

押航艇輸送方式の操縦性および 耐波性に関する実験的研究

山内保文・吉野泰平・菅 信・猿田俊彦

The Model Experiments on the Pusher-Barge Transport Systems Concerning the Manoeuvring and the Seakeeping Qualities

by

Yasufumi Yamanouchi, Taihei Yoshino, Makoto Kan
and Toshihiko Saruta

The model tests were carried out in still water and in regular waves, using the models consisted of a pusher with many kinds of combination of the barges.

The vessels were connected rather rigidly by a steel pipe and moments around three axes were measured together with all modes of motions.

In this paper, the motions and the forces measured will be shown in the scale of the model. The results, however, can be applied to the design of the actual ship connection if the difference of the connecting method are carefully considered.

1. ま え が き

押航艇輸送方式はアメリカ、ヨーロッパ、ソ連等で開発され、主として内陸水路で相当広く使用されている輸送方式で、その実績はかなり高く評価されている。わが国においても内航海運輸方式合理化の一策としてこの輸送方式が検討され、既に一部実用に供されてはいるが、小規模のものであり、これを沿岸内海航路に使用する為には、技術的資料はきわめて少ない。又、欧米で開発された押航艇をそのまま採用することも、その使用水域の気象条件、海象条件、港湾事情、経済事情等が、わが国と欧米諸国とは違うと思われるので多くの問題があると考えられる。

船舶技術研究所においては昭和39年度から押航艇輸送方式の研究を始め、昭和40年11月、第5回船舶技術研究所研究発表会において押航艇の操縦性能に関し、“一体方式”即ち押船と艇との相対水平運動を拘束して押船の舵だけで操船を行う方式と、“くの字方式”即ち押船が艇を押す向を変えて操船する方式とについての比較実験の結果を報告した¹⁾。本年度は更に

運輸省に設けられた押航艇開発技術委員会の研究に参加し、委員会の要請に応じて押船1隻、大型艇1隻、小型艇6隻の模型船を作製し、各種の組合せ方式について押航艇の操縦性能(一体方式のみ)、動揺性能、ならびに連結部に加わる力について実験研究を行った。

2. 模型船および実験方法

2-1 模型船

今日一般に用いられている押航艇船団を大別すると、1隻の押船が1隻の大型艇を押航する型式と、1隻の押船で小型艇多数を押航する型式とに別けられる。本実験では将来わが国で最も利用度が高いと予想される70m級艇と30m級艇、および1,000 B.P.S級押船(独航速力12kn、押航速力6~7kn)よりなる押航艇船団を想定し、これらの1/12縮尺木製模型を作製した。Table 1には想定船の主要寸法、Figs. 1~3にその線図、Table 2に模型船の主要寸法を示した。

なお、押船は2軸2舵、コルトラダーを使用するのが一般的であるが、本実験では推進性能試験の都合に

* 運動性能部

Table 1. Principal Dimensions of the Assumed Ships

| | Length over all L | Length bet. p.p. L_{pp} | Breadth mld. B | Depth mld. D | Draft d |
|-------------|------------------------|------------------------------|---------------------|-------------------|--------------|
| Pusher boat | 24.28 m | 22.00 m | 7.50 m | 3.60 m | 2.30 m |
| 70 m Barge | 70.00 | 70.00 | 12.00 | 5.00 | 4.00 |
| 30 m Barge | 28.40 | 26.85 | 6.6 | 2.645 | 2.08 |

Table 2. Principal Dimensions of models

| | Length over all L | Length bet. p.p. L_{pp} | Breadth mld. B | Depth mld. D | Draft d | Displacement ∇ |
|-------------|------------------------|------------------------------|---------------------|-------------------|--------------|--------------------------|
| Pusher boat | 2.02 m | 1.83 m | 0.625 m | 0.30 m | 0.192 m | 0.127 ton |
| 70 m Barge | 5.83 | 5.83 | 1.00 | 0.417 | 0.333 | 1.670 |
| 30 m Barge | 2.36 | 2.24 | 0.55 | 0.22 | 0.173 | 0.191 |

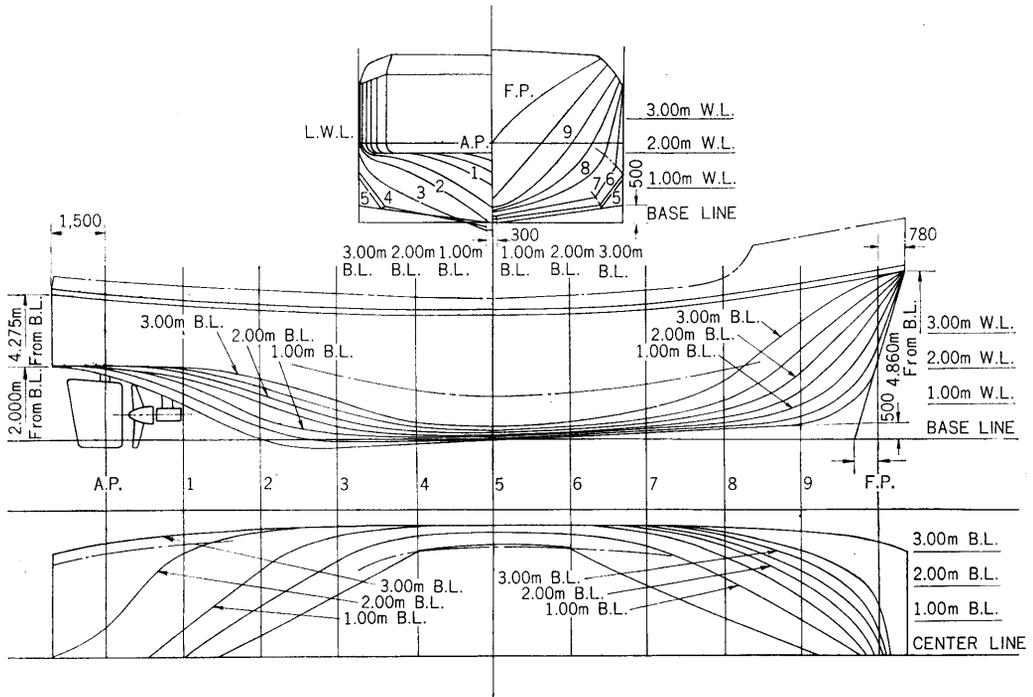


Fig. 1. Lines of the Pusher

より、2軸2舵ではあるが、普通のプロペラ (MAU-4型、直径 15 cm、ピッチ比 0.64、展開面積比 0.42、外廻り前進) と普通舵の組合せのものを使用した。なお、線図、プロペラの選定、設計は押航船輸送方式技術開発委員会によって行われた。

(346)

2-2 船団型式

実験に際しては、前記模型船を Fig. 4 に示すような船団に編成した。

A型式は押船単独、B型式は70m 舳+押船、C型式とD型式は共に30m 舳6隻+押船の型であるが、

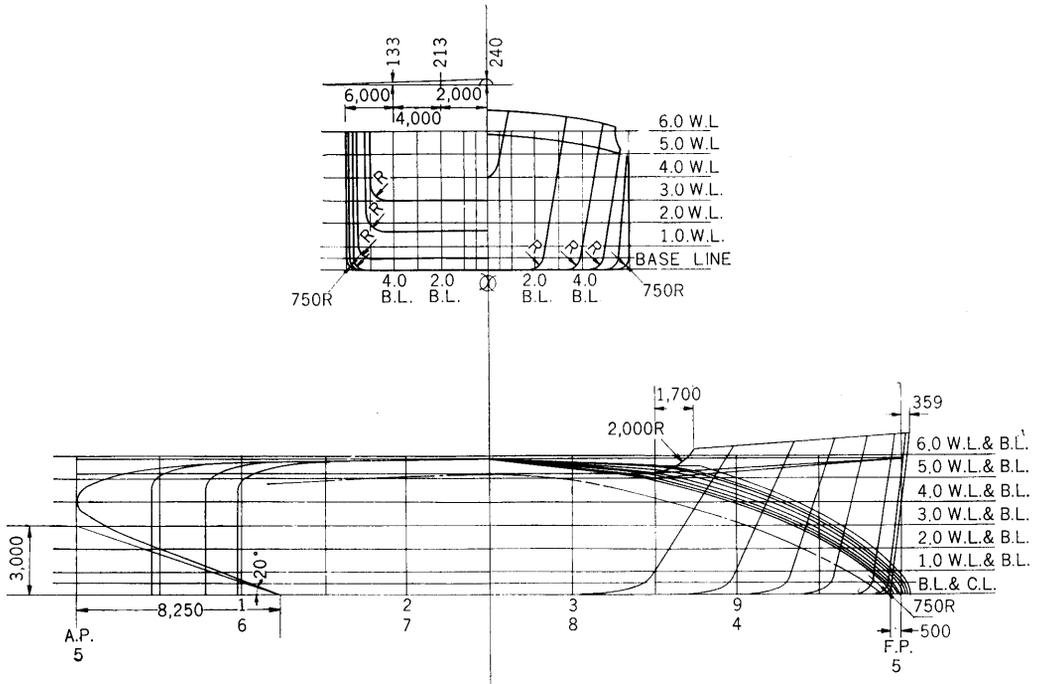


Fig. 2. Lines of the 70 m Barge

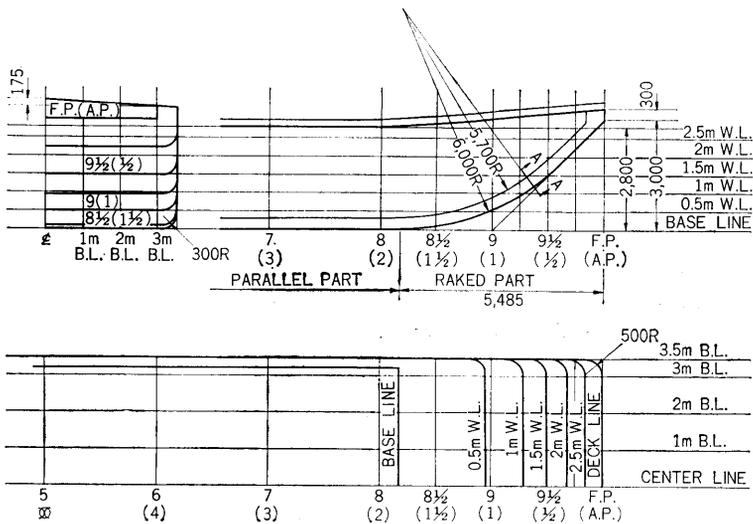


Fig. 3. Lines of the 30 m Barge

C型は押船が並列2隻の舳の片方を押す場合(片押し)、D型は並列2隻の中央を押す場合(中心押し)である。小型舳多数を押航する場合、舳の接続、切離しがし易いため一般にC型が採用されているようで

ある。E型は押船+30m 舳4隻、F₁、F₂型は何れも押船+30m 舳2隻ではあるが、F₁型は押船と舳とを後に述べるように単一の鋼管で固定連結したもので、F₂型は蝶番式の金具で連結したものである。

System

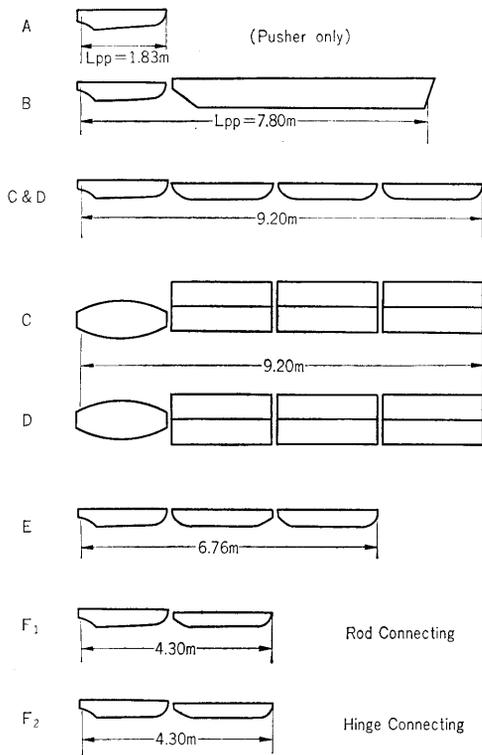


Fig. 4. Pusher-Barge Line system tested

Table 3 に、各船団型式の長さ、巾、および舵面積比（2枚分の舵面積/船団の水中側面積）を示した。Photo 1 に幾つかの船団の写真を示す。

Table 3. Principal Dimensions of Barge Line models

| Barge Line system | Length bet. p.p. L_{pp} | Breadth mld. B | Rudder arearatio $Ar/L_{pp} \cdot d$ |
|-------------------|---------------------------|------------------|--------------------------------------|
| A | 1.83 m | 0.625 m | 1/9.1 |
| B | 7.80 | 1.00 | 1/60 |
| C | 9.20 | 1.10 | 1/39 |
| D | 9.20 | 1.10 | 1/39 |
| E | 6.76 | 1.10 | 1/29 |
| F ₁ | 4.30 | 1.10 | 1/19 |
| F ₂ | 4.30 | 1.10 | 1/19 |

Clearance between Vessels=0.065 m



Photo 1 (a) B system



Photo 1 (b) C system

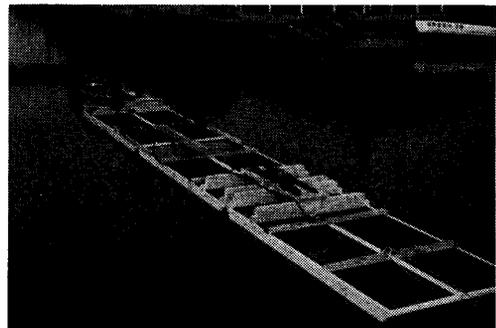


Photo 1 (c) D system

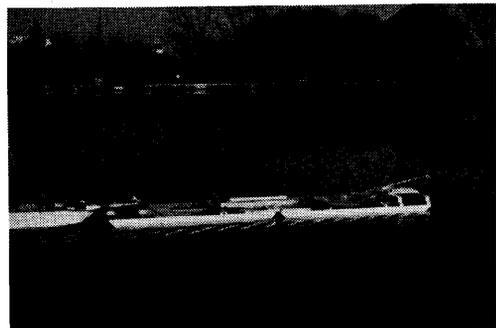
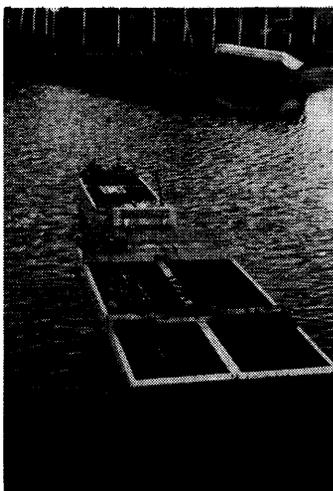


Photo 1 (d) E system

Photo 1 (e) F_2 system

2-3 連結方法

押航船団の押船一艇間、および艇相互の連結は、現在ワイヤーラッシング方式が最も一般的であり、少数ではあるが特製連結具による自動連結方式も採用されている。総括的にいえば、水平軸まわりのモーメントは自由にしてこれを避け、垂直軸まわりのモーメントは拘束する方式が大部分である。

押航船団輸送方式にとっては、連結の方法とその強さは、船団の耐波性能を左右する大きな問題であり、連結部に働く力を知ることは非常に重要で、それには夫

々異った連結条件の下で現実にかかる力を測るのが理想的であるが、本実験ではこれをモデル化して、主として次に述べるような理由で、Fig. 5(a) および Photo 2 に示すような薄肉鋼管を使用して連結し、抵抗線歪計により、船相互間の垂直曲げモーメント、水平曲げモーメント、および振りモーメントを測定した。薄肉鋼管を使用した理由は、(1) 実船と同じようなワイヤーラッシング方式、或いは自動連結方式には特性の不明又は不定な成分が多く、これをモデル化することは非常に難しく、しかも実験結果の利用が限定される。(2) 力を測定するためには運動の自由を抑え固定しなければならないが、薄肉鋼管で総ての自由度を拘束して固定連結しても、船団としての操縦性能にはほとんど影響はないものと考えられる。(3) 構造がきわめて簡単で、しかも計測値に不必要な成分が混入する心配

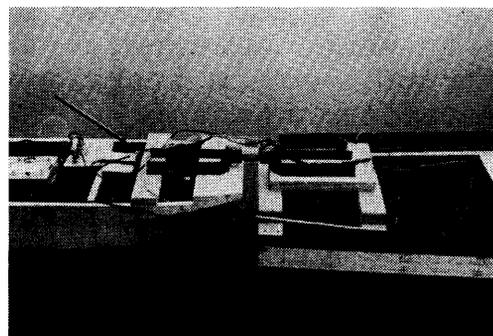


Photo 2 Connecting rod

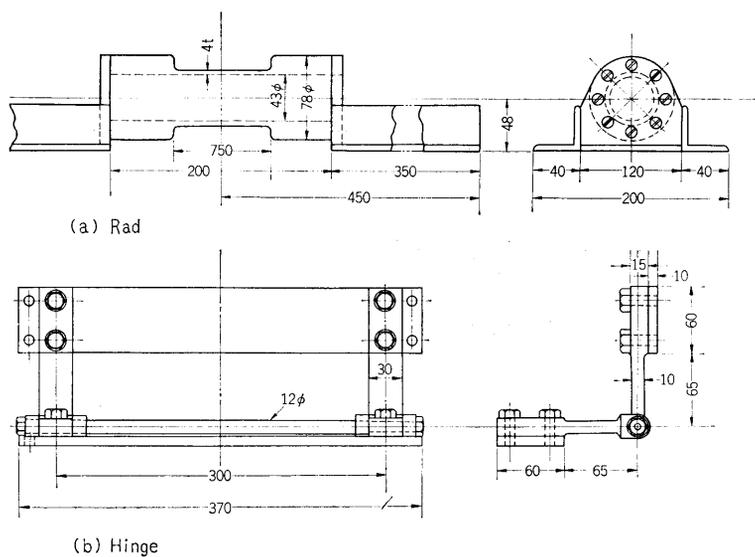


Fig. 5. Connecting rod between vessels

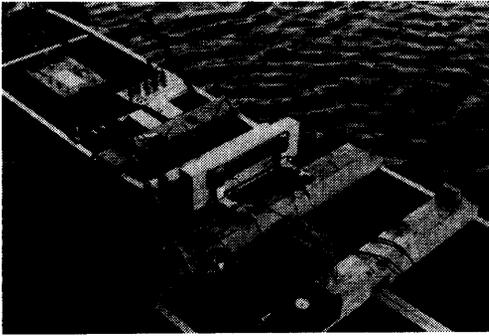


Photo 3 Connecting hinge

が少なく、安定した値が得られ、実験結果の解析もし易く、勿論利用度も高いと考えられる。以上のような理由により船体相互の連結は外力を測定する部分には薄肉鋼管を用い、その他の部分の連結には木の角材を使って固定連結した。この測定結果を固定度の異なる他の連結具にかかる力の推定に用いる場合には、固定度の相違を十分考慮しなければならない。

Fig. 5(b) と Photo 3 は蝶番式の連結器で F_2 型式の船団に使用し、押船と舳との相対縦揺れを自由にしたもので、前記の薄肉鋼管による固定連結方式の補いとして両船間に働く上下方向の力、および前後方向の力を測るために使用した。

2-4 試験項目

前記各種船団について、(a) 旋回試験 (b) 動揺試験および (c) 波浪中の航走試験を行い、押船および各種船団の操縦性能、動揺性能、および連結部に働く力を求めた。

実験は、三鷹第1試験水槽 (80 m × 80 m × 4.5 m) において実施した。船は自航模型で、荷重は満載状態とした。また連結具の中心の高さは模型船で水面上 292.5 mm、船相互の前後間隔は 65 mm、並列2隻の30 m 舳の横の連結は木の角材により密着固定連結である。

3. 実験結果

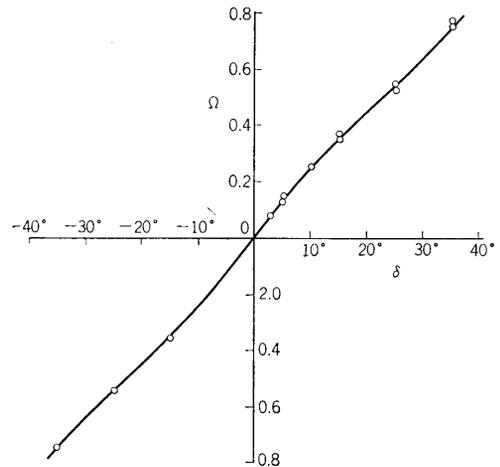
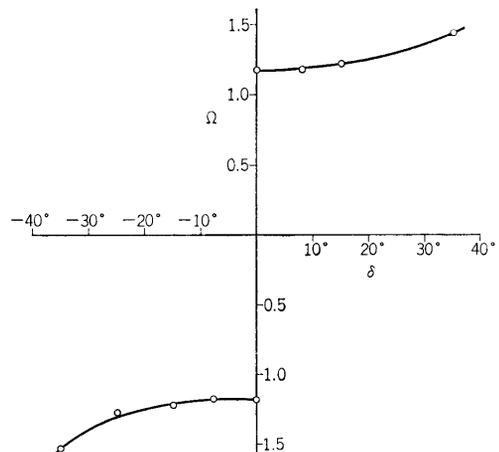
3-1 操縦性能

押船および各種船団の操縦性能試験の結果を Ω - δ 曲線の形で示す。 Ω は、定常旋回角速度を無次元化したもので、定常旋回半径を R 、船の長さを L_{pp} とすると $\Omega = L_{pp}/R$ で表わされる。普通は船の重心位置での Ω をとるが、本実験では模型船航跡自動測定装置²⁾を押船の重心位置に固定したため、船団を編成した場

合も押船の重心位置での Ω を採っており、船団の重心位置での Ω ではない。また船の長さ L_{pp} は、船団の場合は先頭舳の F.P と押船の A.P との距離をとった。

3-1-1 A 型式 (押船単独)

押船単独の前進時の Ω - δ 曲線を Fig. 6 に示す。旋回性、針路安定性とも問題はないようであるが、舵が非常に大きい (舵面積比 = 1/9) ことから当然の結果であろう。Fig. 7 は押船単独の後進時の Ω - δ 曲線である。非常に針路不安定な性質を示しており、実験に際しても後進定常旋回中に反対方向の角速度を持たせる

Fig. 6. Turning rate of the pusher vs. rudder angle $F_n=0.33$ Fig. 7. Turning rate of the pusher vs. rudder angle when going astern $F_n=-0.12$

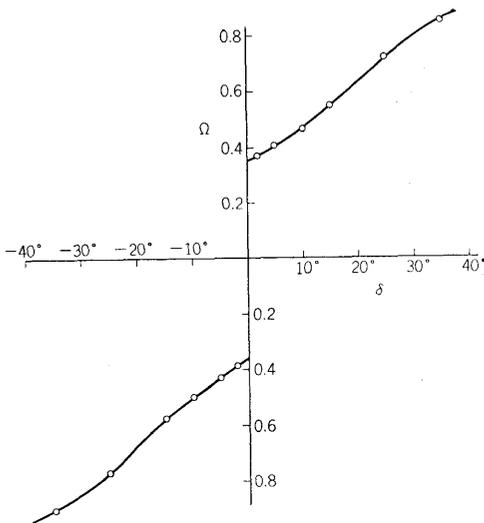


Fig. 8. Turning rate of the B-system vs. rudder angle $F_n=0.12$

ためには反対舷側に 25° 程度の舵角を必要とした。後進時の針路安定性の悪いことは普通の船についても一般にいえることである³⁾が、この船の場合は前進時には針路安定性を良くする効果をもつ大きな舵や、4%を越える大きな船尾トリムが後進時には逆の効果となっているものと思われる。

3-1-2 B型式 (70 m 舳 + 押船)

押船が 70 m 舳 1 隻を押航する場合の $\Omega-\delta$ 曲線を Fig. 8 に示す。この型式はかなり針路不安定性が目立つ。その原因としては、船団を 1 隻の船として考えると舵面積比が $1/60$ で余り大きな舵ではなく、また吃水の深い舳の後に吃水の浅い押船が連結されているために、丁度船尾に大きな Cut up を持った船と見做されること等によるものと考えられる。しかし、旋回実験あるいは波浪中での実験において、針路不安定のために操縦しにくいことは無かった。

3-1-3 C型式・D型式 (30 m 舳 6 隻 + 押船)

C型式、D型式は共に 30 m 舳 6 隻を押航するものであるが、C型式は最後尾舳 2 隻の中の片方の舳を押す“片押し式”であり、D型式は 2 隻の舳の中央を押す“中心押し式”である。Fig. 9 に両型式の $\Omega-\delta$ 曲線を示した。C型式は直進するのに $3\sim 4^\circ$ の当て舵を必要とするが、 $15\sim 20^\circ$ 以上の大きな舵角では左右の旋回径には余り差はないようである。またC型式とD型式とを較べてみても小舵角の部分を除けば大した相違は無いようである。

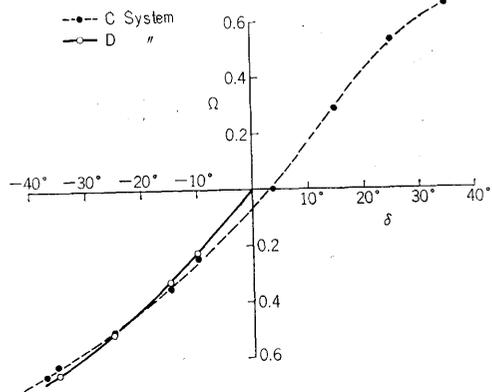


Fig. 9. Turning rate of the C & D-system vs. rudder angle $F_n=0.10$

D型式をB型式と比較してみると、D型式はB型式より旋回性は悪いが針路安定性は良い。D型式は吃水の浅い舳の後に吃水の深い押船が連結されており、船団を 1 隻の船と見做すと Dead Wood をつけた様な効果があり、舵面積比も $1/40$ でB型式の $1/60$ に較べかなり大きい。これ等の理由によりD型式は針路安定性が良くなっているものと思われる。

3-1-4 E型式、F₁・F₂型式

E, F₁, F₂ 型式は何れも“中心押し式”であって、E型式は 30 m 舳 4 隻、F₁, F₂ 型式は 30 m 舳 2 隻を押航するものである。又、F₁ 型式は押船と舳とを Fig. 5(a) に示したような連結棒で連結したもので、F₂ 型式は Fig. 5(b) に示した蝶番式連結具で連結して相互の縦揺れを自由にしたものである。E型式とF₁ 型式の $\Omega-\delta$ 曲線を Fig. 10 に示した。これによると舳を押船の前に長く連結するほど Ω は大きくなっている。これは舳より吃水の深い押船が Dead Wood 或は船尾トリムと同じ効果をもち、圧力中心を後に下げる

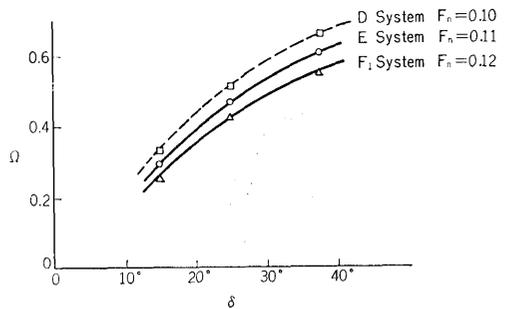


Fig. 10. Turning rate of the D, E, F-system vs. rudder angle

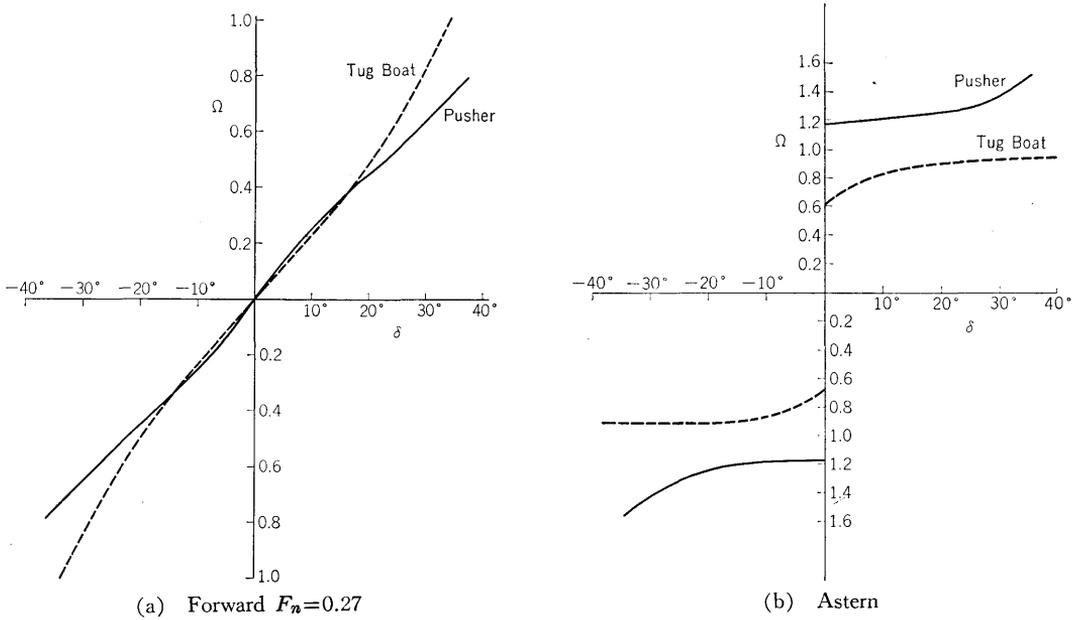


Fig. 11. Comparison of turning rate with a tug boat

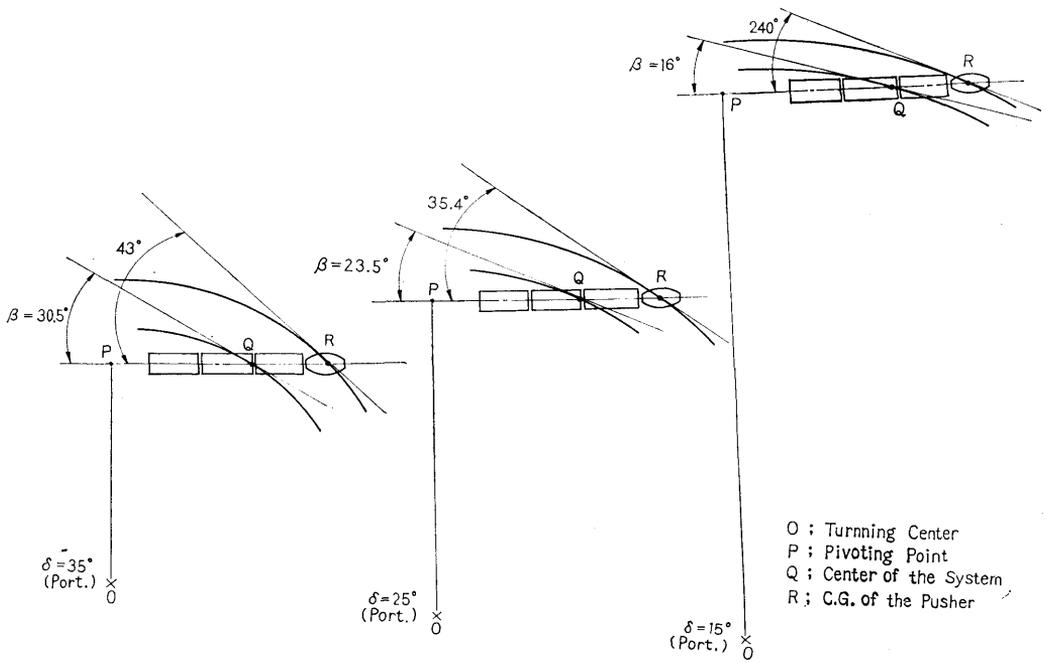


Fig. 12. Drift angle of the D-system during steady turning

ことによるが、その効き方が前につける舳の数が多いほど有効に働いて針路安定性は良くなる反面、旋回性を悪くするものと考えられる。このような理由によるとすれば前に連結する舳の吃水が深い場合には上記結果とは逆の傾向になることも考えられるので、前に継ぐ舳の数が多いほど旋回性が良くなると考えるのは早計である。

押船はその使用目的、使用水域等からみて曳船と同様な機敏でしかも微妙な操船が要求される。そのため一般にはコルトラダーが使用されているが、本実験では推進性能試験の都合でコルトラダーを使用出来なかった。そこで Fig. 11 (a) と Fig. 11 (b) にコルトラダーを使用した曳船⁴⁾と今回実験した押船の操縦性能を比較した $\Omega-\delta$ 曲線を示して参考に供する。Table 4 は両模型船の主要目である。この図をみると、前進時には曳船の方が旋回性がやや優れていること、又後進時には旋回性、方向安定性ともに可成り差がある。

Fig. 12 はD型式の定常旋回中の偏角を測定した結果である。偏角は船の重心の軌跡と船の中心線とのなす角度で表されるのが普通であるが、この図では船の重心の代りに船団の中心を採っており、押船の重心の軌跡と船団の中心線とのなす角も併記してある。この

Table 4. Principal Dimensions of Pusher & Tug boats

| | Pusher boat | Tug boat |
|--------------------------------|------------------------------|--------------|
| L_{pp} | 1.83 m | 2.6 m |
| B | 0.625 m | 0.821 m |
| D | 0.30 m | 0.344 m |
| d | 0.192 m | 0.255 m |
| C_b | 0.578 m | 0.528 m |
| L/B | 2.9 | 3.2 |
| B/d | 3.3 | 3.2 |
| Trim | 0.083 | 0.090 m |
| Rudder | stream lined, ballance, twin | Nozzle, twin |
| Rudder aria ratio | 1/18 × 2 | 1/19 × 2 |
| Direction of Turning Propeller | outer side | outer side |

測定結果をみると、D型式の定常旋回中の偏角は普通の船の場合に較べて非常に大きく、又転心が船首より可成り前に出ていることも普通船の場合と違っている。これは船団の横滑りが普通の船の場合より可成り大きいことを示しており、船団の L/B , d/B が小さいこと、および船団の連結部に間隙があること等の影響と思われる。

3-2 旋回時に連結部に働く水平曲げモーメント、および振りモーメント

3-2-1 水平曲げモーメント

Fig. 13 はB型式船団が旋回を始めた時、連結部にかかる水平曲げモーメントおよび振りモーメントの変化の様を、舵角右 35° の場合を例にとって示したものである。舵をとり終った時に現われる水平曲げモーメントの最初の山の最大値を M_I 、旋回角速度のオーバershootが最大になる時より少し遅れて現われる反対側の山の最大値を M_{II} 、最後に落ち着く定常値を M_{III} として、 M_I , M_{II} , M_{III} を舵角 δ に対して示すと Fig. 14 のようである。 M_I は舵をとり終った時に現われ、舵角にほぼ比例していることから、この連結部の位置では殆んどが舵に働く力だけによるものと考えられる。船団が旋回を始めると主に舳の方の大きな旋回力が押船の運動を決定し、押船に当たる水流

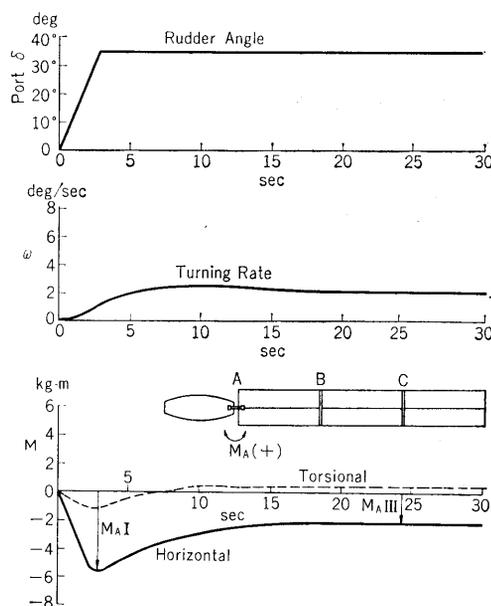


Fig. 13. Horizontal bending moment and Torsional moment of the B-system during steering $F_N=0.12$

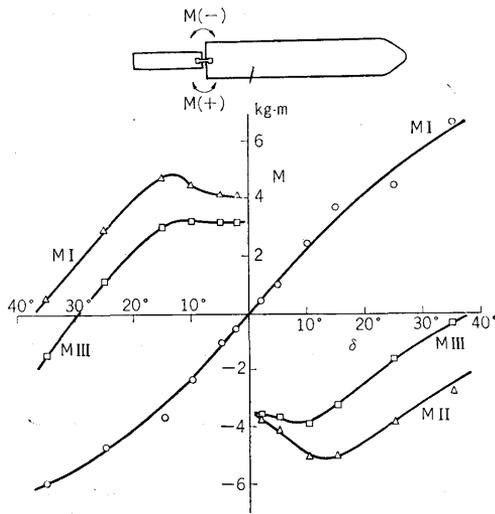


Fig. 14. Horizontal bending moment of the B-system during steering $F_n=0.12$

による力は、連結部には舵力によるモーメントとは逆方向に働くため、偏角のオーバーシュートが最大になると考えられる辺りで M II が現わたと思われる。定常旋回に移ると偏角も一定の値に落ち着き、舳の方に働く可成り大きい旋回抵抗などにより M III という値に減って落ち着くものと思われる。又 Fig. 14 によれば舵角の小さな所で M II, M III が非常に大きな値になっている。これは Fig. 8 の $\Omega-\delta$ 曲線からわかるように、舵角が小さくても Ω は相当大いことから旋回力や旋回抵抗は非常に大きいと考えられ、一方、舵力の方は舵角に比例して小さいので旋回力或いは旋回抵抗によるモーメントを舵力によるモーメントが打消し得ないで大きく現われ、大舵角の時には舵力によるモーメントが大きいので相殺され、余り大きな値にならないためである。

D型式船団が旋回を始めたときの押船—舳間で計測した水平曲げモーメントと振りモーメントの時間的変化の様を、舵角左 35° 旋回を例にとって Fig. 15 に示した。水平曲げモーメントは B 型式船団の場合と違って M II に相当するものが現われず、又定常値の M III も B 型式の時と符号が違っている。M II が現れないのは旋回角速度のオーバーシュートが余り認められないことと関連するもので、この型式が方向安定性が良いことから説明される。又 M III が M I と同符号であるのは、舳の吃水が浅かったり、船の連結部で左右舷の水が連絡していたりするため舳自体の旋回

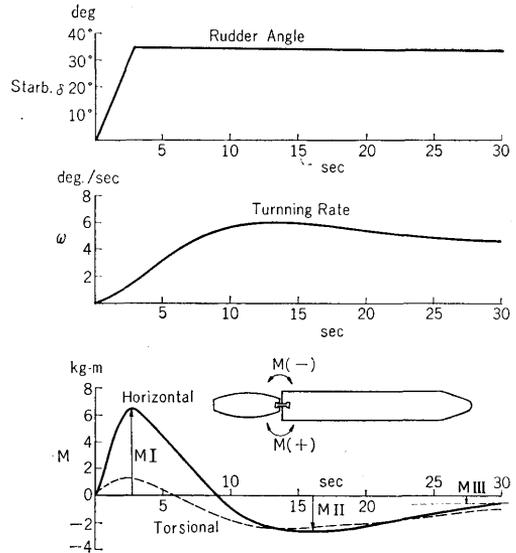


Fig. 15. Horizontal bending moment and Torsional moment at point A of the D-system during steering $F_n=0.10$

力が小さく、そのため連結部の水平曲げモーメントは舵力によるモーメントを打消すに至らなかったものと思われる。Fig. 16 は D 型式船団の押船—後端舳間 (A 点) 後端舳—中間舳間 (B 点) 中間舳—先頭舳間 (C 点) の各連結部での M I と M III を舵角 δ について

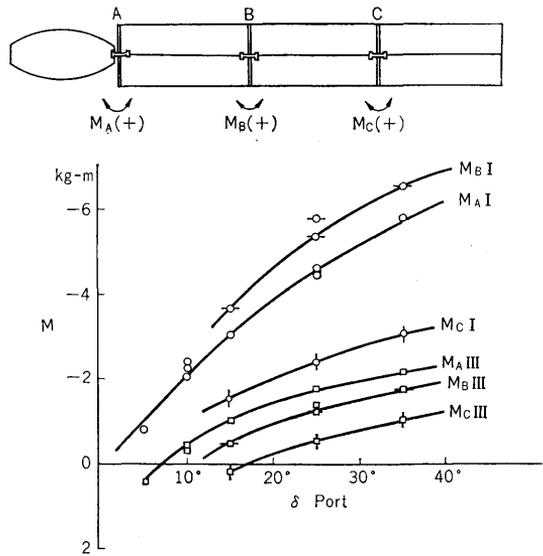


Fig. 16. Horizontal bending moment of the D-system during steering $F_n=0.10$

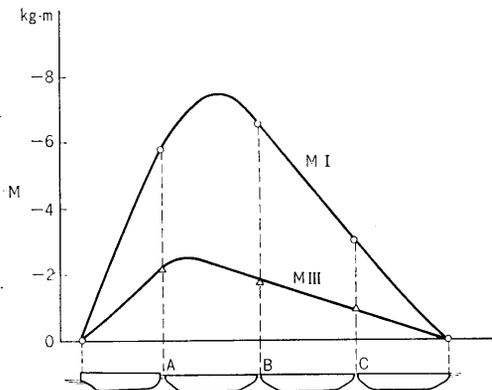


Fig. 17. Distribution of the horizontal bending moment acting on the connecting rod of the D-system during steering $\delta=Port\ 35^\circ\ F_n=0.1$

示したものである。又 Fig. 17 は D 型式船団の 35° 旋回を例にとって M I, M III が船団の長さ方向にどのように分布するかを示したものである。これによると、押船と解の間の連結部と後端解と中間解の間の連結部には、旋回中、同程度の力がかかり、先頭解の連結部の力が最も小さい。

3-2-2 振りモーメント

Fig. 13 には B 型式船団が旋回するとき連結部に働く振りモーメントの時間的変化の様相も示してある。M I, M II, M III の定義も同じで、これらモーメントを舵角に対して示したのが Fig. 18 である。振り

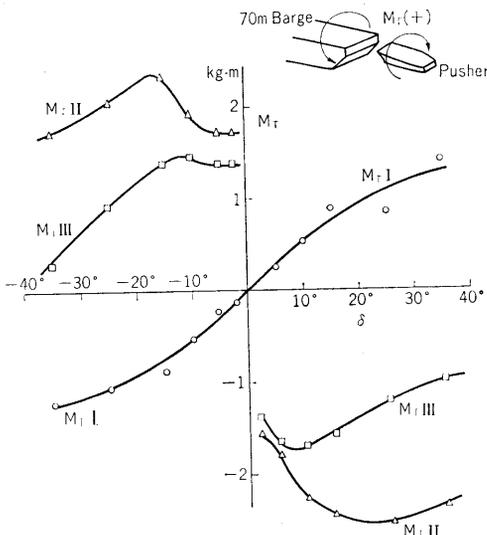


Fig. 18. Torsional moment of the D-system during steering $F_n=0.12$

モーメントと水平曲げモーメントを比較してみると非常に似た傾向を示している。これらの振りモーメントは、モーメント測定用連結桿の取付位置が船の圧力中心や舵の位置より相当高い所にあるため、水平曲げモーメントを生じたのと同じ舵力や旋回力等の水平面内に働く力によって生ずるものと考えられ、旋回中の船の横傾斜によるものは余り含まれていないようである。従って、これに対する解釈は、水平曲げモーメントの場合と殆んど同じと考えられる。ただ水平曲げモーメントの場合は M I の最大値が M II の最大値より大きかったが、振りモーメントの場合は M I の最大値より M II の最大値の方が大きく出ている。これは若し水平曲げモーメントと振りモーメントも前に述べたように同一の力により生ずるものとするれば、単に解に働く旋回力の中心や舵の中心の連結部に対する長さ方向および上下方向のレバーの長さの相違によるものと思われる。

Fig. 15 には D 型式船団の押船—解間 (A 点) での振りモーメントの時間的変化の様相も示してある。そ

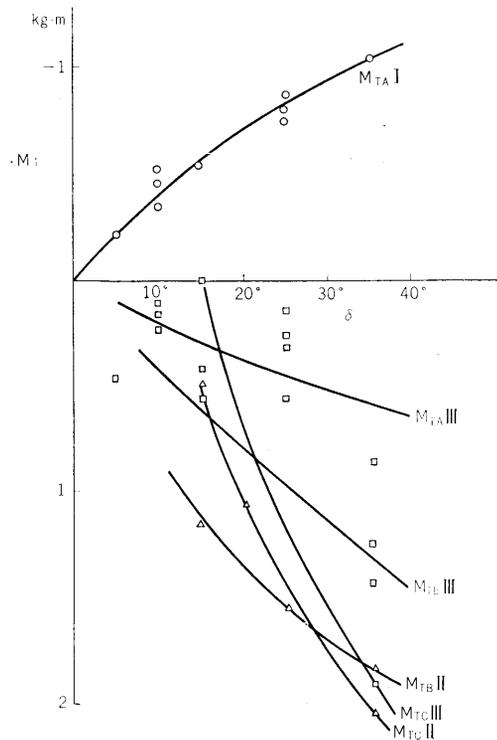


Fig. 19. Torsional moment of the D-system during Steering $F_n=0.10$

他の連結部 (B, C点) ではこれと違った傾向を示している。即ちA点では MI, MIII が現れていて MII が出していないが, B, C点では MI が現れないで MII, MIII が出ている。これら A, B, C 点における振りモーメントを舵角に対して示したのが Fig. 19 である。

以上の旋回時の連結部に加わるモーメントの主な数

値をあげると次のようである。

B 型式の水平曲げモーメントは舵角 5° 程度の小舵角旋回でも約 $4 \text{ kg}\cdot\text{m}$ の値を示し, 舵角が 35° になると約 $6.5 \text{ kg}\cdot\text{m}$ となっている。D 型式の水平曲げモーメントは中間解と後端解間の連結部 B 点が最も大きく, 舵角 35° で約 $6.5 \text{ kg}\cdot\text{m}$ であった。しかしながら, この値は Fig. 17 で見られるように, B 点は水平モーメントの最大値から少し外れており, 最大値としては $7.5 \text{ kg}\cdot\text{m}$ 程度と考えるのが適当と思われる。振りモーメントは B 型式の場合は最大約 $2.6 \text{ kg}\cdot\text{m}$ で舵角 20° 前後において生じており, D 型式では舵角が増すにつれて振りモーメントも増大し, 舵角 35° で約 $2 \text{ kg}\cdot\text{m}$ が C 連結部で生じている。

3-3 動揺性能と動揺により連結部に生ずるモーメント

3-3-1 押船単独 (A 型式) の動揺性能

Fig. 20(a), 20(b) は押船単独の横揺性能および縦揺性能を示したものである。Fig. 20(a) によると向波 ($\chi=180^\circ$) でも横揺れが現われているが, これは Grim⁵⁾ 等によって指摘された, いわゆる不安定横揺れで, 波との出合周期と船の固有周期とが或る比 (例えば $1:2$) をもっている時に, 一度小さな攪乱が与えられるとそれによる横揺れが減衰しないで大きな横揺れを続けることがある。この場合もそれであると考えられ他の場合とは性質の違うものである。

3-3-2 70 m 艇単独の動揺性能

Fig. 21(a), 21(b) に 70 m 艇単独の横揺性能および縦揺性能を示した。Fig. 21(a) の横揺曲線によると同調点の他にもう一つの山のあるような曲線になっている。これは恐らく波の横揺強制力が, この 2 番目の山の位置にピークの来るような形をしているためであろう。Fig. 21(b) の縦揺曲線の横波 ($\chi=90^\circ$) のときの横揺同調点での山は, 大きな横揺れにより連成されたものと考えられ, 向波中では押船単独の時と同様の不安定横揺れも現われている。

3-3-3 B 型式の動揺性能

B 型式船団の押船側で測定した動揺性能を Fig. 22(a), 22(b) に示す。横揺れ, 縦揺れとも排水量の小さい押船の固有の動揺特性はほとんど現われず, 70 m 艇単独の動揺性能とよく似た傾向を示している。ただ波との出合角が 112.5° の時の横揺れで同調点の山が非常に低められていることが変っている。これは, この出合角においては横揺強制力が非常に小さくなるためであろう。

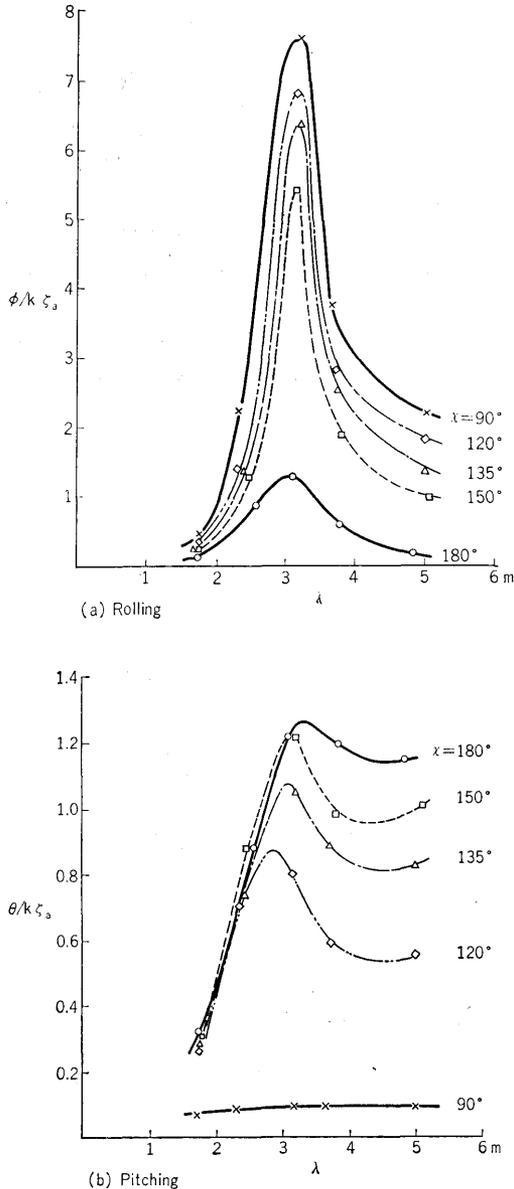


Fig. 20. Rolling and pitching responses of the pusher only in oblique regular waves

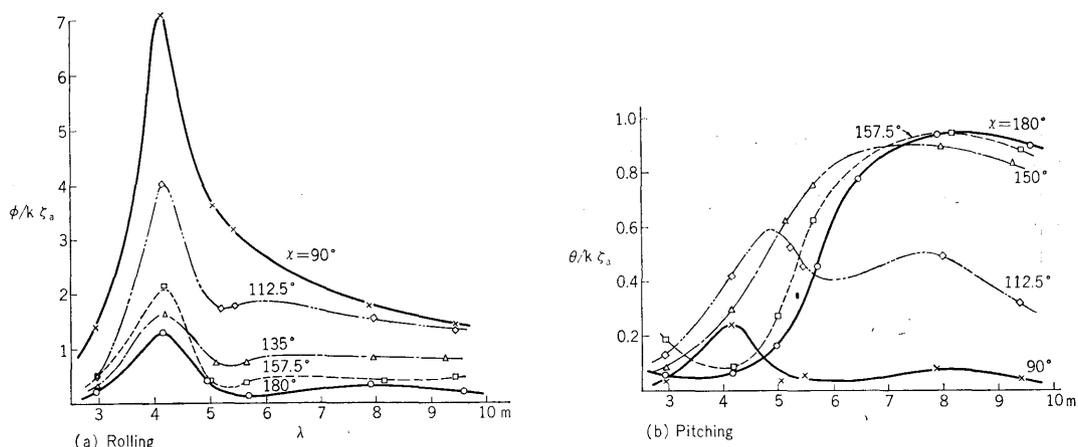


Fig. 21. Rolling and pitching response of the 70 m Barge only in oblique regular waves

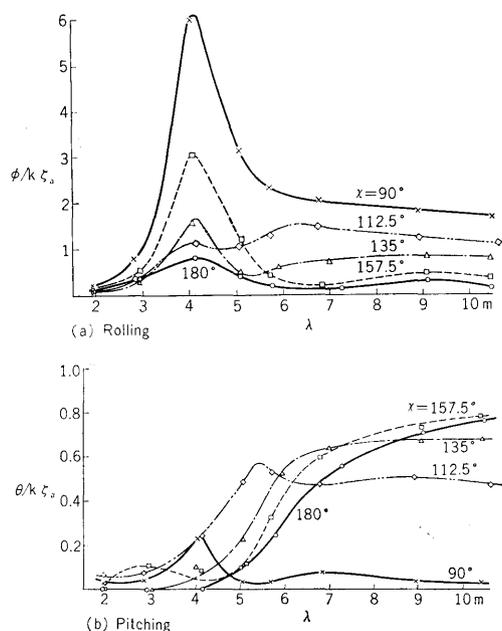


Fig. 22. Rolling and pitching response of the B-system in oblique regular waves

3-3-4 B型式の連結部に働く垂直、水平曲げモーメントおよび振りモーメントの振巾

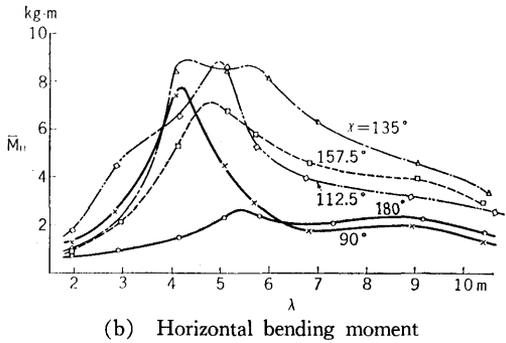
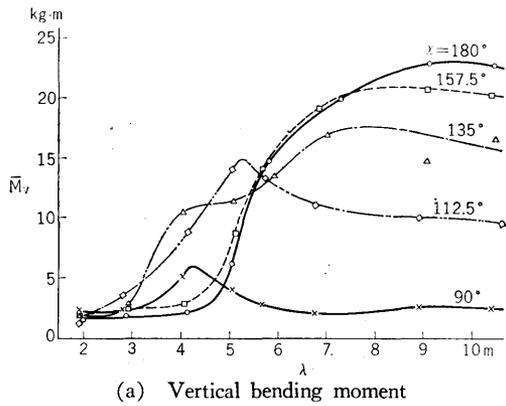
本項に述べるモーメントは船速零で計測したもので、時間とともにほぼ正弦波状に変化するモーメントの山から谷までの半分期ち全振巾の半分をとったもので、Hog. Moment, Sag. Moment 等の区別はしていない。

B型式船団の連結部に働く垂直曲げモーメントを波

との出合角について示すと Fig. 23(a) のようである。これを Fig. 22(b) のB型式の縦揺性能曲線と比較してみると、垂直曲げモーメントはB型式の押船側で測った縦揺れと非常によく似た傾向をもっていることが分かる。ただ出合角 135° の場合、波長 4 m 付近で大きな値になっていることが縦揺れと違っている。

Fig. 23(b) はB型式の水平曲げモーメントである。水平曲げモーメントは主として船首揺れおよび左右動によって押船と舳に働く力の位相差によって生ずるものと考えられるので、一般には横揺性能とは直接の関係はないと考えてよいであろう。実際 Fig. 22(a) の横揺性能と比較してみても直接関係があるようには見えない。しかし出合角 90° の場合は、横揺同調点で明瞭に山が出ていることから考えると何らかの関係があると思われる。先づ第一に考えられるのは、連結樫の取付位置の問題である。前に述べた通り、本実験における連結樫の中心線の高さは水面上 292.5 mm で横揺中心軸より可成り高い所にある。そのため舳の横揺れが押船に左右動に近い運動を与えようとする事により、連結部に水平曲げモーメントを生ずる。その他横揺れによって連成される左右動、或いは横揺れして傾いたときに上下動もするので、上下動による力の分力が船の横方向に働く力として、連結部にかかることもありうると思われる。

Fig. 23(c) はB型式の振りモーメントを示したものであるが、この図は水平曲げモーメントの図 (Fig. 23(b)) と非常によく似た傾向を示している。これは振りモーメントが主として水平曲げモーメントを生じたのと同じ力によるものであって、横揺れの位相差によ



って生じたものは余り大きくないことを示すものといえよう。ただ出合角 90° の時の横揺れ同調点でのピークが他の出合角の値より大きいことは、横揺れによって生ずる振りモーメントも無視出来ないことを表わしているものと考えられる。

B型式船団が波浪中を航走しているときの横揺れおよび縦揺れを Fig. 24(a) および Fig. 24(b) に示した。両図には、船速零の場合も比較のため併記してある。横揺れの同調点での振巾は船速零の場合より大きくなっているが、船速零、波長 4m の場合に出合角 157.5° 附近に現れた山は消えている。

Fig. 25(a), 25(b), および 25(c) にはB型式船団

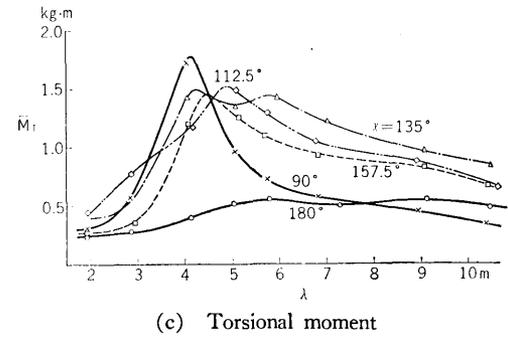


Fig. 23. Vertical and horizontal bending moment and torsional moment of the B-system in oblique regular waves $F_n=0$ $H_w/\lambda=1/85$

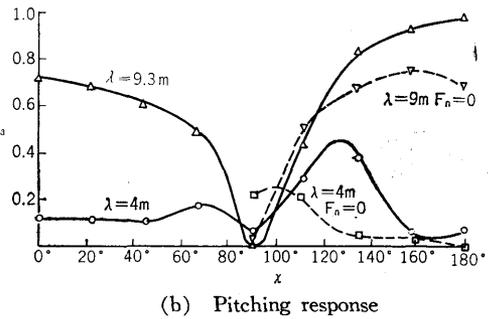
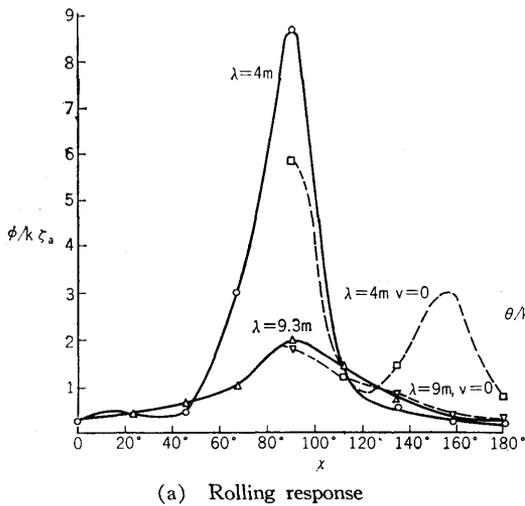


Fig. 24. Rolling and pitching response of the B-system with forward speed $F_n=0.12$

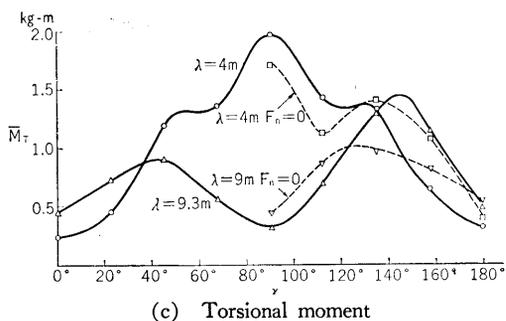
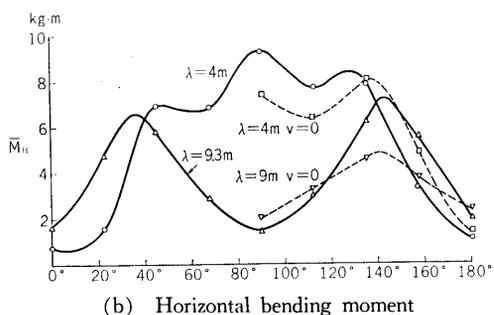
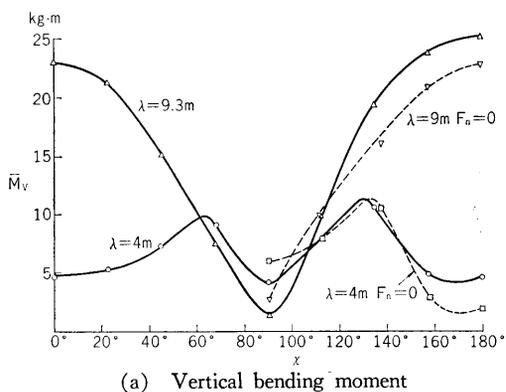


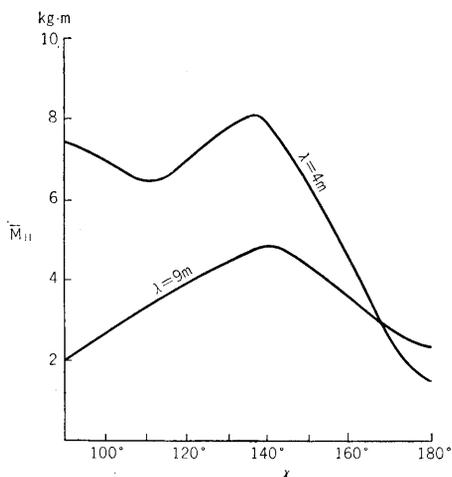
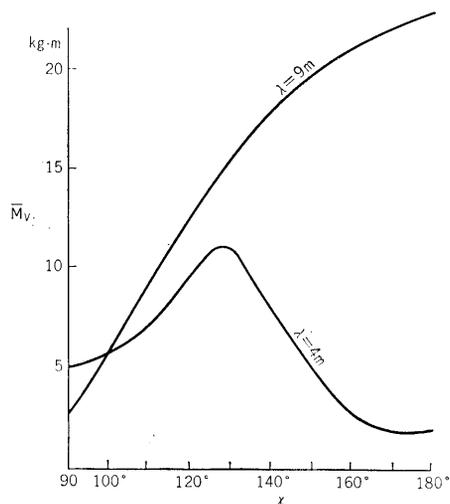
Fig. 25. Vertical and horizontal bending moment and torsional moment of the B-system with forward speed $F_n=0.12$

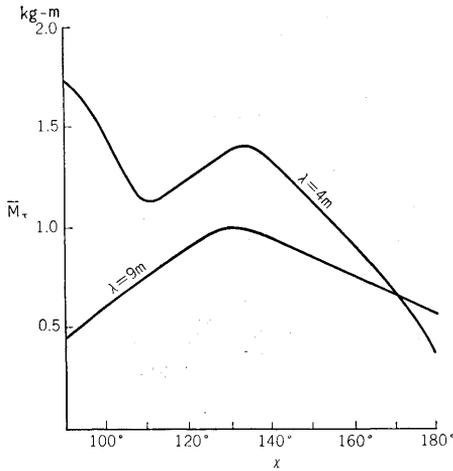
が波浪中を航走している場合の垂直曲げモーメント、水平曲げモーメント、および振りモーメントを波との出合角をベースにして示した。何れも出合角 90° を境に、向波中と追波中とではほぼ対称に近い形をしているが、向波中の方がやや大きく出ている。また、各図とも船速零の場合の値も比較のため記入してあるが、これだけのデータから速力の影響を云々することは出来ないが、各モーメントの最大値は船速零の時より航

走中の方が大きくなっている。Fig. 26(a), 26(b), 26(c) は夫々波長 9m および 4m のときの垂直曲げモーメント、水平曲げモーメント、および振りモーメントを波との出合角ベースで示したものである。

3-3-5 D 型式の動揺性能

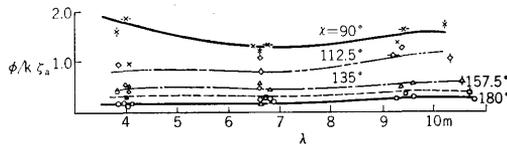
D 型式船団の船速零の場合の横揺性能および縦揺性能を示すと Fig. 27(a) および Fig. 27(b) のようである。これも船団の押船側で計測した結果であることは B 型式の場合と同様である。縦揺れの方は大体 B 型式に似たような傾向を示している。横揺れは同調点 ($\lambda=2.24$ m) を大きく外れているため、同調点附近の様子は全くわからない。D 型式の測定値は B 型式の場



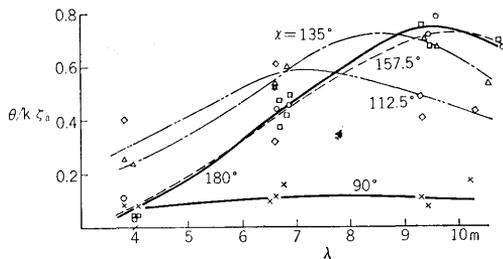


(c) Torsional moment

Fig. 26. Vertical and horizontal bending moment and torsional moment of the B-system vs. heading angle to wave $F_n=0$ $H_w/\lambda=1/85$



(a) Rolling response



(b) Pitching response

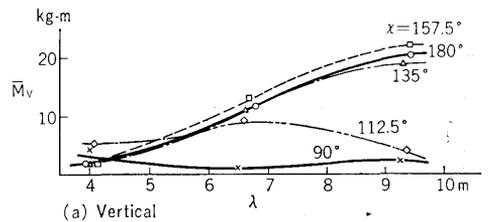
Fig. 27. Rolling and pitching response of the D-system $F_n=0$

合に較べバツキが大きいようであるが、D型式においては前記連結樫の位置を3ヶ所の連結部に付け替え、この連結樫を弾性樫と考えた場合、厳密には連結樫の位置によって押船の動揺も変る筈であるが、これら測定値を一本の平均線で表わそうとしたことによる。

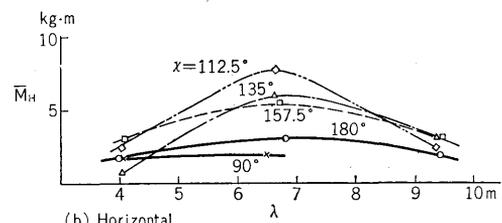
(360)

3-3-6 D 型式の連結部に働く垂直、水平曲げモーメントおよび振りモーメントの振巾

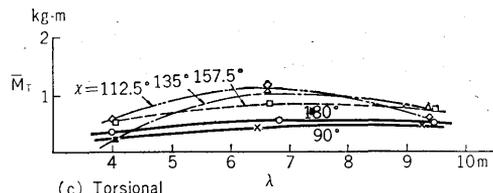
D型式船団の3ヶ所の連結部を押船に近い方からA, B, C とし、夫々の位置での垂直曲げモーメント、水平曲げモーメント、および振りモーメントを Fig. 28~Fig. 34 に示した。Fig. 28 の (a) はD型式の連結部Aにおける垂直曲げモーメントで、Fig. 27(b)の縦揺性能曲線と大体似た傾向を示しているが、Fig. 30の (a) 即ち先頭艇と中間艇の連結部の垂直曲げモーメントは縦揺性能曲線とは大分変わった傾向となっている。これはD型式船団が一体の剛体として運動していたのではなく、特に先頭艇と押船とは可成り違った運動をしていたことが十分考えられる。水平曲げモーメントはどの連結部についても Fig. 27(a)の横揺曲線との類似性はほとんど認められない。振りモーメントは、B型式の場合には水平曲げモーメントの曲線と非常によく似た傾向であったが、D型式ではA連結部以外は余り似ていない。これは恐らくD型式では艇の吃水が浅いために水圧中心と連結部との距離がB型式より短かくなり、水平曲げモーメントを生じさせる力が振りモーメントを生じさせるはするが、その程度はB



(a) Vertical



(b) Horizontal



(c) Torsional

Fig. 28. Vertical and horizontal bending moment and torsional moment at point A of the D-system $F_n=0$ $H_w/\lambda=1/85$

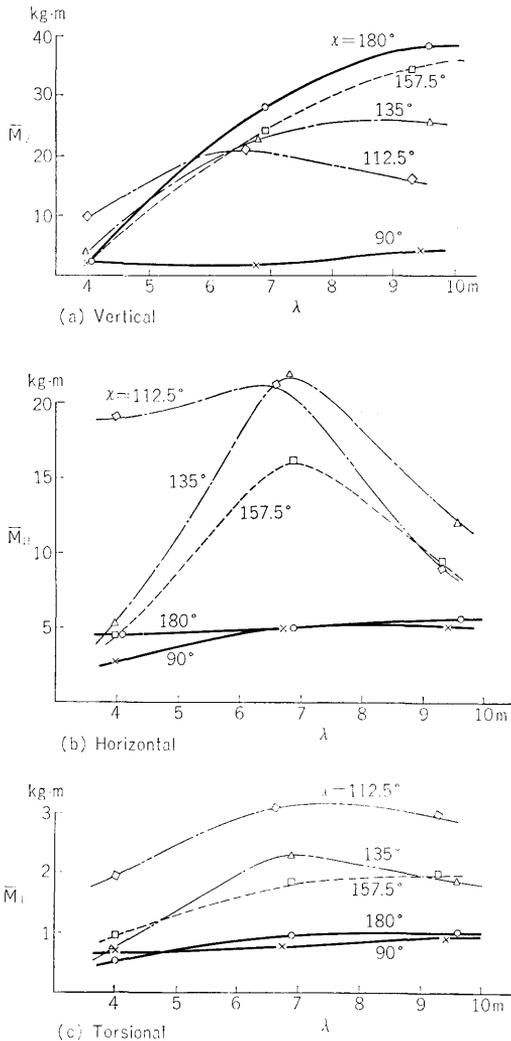


Fig. 29. Vertical and horizontal bending moment and torsional moment at point B of the D-system $F_n=0$ $H_w/\lambda=1/85$

型式の場合より少なくなって来て、横揺れの位相差による振りモーメントの占める割合が増して来たことによるものと考えられる。ただしA連結部では押船の吃水はD型式、B型式とも同じであり、連結部の高さも同じであるので、B型式の場合と同様に振りモーメントが水平曲げモーメントを生じさせた力による部分に占められる割合が多いため、水平曲げモーメントの曲線とよく似た傾向になっているのであろう。Fig. 31, 32, 33 は夫々垂直曲げ、水平曲げ、および振りモーメントを波との出角ベースで示したものである。

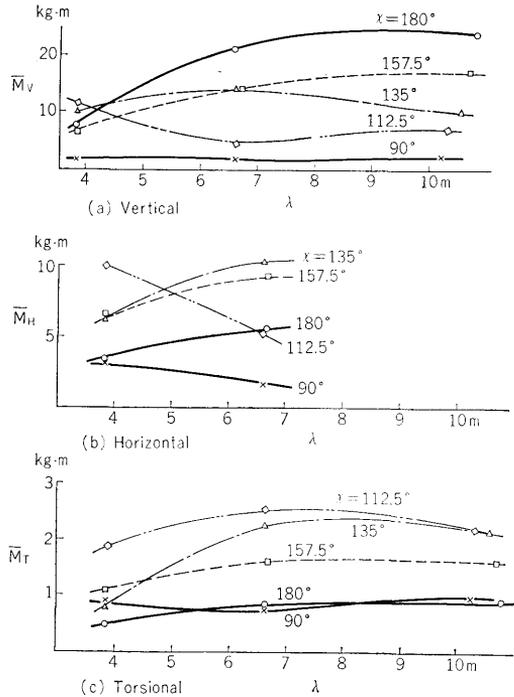


Fig. 30. Vertical and horizontal bending moment and torsional moment at point C of the D-system $F_n=0$ $H_w/\lambda=1/85$

Fig. 34(a), 34(b), 34(c) はD型式船団の垂直曲げ、水平曲げ、および振りモーメントの船団の長さ方向の分布を示したものである。これらの図をみると、垂直曲げおよび水平曲げモーメントが最大の位置は、波長が長い場合には船団の中央部にあり、波長が短くなるに従って船首の方に移って行く様子がわかる。振りモーメントの場合は波長が長くても、最大値の山が船団の前の方によっていることが垂直、水平曲げモーメントの場合と異っている。

3-3-7 F₁ 型式の動揺性能と垂直曲げモーメント

30 m 艇2隻(並列)と押船とを固定連結したF₁ 型式の向波中の縦揺性能と、その時の垂直曲げモーメントを Fig. 35 の (a) と (b) に示した。縦揺曲線の方には押船単独および 30 m 艇2隻並列の縦揺曲線を併記してあるが、F₁ の縦揺れは他の二つに較べ大分小さくなっている。垂直曲げモーメントの最大振巾の山は波長が船団の長さ即ち 4.3 m 付近に見られる。

押船と 30 m 艇2隻(並列)を蝶番式の連結金具(Fig. 5(b)) で連結し、押船と艇の相互の縦揺れを自由にした F₂ 型式を向波中に置いた場合の縦揺曲線を Fig.

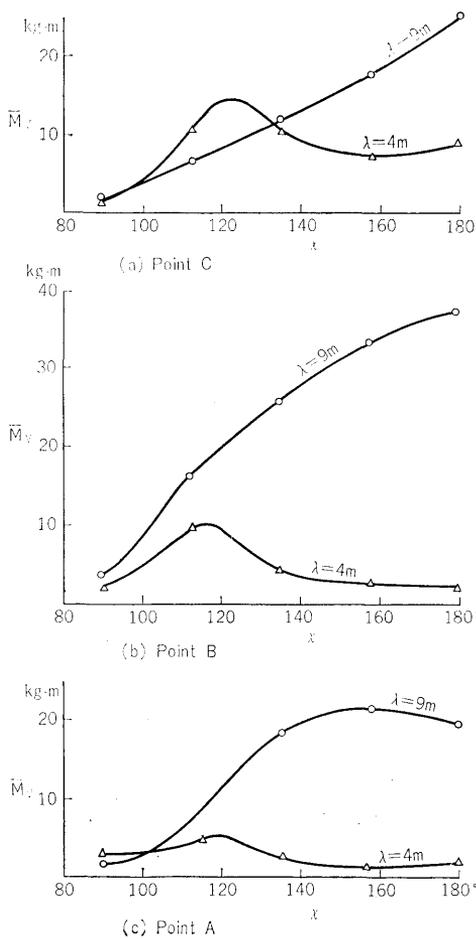


Fig. 31. Vertical bending moment of the D-system vs. heading angle to wave $F_n=0$

36(a) に、またその時連結金具が受ける前後方向の力および上下方向の力を Fig. 36(b) に示した。この場合の縦揺れは波長の短い場合には押船単独、或いは 30 m 解 2 隻並列の場合より小さいが、波長 3 m 附近から急に大きくなり、4 m 以上ではさらに大きくなっている。これは前の F1 型式と大分違った傾向である。蝶番式連結金具に働く前後方向の力と上下方向の力とは前後方向の力の方が大きい。

4. 実験結果の考察

4-1 操縦性能について

(1) B 型式と D 型式の操縦性能を比較してみると、旋回性については B 型式の方が勝れており、針路安定性は D 型式の方が良い。

(362)

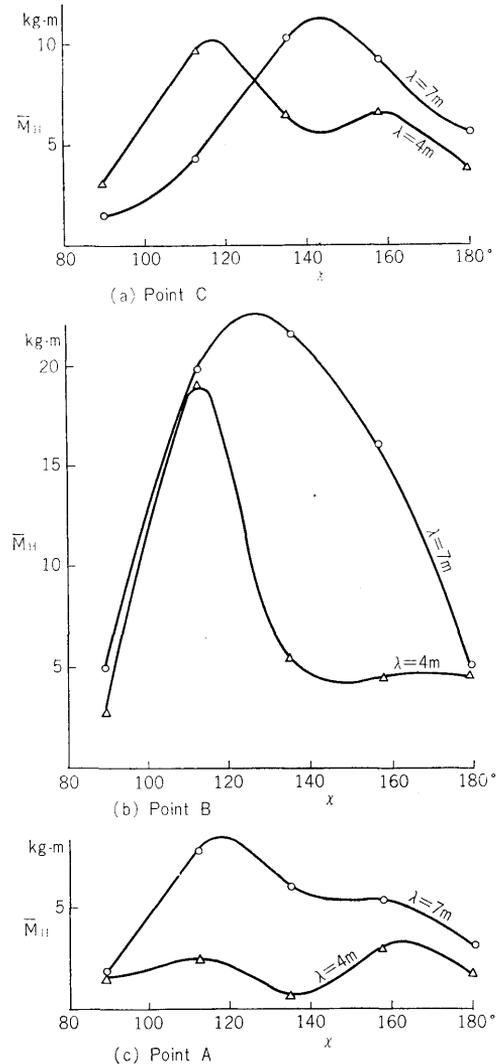


Fig. 32. Horizontal bending moment of the D-system vs. heading angle to wave $F_n=0$

(2) 片押し式 (C 型式) を直進させるための当て舵量は 3° 程度であり、左右の旋回径も余り変わらず、中心押し式 (D 型式) と較べても操縦性能には大差ない。このような結果を得たことは、小型解多数を押航する型式にとっては都合の良い性質である。

(3) D 型式が旋回する場合に、偏角が非常に大きく、転心が船首の前方に出ている。これは船団が横滑りを起しているものと考えられ、思いの外大きい旋回圏を要することになるので操船には相当注意を要するものとする。

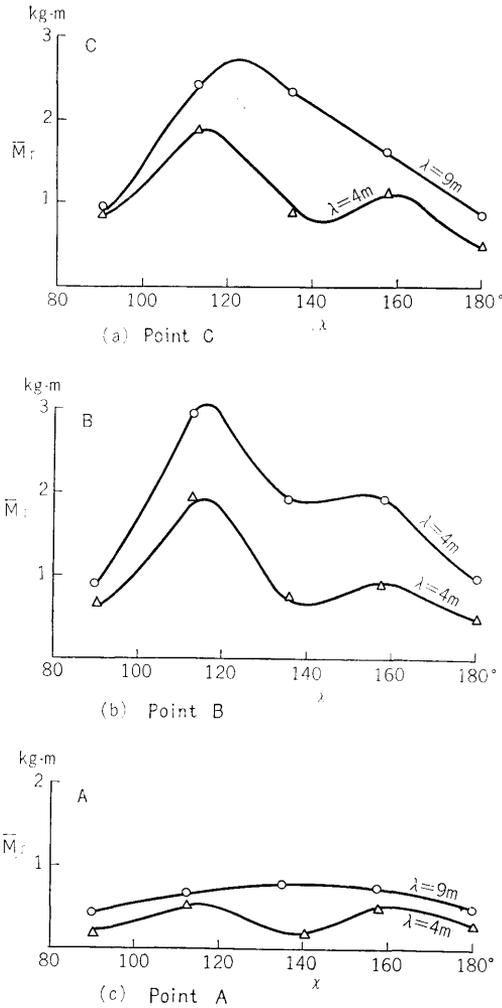


Fig. 33. Torsional moment of the D-system vs. heading angle to wave $F_n=0$

4-2 動揺性能について

一般に押船、舳とも単独の場合より互に連結した方が動揺は少くなっている。然し、 F_2 型式のように船相互の相対縦揺を拘束しない連結をすると、かえって大きな縦揺を起すような事もあるので注意する必要がある。

4-3 連結部に作用する力について

押航舳輸送方式においては押船や舳の連結方法が非常に重要な問題である。たとへば曳航舳方式であれば、曳船と舳とを1本のロープで繋げば一応曳航することは可能であるが、押航方式では船団を構成する各船の間の6つの相対運動(横揺れ, 縦揺れ, 上下動,

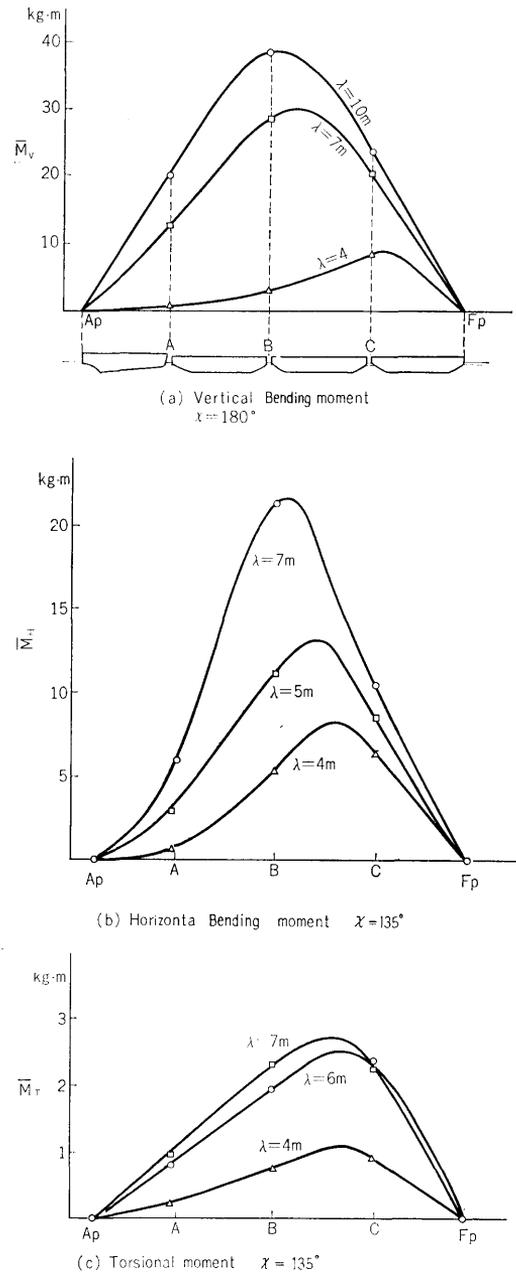


Fig. 34. Distribution of bending and torsional moment of the D-system

左右動, 前後動, 船首揺れ)の中, 相対的な左右動, 前後動および船首揺れの3つは可成り強く拘束しないと操縦は不可能である。船相互の相対運動を拘束すると拘束した部分に拘束された運動の方向の力が発生す

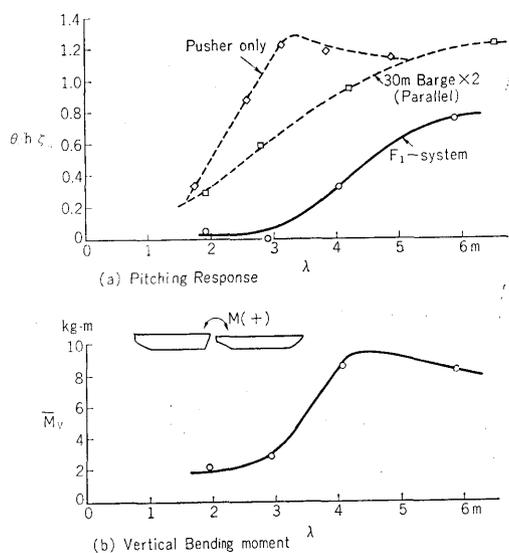


Fig. 35. Pitching response and vertical [bending moment of the F_1 -system
 $F_n=0$ $H_w/\lambda=1/70$ $\chi=180^\circ$

るので、拘束した部分にはその力に耐え得る強度を持たせなければならない。今回の実験では Fig. 5(a) に示したような、可成り強固な連結樑で連結したので前記6つの相対運動は全部拘束され、従ってこの連結樑には6つの力即ち振りモーメント、垂直曲げモーメント、上下方向剪断力、左右方向剪断力、引張りおよび

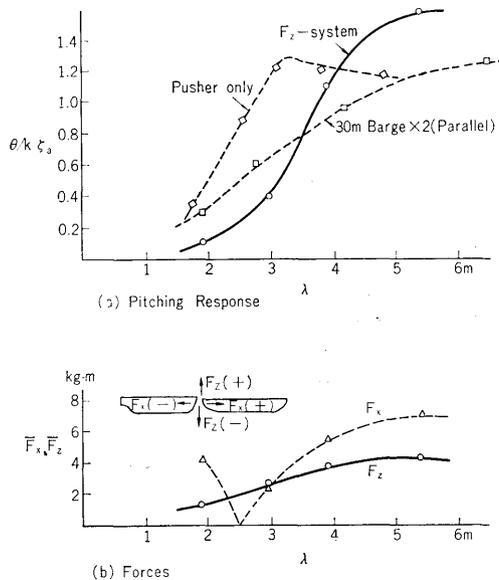


Fig. 36. Pitching response and forces of the F_2 -system
 $F_n=0$ $H_w/\lambda=1/70$ $\chi=180^\circ$

圧縮力、水平曲げモーメントが加わった筈であるが、計測を行ったのは垂直曲げ、水平曲げモーメントおよび振りモーメントの3つである。これらの計測値から連結部の設計に最も重要と思われる最大値を Table 5 に示した。() 内はこれを実船の場合に換算したもので、モーメントは模型の縮尺比の4乗 ($12^4=21,736$)

Table 5. Maximum values experienced during the turning and in waves

| System | Vertical Bending moment | Horizontal Bending moment | Torsional moment |
|-----------------------------|-------------------------|---------------------------|-----------------------|
| Turning $\delta=35^\circ$ | | | |
| B | | 6.5 kg-m (140 Ton-m) | 2.6 kg-m (56.5 Ton-m) |
| D | | 7.5 kg-m (165 Ton-m) | 2 kg-m (43.5 Ton-m) |
| In Waves $H_w/\lambda=1/85$ | | | |
| B $F_n=0$ | 23 kg-m (500 Ton-m) | 9 kg-m (195 Ton-m) | 1.8 kg-m (39 Ton-m) |
| B $F_n=0.12$ | 25 kg-m (545 Ton-m) | 8.7 kg-m (190 Ton-m) | 2 kg-m (43.5 Ton-m) |
| D $F_n=0$ | 39 kg-m (850 Ton-m) | 23 kg-m (500 Ton-m) | 3.2 kg-m (70 Ton-m) |
| F1 $F_n=0$ | 10 kg-m (220 Ton-m) | | |
| In Waves $H_w/\lambda=1/70$ | | | |
| | Vertical Force | Horizontal Force | |
| F2 $F_n=0$ | 4.2 kg (7.3 Ton) | 7 kg (12 Ton) | |

倍、力は縮尺比の3乗 ($12^3=1,728$) 倍したものである。

(1) B型式、D型式とも船の縦揺による垂直曲げモーメントは非常に大きいので、相対縦揺れを完全に拘束することは不利であろう。また、完全に自由にすると4-2のようなこともあるので適当な拘束力を持たせることが必要であろう。

(2) B型式とD型式との各モーメントを比較するとD型式の方が全般的に大きい。垂直曲げモーメントと捩りモーメントは1.7倍、水平曲げモーメントは2.5倍であり、連結部の強度面からはB型式が有利と思われる。

(3) D型式では垂直曲げモーメントばかりでなく水平曲げモーメントも非常に大きい。垂直曲げモーメントは、適当に拘束を解いて力を緩和させることも出来るが、水平曲げモーメントの方は拘束を緩めすぎると船団がくの字状に曲る恐れがあるので注意が必要である。

(4) 波によって誘起される力は波と同じ周期のほぼsine状の変動をしており、ダンパー等を使用することにより振巾の最大値を小さくすることも可能であるが、船の推進力或いは旋回により生ずる力等は力の持続時間が長く、ダンパーを使用しても最大値を弱めることは出来ない。従って波浪中で旋回する時に連結部に働く力は、旋回によって生ずる力に更に波によって誘起される力を加えて考える必要がある。

(5) 波によって誘起される連結部にかかる上下方向の力は、前後方向の力より小さい。

(6) この実験は固定連結にしたため所謂ガタの心配は全く無かったが、もしガタがあると衝撃的な力が発生し、その値は極めて大きくなるものと想像される。従って船の連結にはガタを生じないように注意することが必要である。

5. む す び

以上は押航艇輸送方式の2型式、即ち大型艇1隻を押航する型式と小型艇多数を押航する型式についての操縦性能ならびに耐波性能に関する実験研究の報告である。連結方法にしても船の相対運動の拘束のしかたが色々考えられ、この実験のみでは十分とは言えないし、操縦性の面でも所謂「くの字操法」という魅力的ではあるが技術的にはやや面倒な問題も残されてい

る。しかしながら押航艇輸送方式に関する技術的資料がきわめて少ない現在、この実験結果が幾分なりとも役立つならば幸いである。

最後に本実験研究に直接のきっかけを与えられ、種々の示唆を頂いた「押航艇輸送方式技術開発委員会」の方々、ならびに当研究所運動性能部の各位に厚く謝意を表すものである。

記 号

| | |
|--------------------------|-------------------------------|
| L | Length over all |
| L_{pp} | Length between perpendiculars |
| B | Breadth mld. |
| D | Depth mld. |
| d | Draft |
| R | Turning radius |
| F_n | Froude number |
| δ | Rudder angle |
| β | Drift angle |
| $\Omega=L_{pp}/R$ | Turning rate none dimension |
| λ | Wave length |
| H_w | Wave height |
| $k=\frac{2\pi}{\lambda}$ | Wave number |
| ζ_a | Wave amplitude |
| $k\zeta_a$ | Wave slope |
| χ | Course angle to waves |
| θ | Pitching amplitude |
| ϕ | Rolling amplitude |
| \overline{M}_V | Vertical bending moment |
| \overline{M}_H | Horizontal bending moment |
| \overline{M}_T | Torsional moment |

参 考 文 献

- 1) 吉野泰平, 山本徳太郎 “バーグラインの運動性能の模型実験” 1965. 11. 第5回船舶技術研究所研究発表会講演概要
- 2) 菅井, 松元 “超音波による模型船航跡自動測定装置について” 1965. 11. 第5回船舶技術研究所研究発表会講演概要
- 3) 山内, 高石, 菅井 “巡視船の低速航行時、惰行時および後進時の操縦性に関する模型実験” 昭39.7. 船舶技術研究所報告第1巻第3, 4号
- 4) 辻豊治 操船用曳船標準設計操縦性能試験成績書
- 5) Grim O., “Rollschwingungen, Stabilität und Sicherheit im Seegang” Schiffstechnik 1, 1952