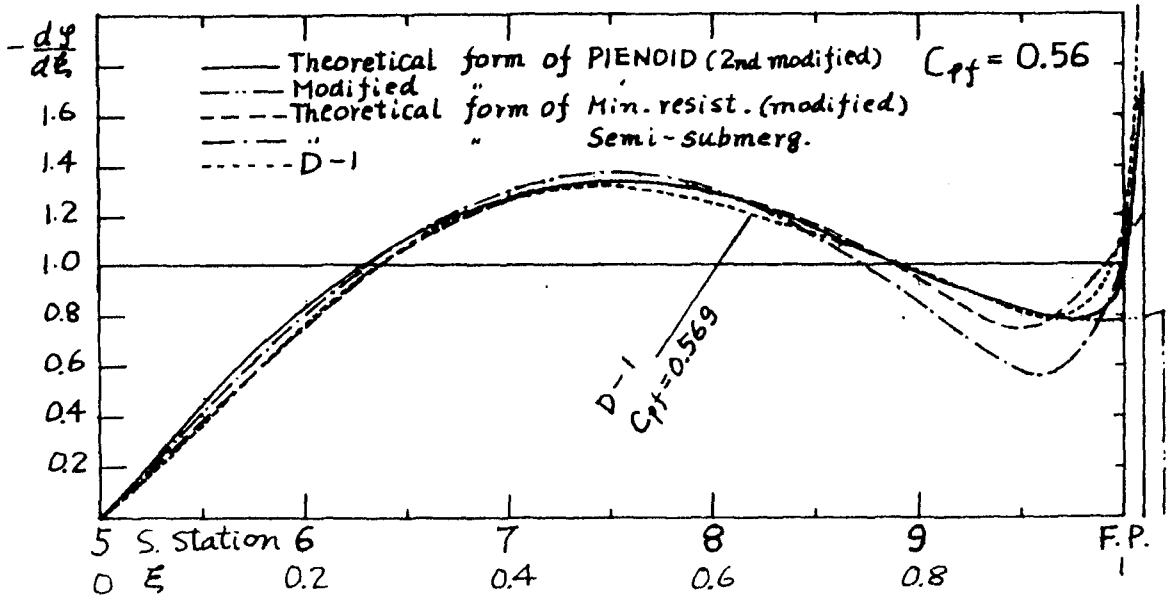


Fig. 3.14 (b) $\dot{\varphi}$ 曲線の比較 (C_{pf} = 0.56)

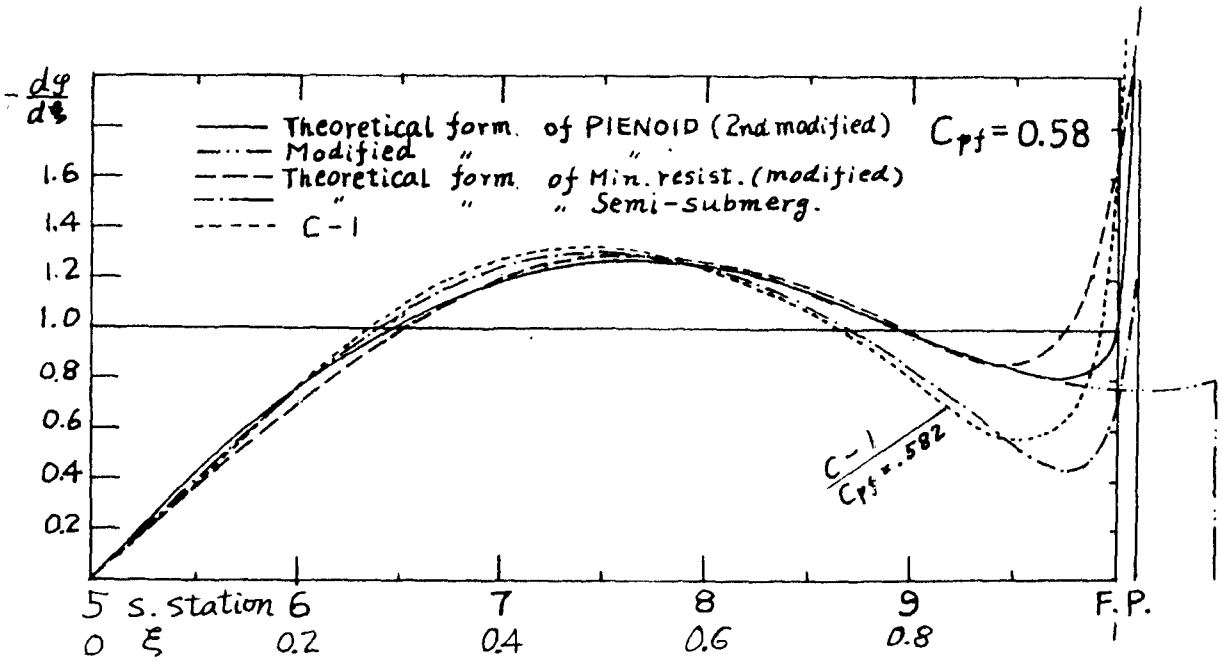


Fig. 3.14 (c) $\dot{\varphi}$ 曲線の比較 (C_{pf} = 0.58)

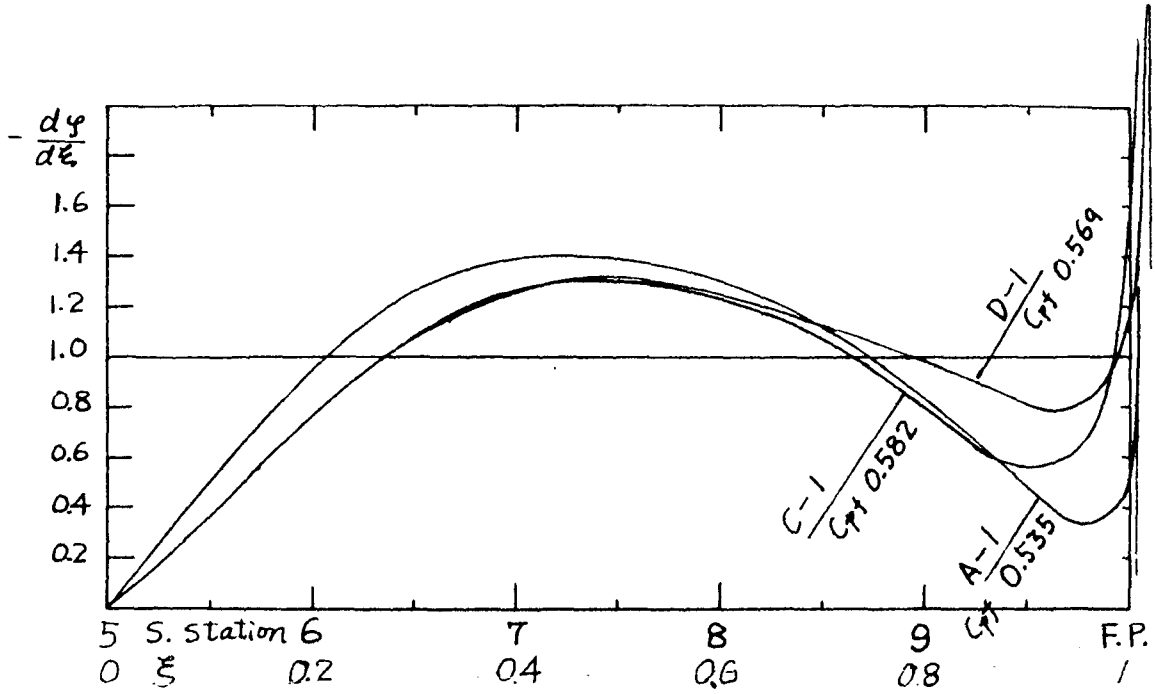


Fig. 3.15 実船型の φ 曲線

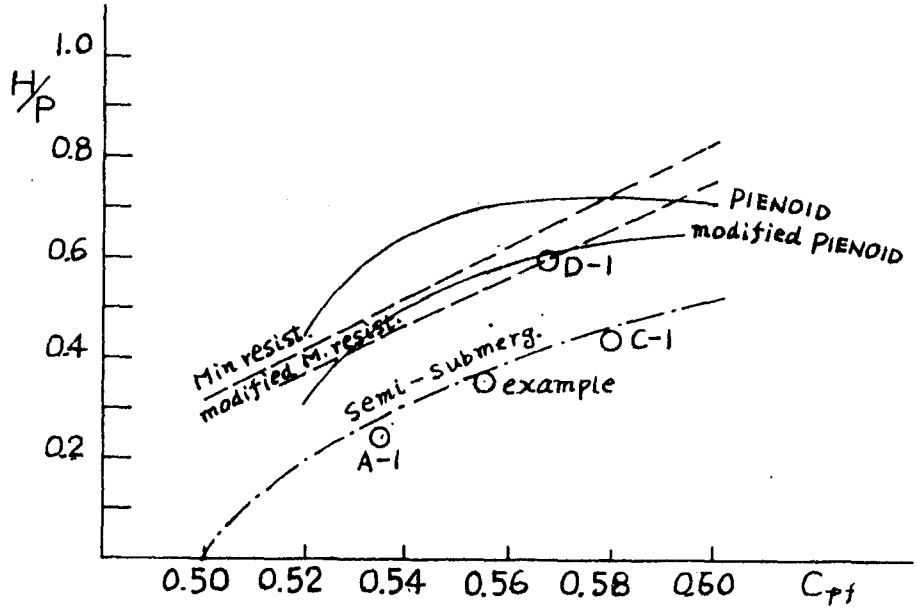


Fig. 3.16 H/P と C_{pf} との関係

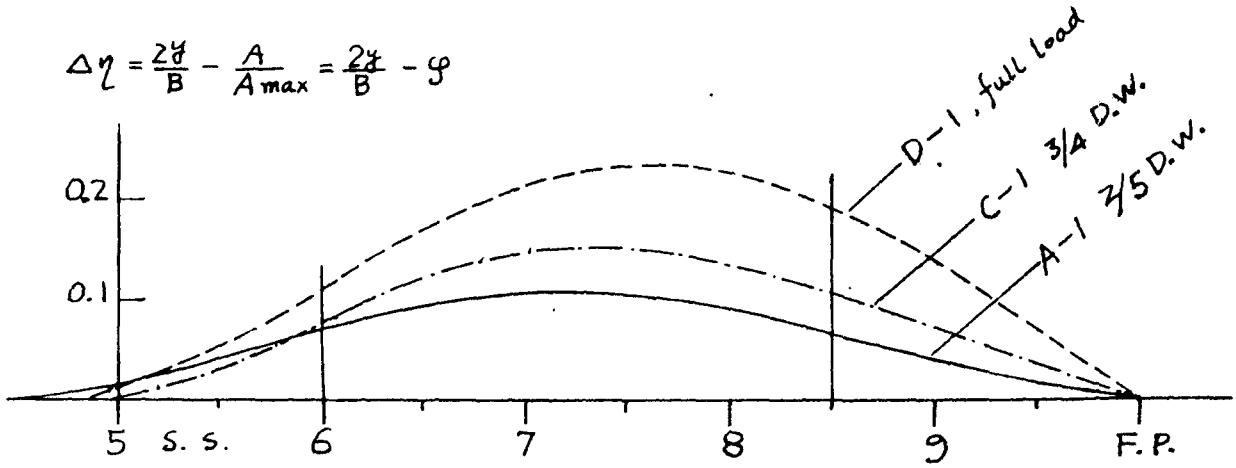


Fig. 3.17 実船型の $\Delta\eta$ 曲線

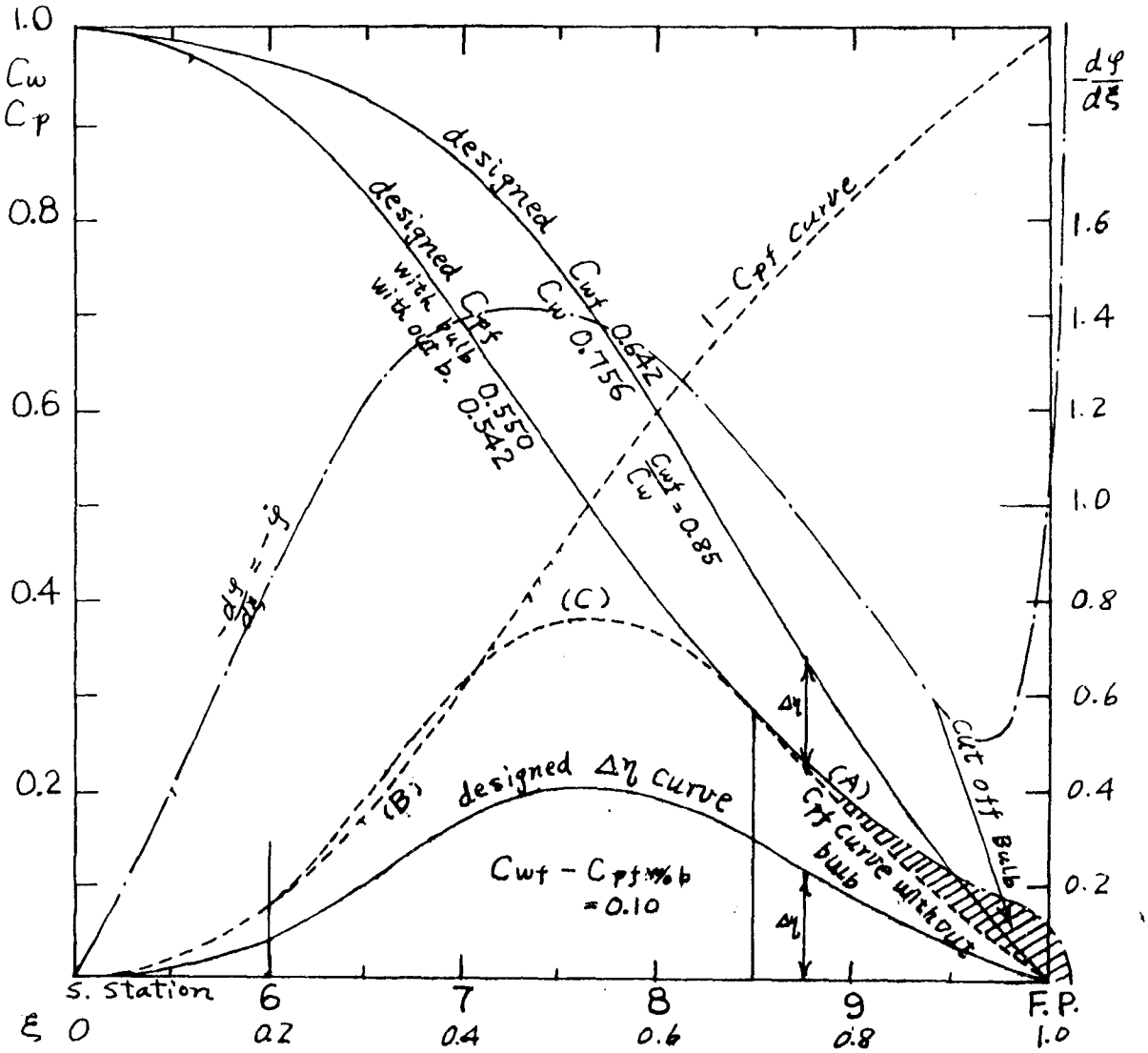


Fig. 3.18 Δη 曲線の作図法

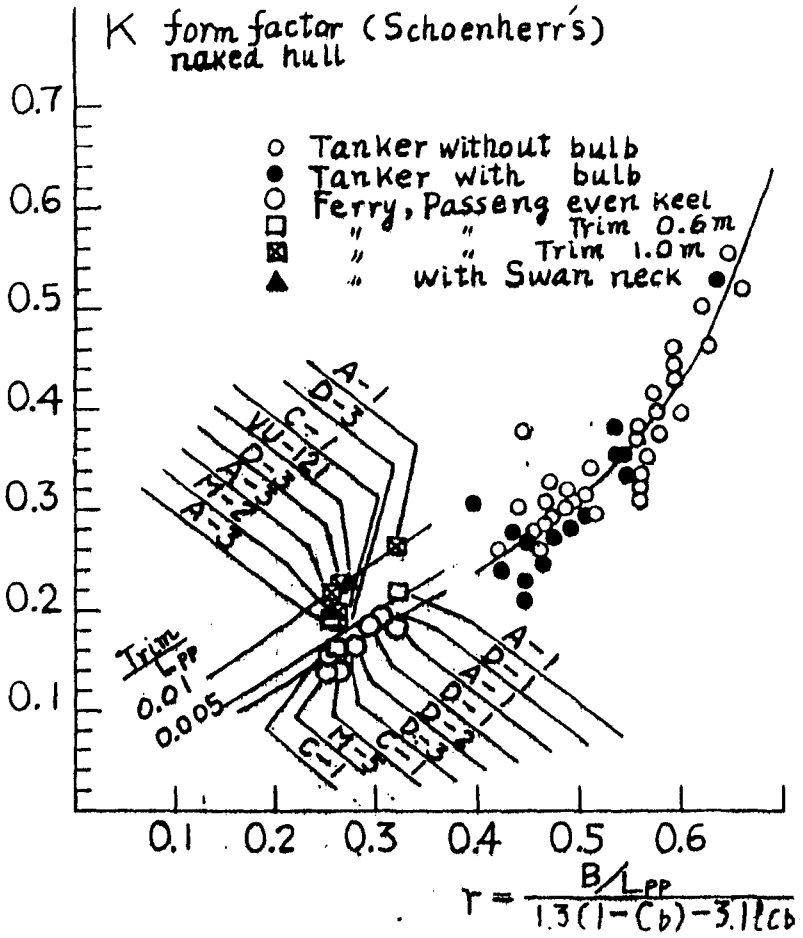


Fig. 3.19　フェリー船型の形状影響係数

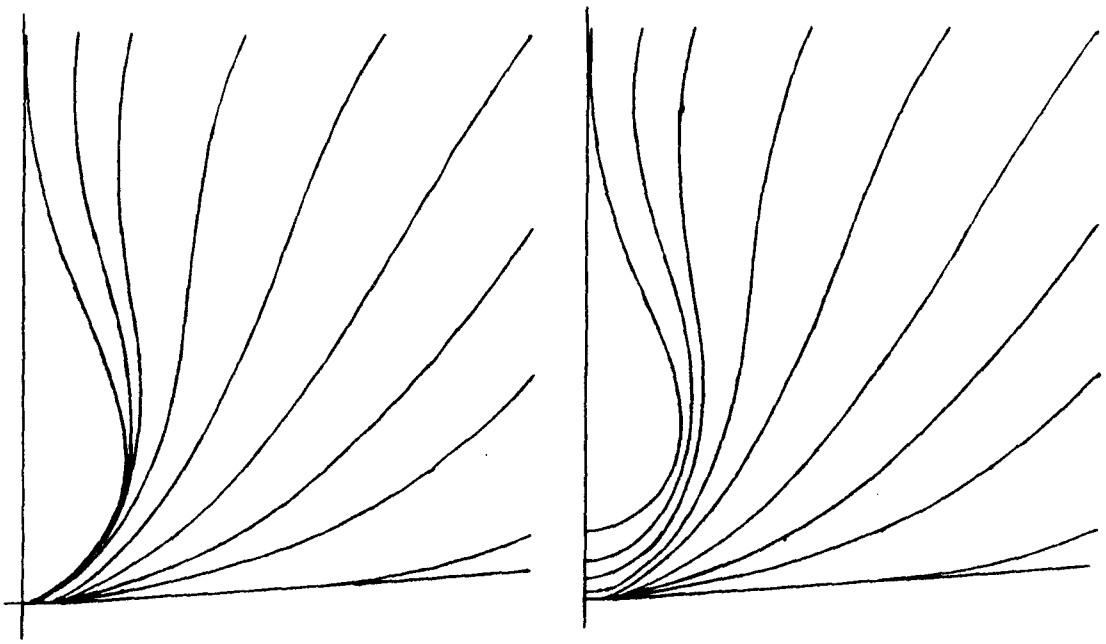


Fig. 3.20　球状船首の正面線図

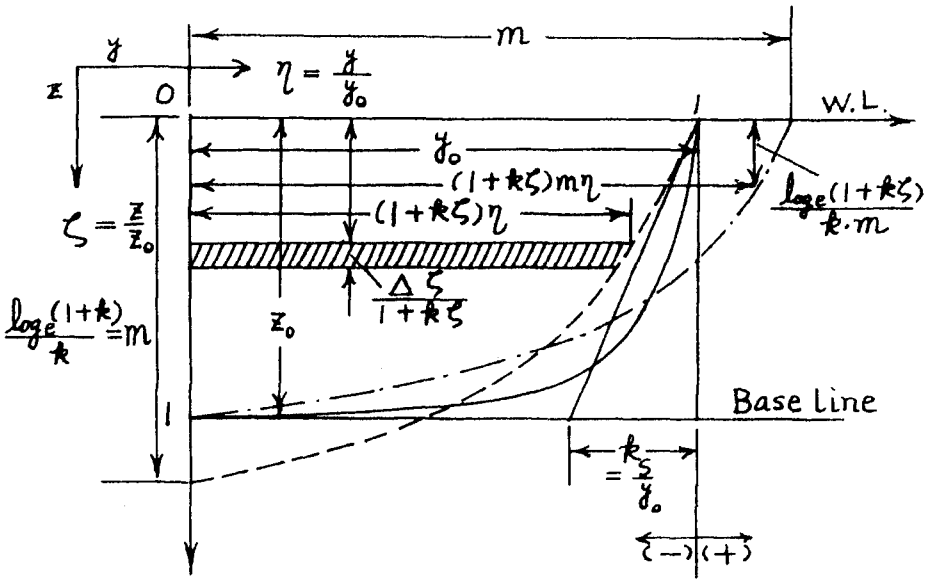


Fig. 3.21 船側傾斜の修正

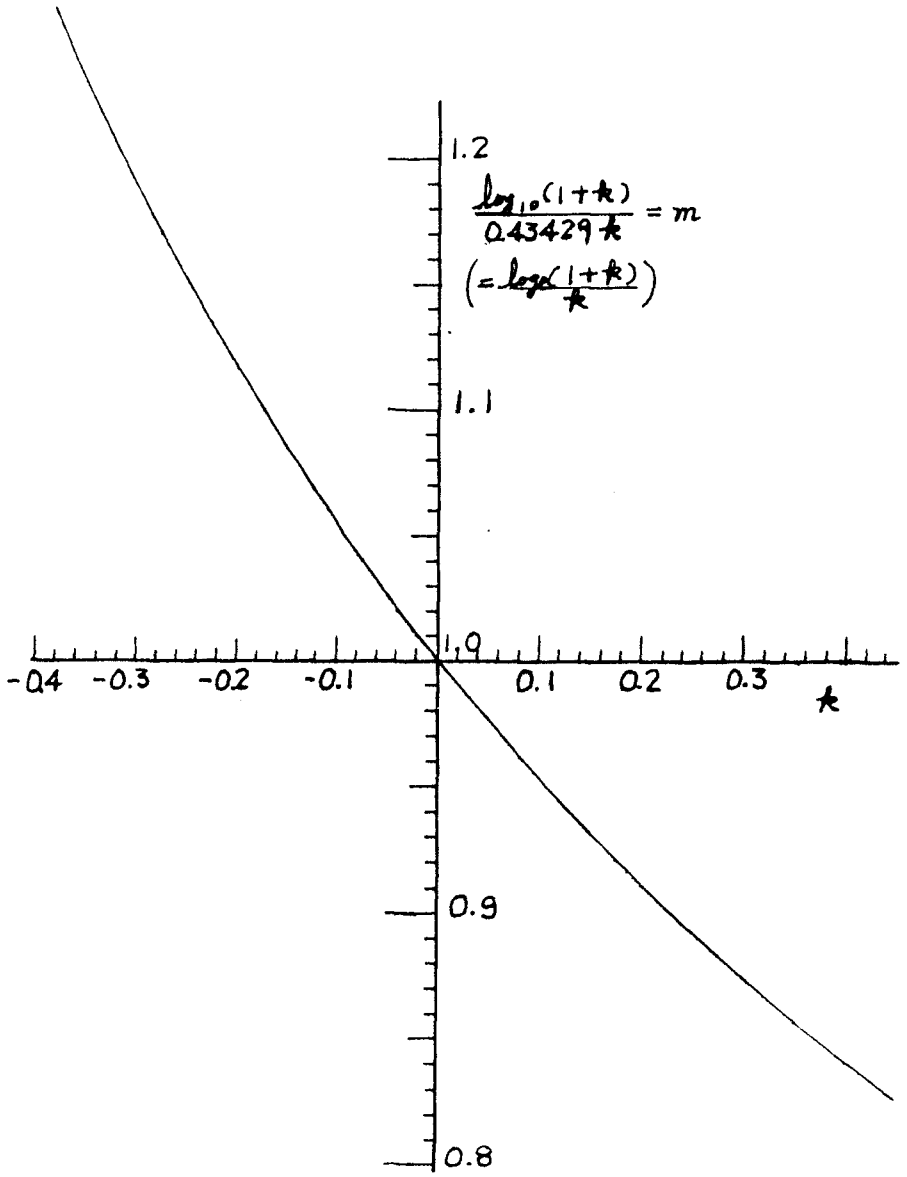


Fig. 3.22(a) $\frac{\log_e(1+k)}{k}$ ～ k 曲線

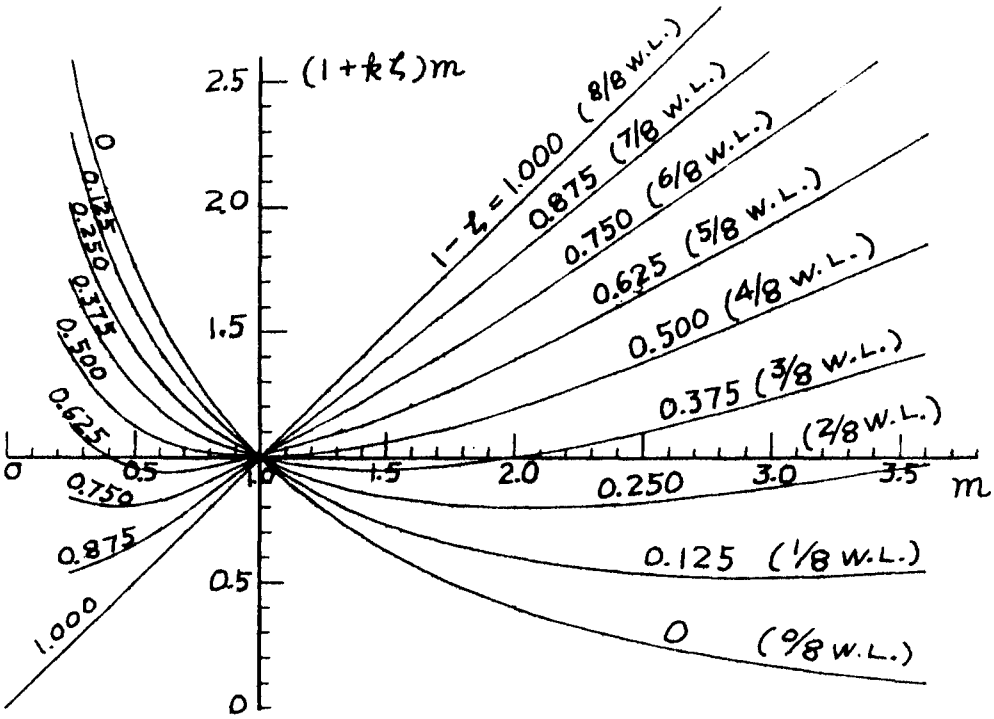


Fig. 3.22(b) $(1+k\zeta)m \sim m$ 曲線

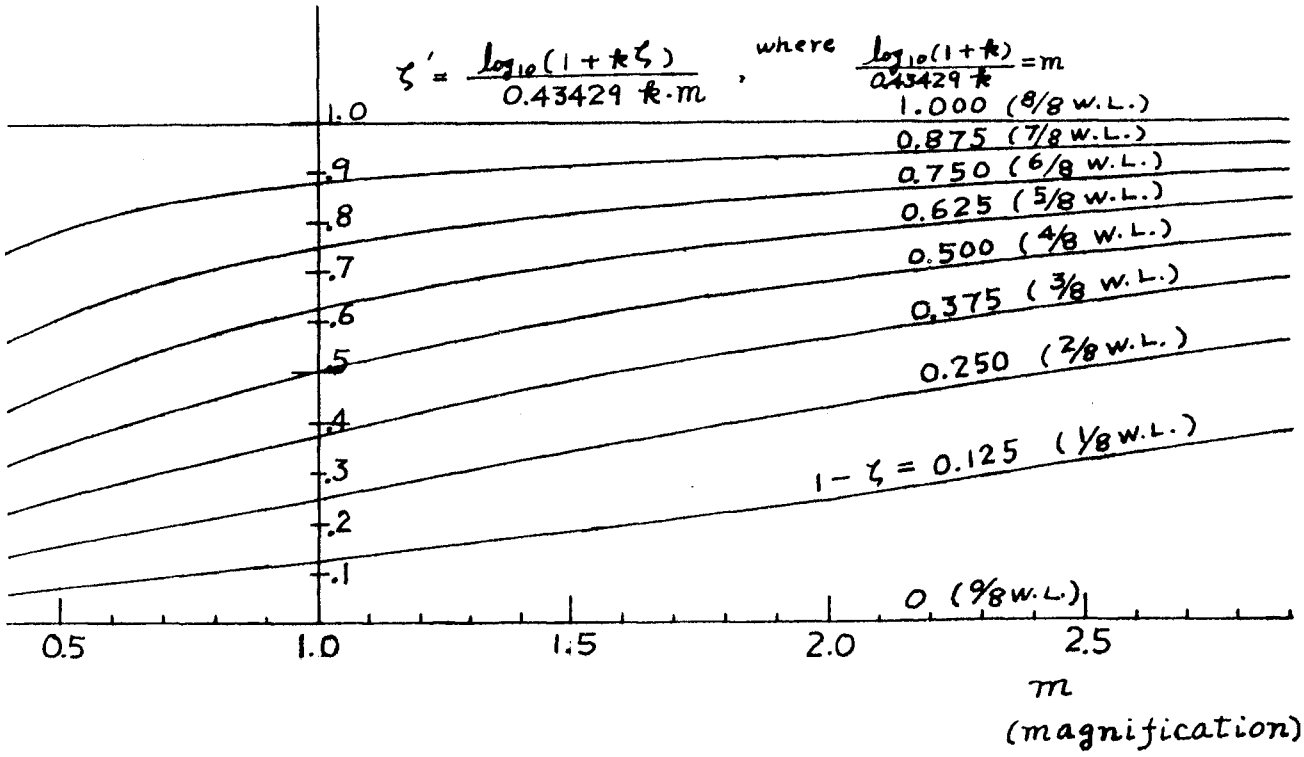


Fig. 3.22(c) $\frac{\log_e(1+k\zeta)}{km} \sim m$ 曲線

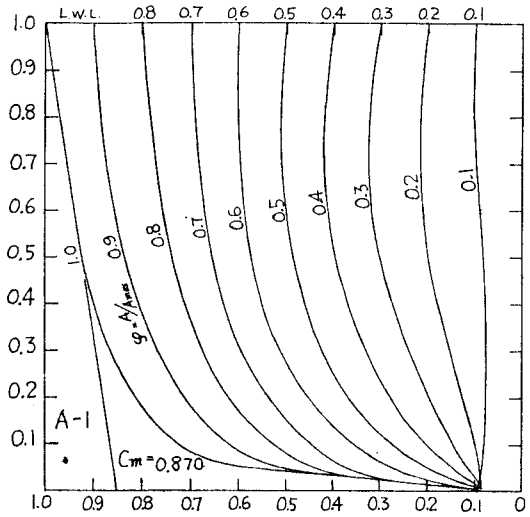


Fig 23 (a). Modified body plan of series A (aft body).

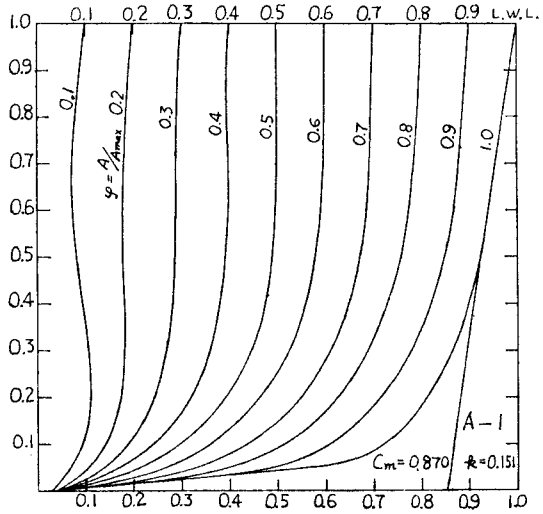


Fig 23 (b). Modified body plan of series A (fore body).

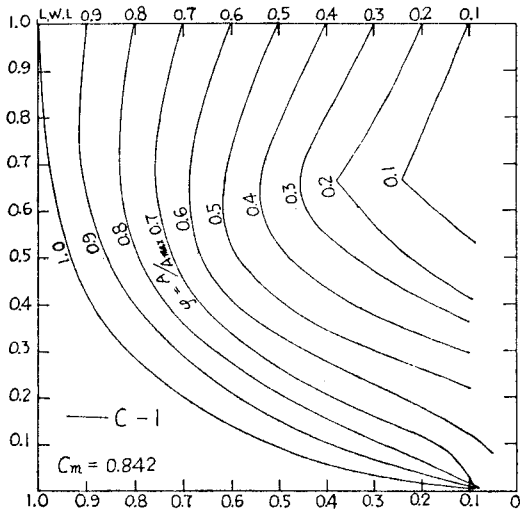


Fig. 24 (a) Modified body plan of series C (aft body).

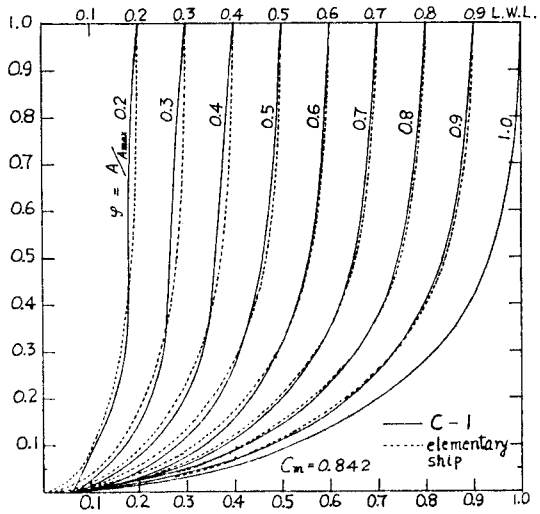


Fig 24 (b). Modified body plan of series C (fore body).

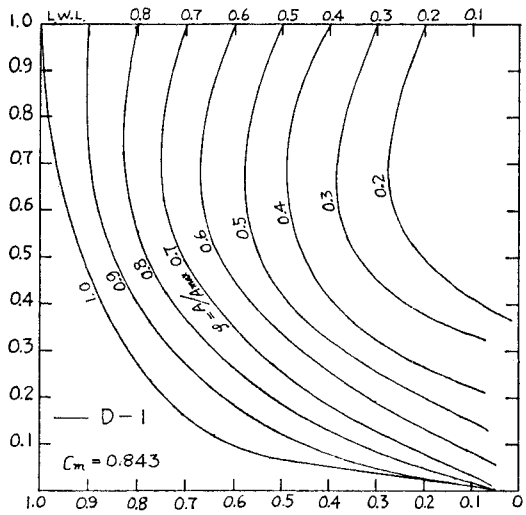


Fig 25 (a). Modified body plan of series D (aft body).

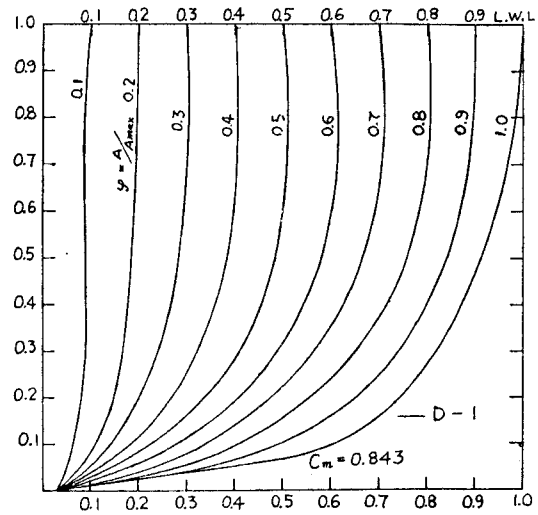


Fig. 25 (b). Modified body plan of series D (fore body).

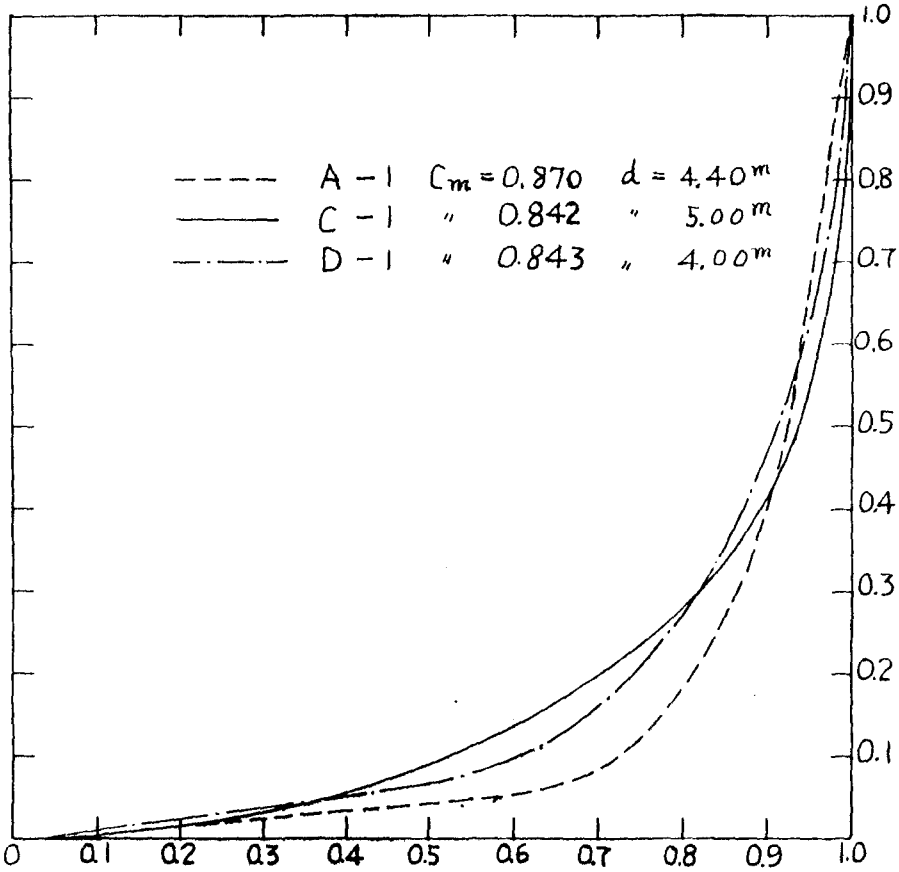


Fig. 3.26 最大横断面の肋骨線形状の比較

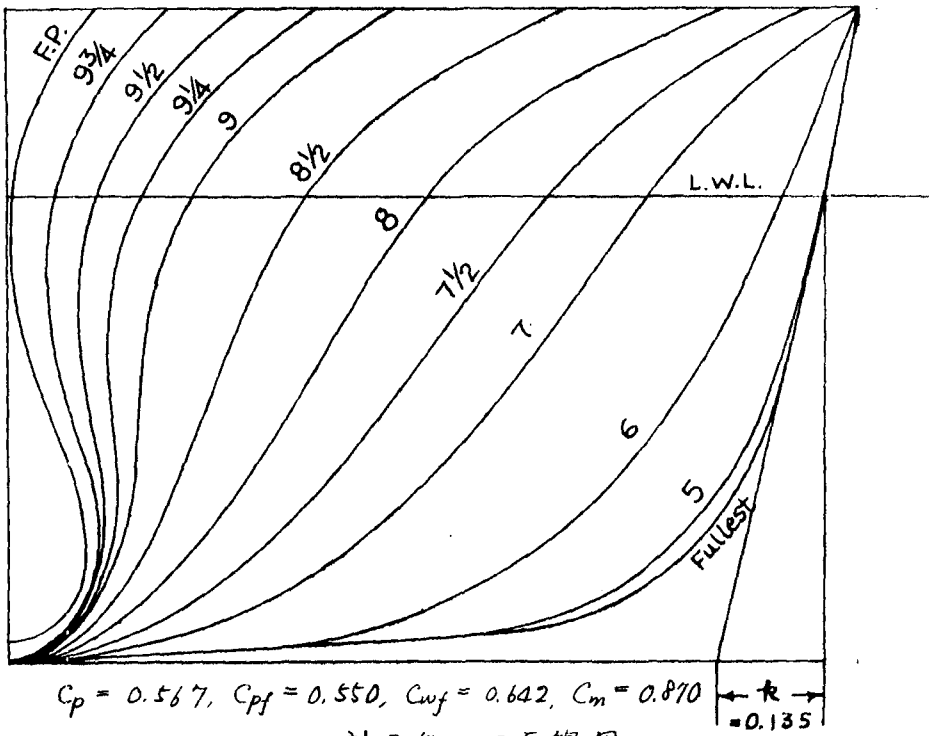


Fig. 3.27 計画船の正面線図

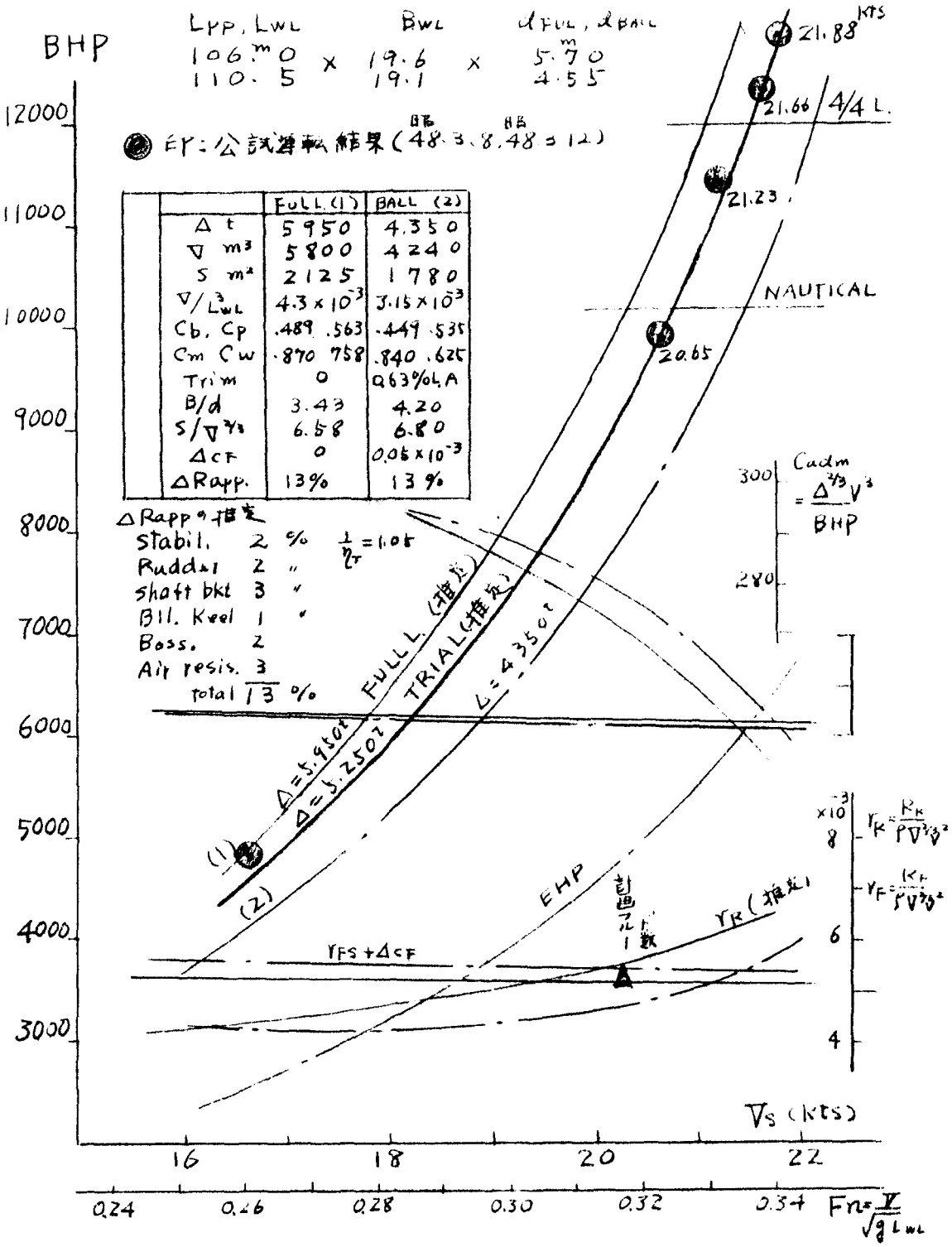


Fig. 3.28 にちなん丸馬力曲線の推定と試運転結果

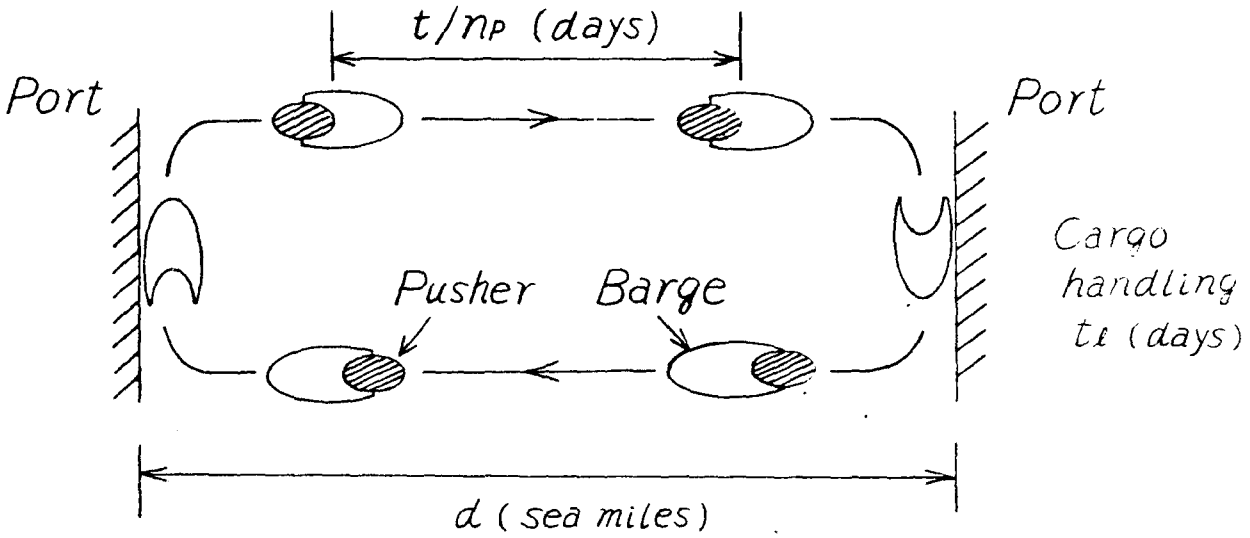


Fig. 4.1 プッシャーバージシステムの標準運航図

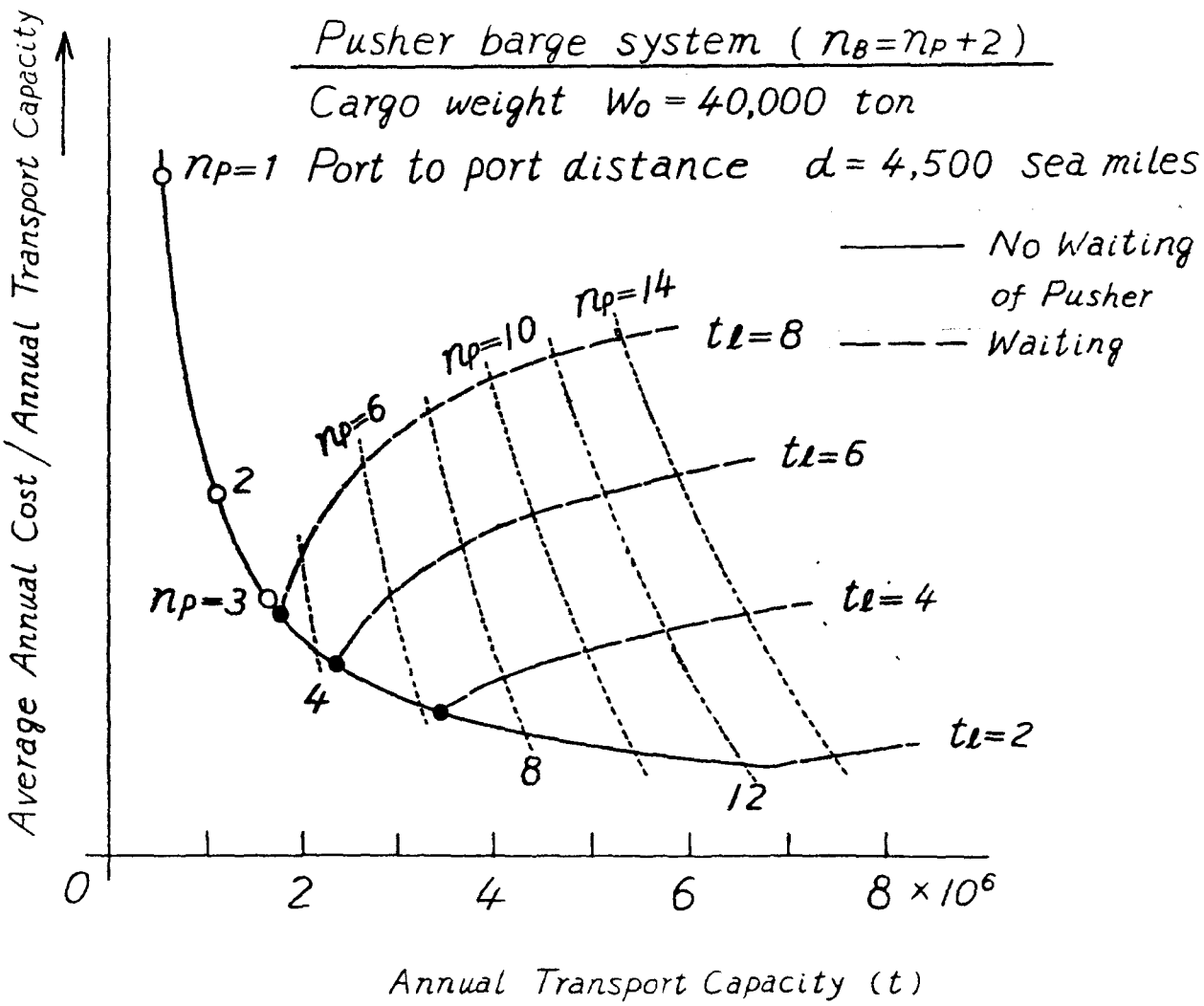


Fig. 4.2 プッシャーバージの輸送コスト

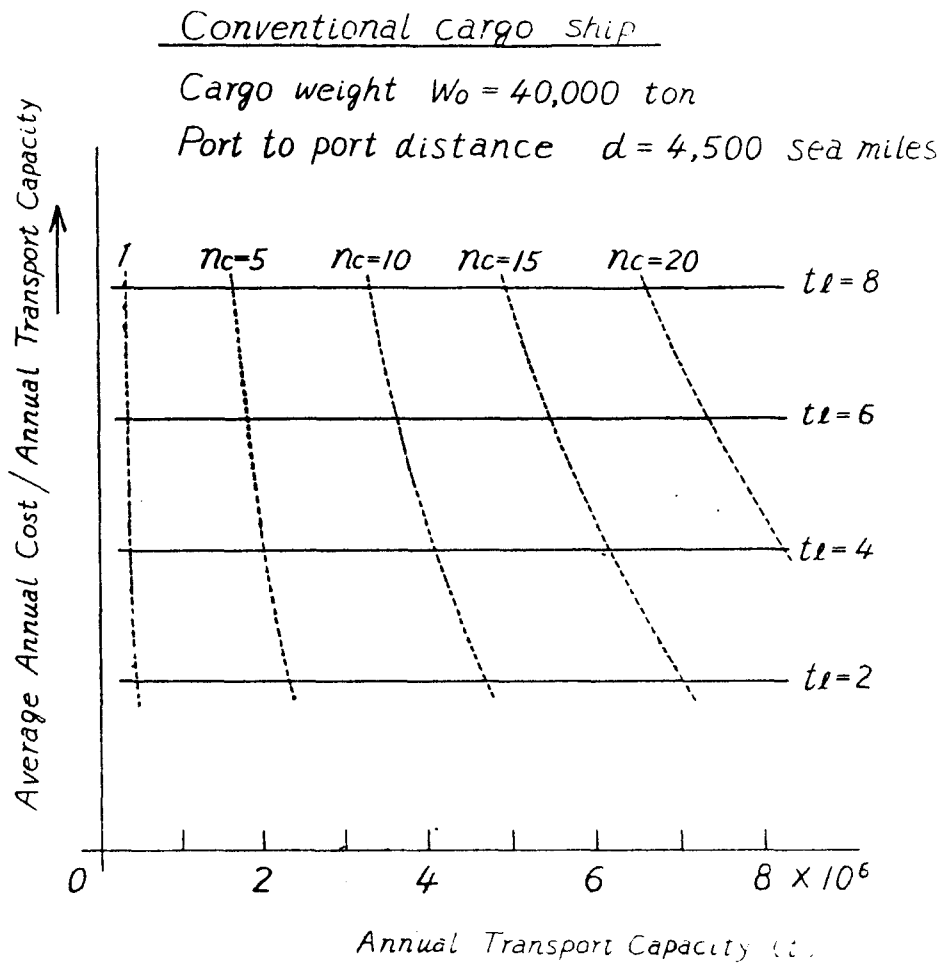


Fig. 4.3 専用船の輸送コスト

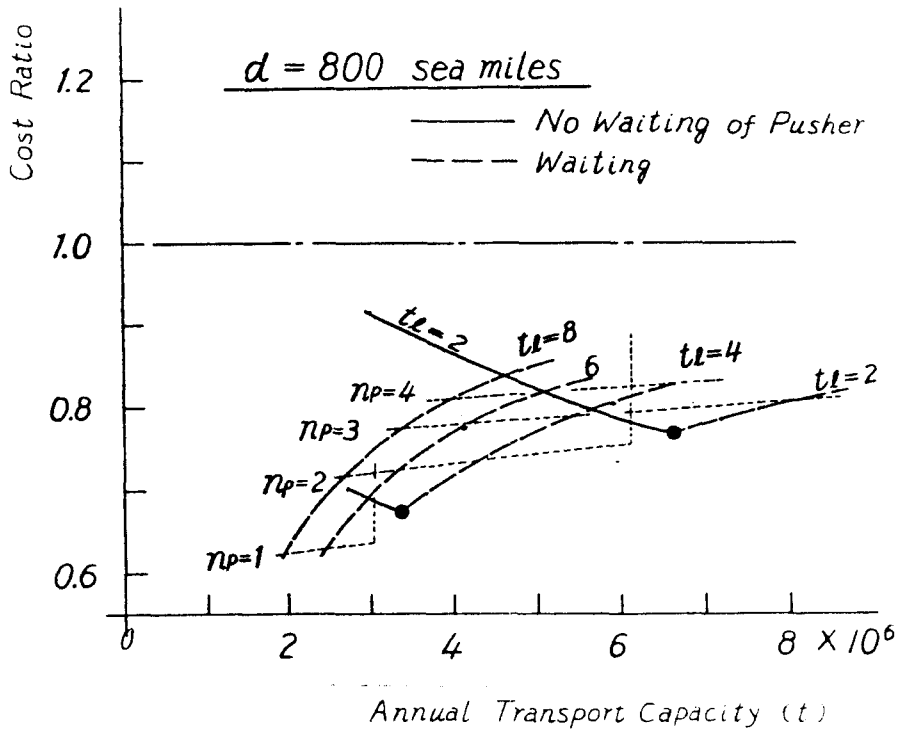


Fig. 4.4 (a) プッシャーバージと専用船とのコスト比
(d = 800 浬)

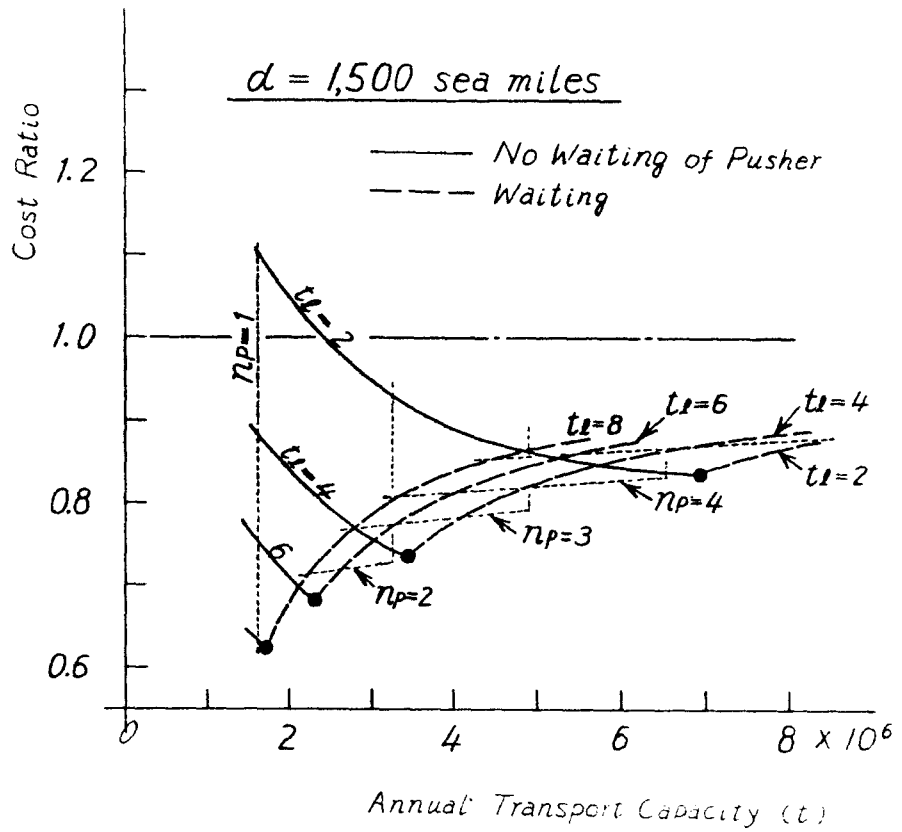


Fig. 4.4 (b) プッシャーバージと専用船とのコスト比
(d=1,500浬)

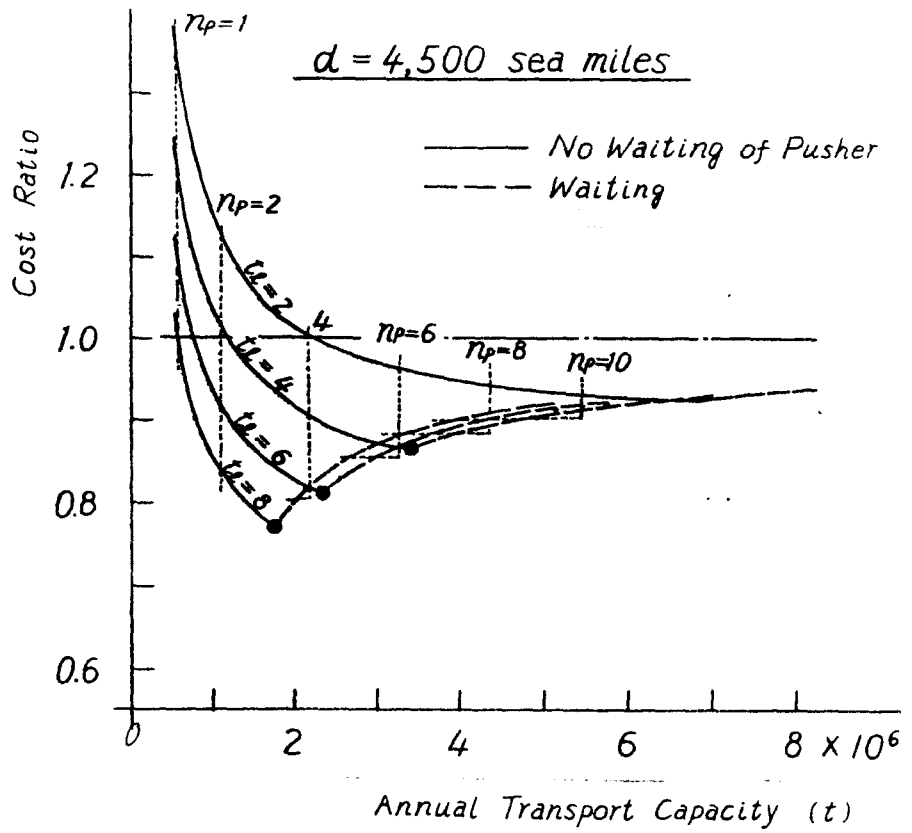


Fig. 4.4 (c) プッシャーバージと専用船とのコスト比
(d=4,500浬)

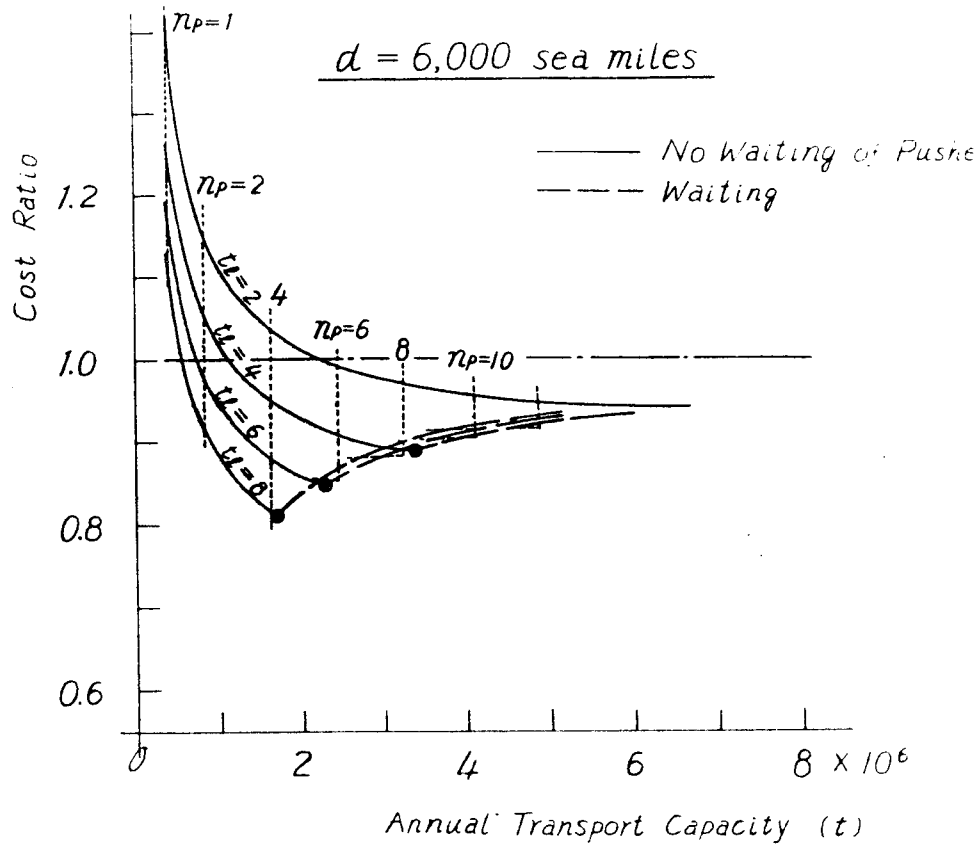


Fig. 4.4 (d) プッシャーバージと専用船とのコスト比
(d = 6,000浬)

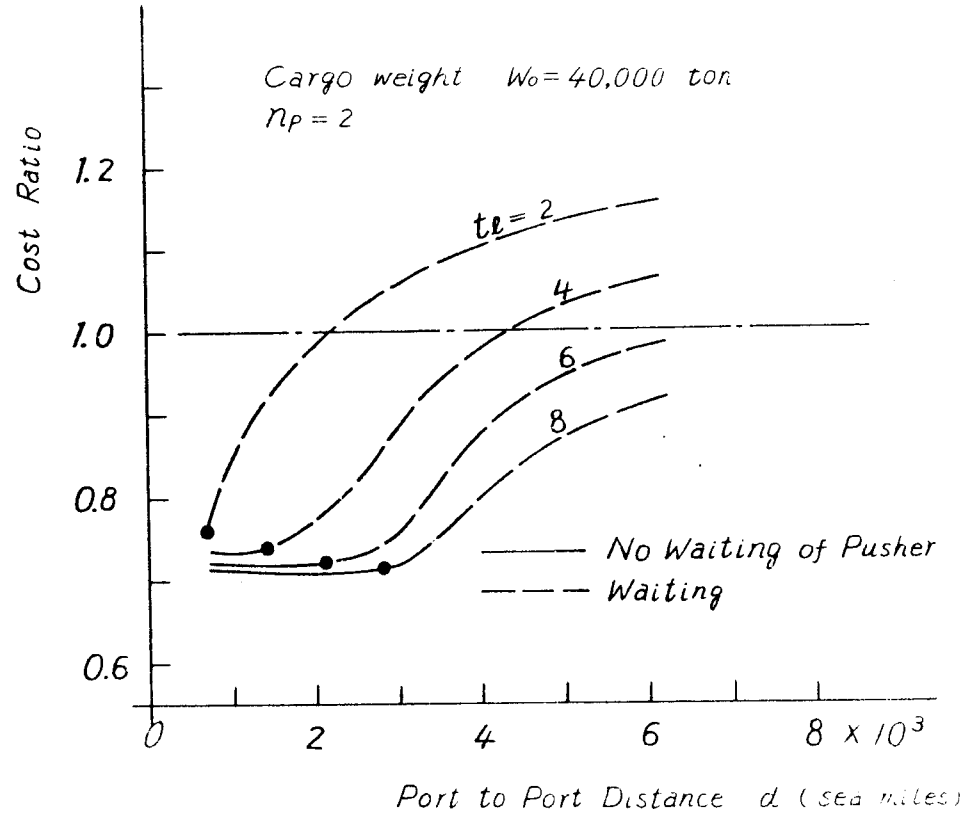


Fig. 4.5 コスト比と港間距離との関係

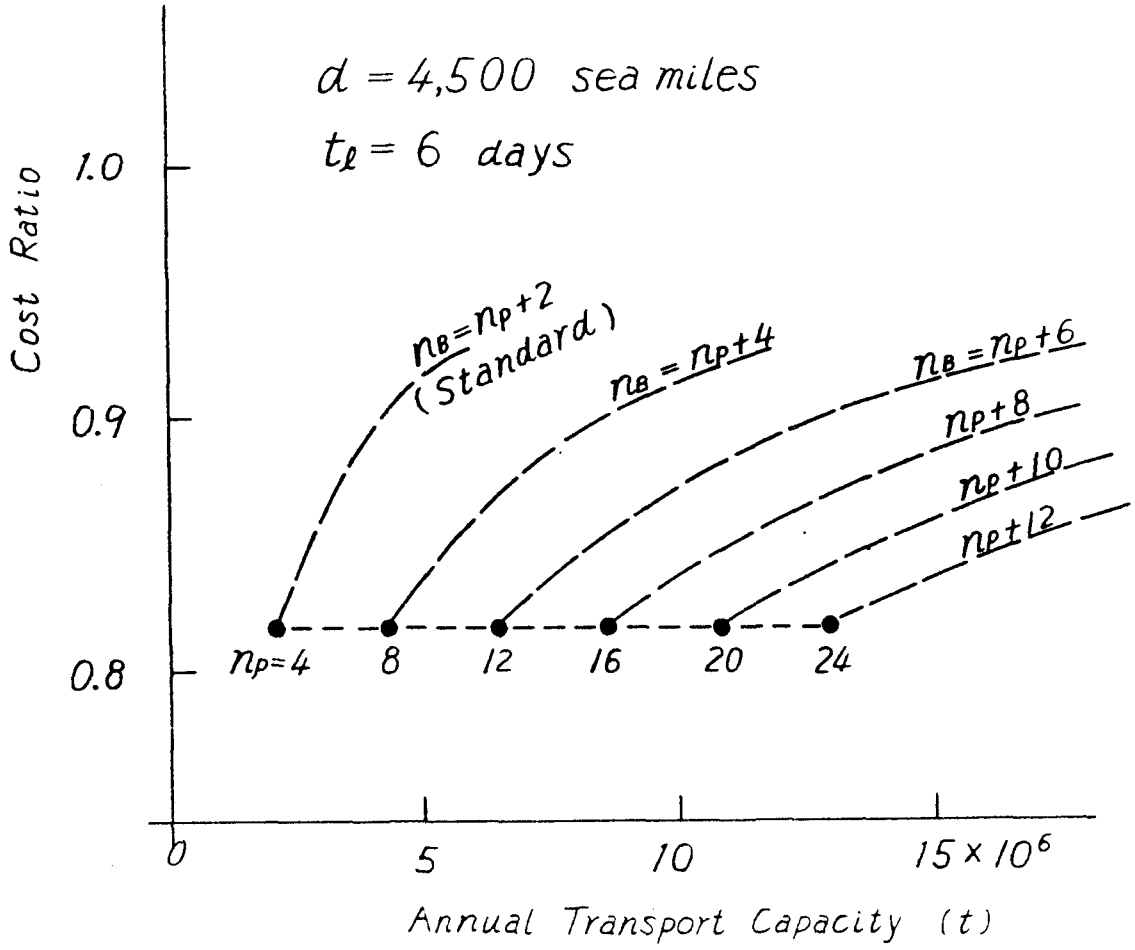
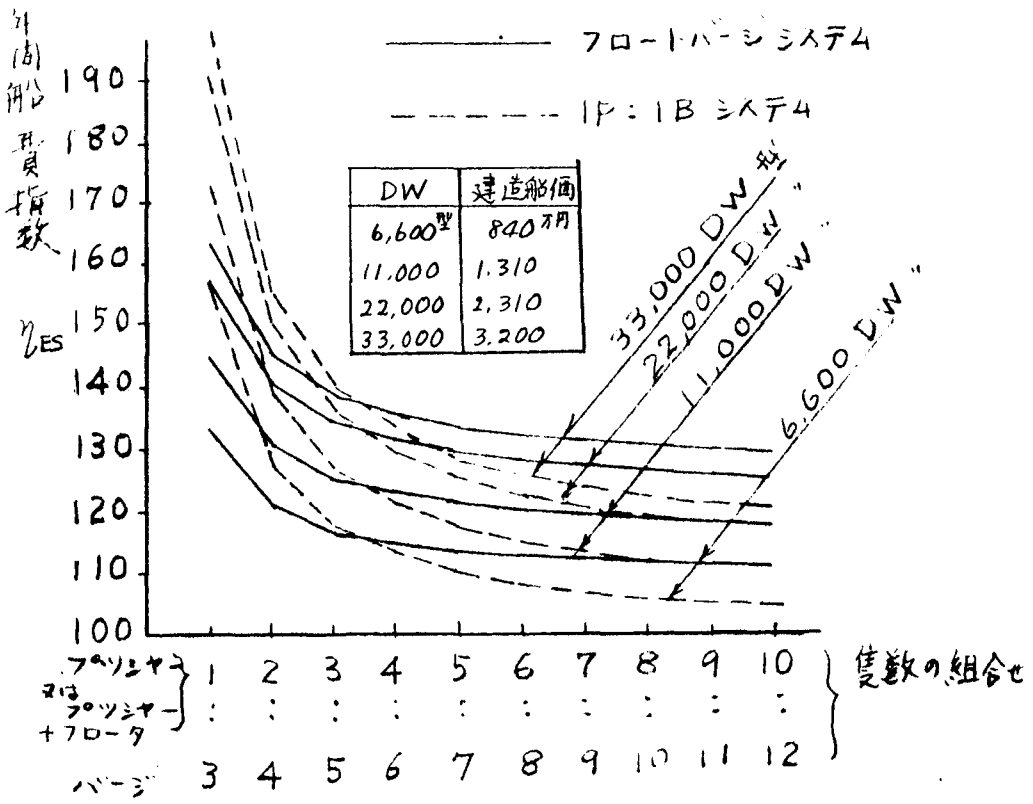


Fig. 4.6 コスト比と年間輸送量との関係



1P:1Bシステム，フロートバージシステム

Fig. 4.7 年間船費指数 η_{ES}

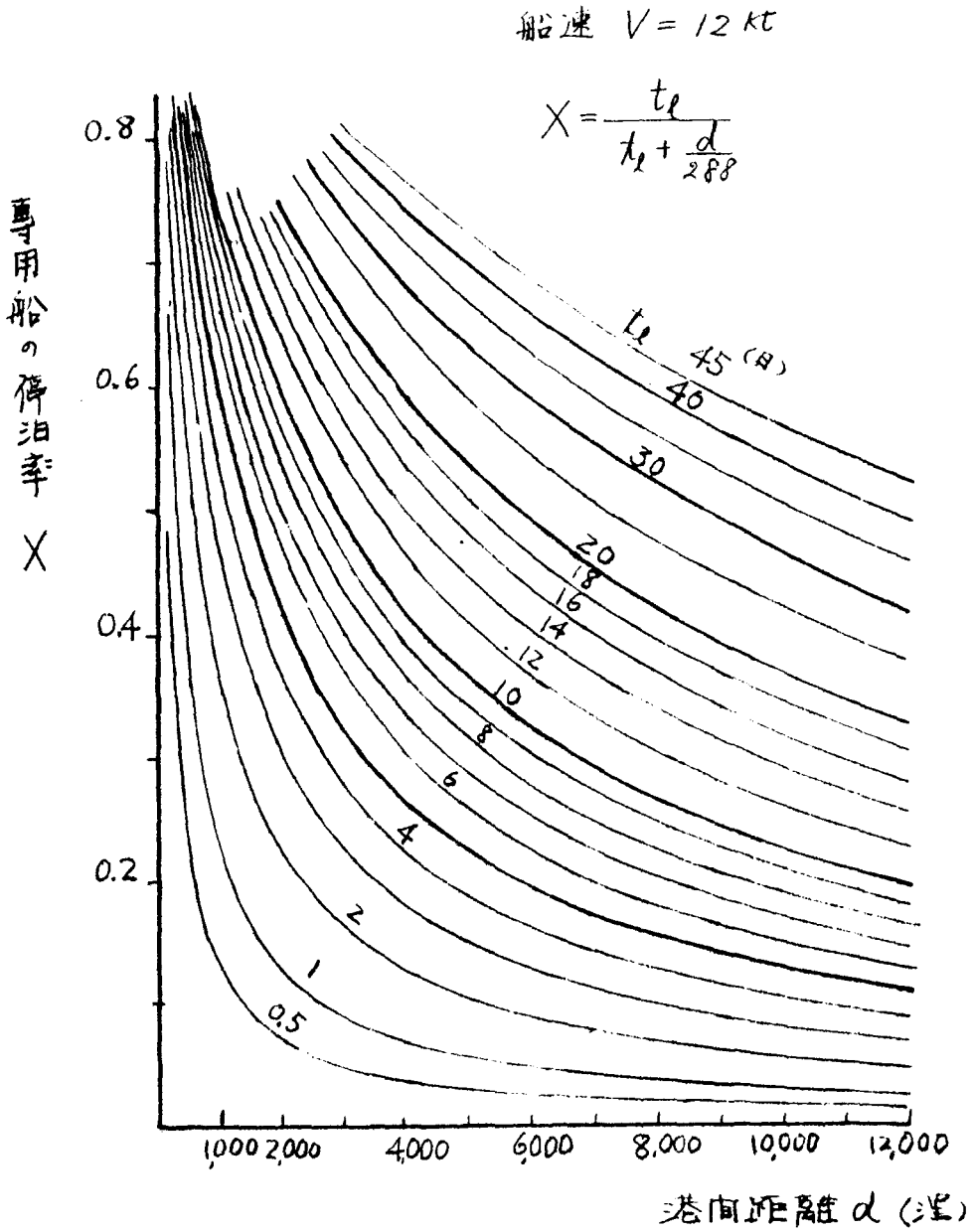


Fig. 4.8　専用船の停泊率と港間距離との関係

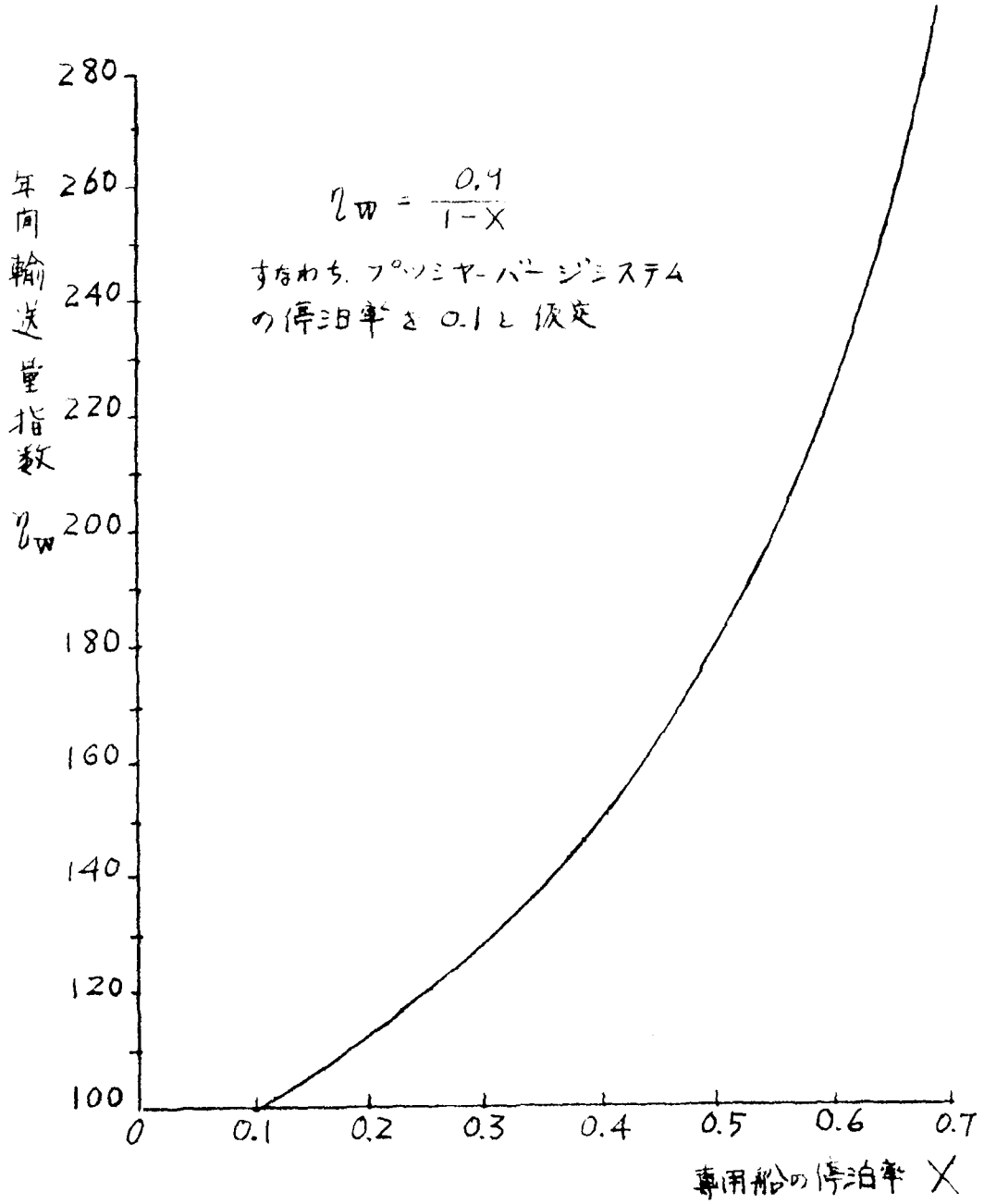
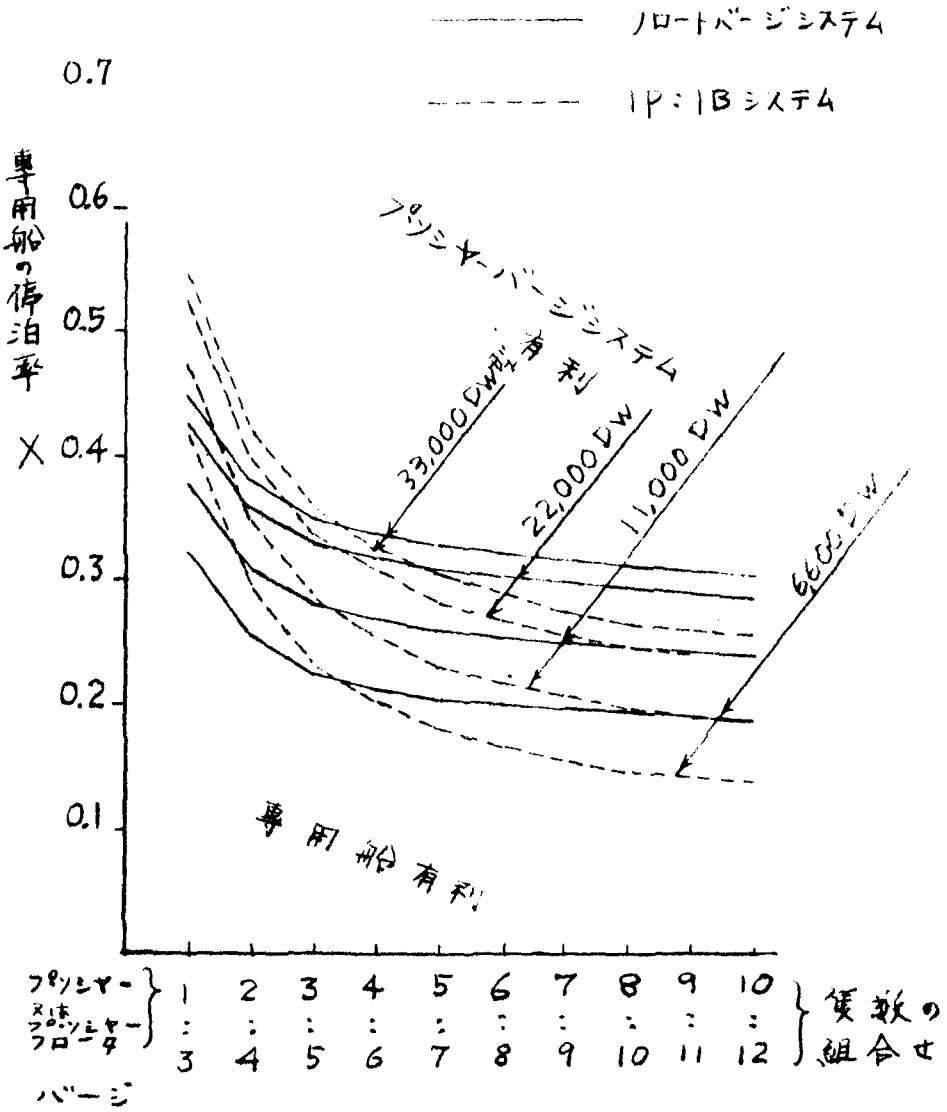
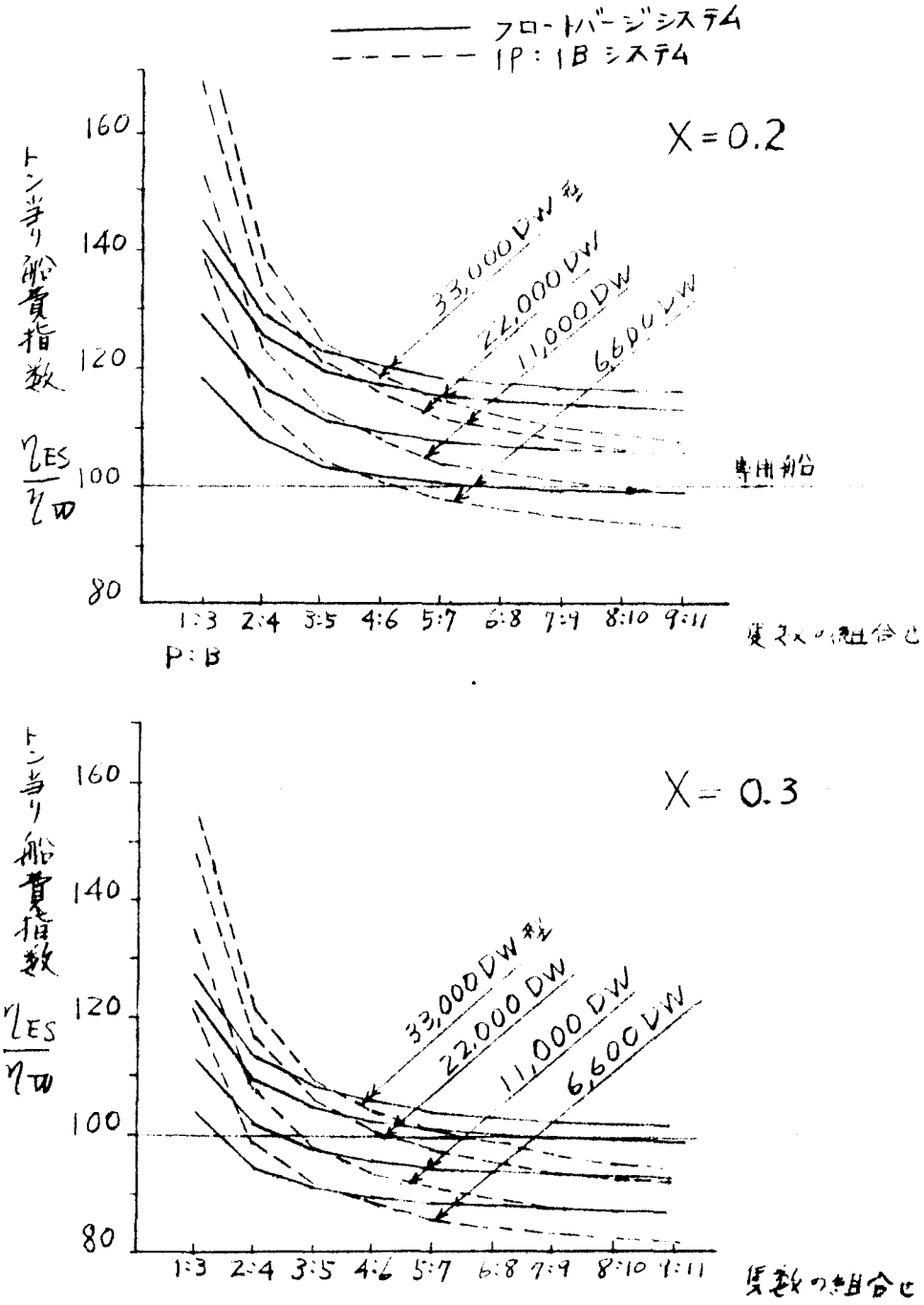


Fig. 4.9　年間輸送量指数と専用船の停泊率との関係



1P:1Bシステム, フロートバージシステム

Fig. 4.10 専用船の停泊率と採算分岐線



1P:1Bシステム, フロートバージシステム

Fig. 4.11 (a) トン当り船費指数 ηES/ηW

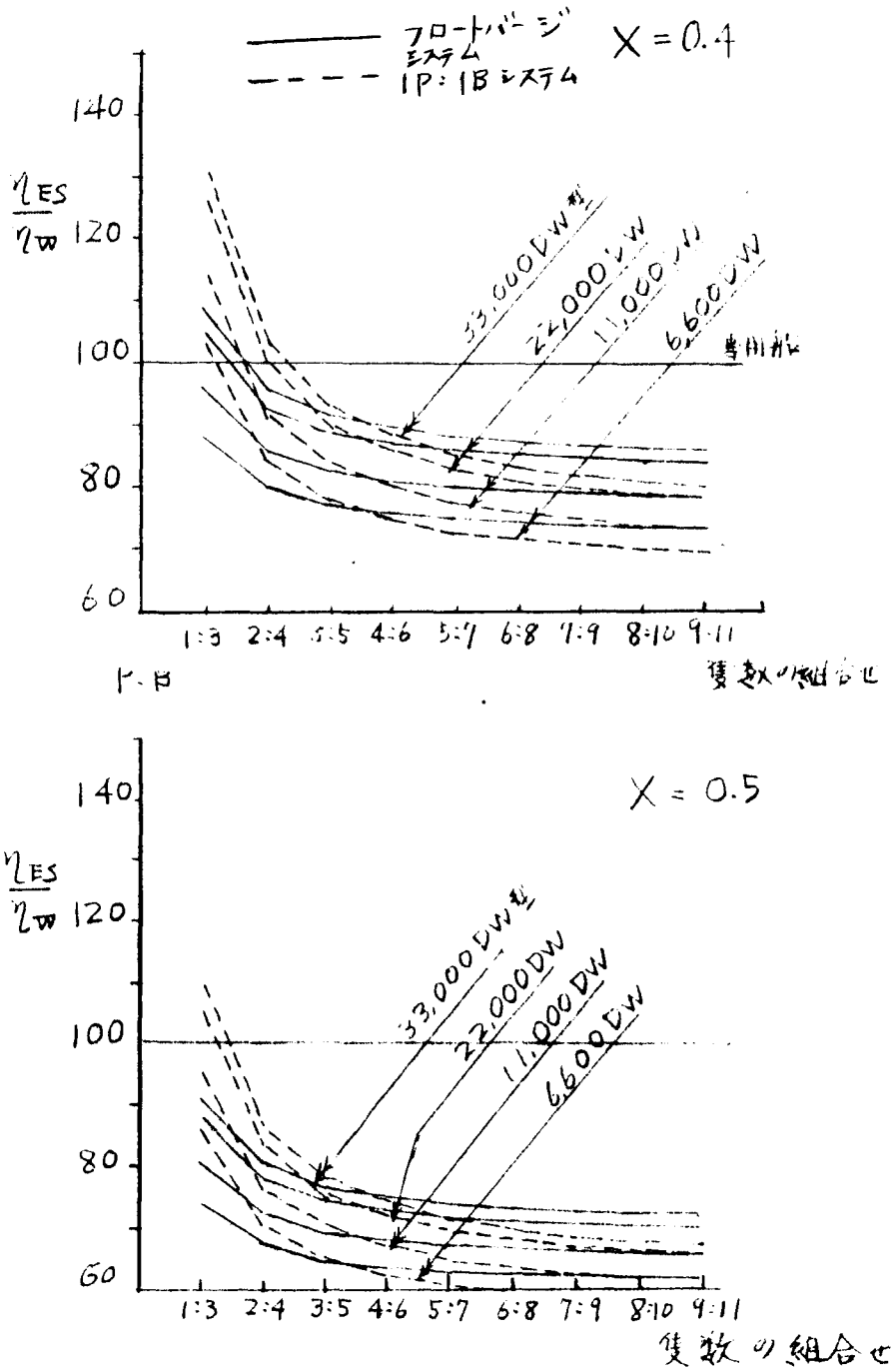


Fig. 4.11 (b) トン当り船費指数 η_{ES}/η_W

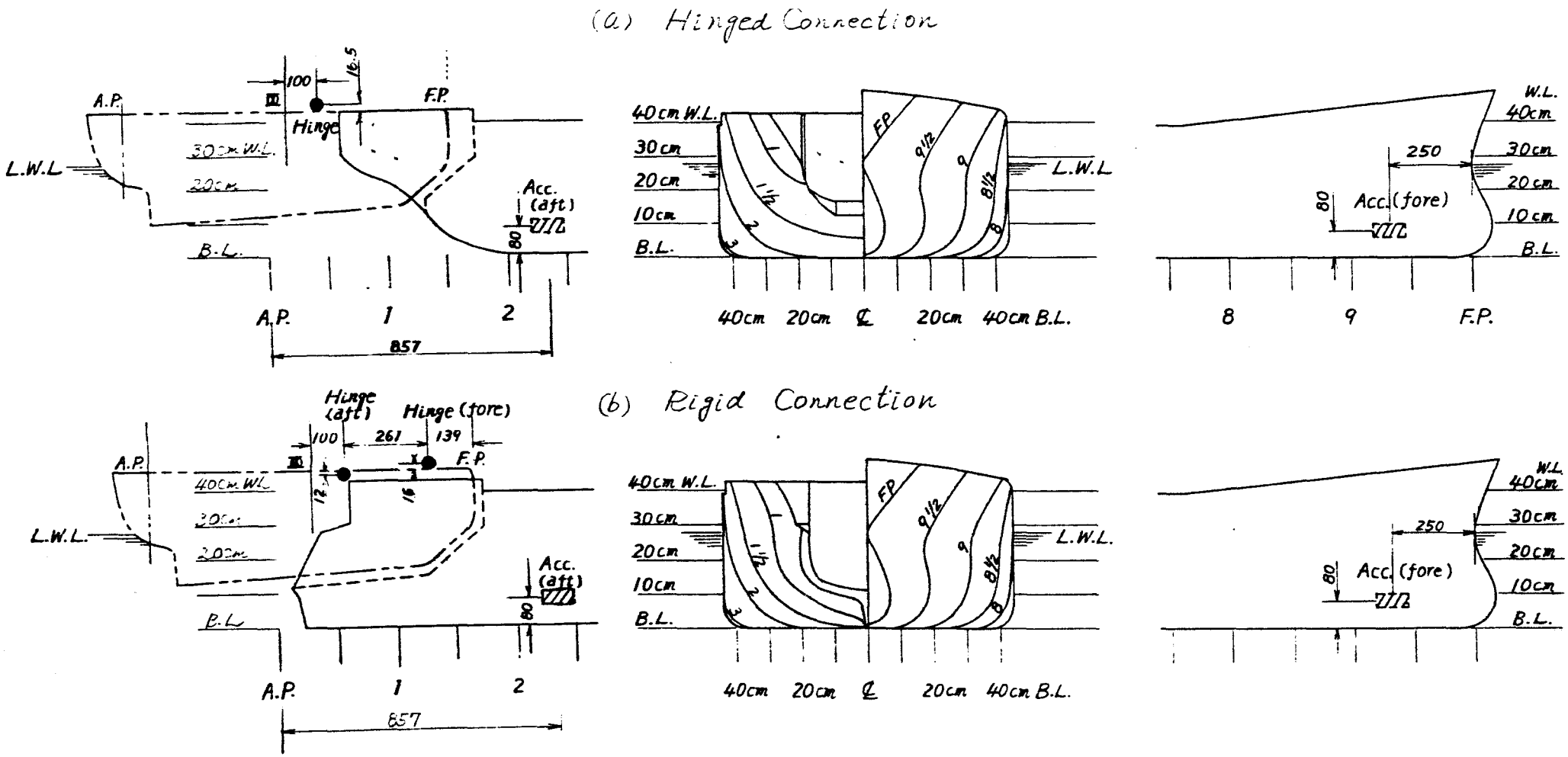


Fig. 4.12(a) バージの線図及び連結方式

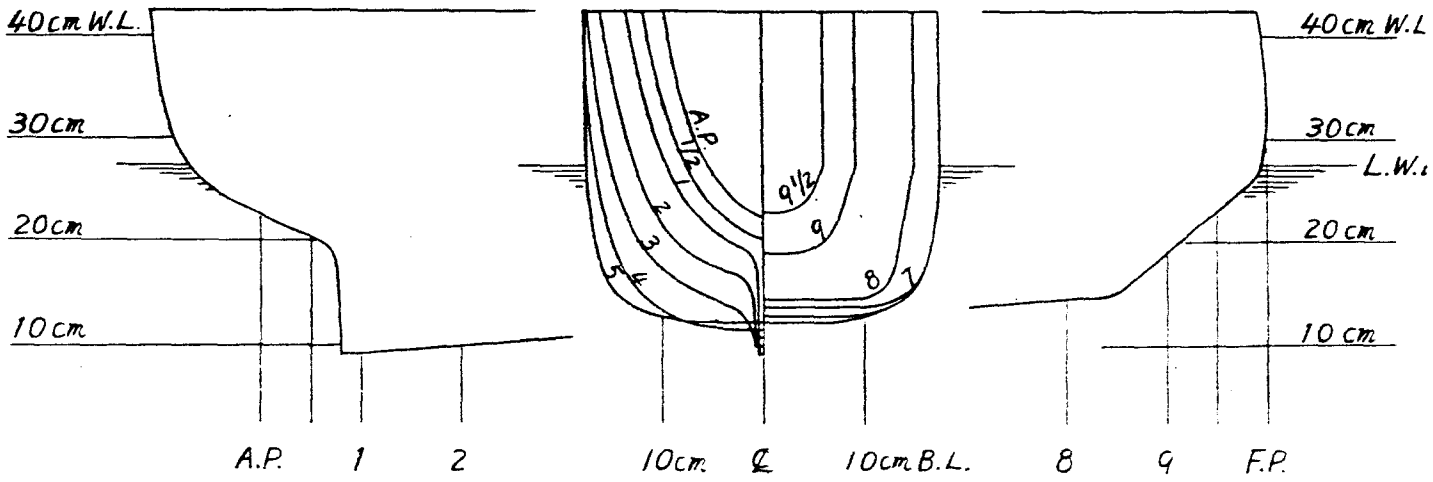


Fig. 4.12 (b)　プッシャーの線図

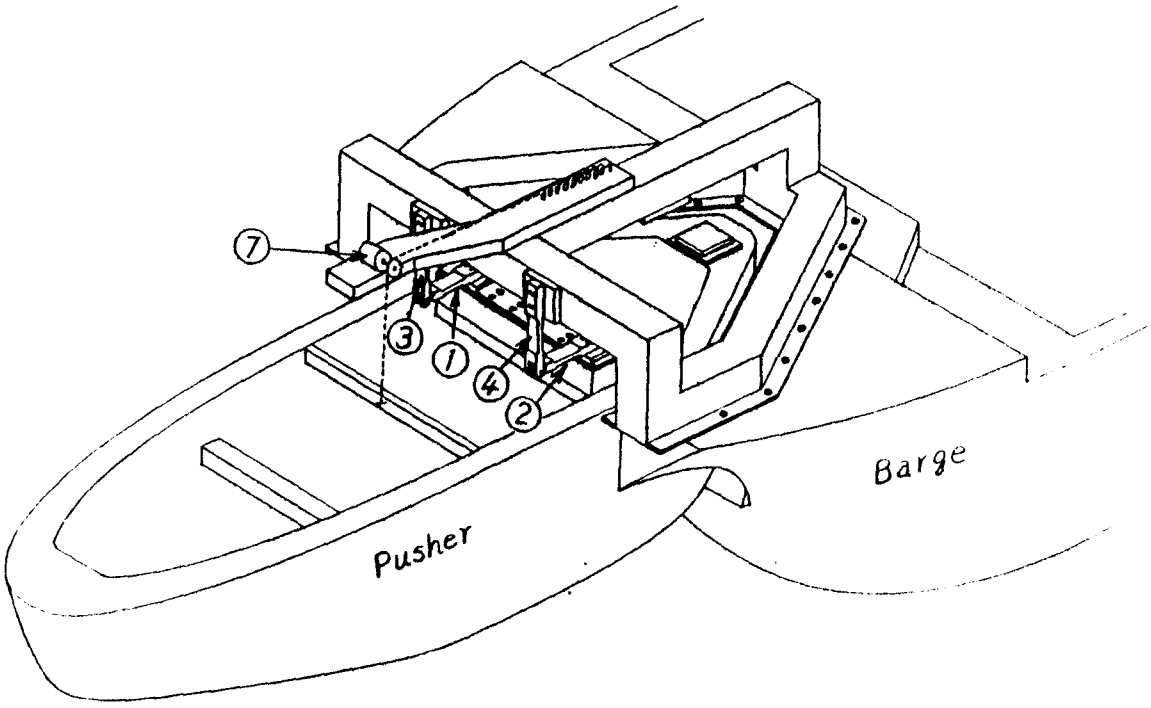


Fig. 4.13(a) ヒンジ連結方式の連結部波浪荷重の計測装置

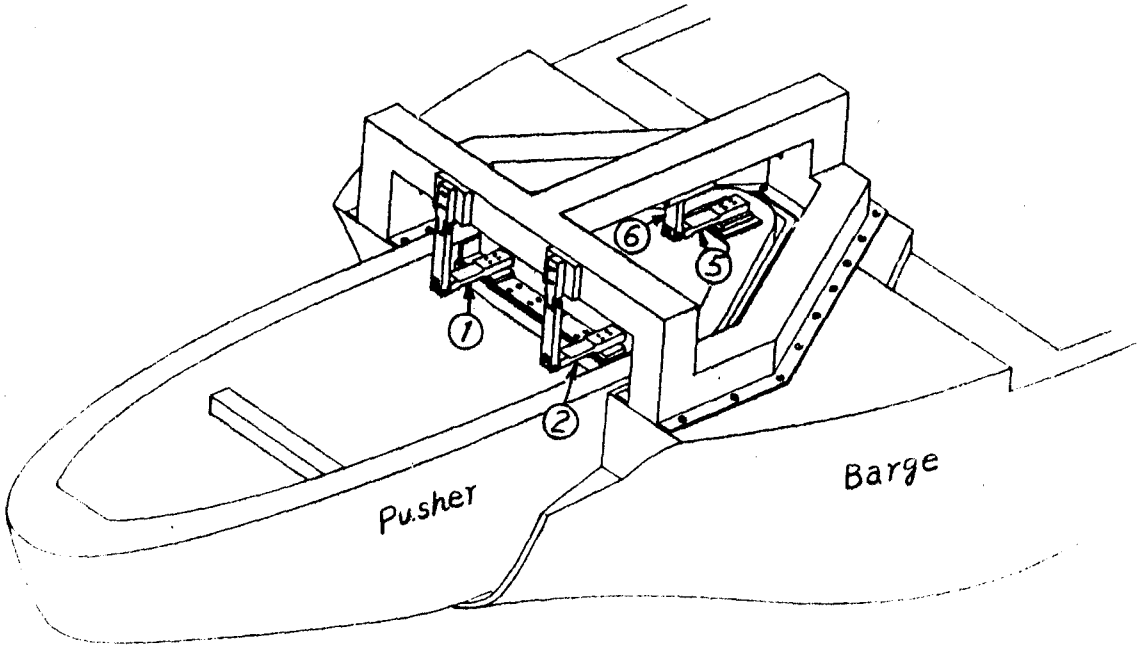


Fig. 4.13(b) 固定連結方式の連結部波浪荷重の計測装置

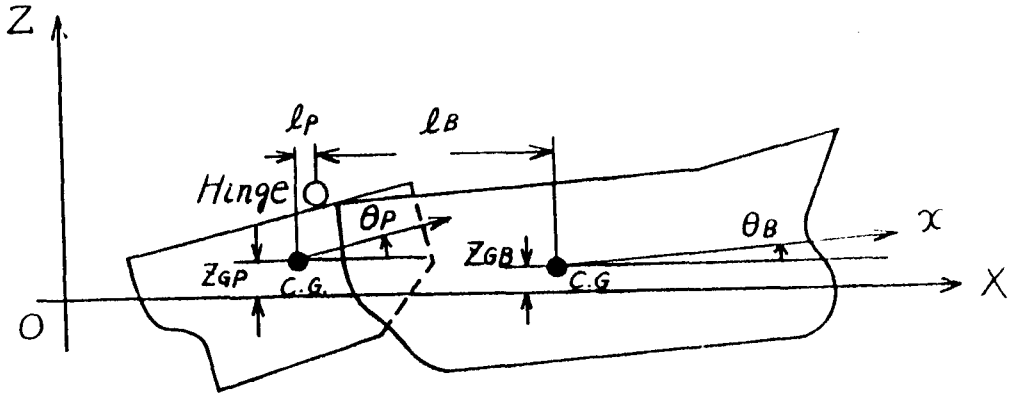


Fig. 4.14(a) ヒンジ連結方式の座標系

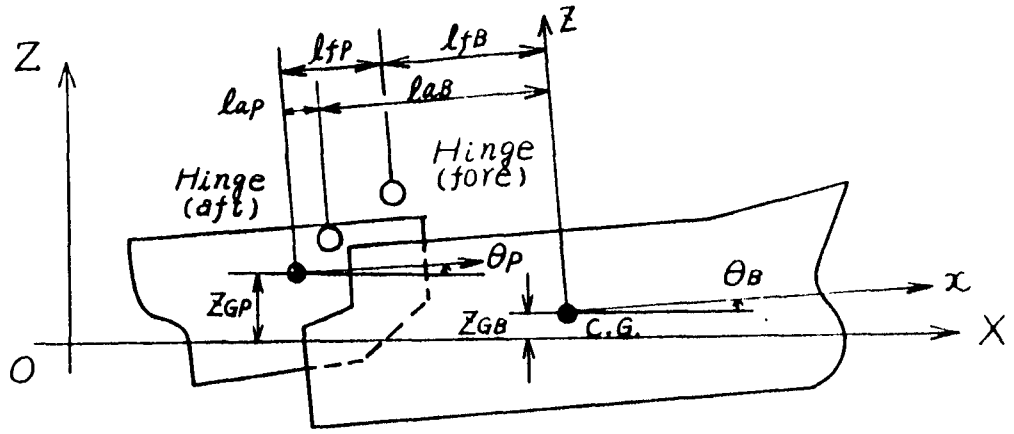
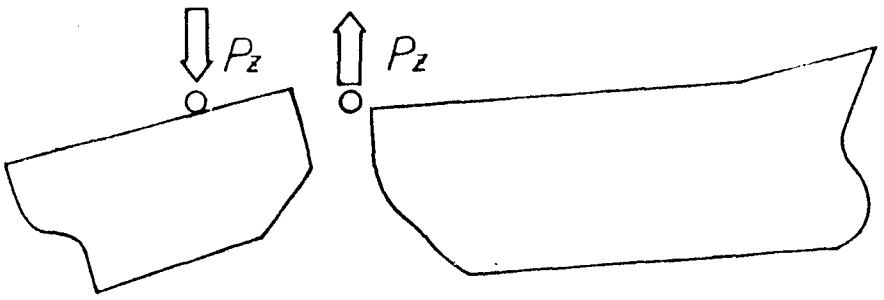


Fig. 4.14(b) 固定連結方式の座標系

(1) Vertical Force



(2) Longitudinal Force

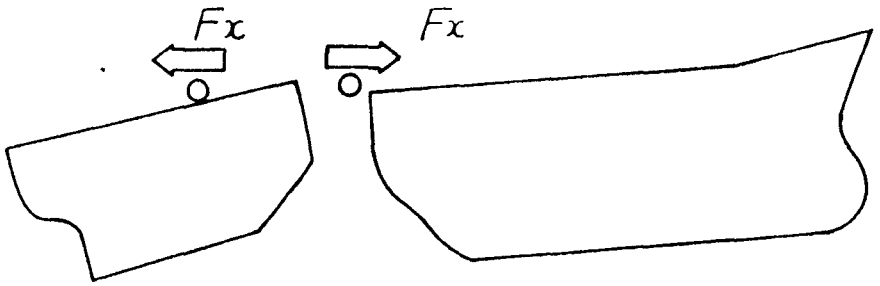


Fig. 4.15 連結部波浪荷重の正負のとり方

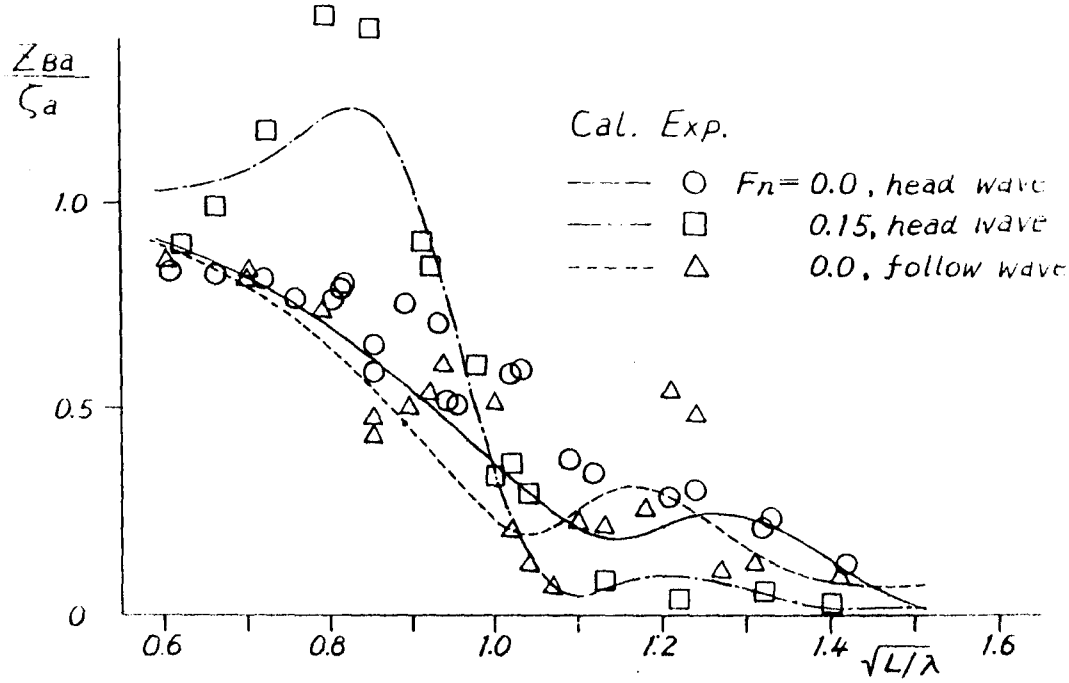


Fig. 4.16 バージの上下揺（ヒンジ連結）

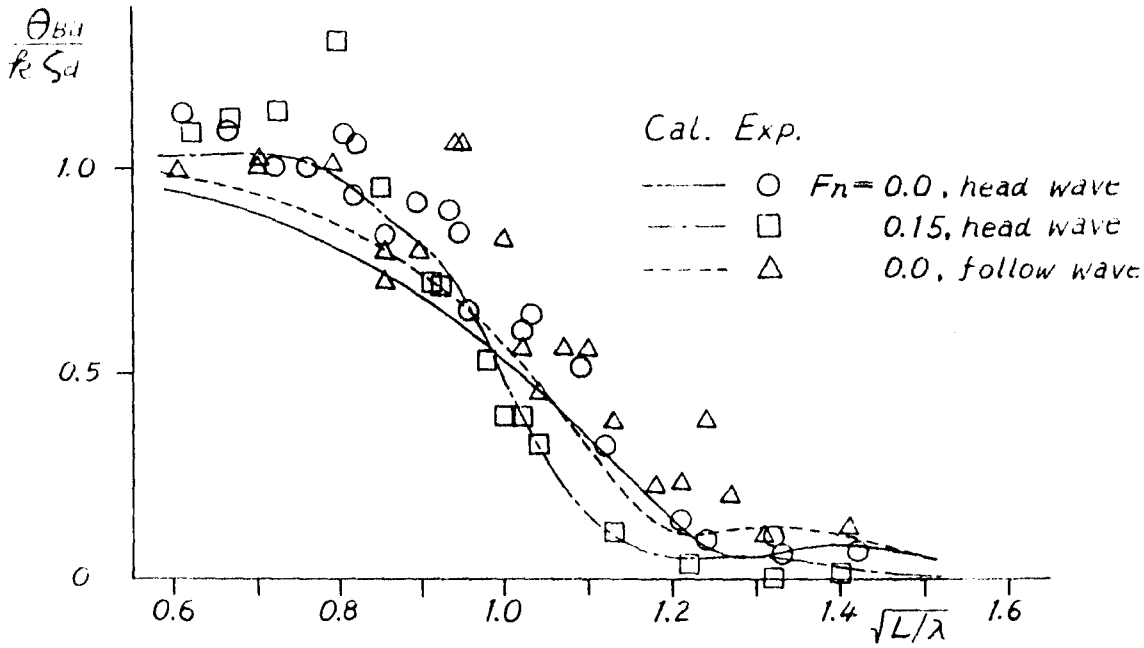


Fig. 4.17 バージの縦揺（ヒンジ連結）

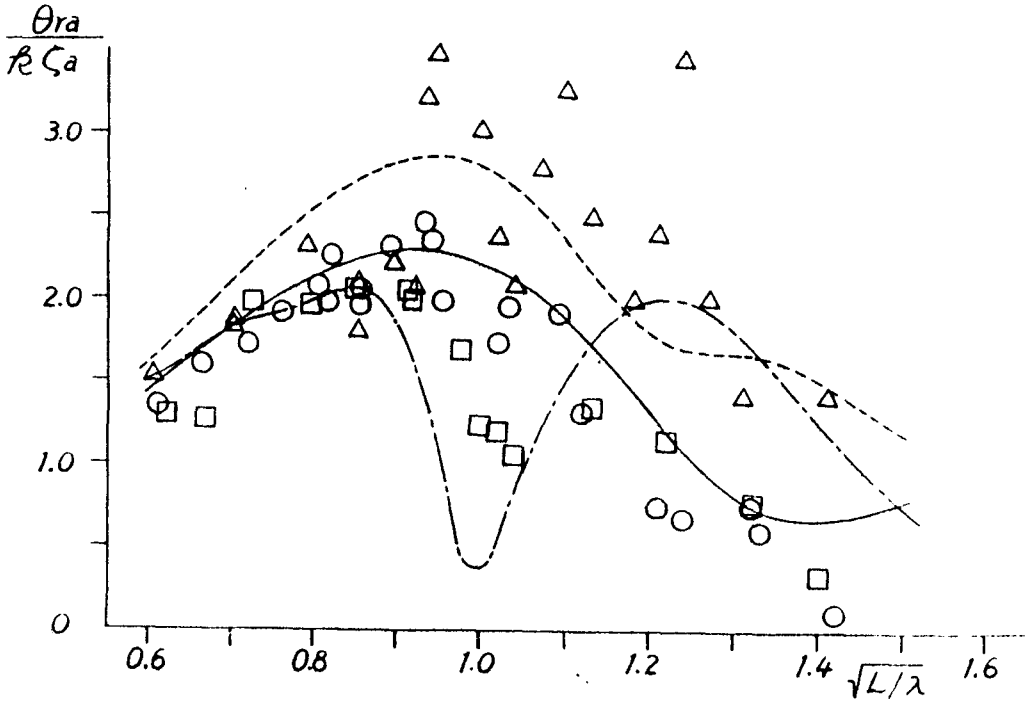


Fig. 4.18　プッシャーのバージに対する相対縦揺角（ヒンジ連結）

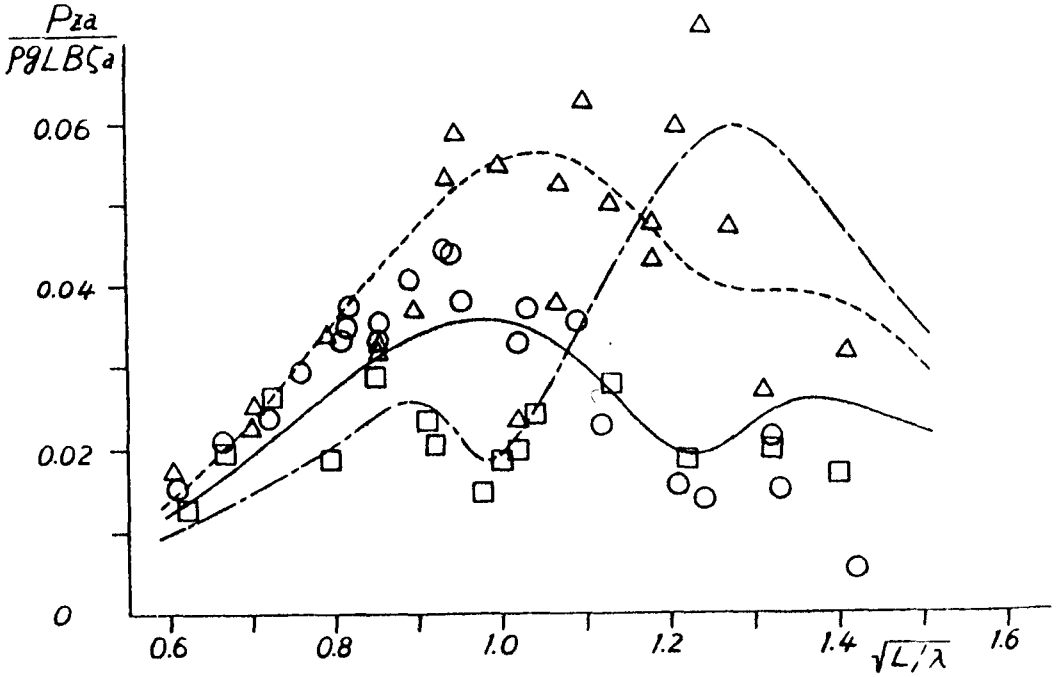


Fig. 4.19　連結部上下力（ヒンジ連結）

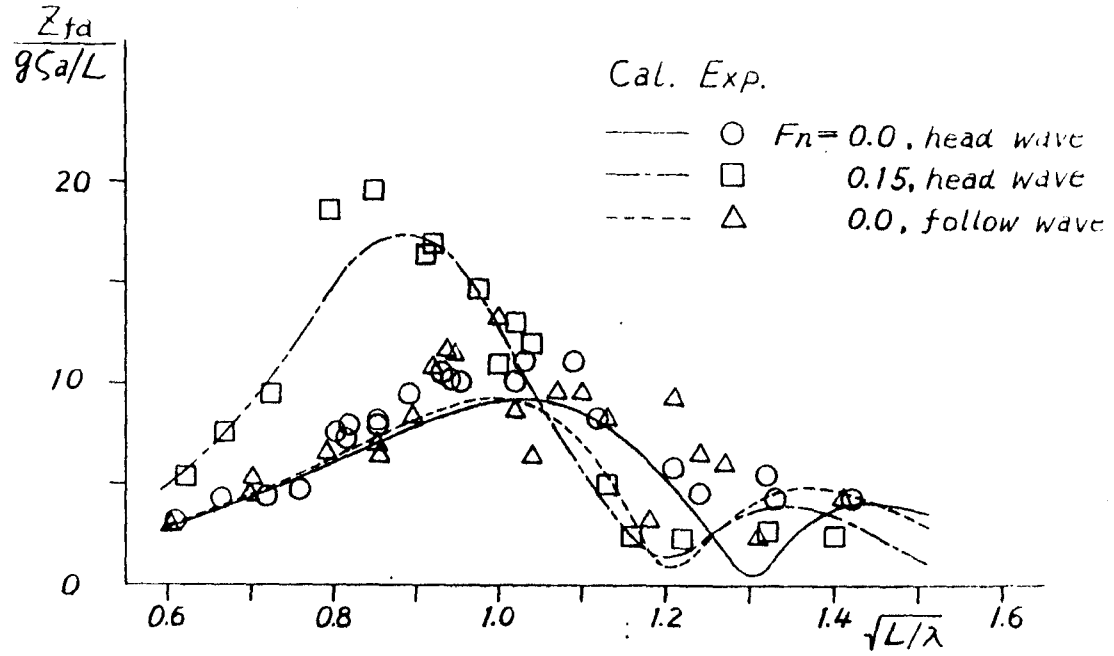


Fig. 4.20　船首の上下加速度（ヒンジ連結）

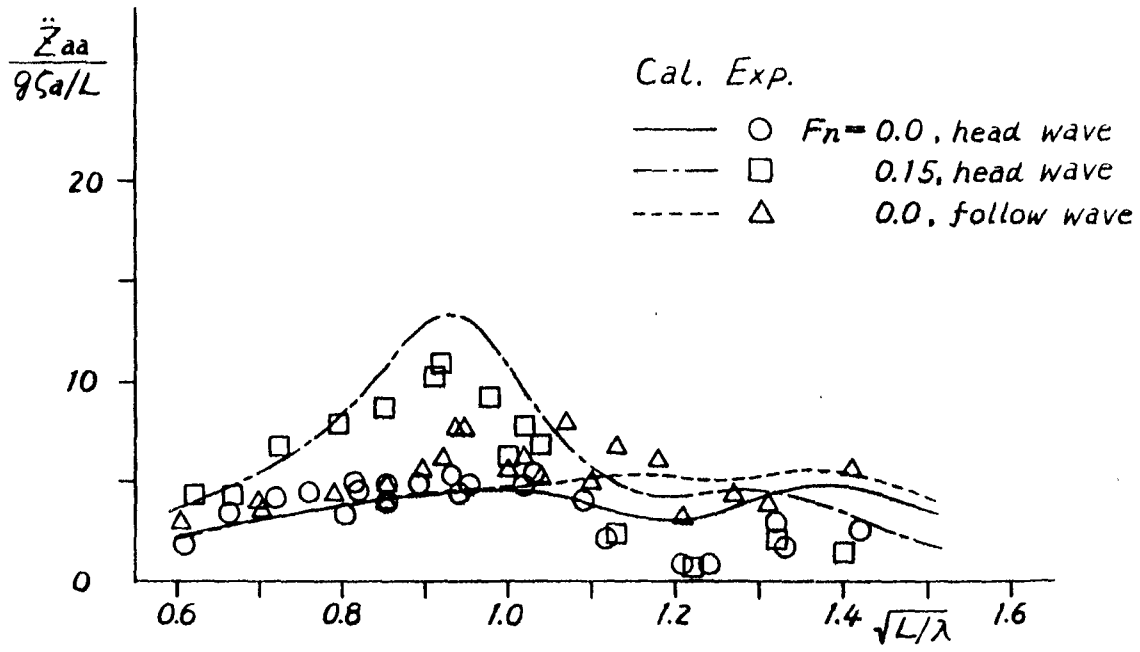


Fig. 4.21　船尾の上下加速度（ヒンジ連結）

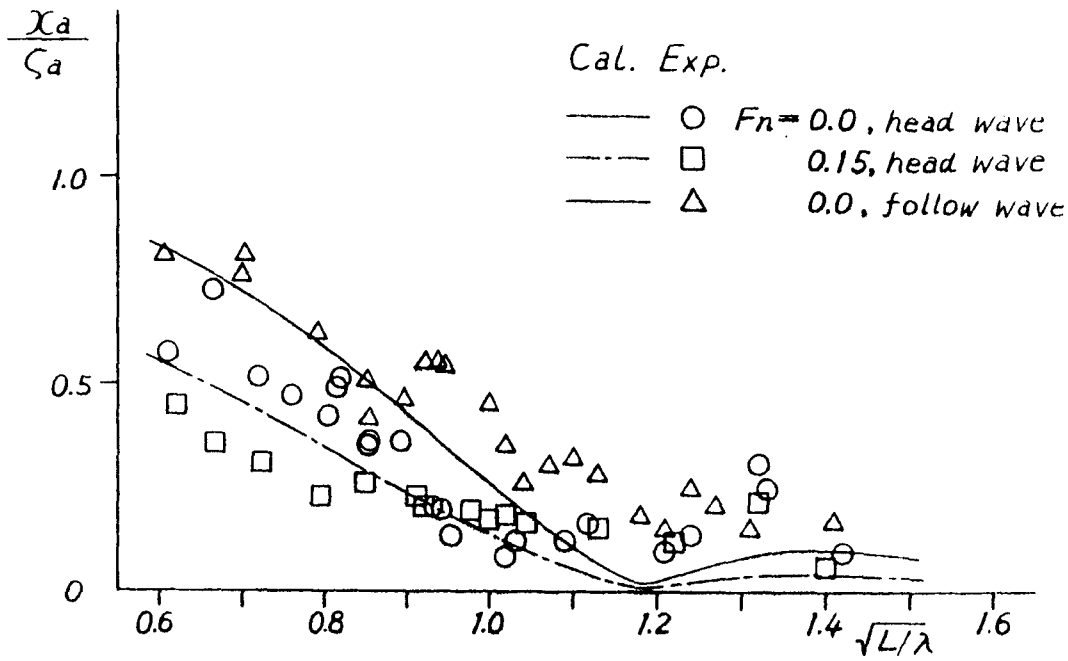


Fig. 4.22 前後揺（ヒンジ連結）

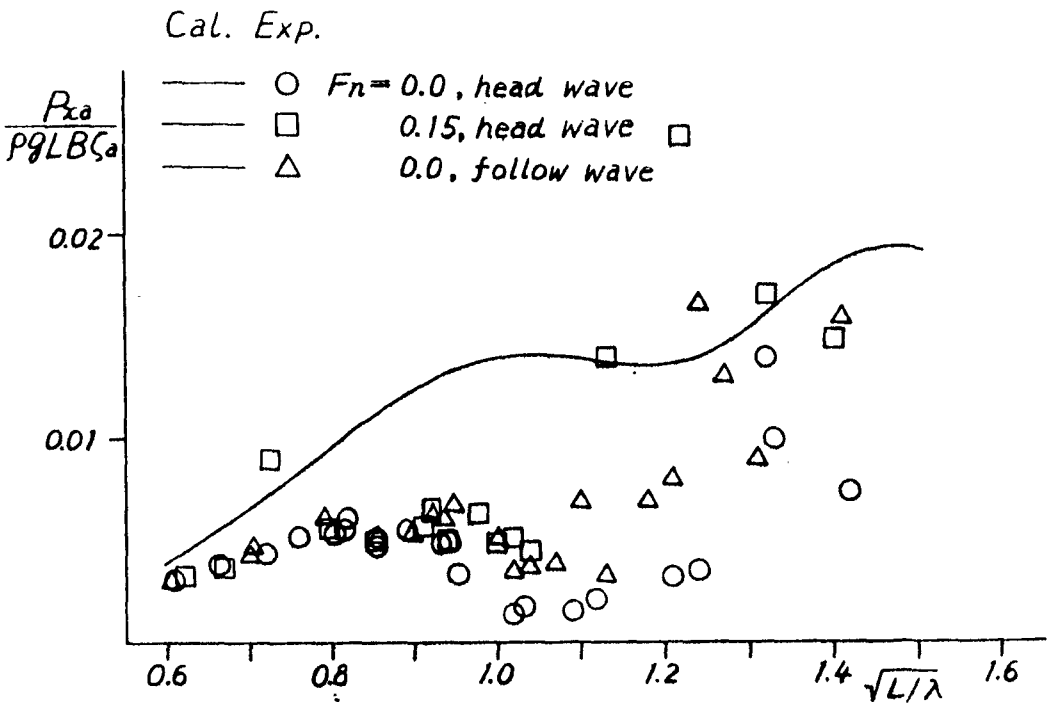


Fig. 4.23 連結部前後力（ヒンジ連結）

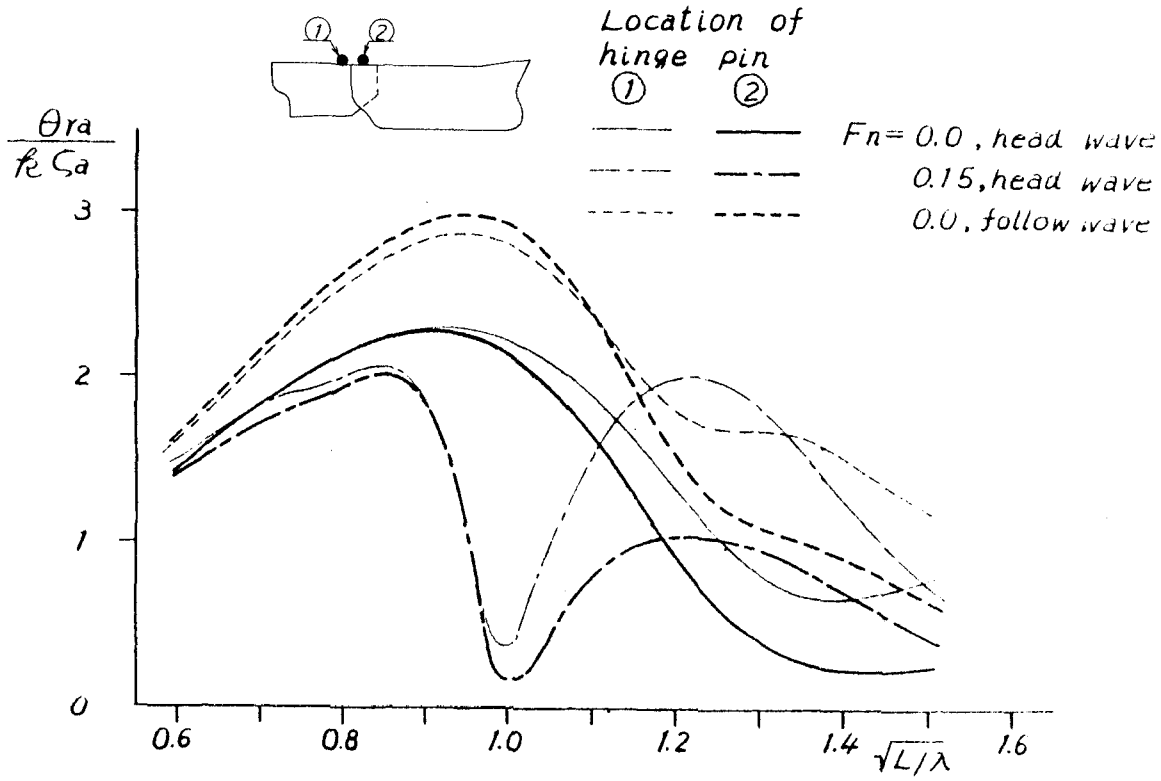


Fig. 4.24　ヒンジ位置の相対縦揺角に対する影響

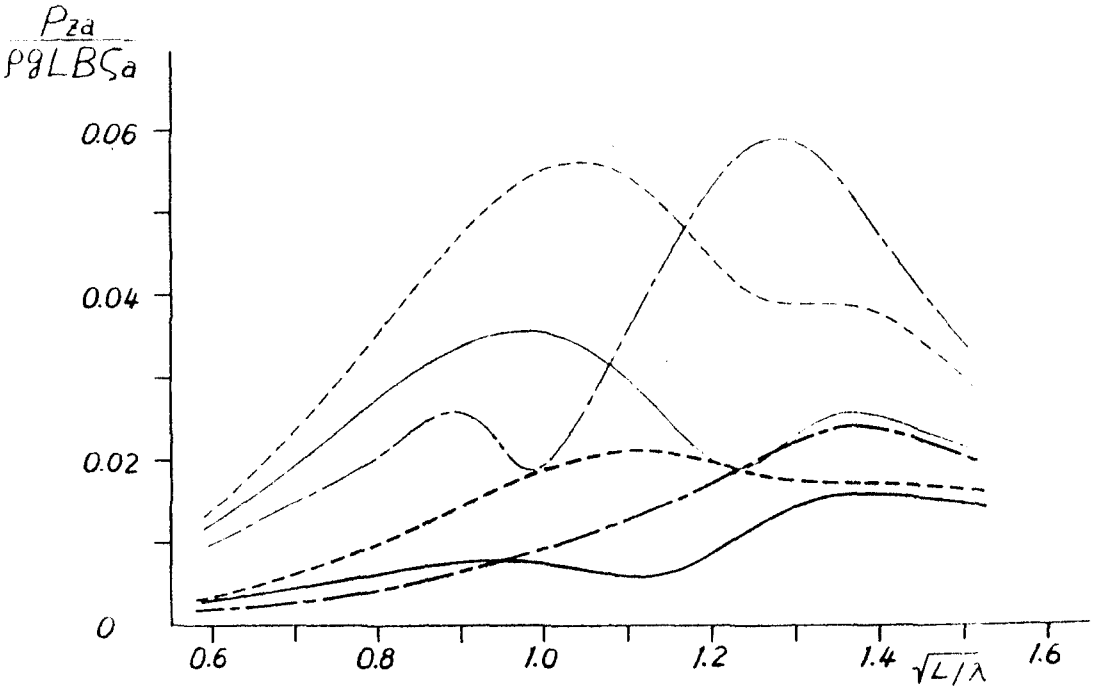


Fig 4.25　ヒンジ位置の連結部上下力に対する影響

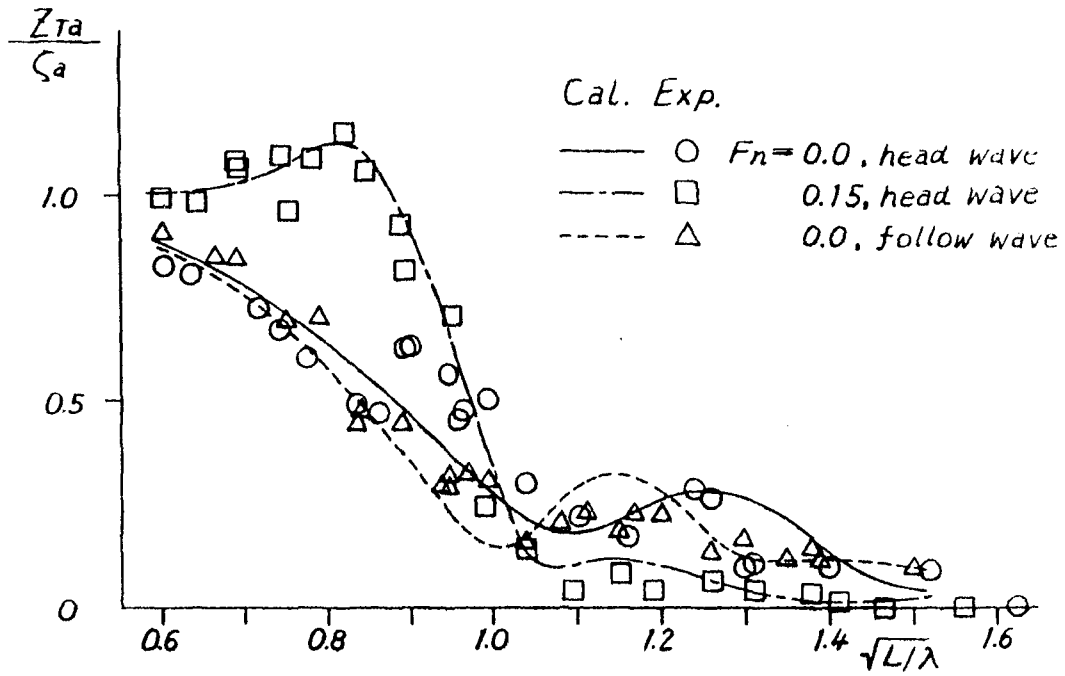


Fig. 4.26　トレインの上下揺（固定連結）

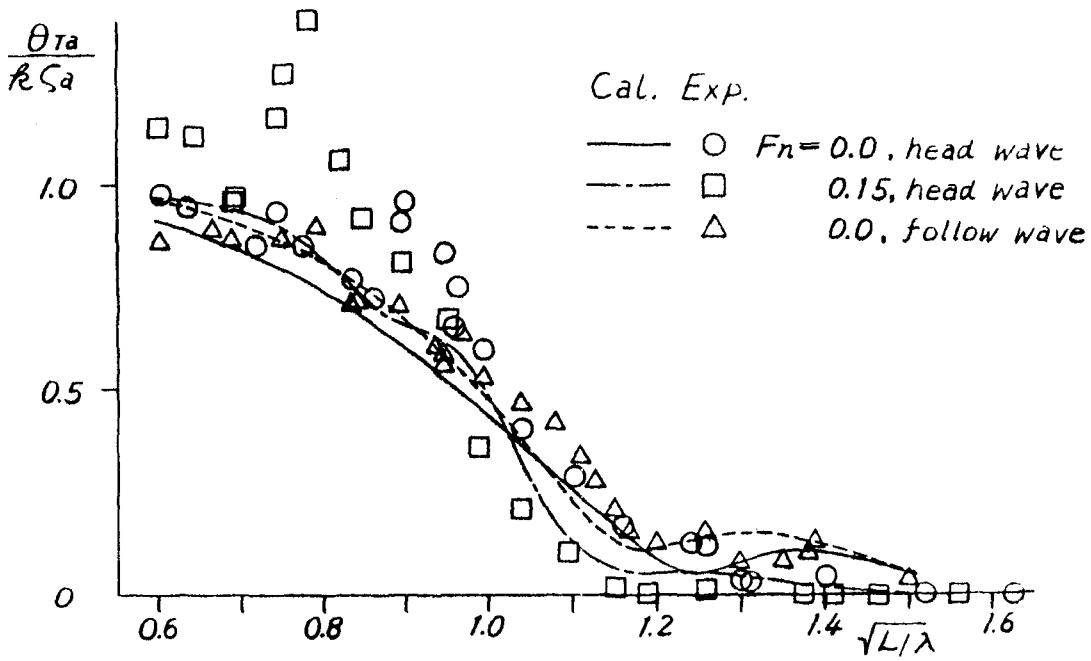


Fig. 4.27　トレインの縦揺（固定連結）

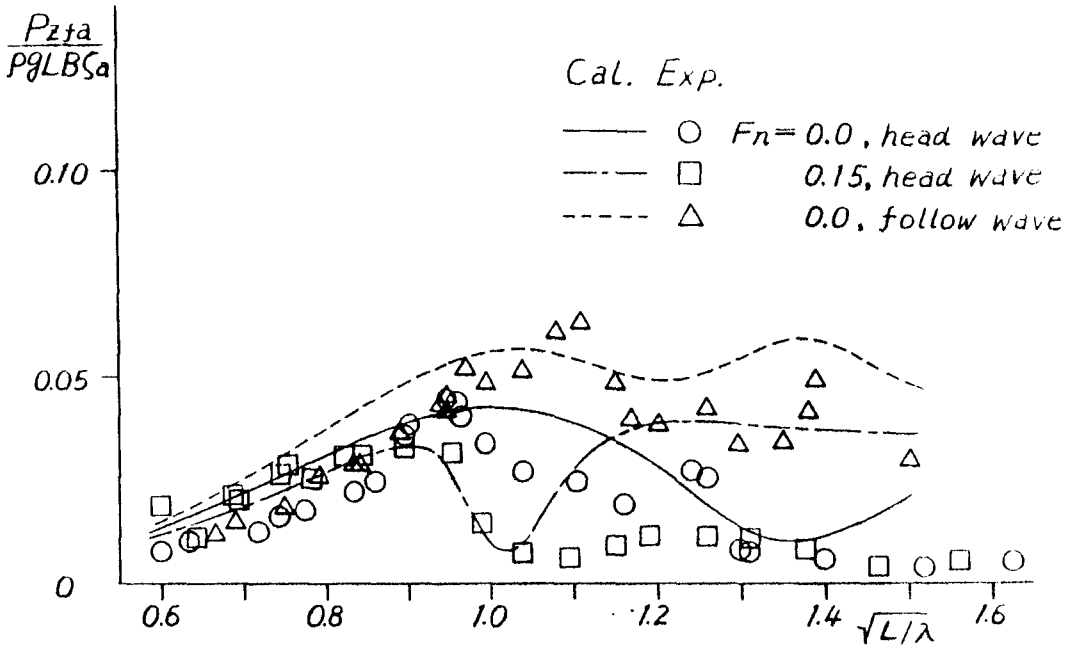


Fig. 4.28 前方連結部上下力（固定連結）

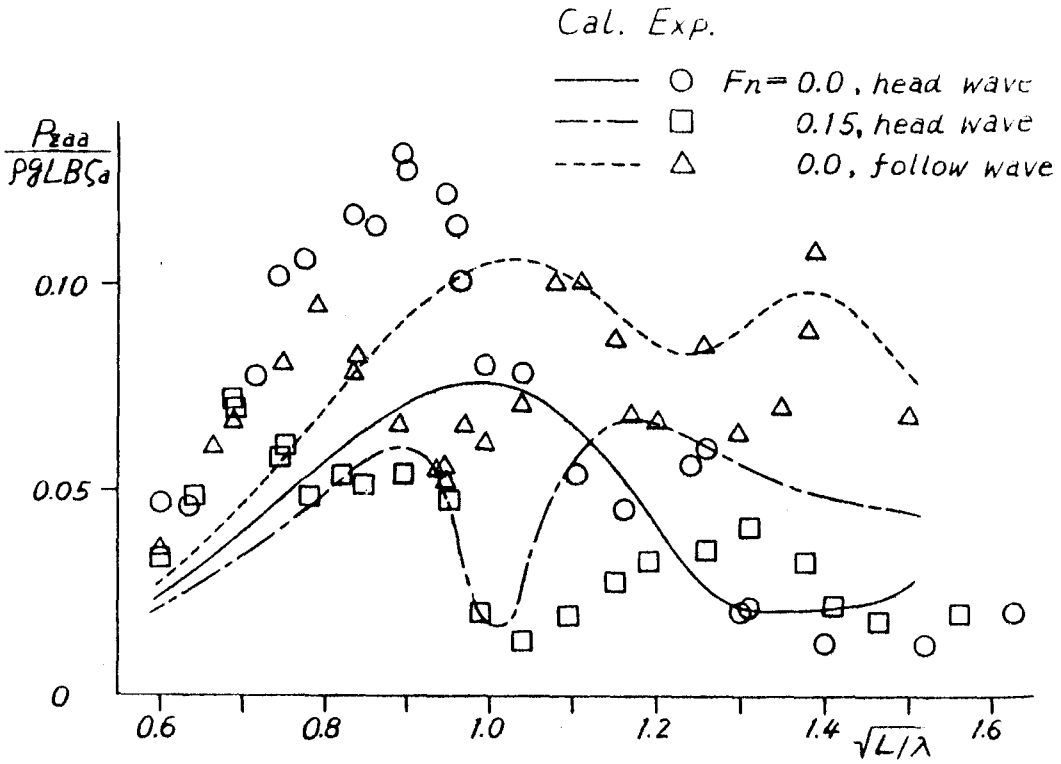


Fig. 4.29 後方連結部上下力（固定連結）

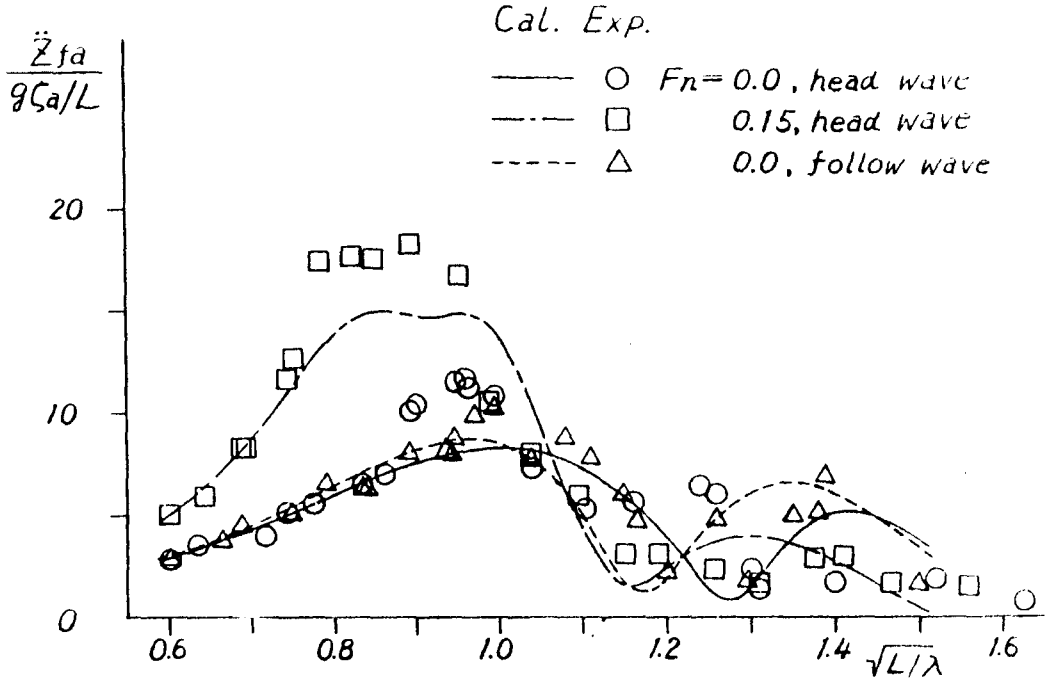


Fig. 4.30　船首の上下加速度（固定連結）

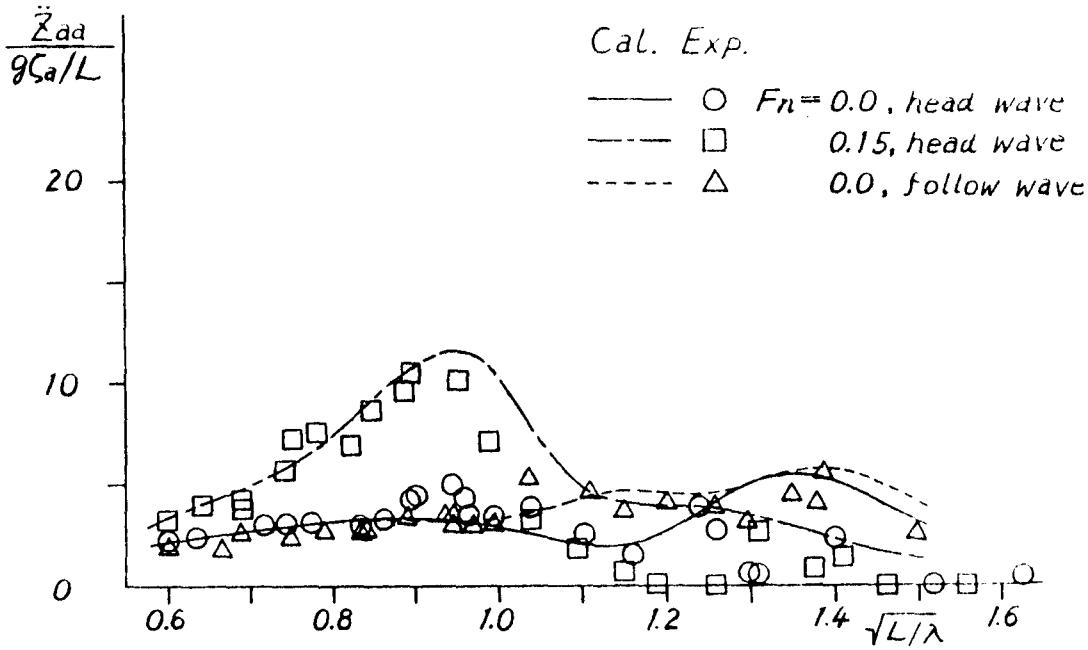


Fig. 4.31　船尾の上下加速度（固定連結）

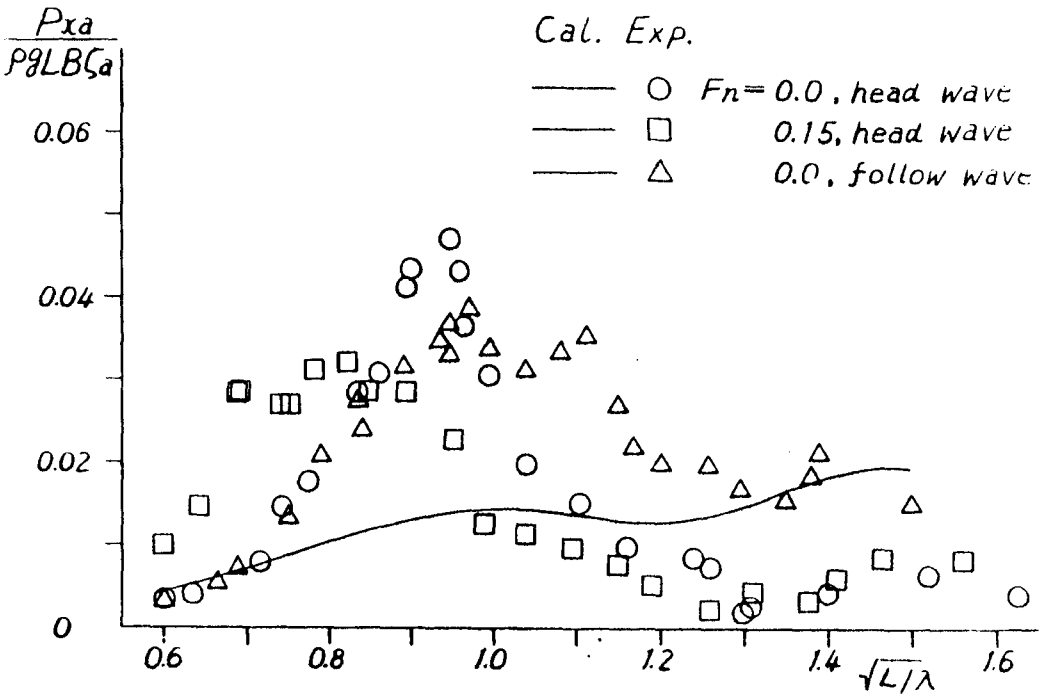


Fig. 4.32　前後揺（固定連結）

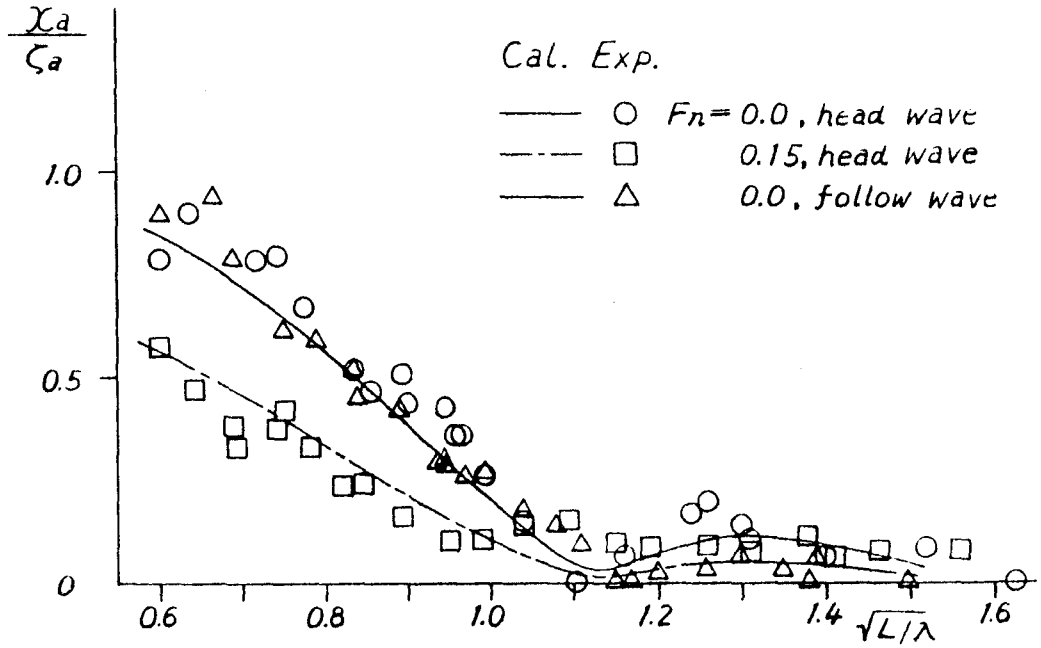


Fig. 4.33　連結部前後力（固定連結）

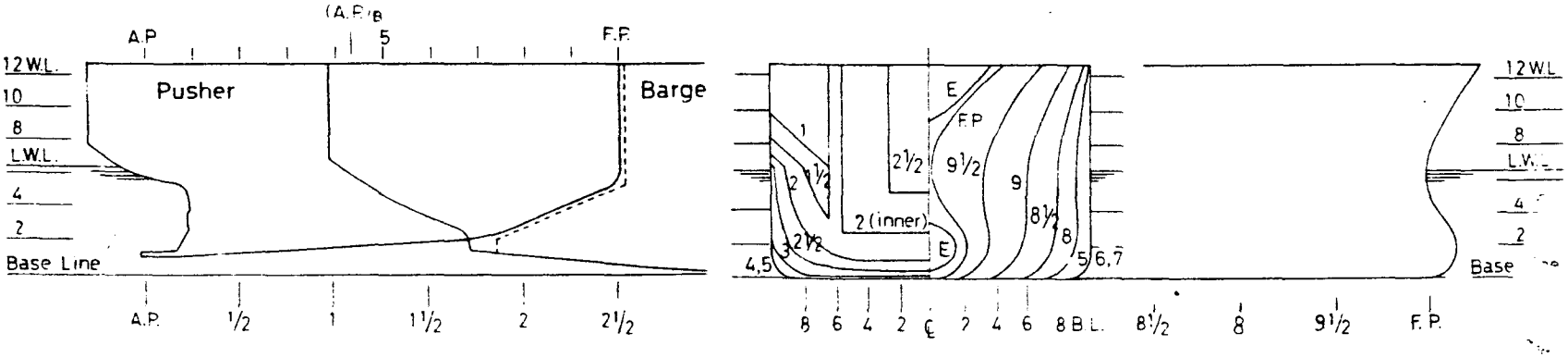


Fig. 4.34 (a) トレインの正面線図及び船首尾形状

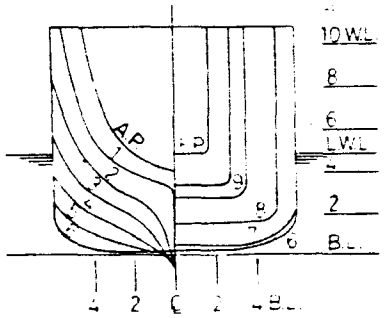


Fig. 4.34 (b) プッシャーの正面線図

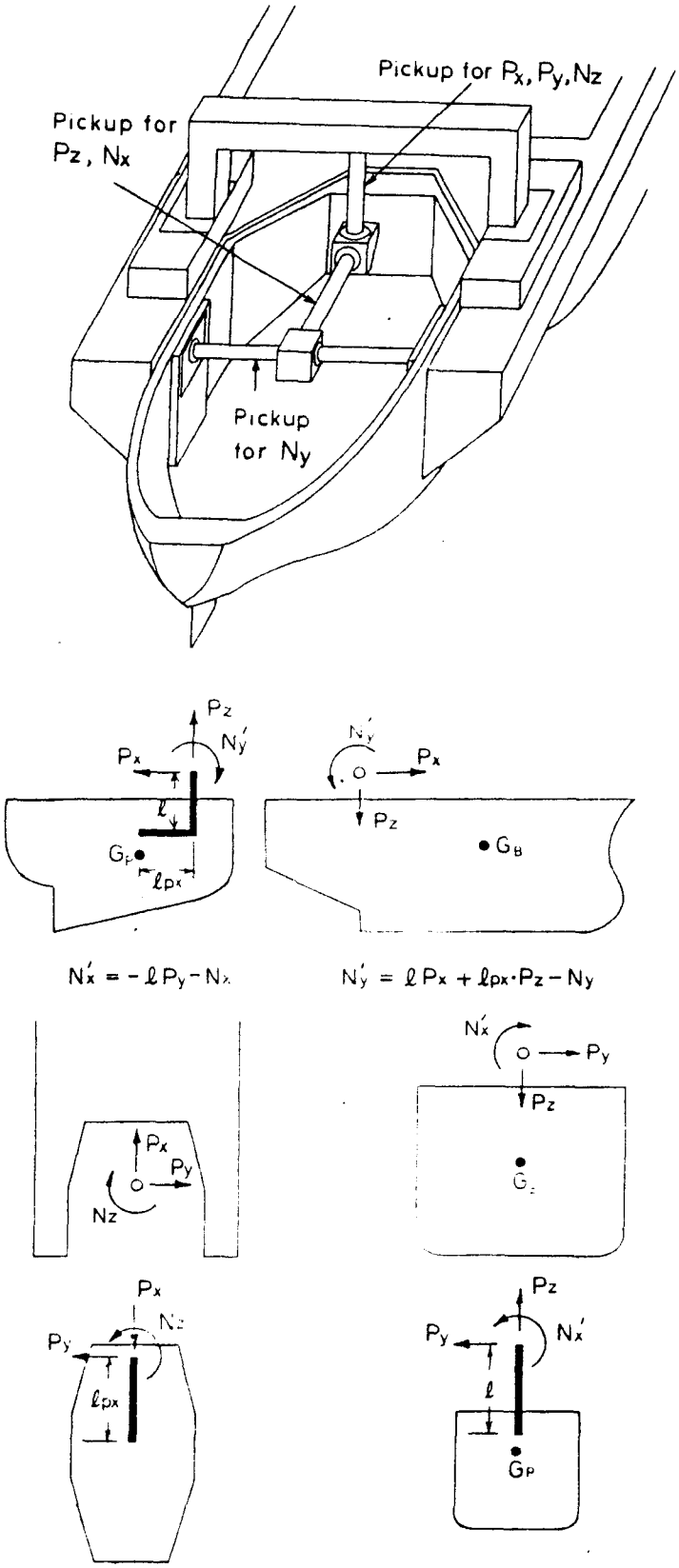


Fig. 4.35 プッシャーとバージの連結部荷重測定装置
及び力、モーメントの正負

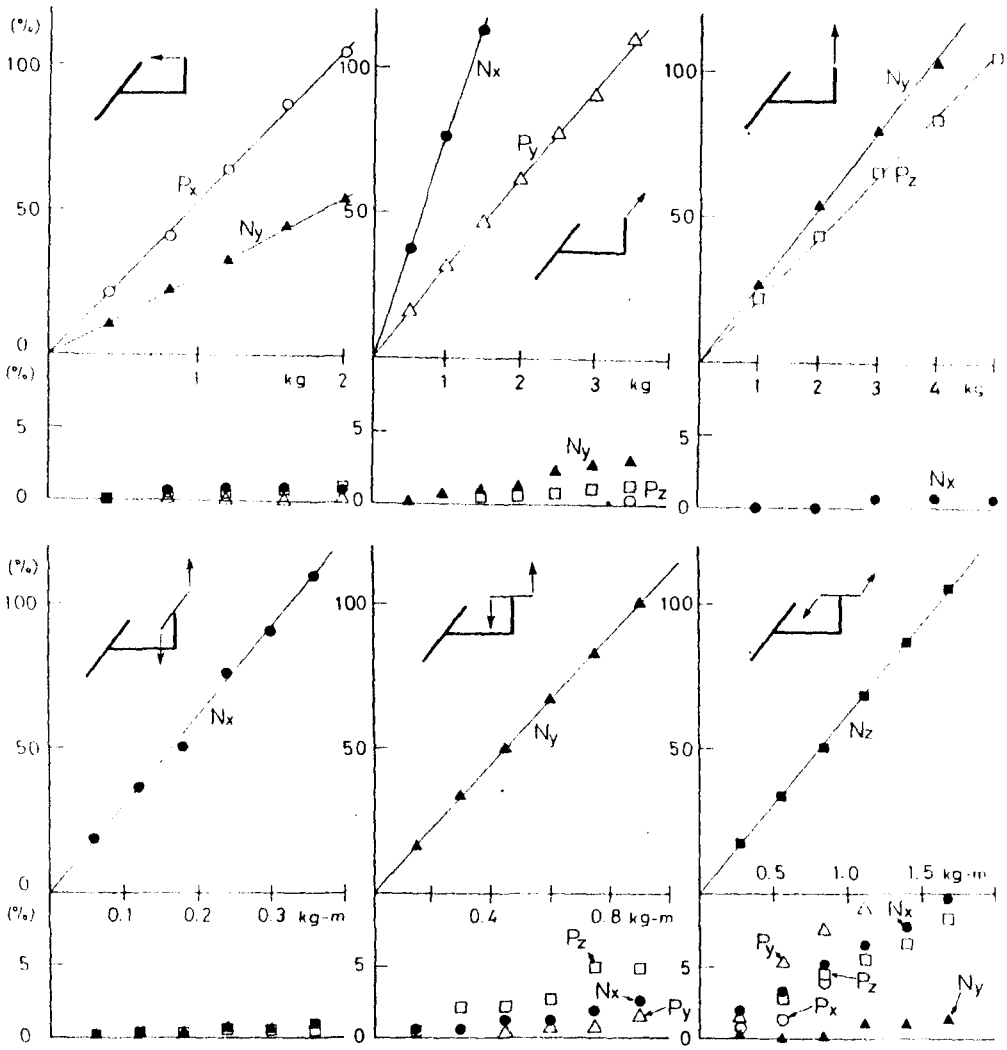


Fig. 4.36 連結部に働く力及びモーメントの検定曲線と干渉度

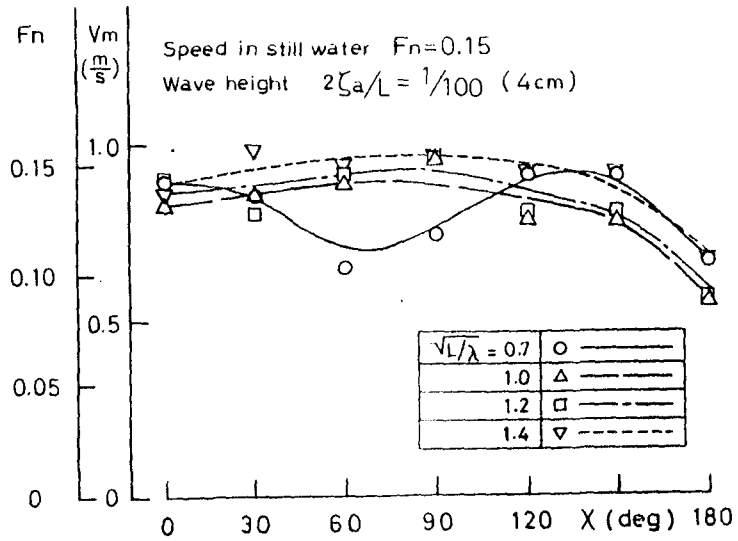


Fig. 4.37 規則波中での船速

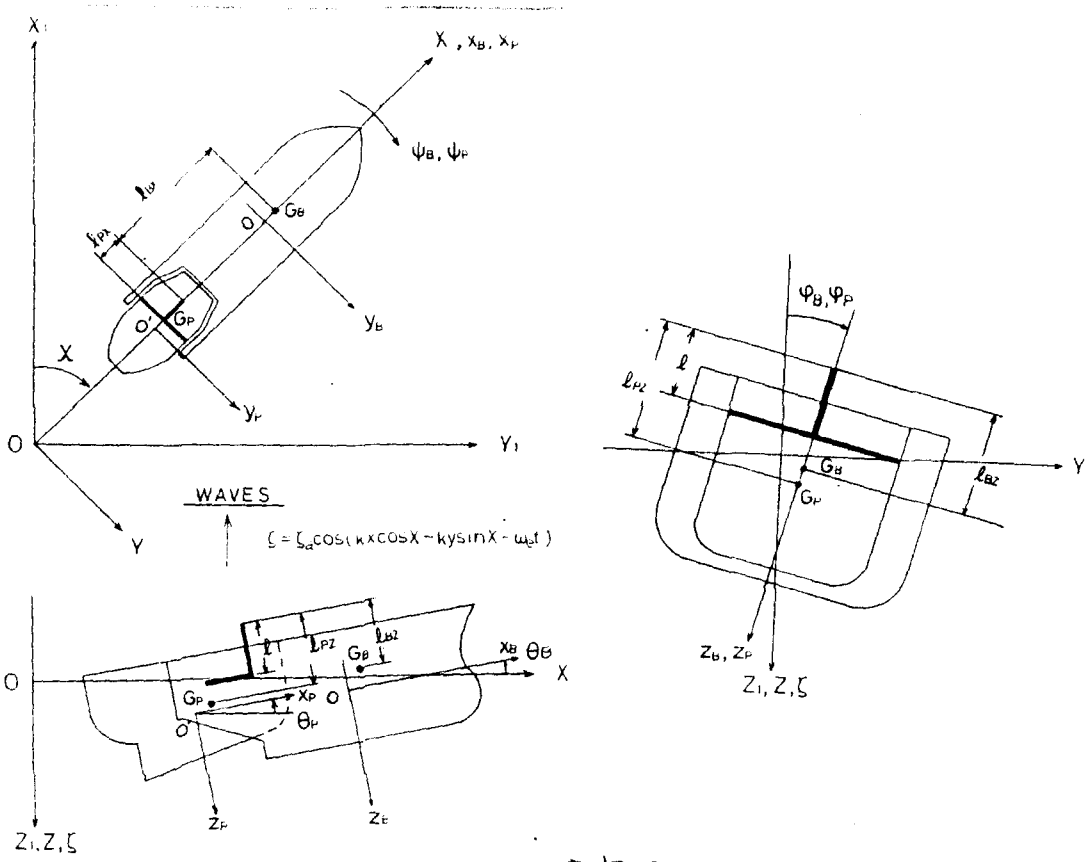


Fig. 4.38 座標系

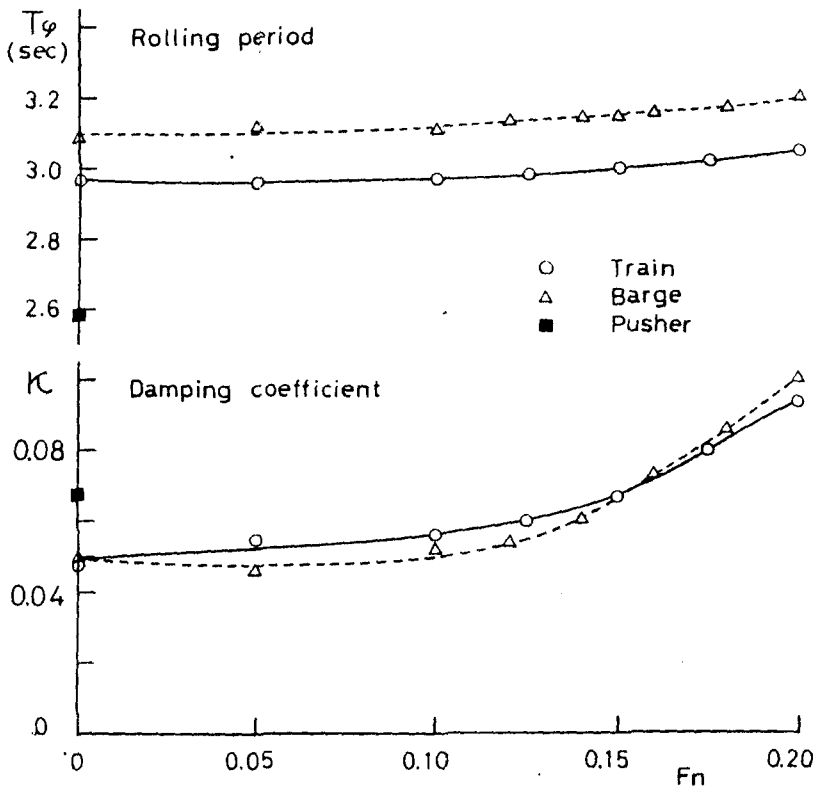


Fig. 4.39 横揺の固有周期及び減衰係数

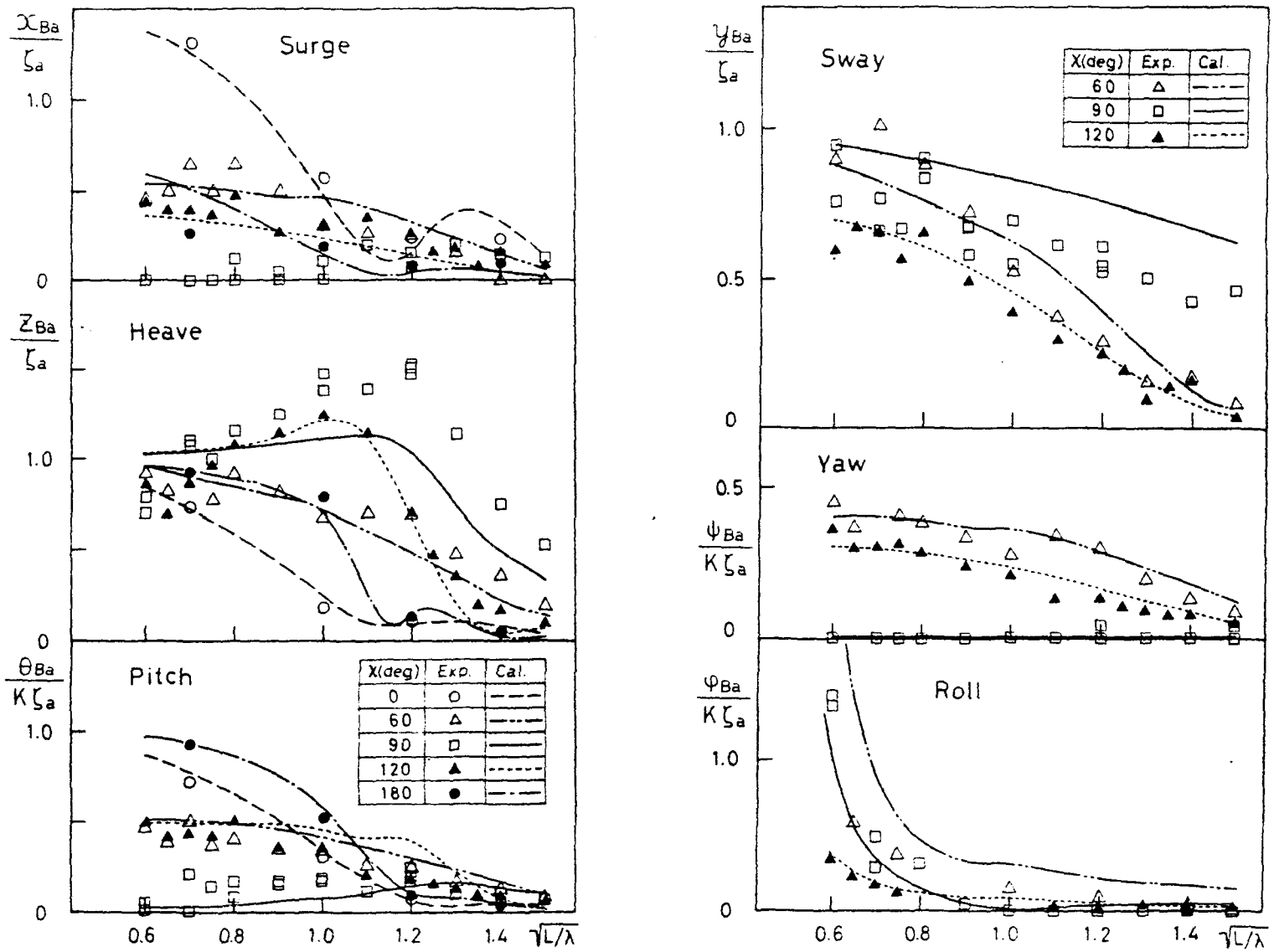


Fig. 4.40 バージの重心位置における船体運動の波長による変化

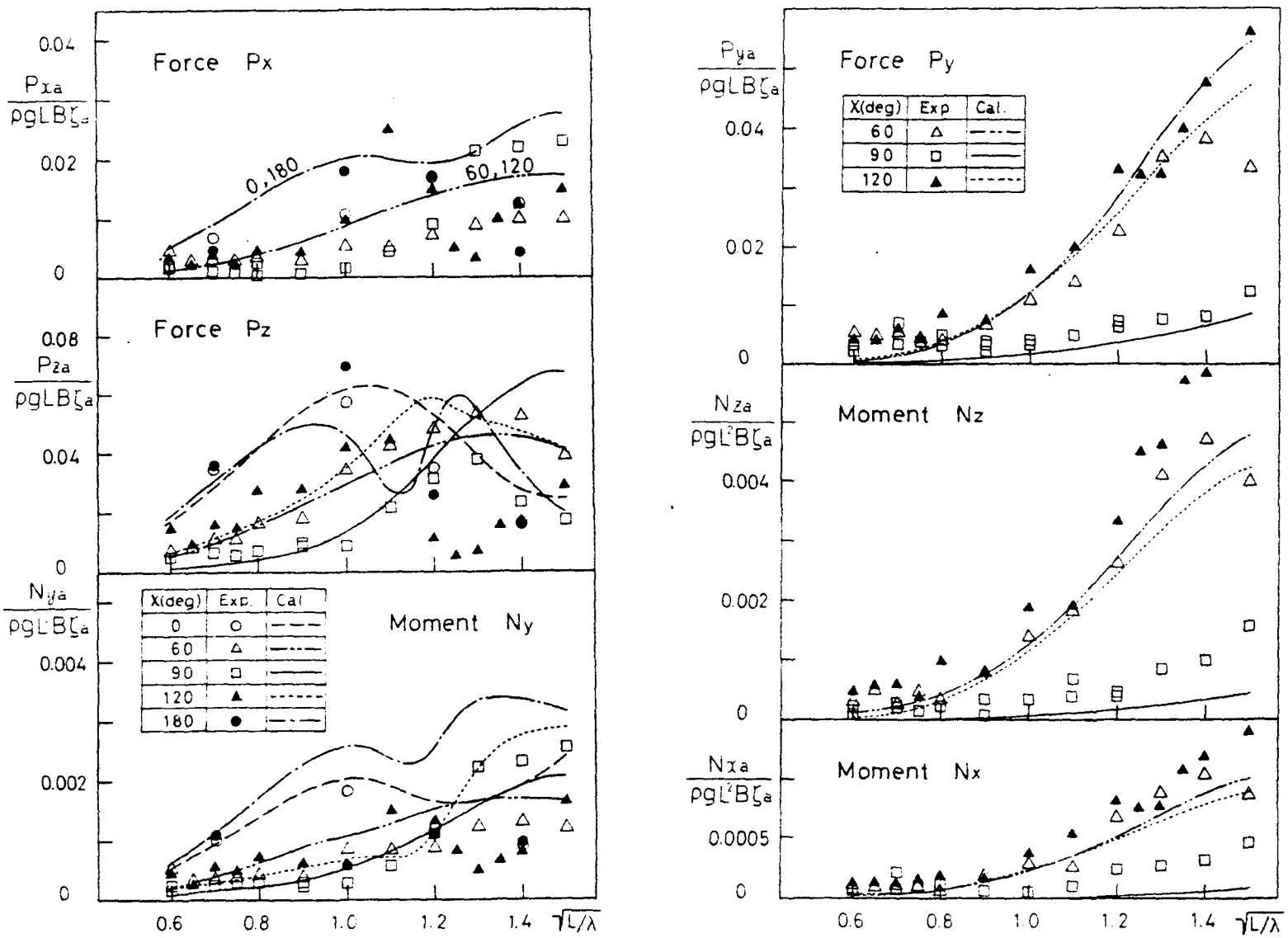


Fig. 4.41　連結部に働く波浪荷重の波長による変化

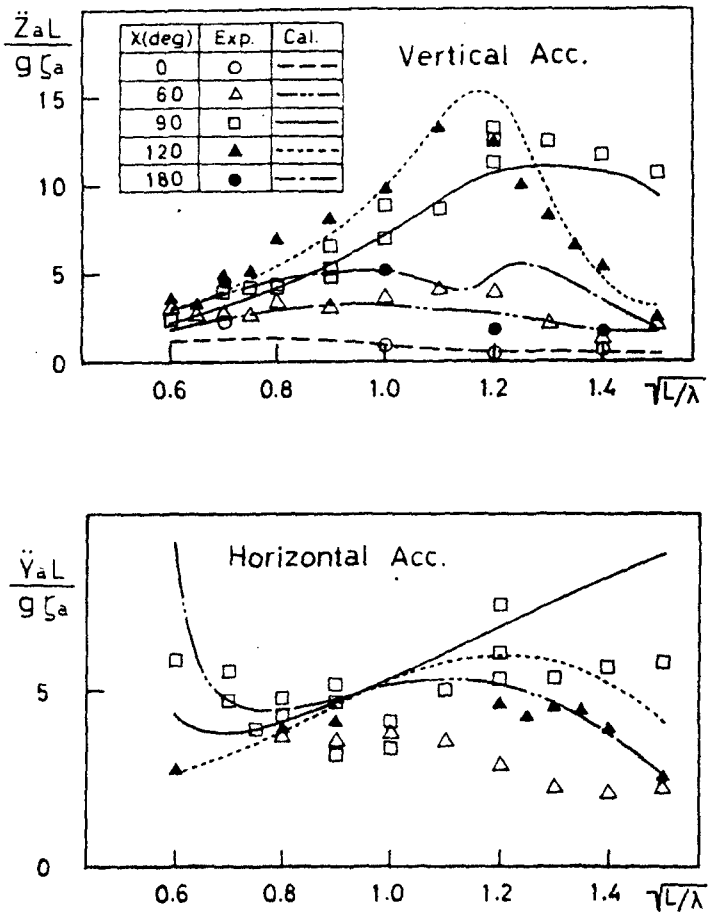


Fig. 4.42 バージの船尾における上下及び水平加速度の波長による変化

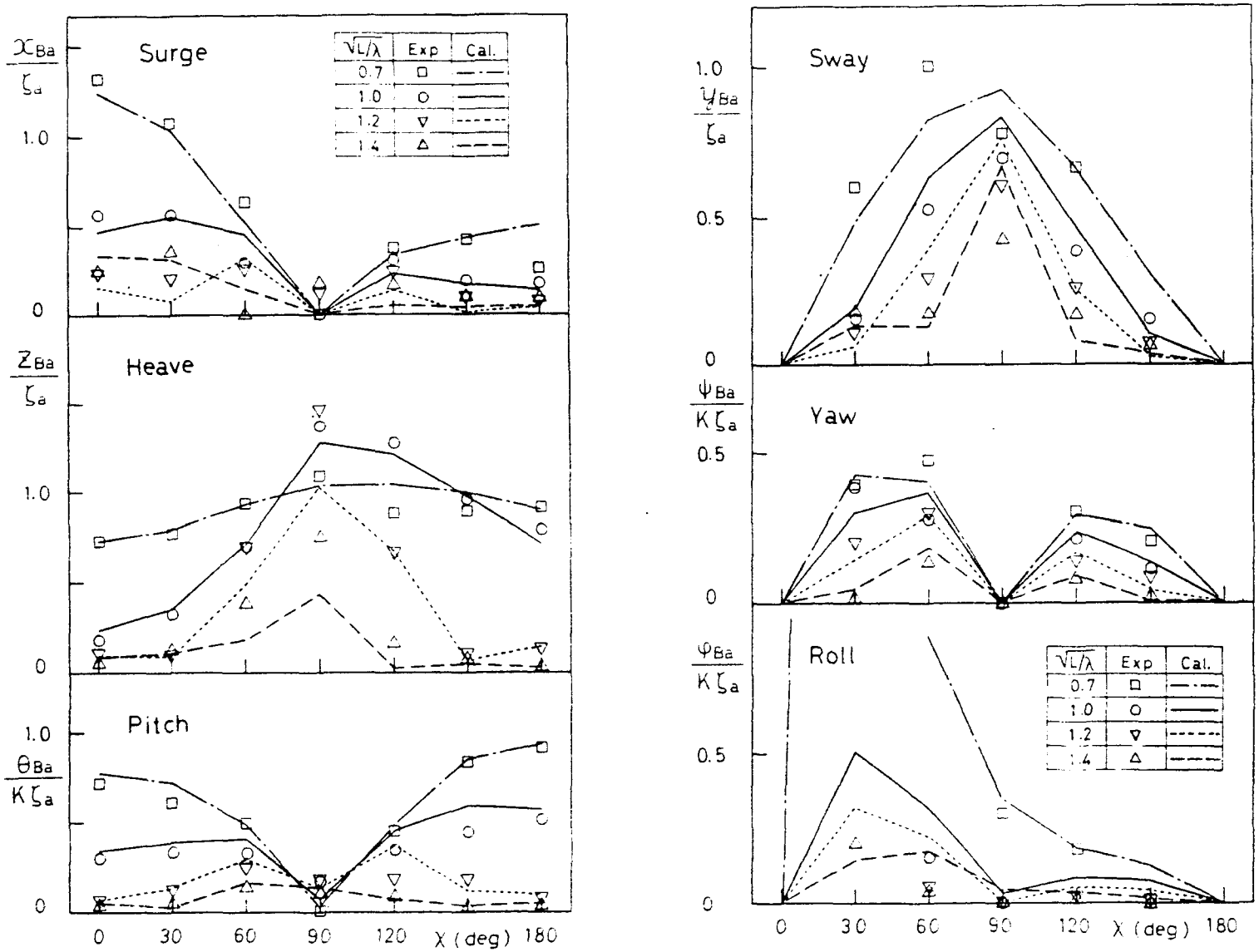


Fig. 4.43 バージの重心位置における船体運動の出会角による変化

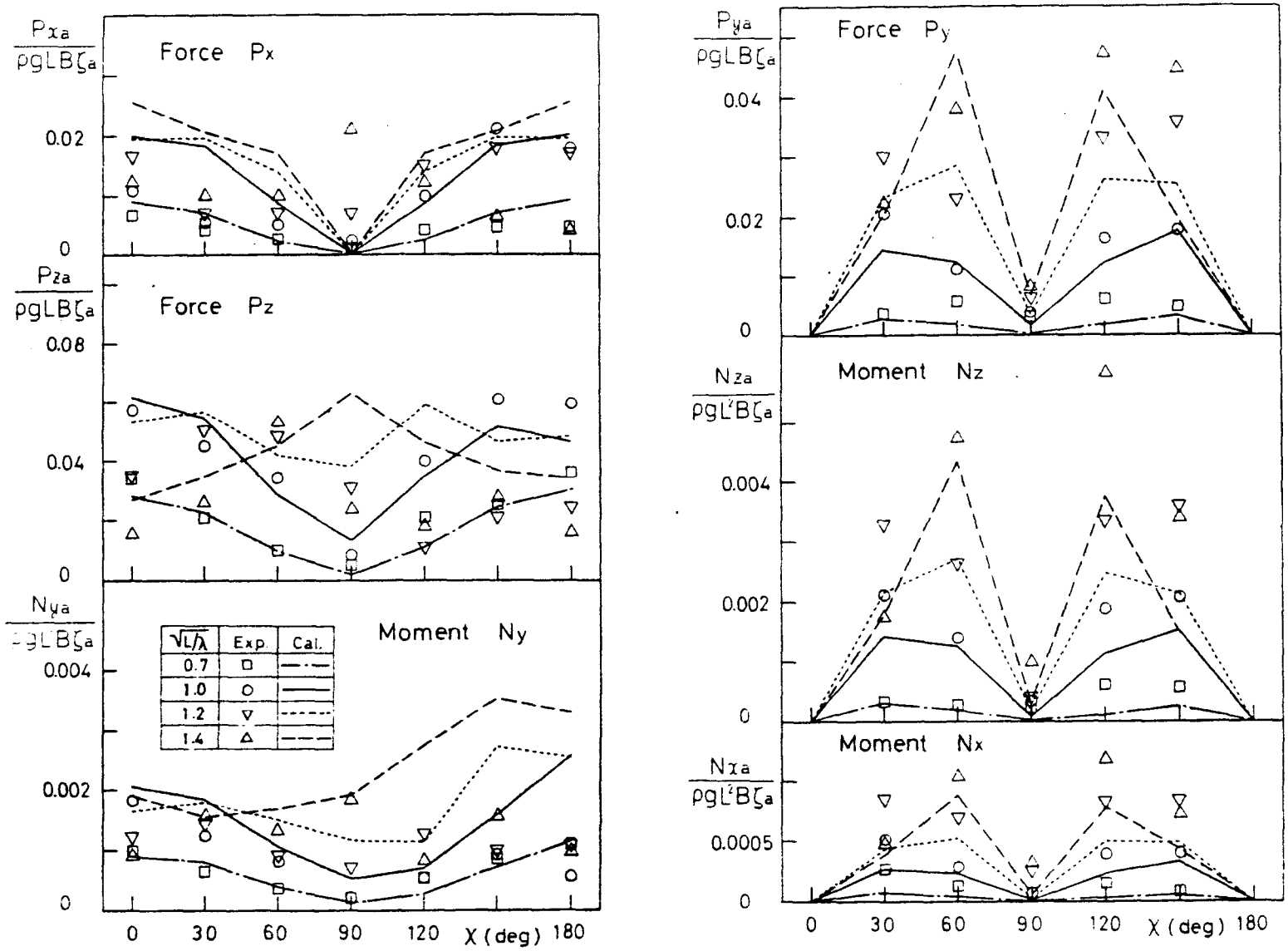


Fig. 4.44　連結部に働く波浪荷重の出会角による変化

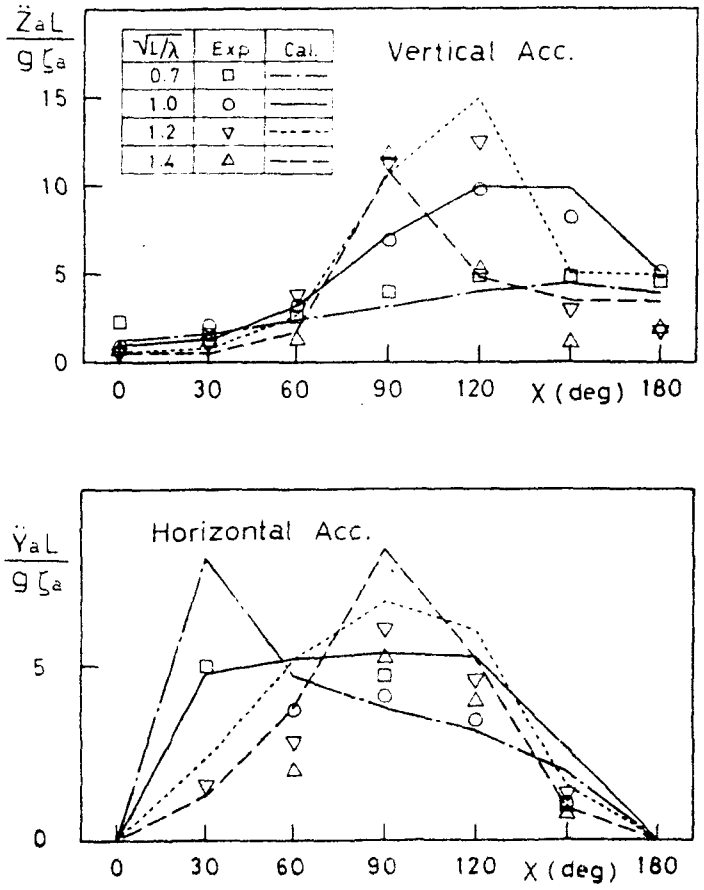


Fig 4.45 ハーピンの船尾における上下及び水平加速度の出会角による変化

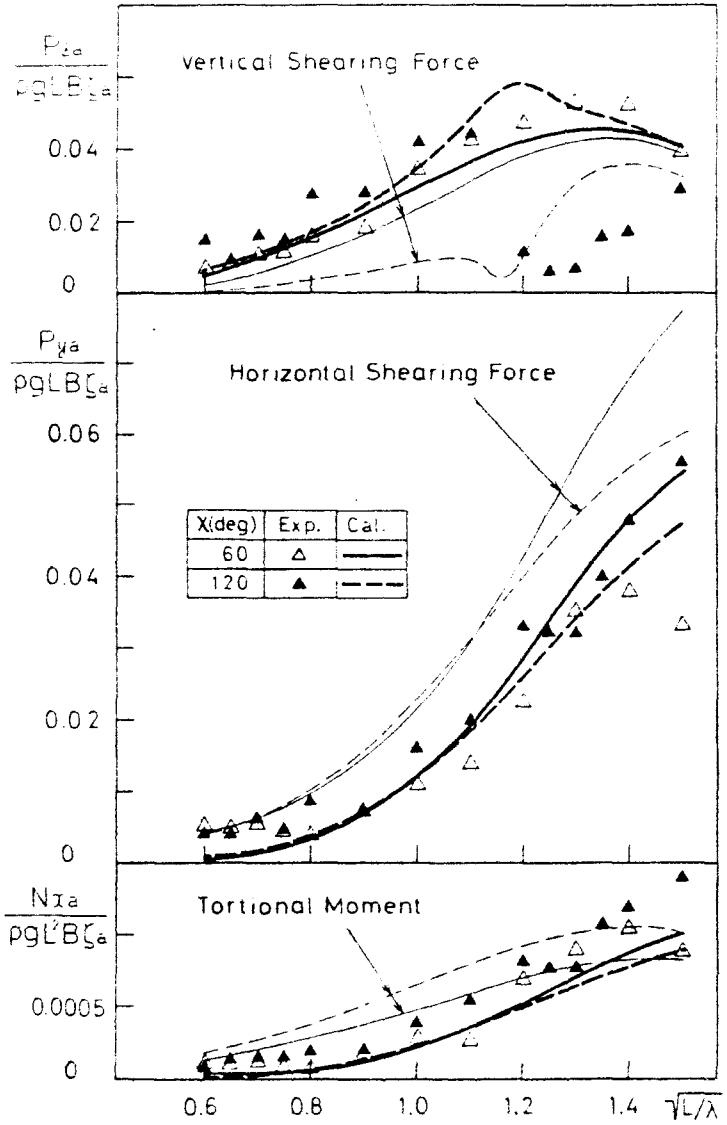


Fig. 4.46 連結部に働く波浪荷重の計算法による相違

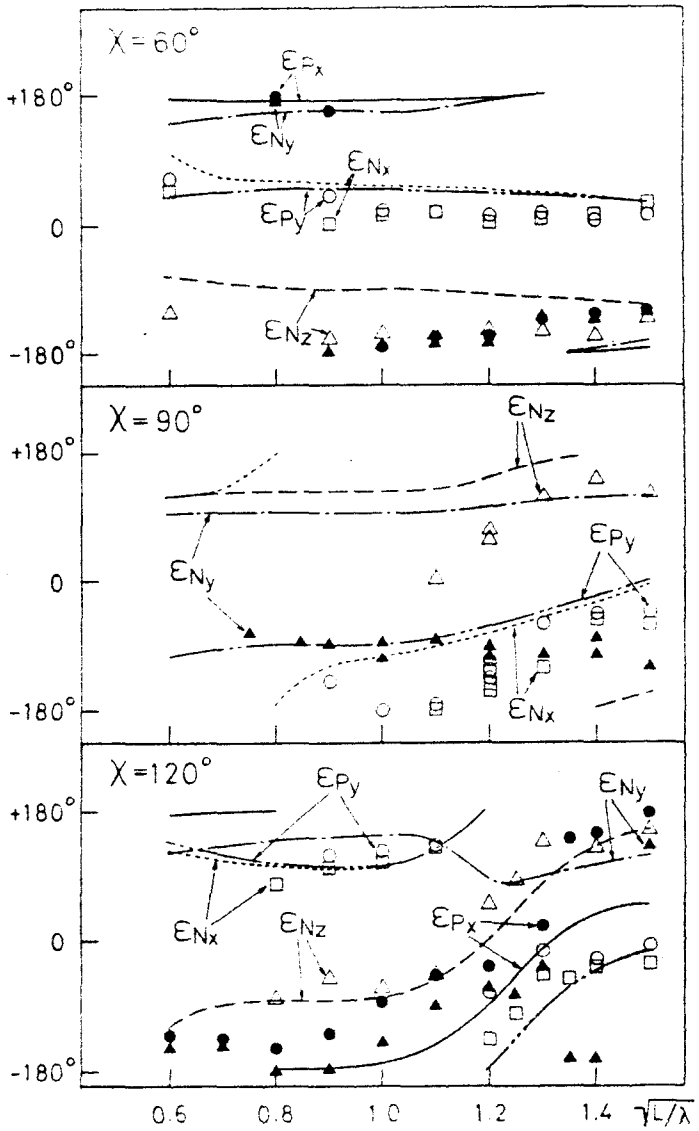


Fig. 4.47 連結部に働く力、モーメントの位相差

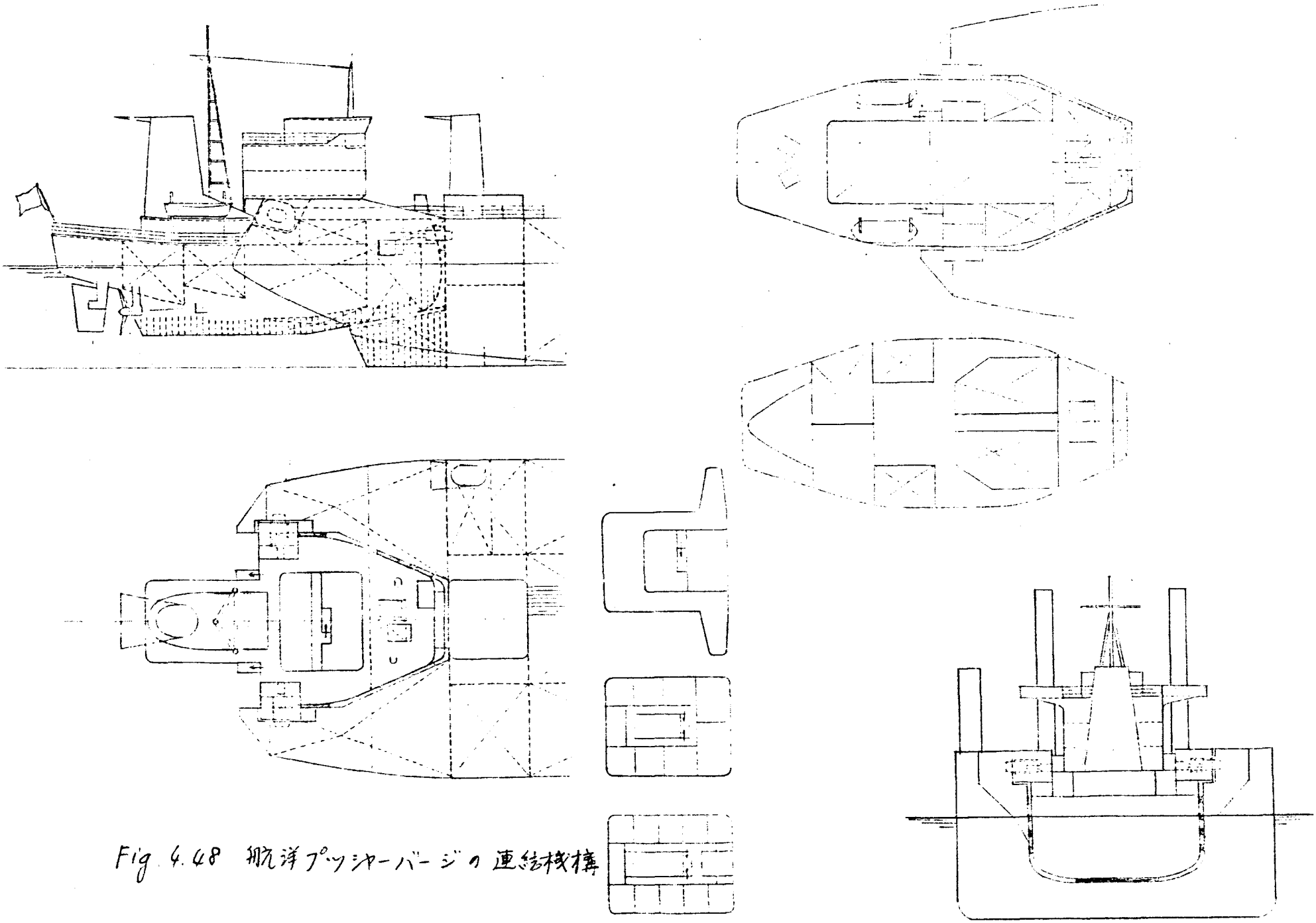


Fig. 4.48 航洋プッシャーバージの連結機構

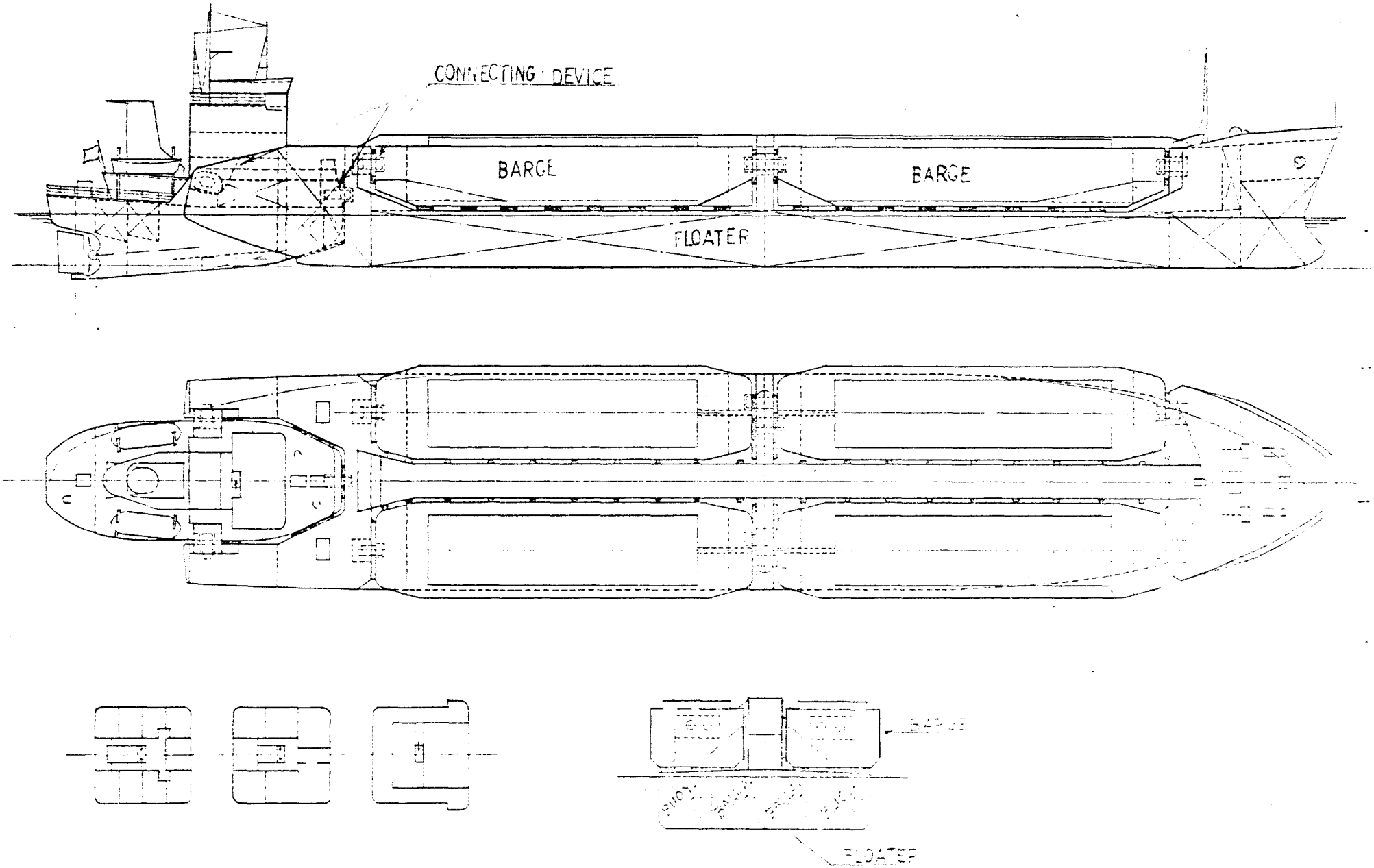


Fig. 4.49 (a) フロートバージ式航洋プッシャーバージ略図

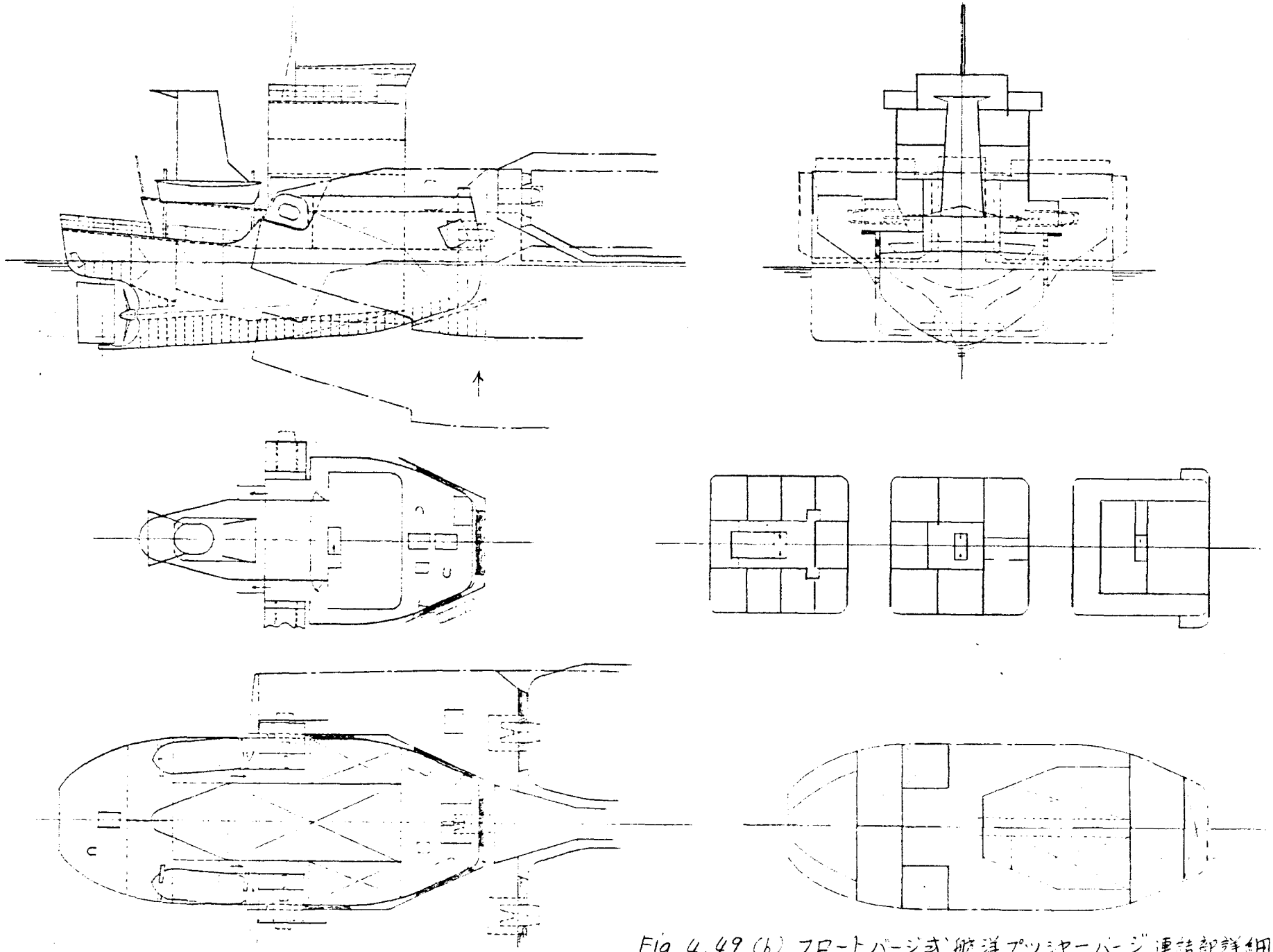


Fig. 4.49 (b) フロートバージ式航洋プッシャーバージ連結部詳細

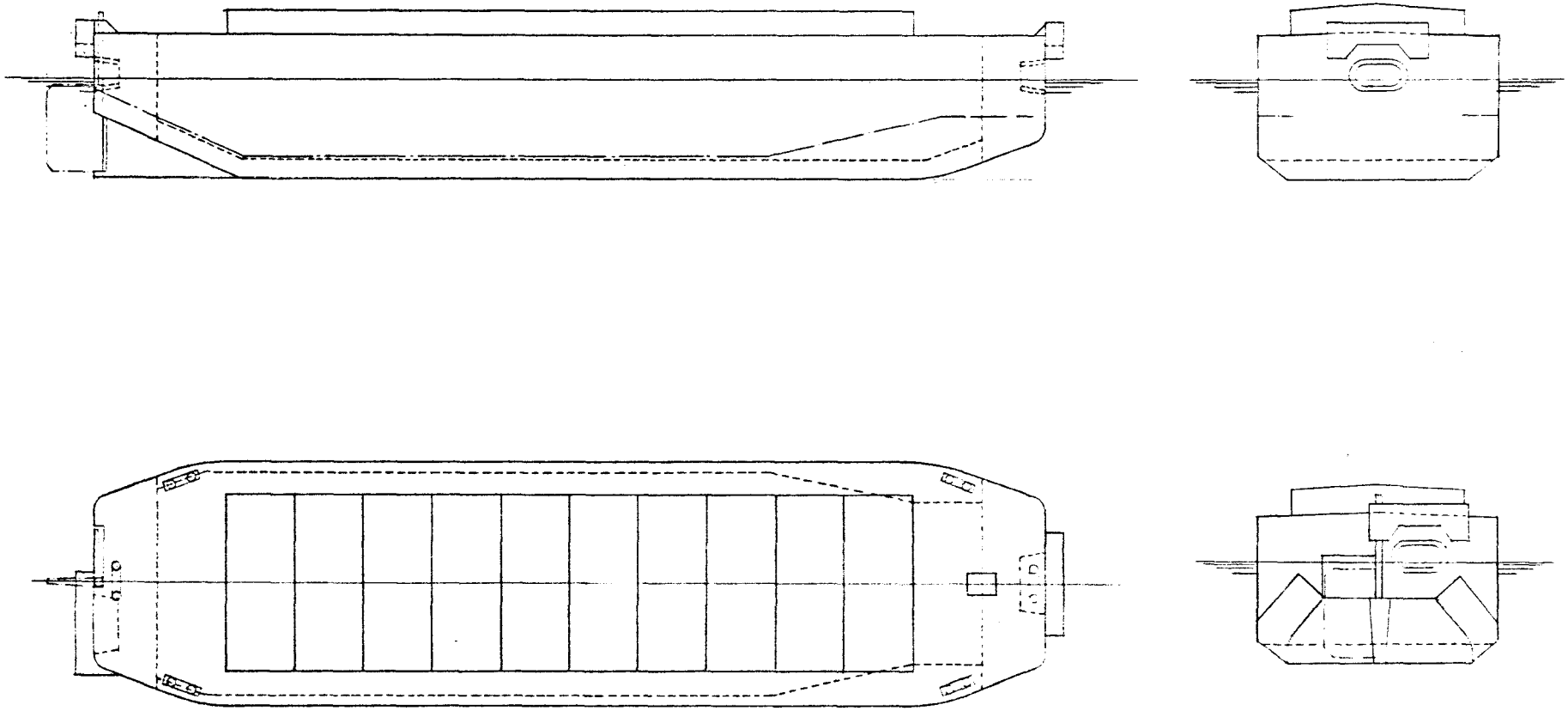


Fig. 4.49(C) フローター用小型バージ

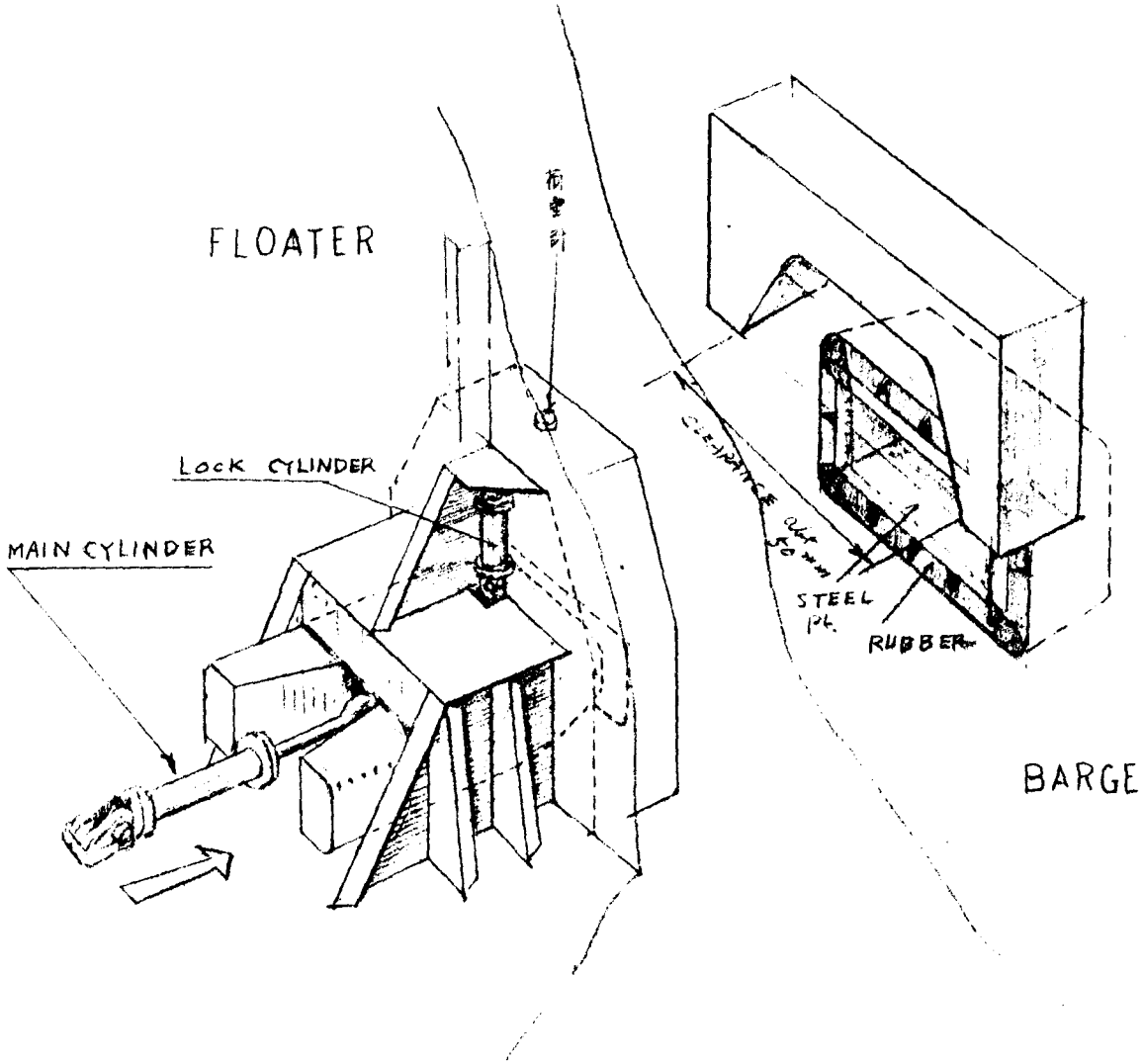


Fig. 4.49(d) フロータ，バージの連結機

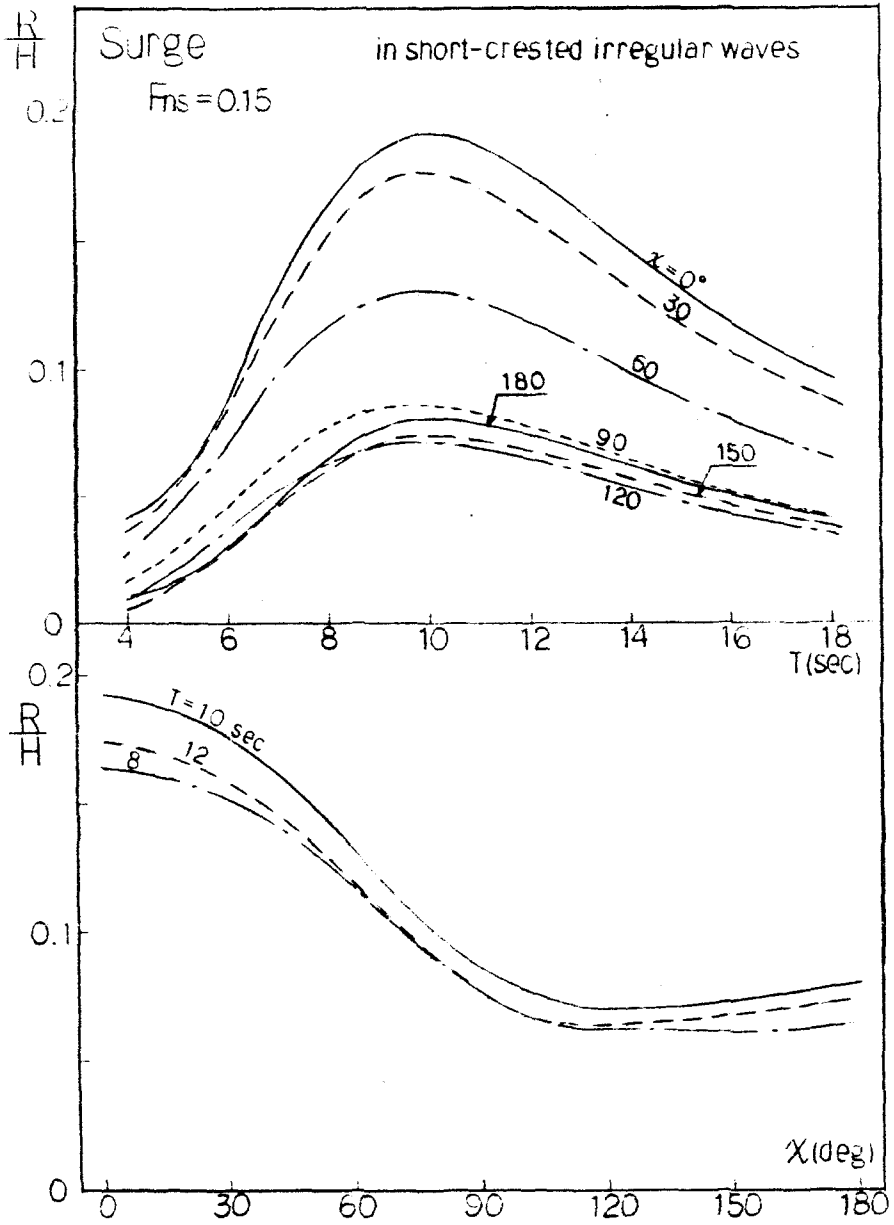


Fig. 4.50(a) 前後揺の標準偏差

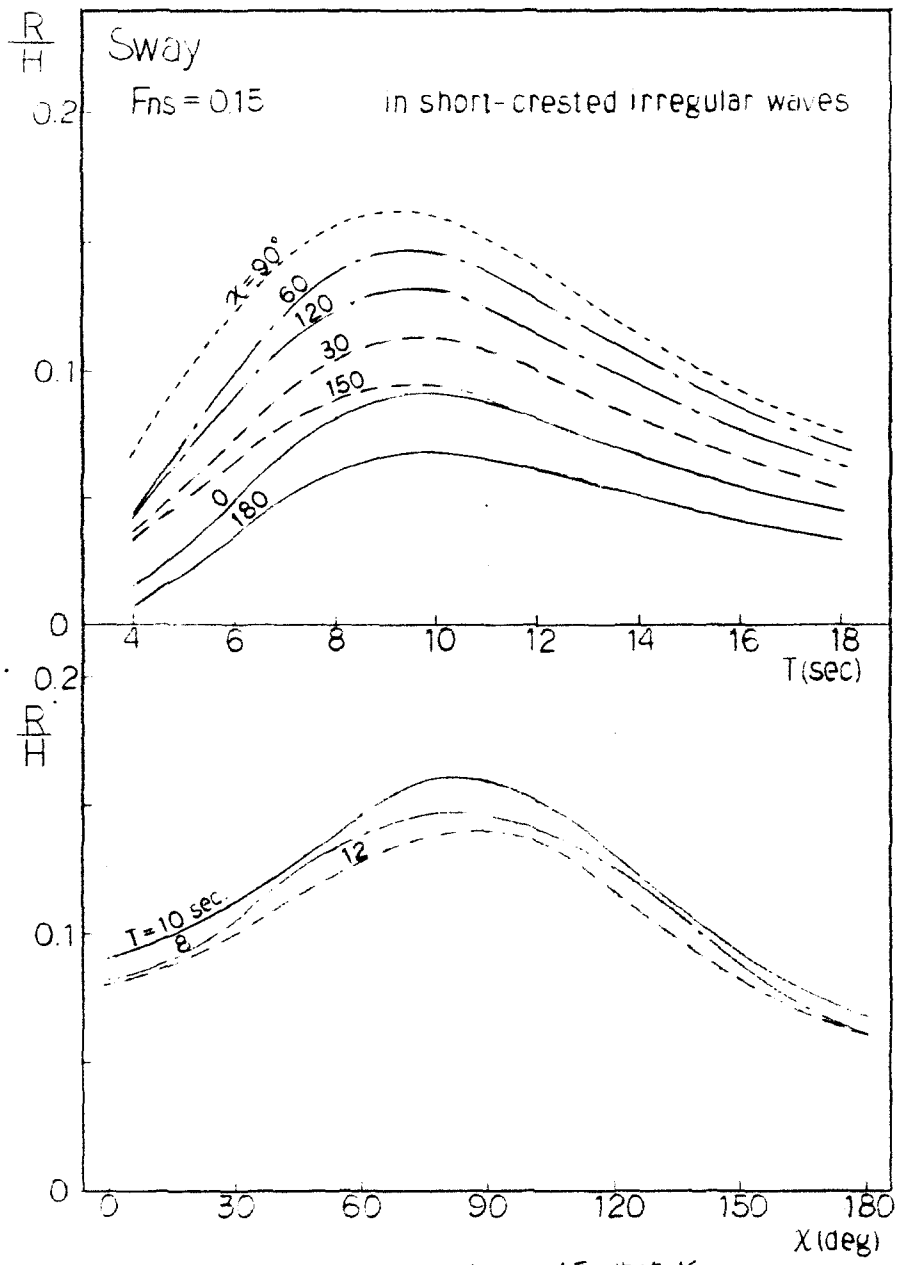


Fig. 4.50(b) 左右揺の標準偏差

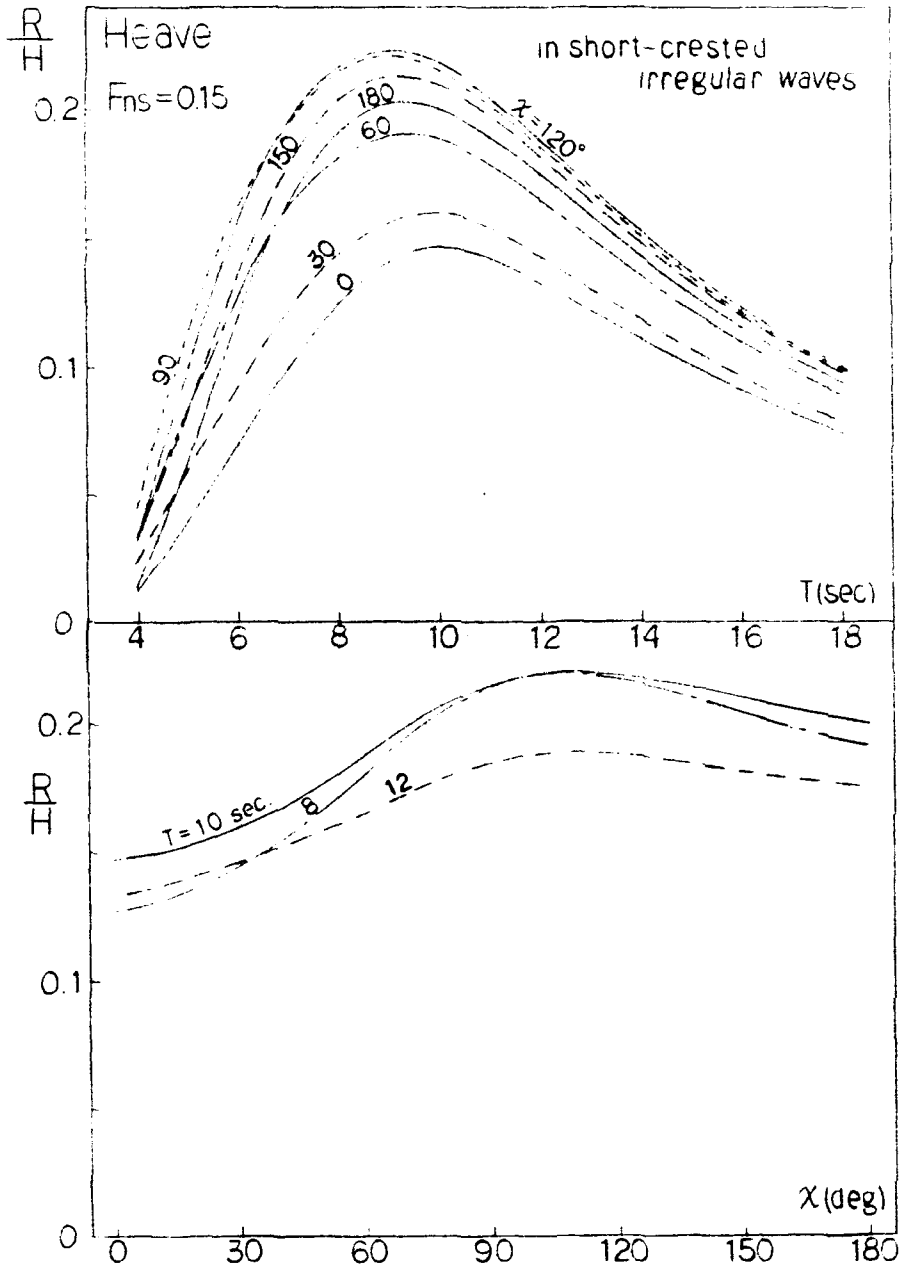


Fig. 4.50(c) 上下揺の標準偏差

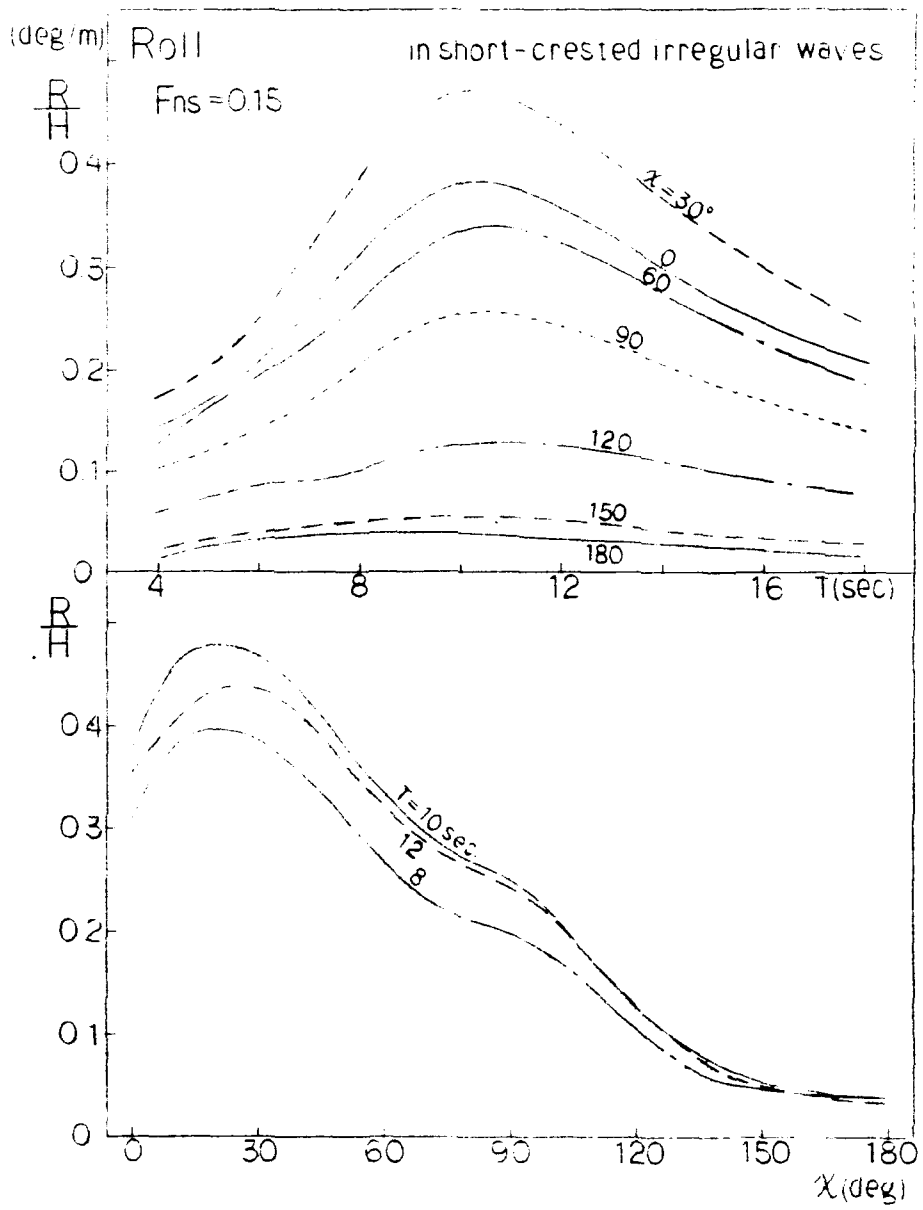


Fig. 4.50(d) 横揺の標準偏差

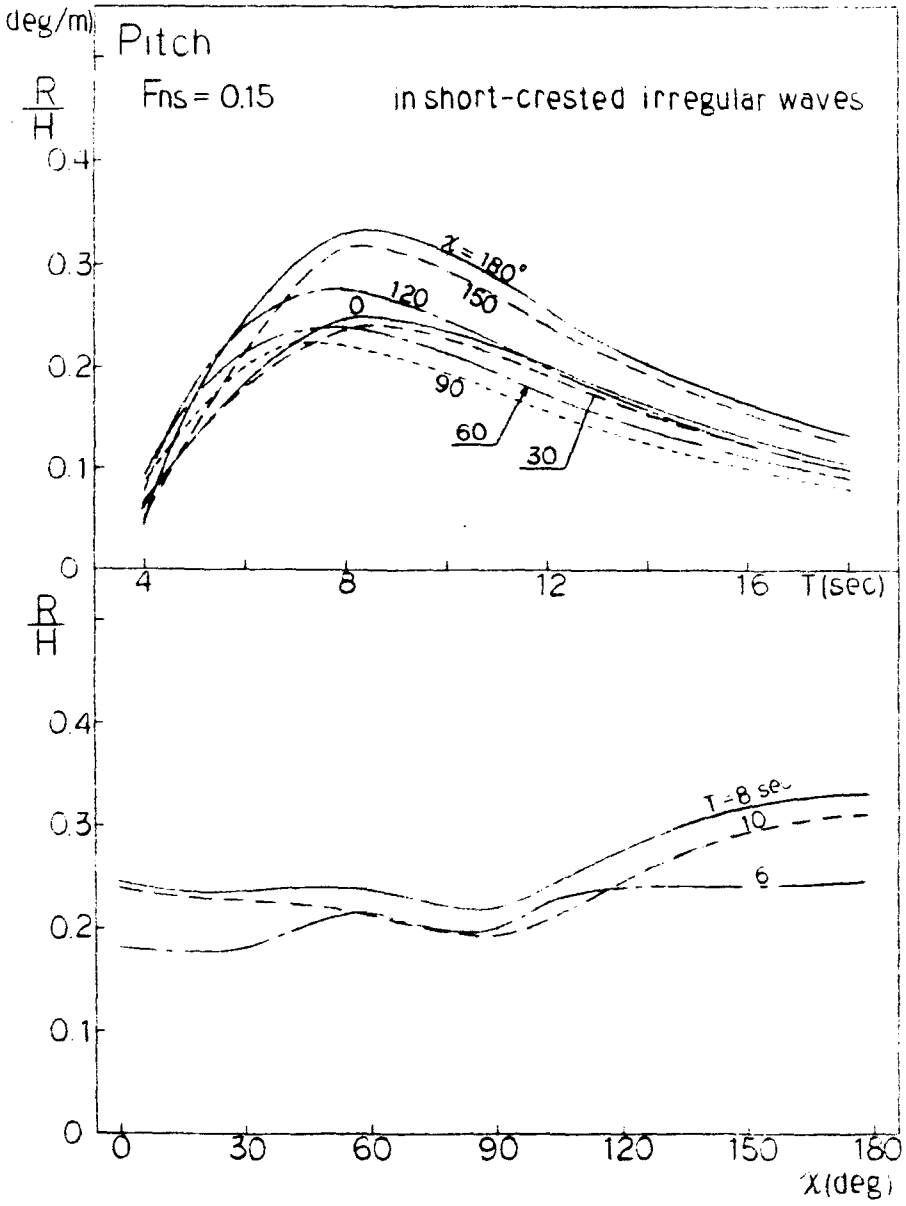


Fig. 4.50 (e) 縦揺の標準偏差

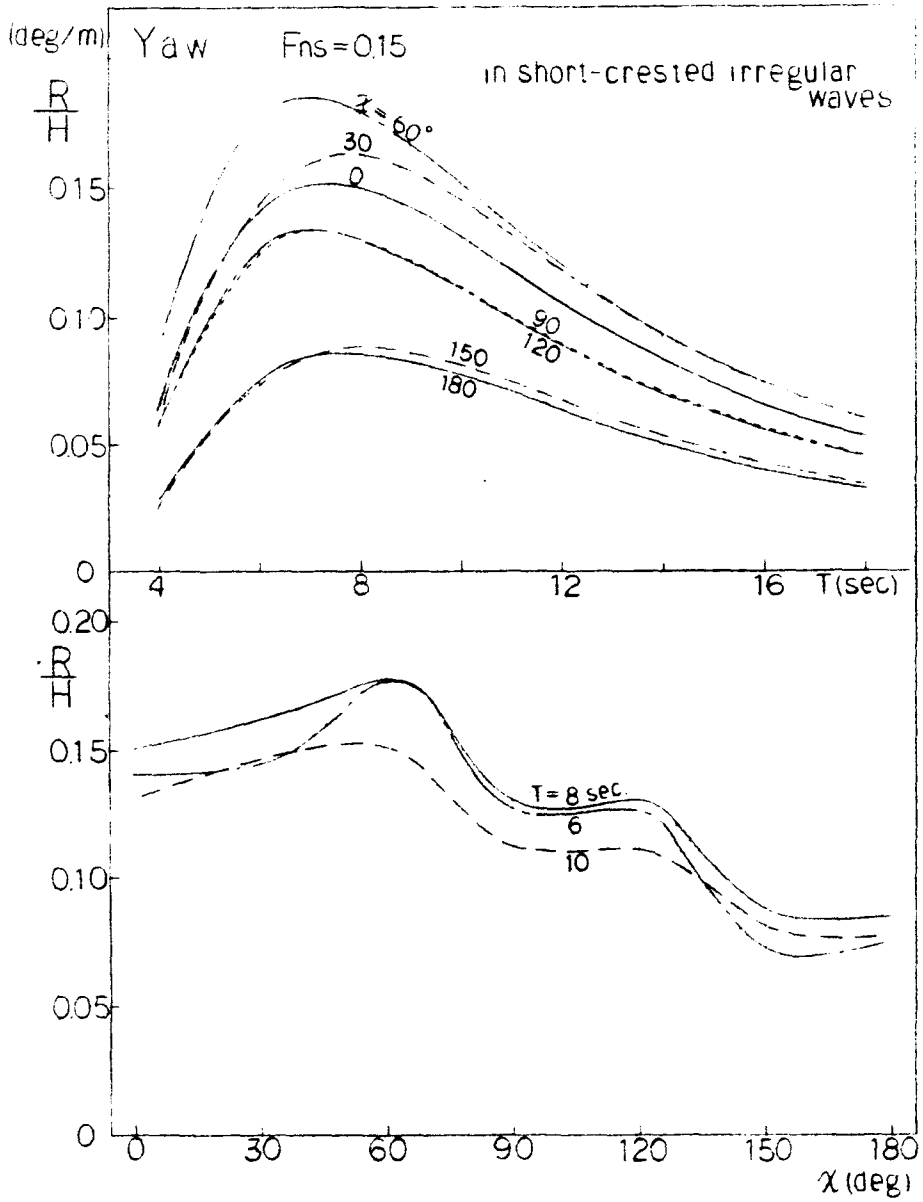


Fig. 4.50 (f) 船首揺の標準偏差

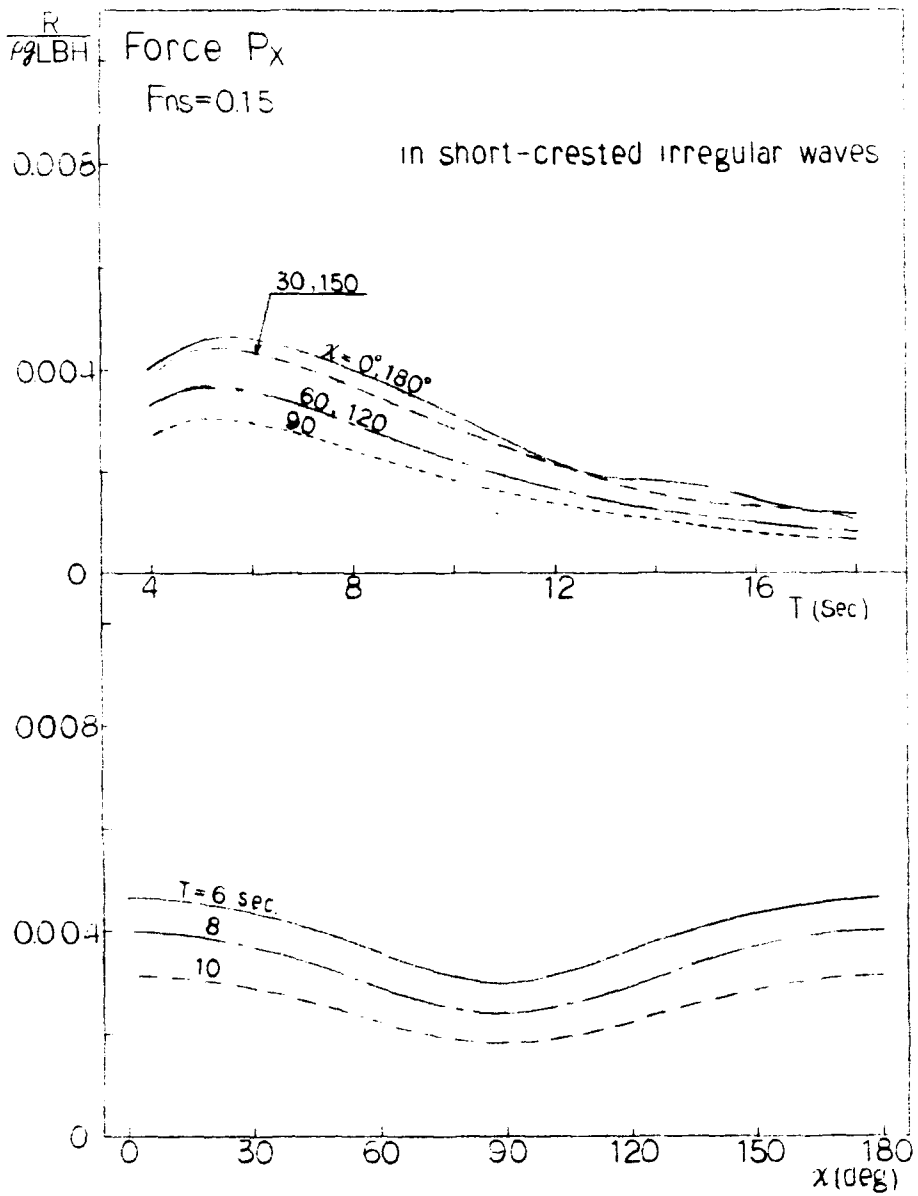


Fig. 4.50 (g) 連結部荷重 P_x の標準偏差

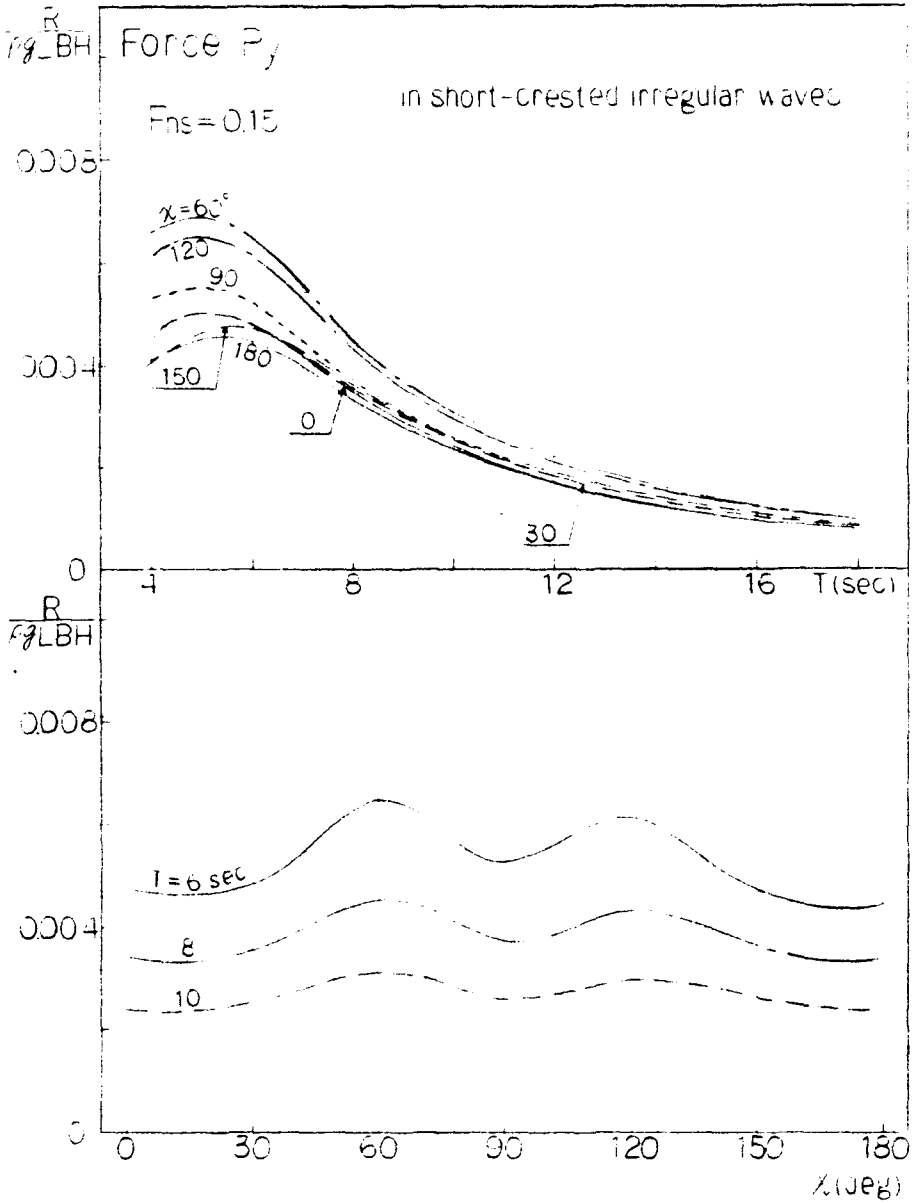


Fig. 4.50 (h) 連結部荷重 P_y の標準偏差

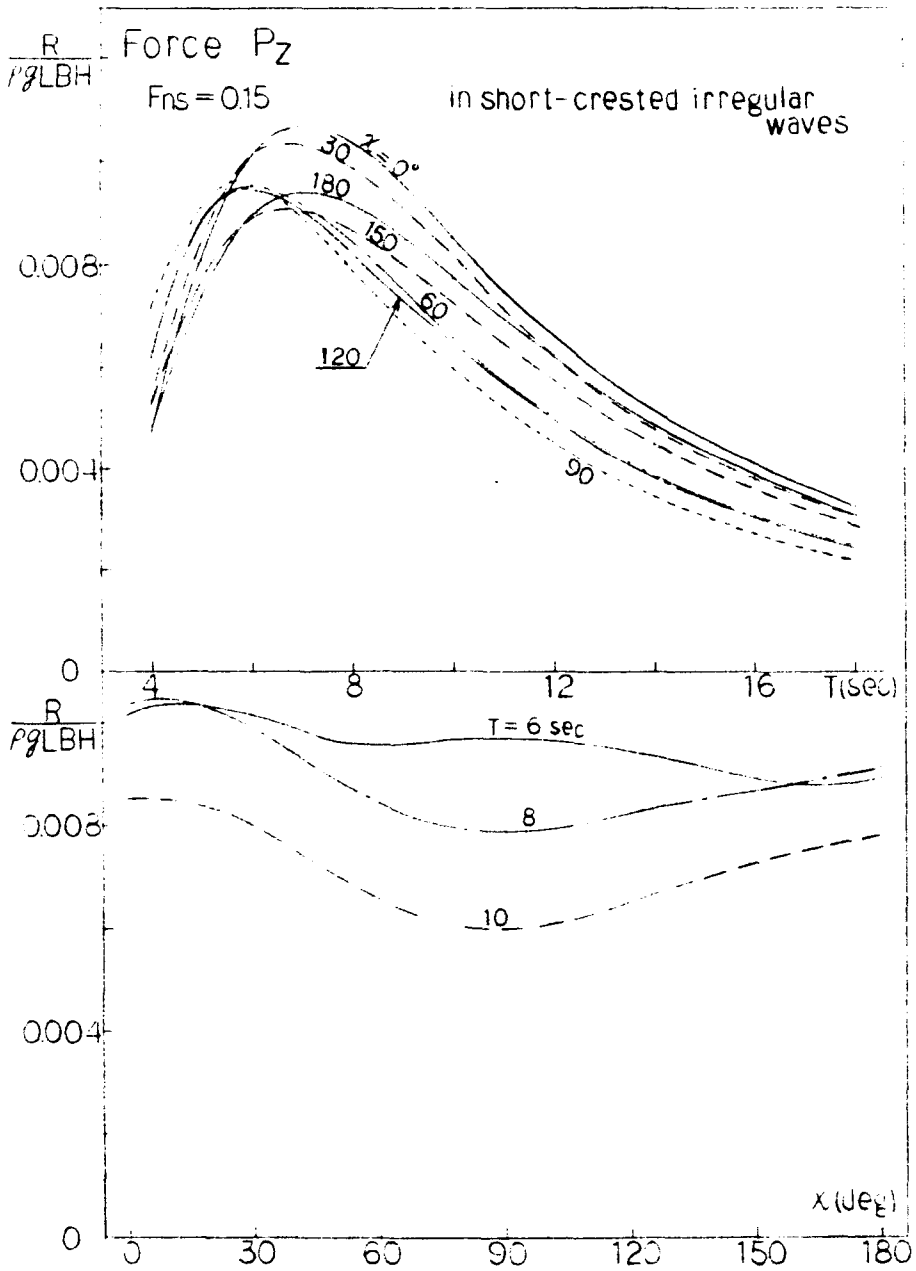


Fig. 4.50 (i) 連結部荷重 P_Z の標準偏差

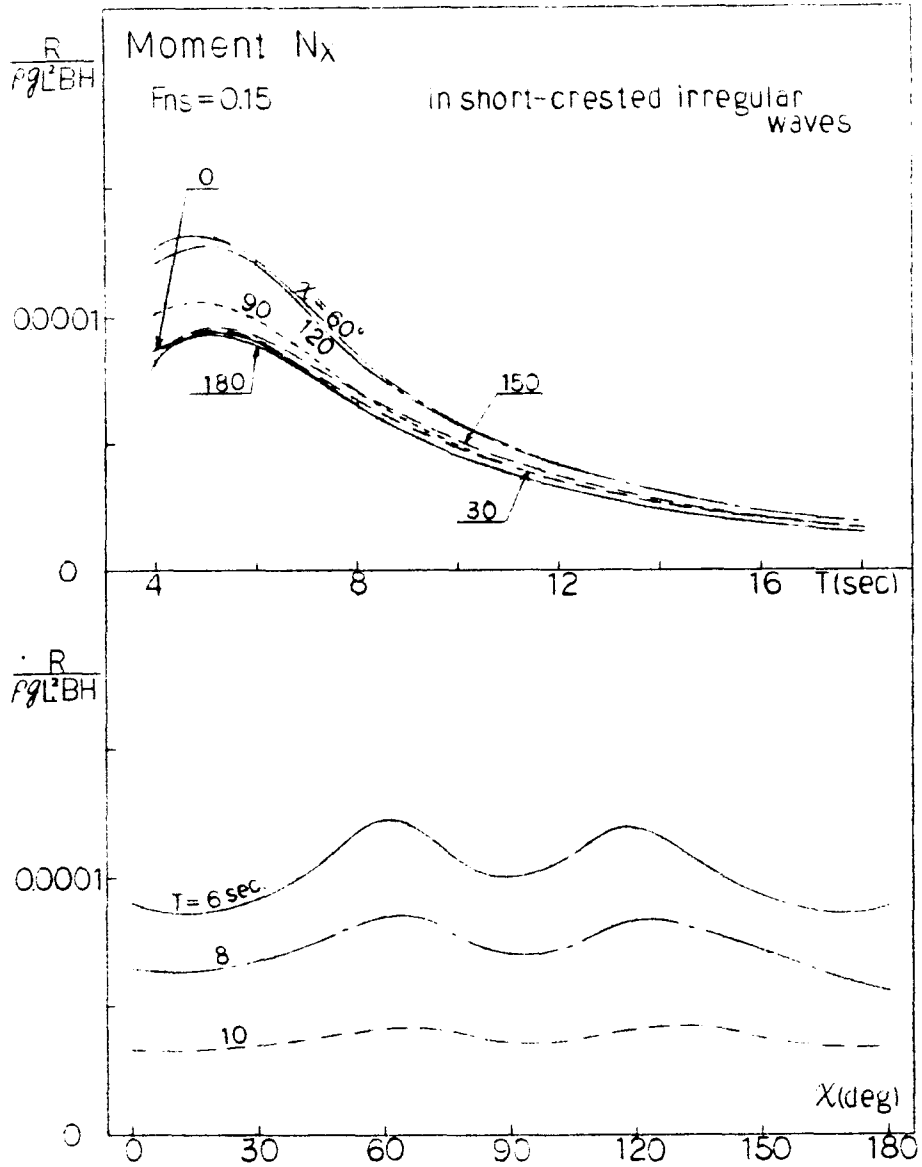


Fig. 4.50 (j) 連結部荷重 N_X の標準偏差

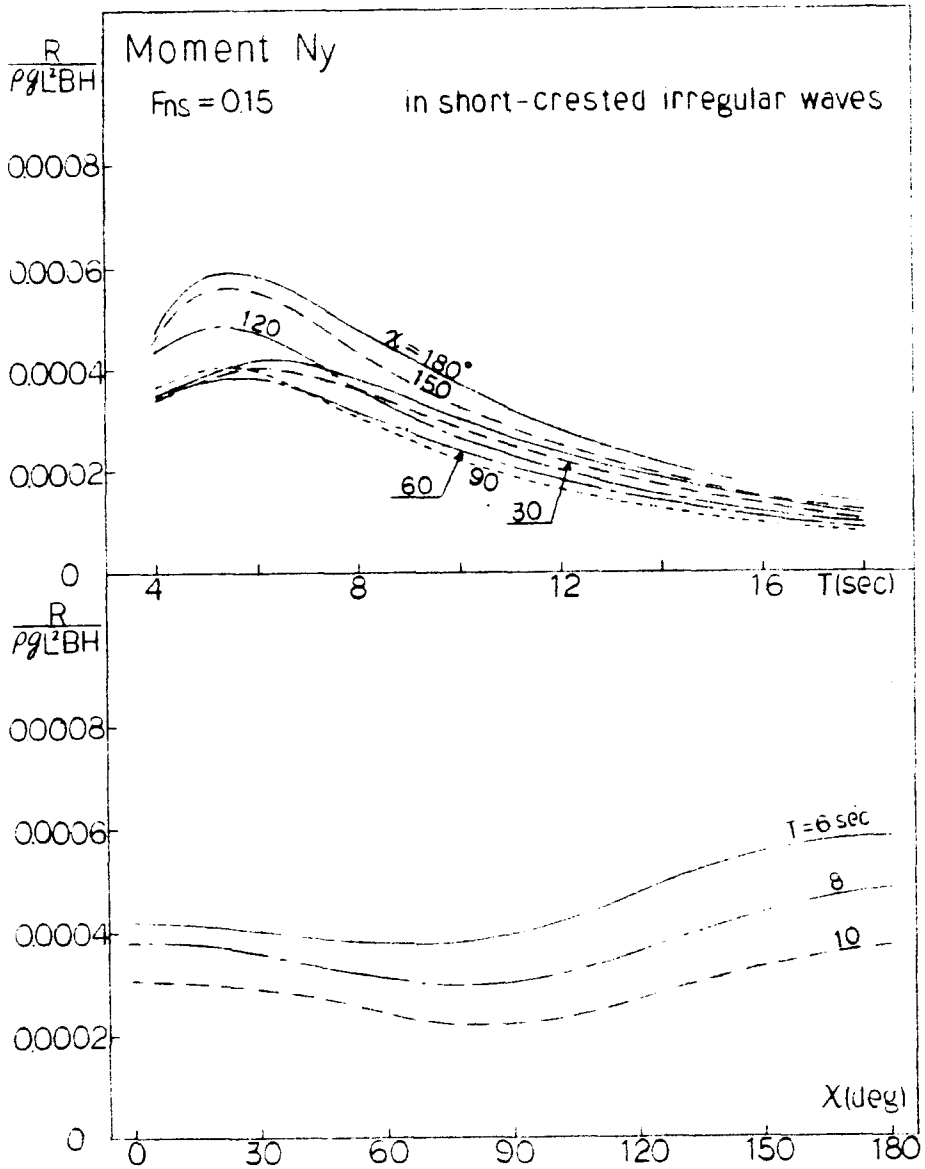


Fig. 4.50 (k) 連結部荷重 Ny の標準偏差

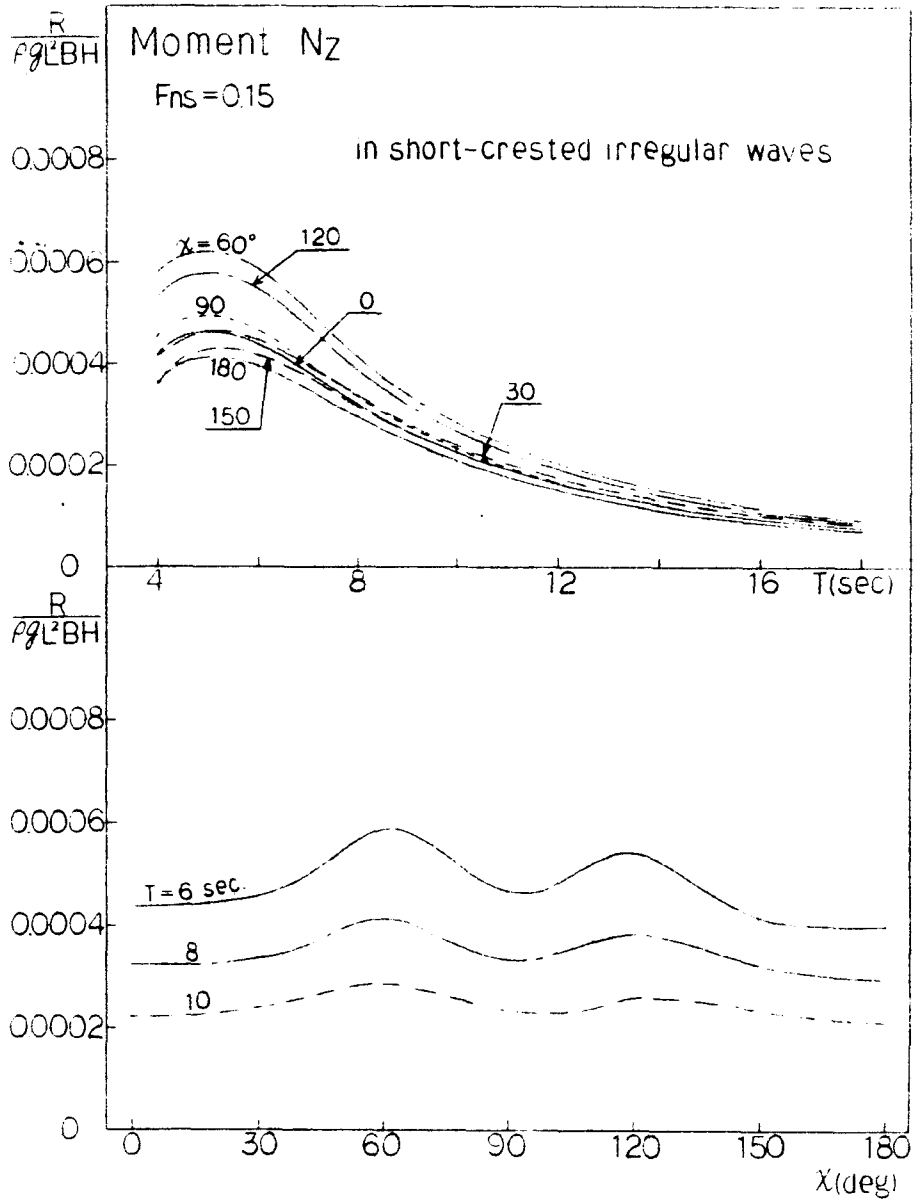


Fig. 4.50 (l) 連結部荷重 Nz の標準偏差

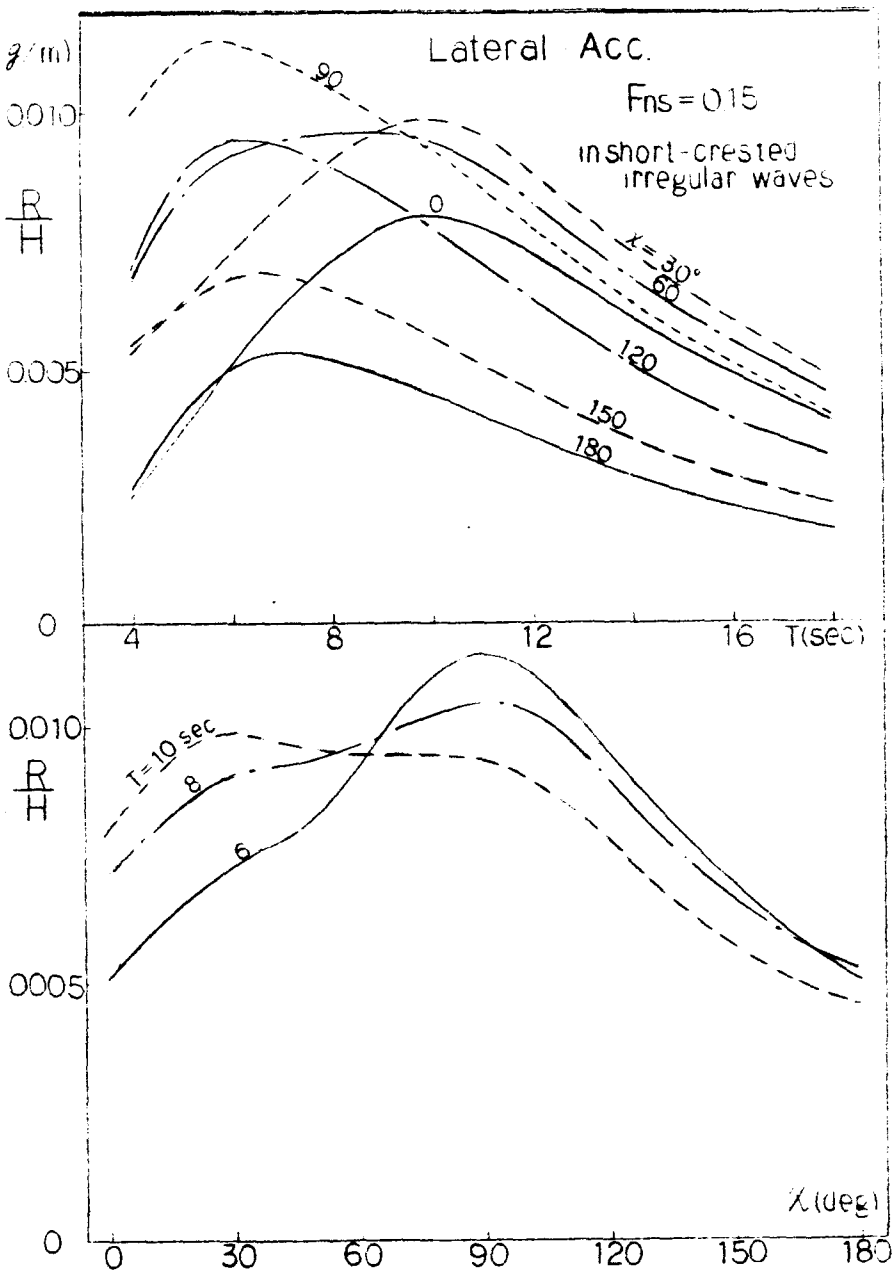


Fig. 4.50 (ni) 左右加速度の標準偏差

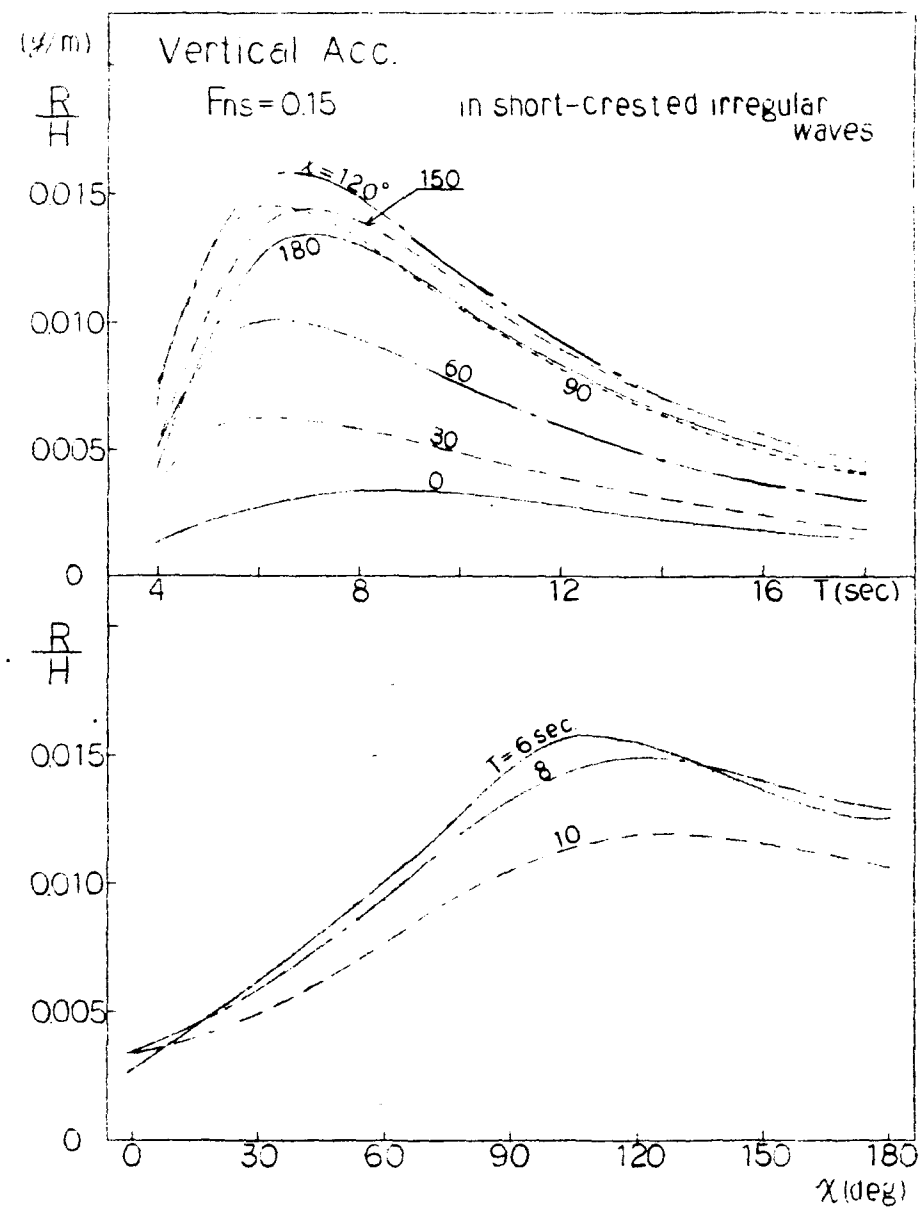


Fig. 4.50 (ni) 上下加速度の標準偏差

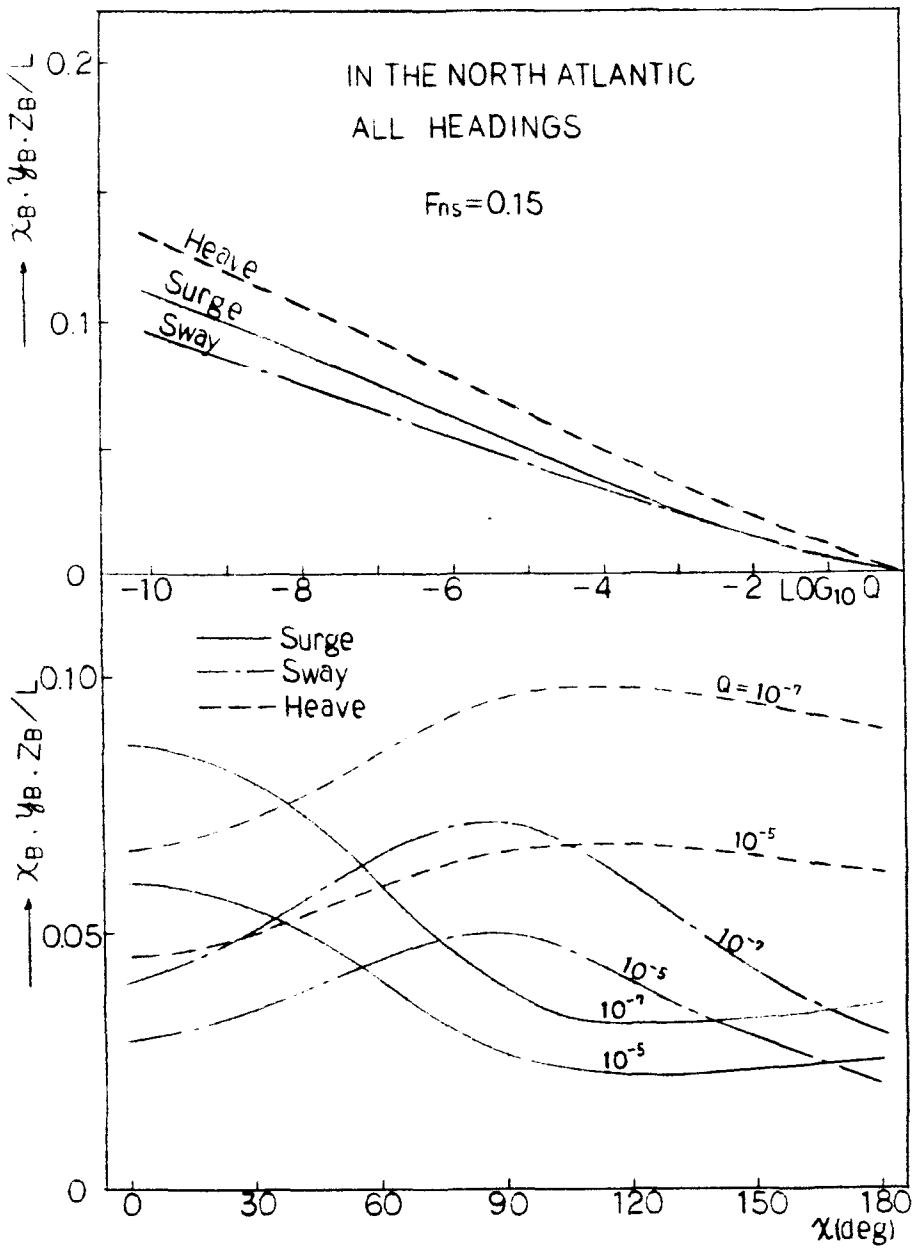


Fig. 4.51(a) 縦運動の長期分布

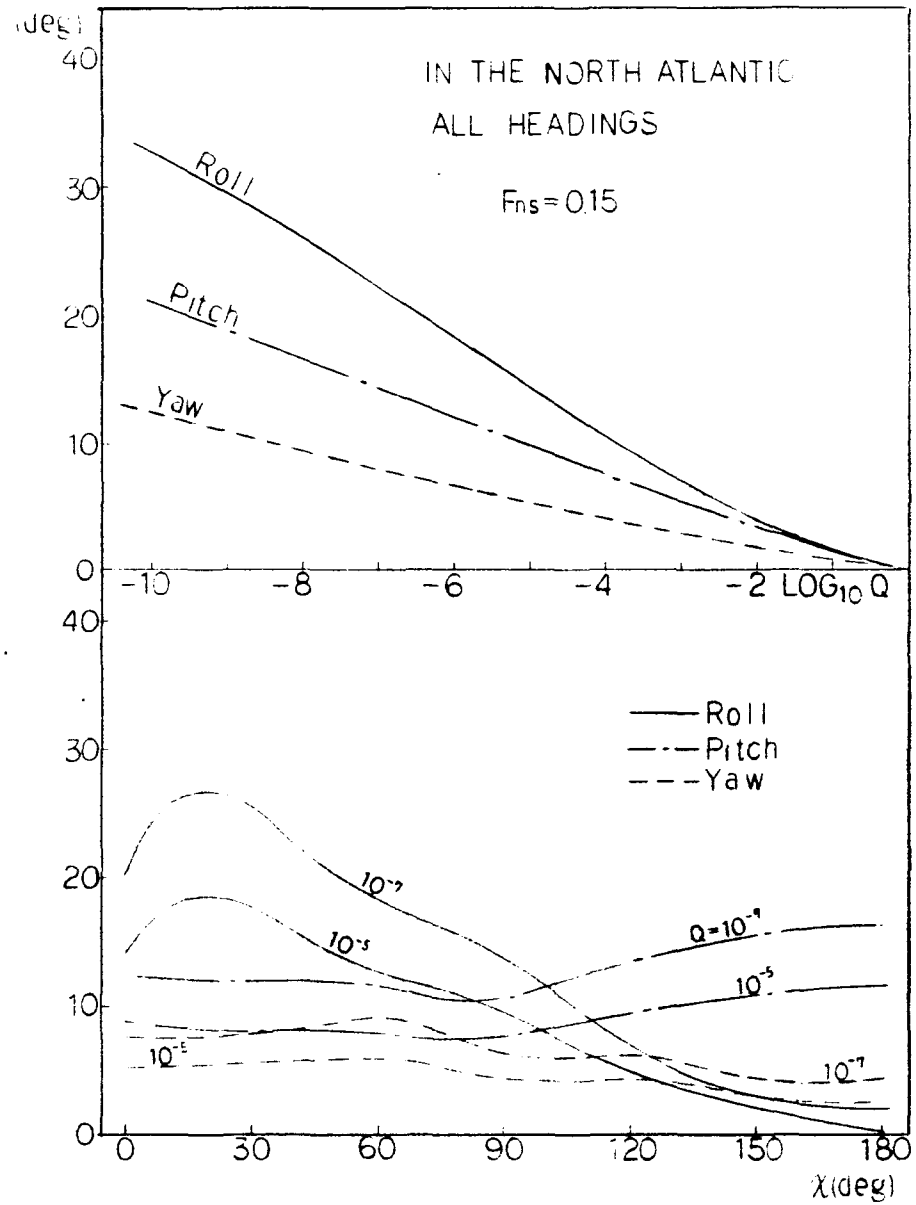


Fig. 4.51(b) 横運動の長期分布

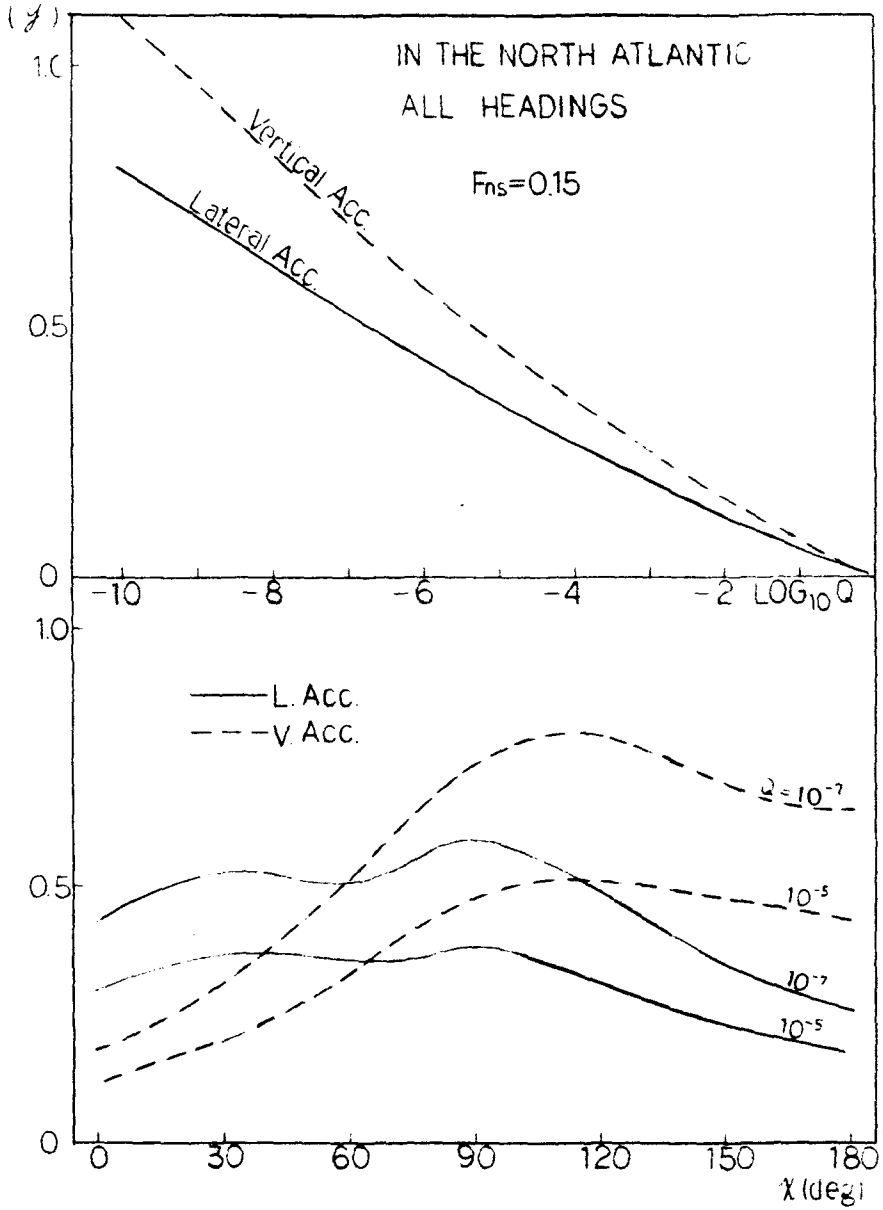


Fig. 4.51 (c) 加速度の長期分布

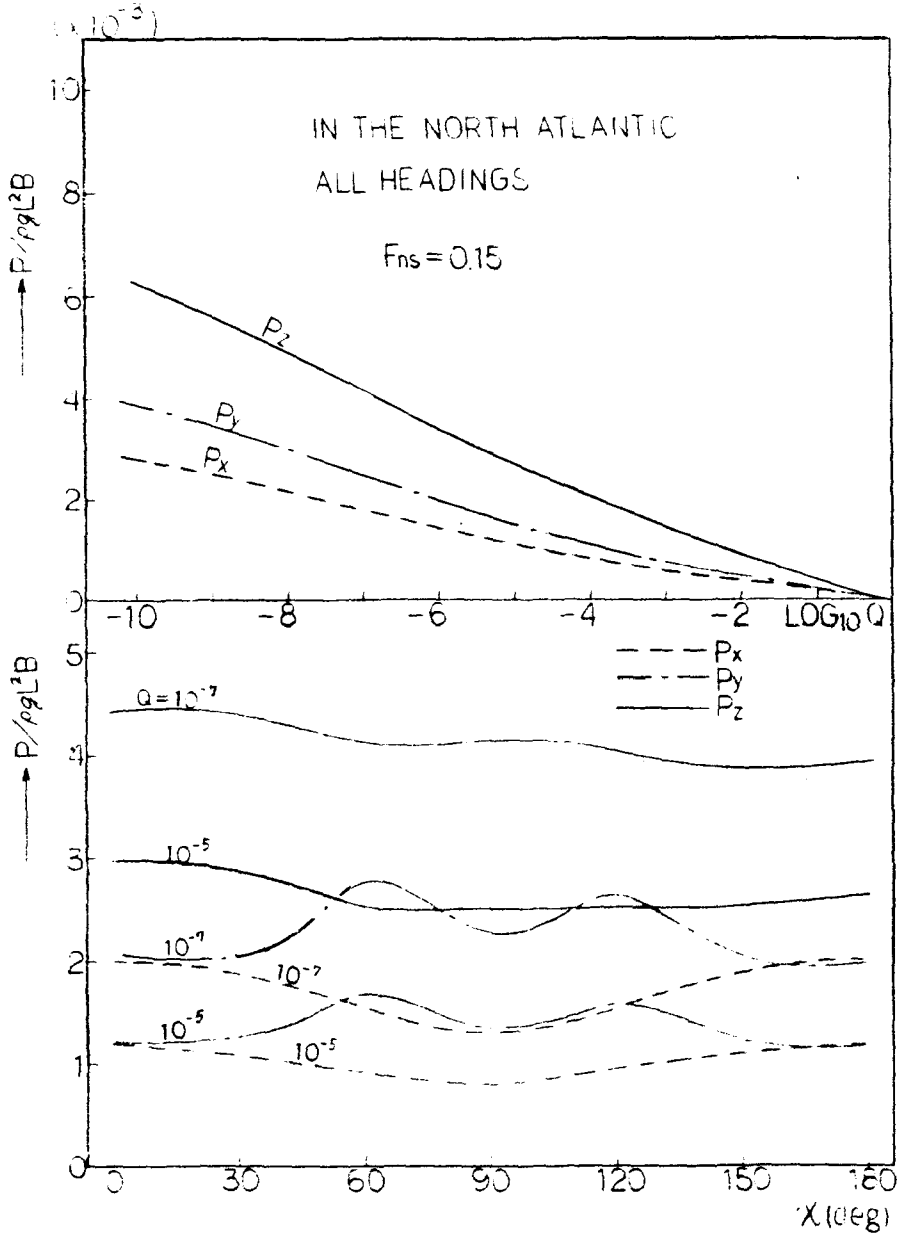


Fig. 4.51 (d) 連結部荷重の長期分布

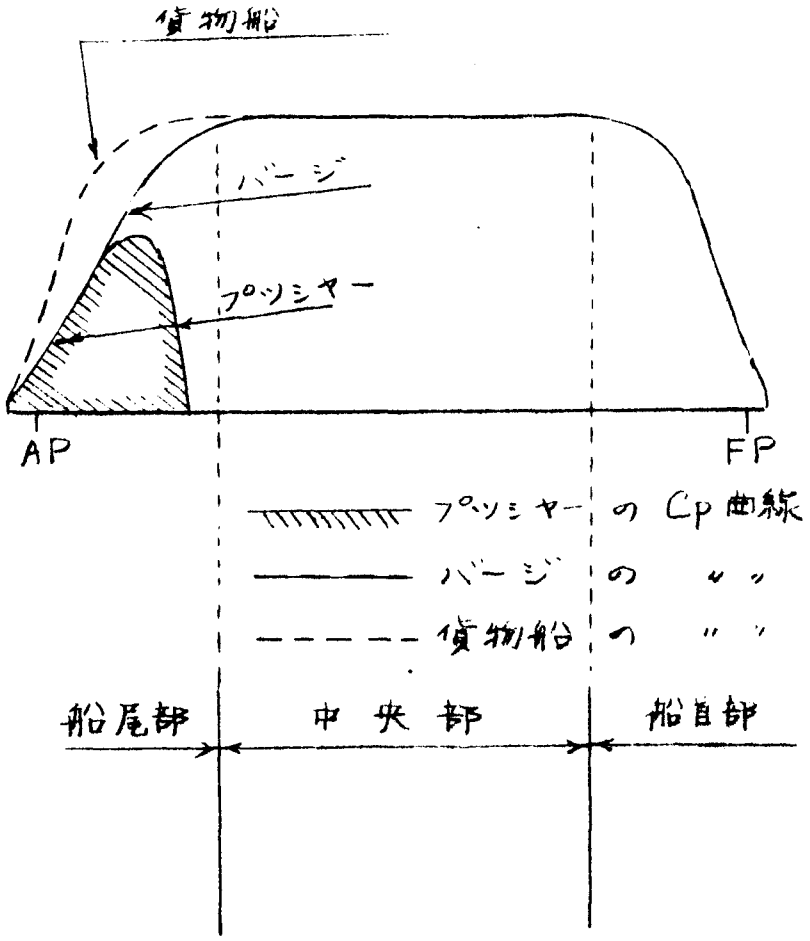


Fig. 4.52 プッシャーバージの線図の作成法

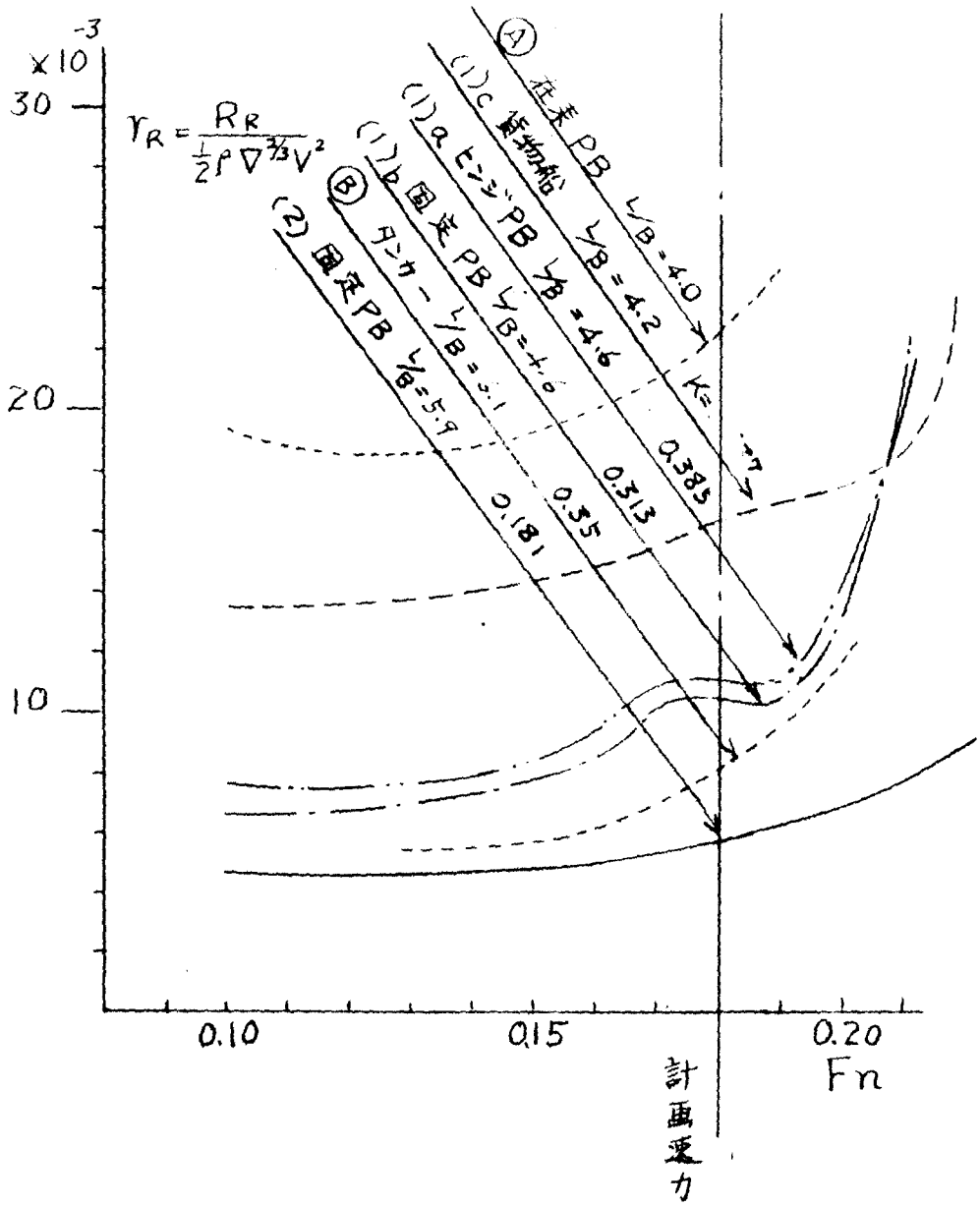
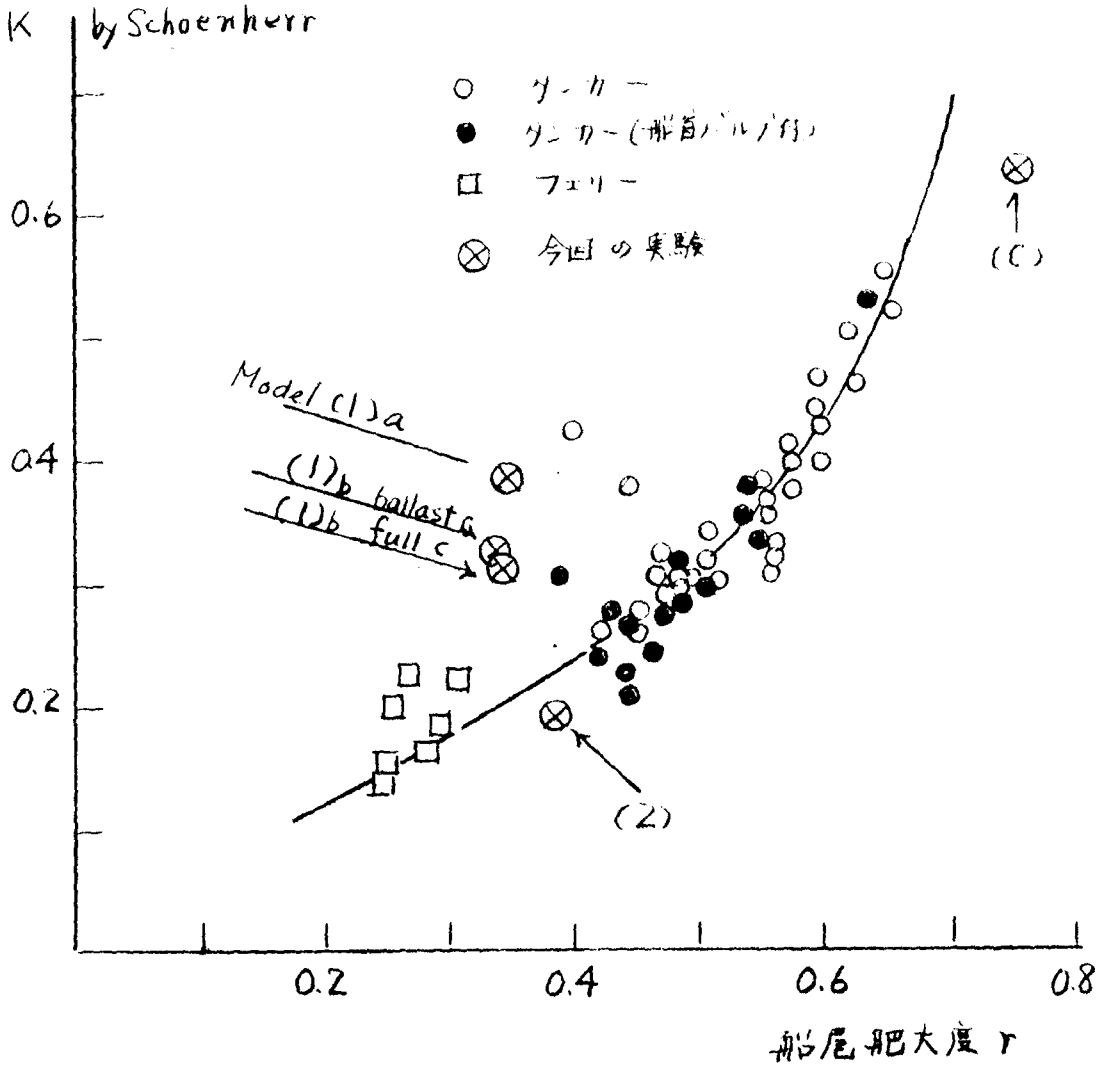


Fig. 4.53 貨物船とプッシャーバージの剰余抵抗係数の比較



$$r = \frac{B/L_{pp}}{1.3(1-C_b) \pm 3.1\, l_{cb}}$$

Fig. 4.54 プッシャーバージの形状影響係数

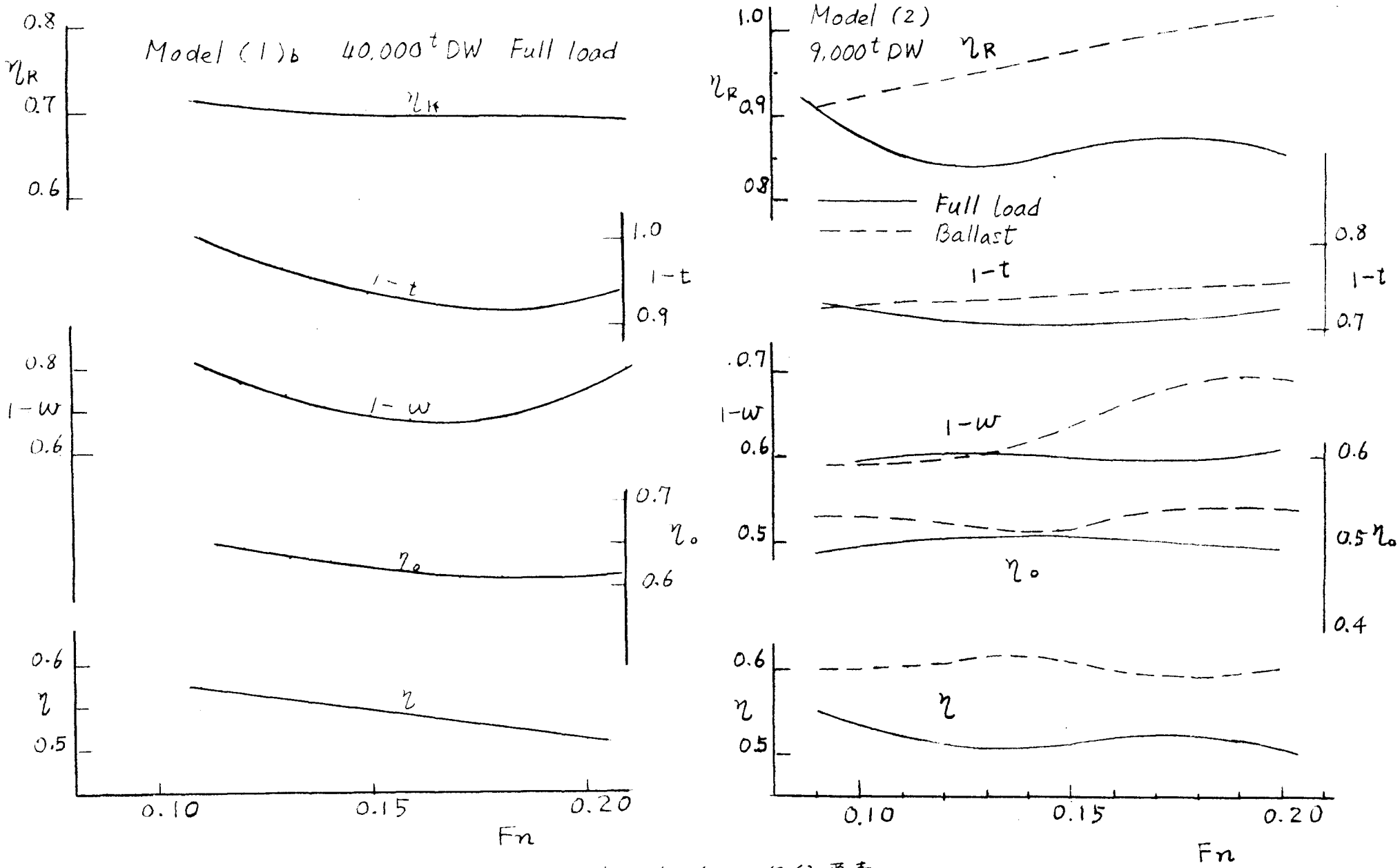

Model (1)b 40,000t DW Full load
ηR
0.8
0.7
0.6
ηR
1.0
1-t
0.9
1-t
0.8
1-w
0.6
1-w
0.7
η0
0.6
η0
0.6
η
0.5
η
0.10
0.15
0.20
Fn
Model (2)
9,000t DW
ηR
1.0
ηR
0.9
0.8
Full load
Ballast
1-t
0.8
1-t
0.7
0.7
1-w
0.6
1-w
0.6
0.5
η0
0.5 η0
0.4
0.6
η
0.5
η
0.10
0.15
0.20
Fn

Fig. 4.55 自航要素